П.И.Орлов

Основы конструирования

Справочно-методическое пособие

2

« МАШИНОСТРОЕНИЕ »

ББК 34.42
О-66
УДК 621.01.001.2(035)

Орлов П. И.

О-66 Основы конструирования: Справочно-методическое пособие. В 2-х кн. Кн. 2. Под ред. П. Н. Учаева.— 3-е изд., исправл.— М.: Машиностроение, 1988.— 544 с.: ил.

ISBN 5-217-00223-9

Во 2-й книге изложены основы конструирования сварных, заклепочных, шпоночных, шлицевых, крепежных соединений, соединений пластической деформацией, подшипников скольжения и качения, упорных подшипников, стопорных колен и др. Вопросы конструирования рассмотрены с учетом свойств материалов, технологии изготовления, сборки, снижения металлоемкости и удобства эксплуатации. 3-е издание (2-е изд. 1977 г.) исправлено в соответствии с действующими ГОСТами и нормативными документами. Для конструкторов-машиностроителей, а также будет полезно студентам втузов.

О $\frac{2702000000\text{-}208}{038(01)\text{-}88}$ 208-88 **ББК 34.42**

ISBN 5-217-00223-9 (Т. 2)
ISBN 5-217-00221-2

© Издательство «Машиностроение», 1977
© Издательство «Машиностроение» 1988, с исправлениями

Оглавление

1. Сварные соединения

Виды сварных соединений 13
Правила конструирования 14
Повышение прочности сварных соединений 14
Соединения контактной сваркой . . . 22
Сварка труб 23
Приварка фланцев 24
Приварка втулок 25
Приварка стержней 26
Сварные рамы 26
Сварные узлы ферм 29

2. Заклепочные соединения

Горячая клепка 32
Холодная клепка 33
Материал заклепок 34
Виды заклепочных соединений 35
Конструктивные соотношения 37
Припуски на высадку головок . . . 38
Правила конструирования 40
Упрочнение заклепочных соединений . . 41
Стержневые заклепки 42
Трубчатые заклепки 42
Пистонные заклепки 43
Закладные заклепки 43
Специальные заклепки 46
Приклепывание тонких листов 46

3. Соединение методами холодной пластической деформации

Крепление втулок 48
Крепление стержней 49
Крепление осей и пальцев 50
Соединение цилиндрических деталей . . 51
Крепление деталей на поверхностях . . . 51
Зачеканка кольцевых деталей на валах 52
Крепление заглушек 52
Крепление фланцев к трубам 53
Крепление трубок 53
Крепление отгибными лапками 54
Разные соединения 54
Фальцевые соединения 55

4. Крепежные соединения

Виды крепежных соединений 57
Гайки и головки болтов 58
Конструктивные соотношения 59
Распределение нагрузки между витками резьбы 62
Болты 66
Шпильки 74
Винты 81
Гайки 84
Некоторые виды крепежных деталей . . 93
«Нетеряющиеся» гайки и «невыпадающие» болты 93
Откидные болты 94
Установочные винты 94
Штифты 97
Крепежные штифты 97
Установочные штифты 101
Силовые установочные элементы . . . 106
Соединения с дифференциальной резьбой 108
Соединения на резьбе противоположного направления 109
Опорные поверхности под гайки (головки болтов) Места под ключи 111

5. Резьбовые соединения

Продольная и поперечная фиксация деталей 117
Центрирование 117
Правила конструирования 120
Расположение крепежных болтов . . . 122
Завертывание резьбовых деталей . . . 124
Упрочнение резьбовых соединений . . . 124

6. Способы стопорения крепежных деталей

Виды стопорения 137
Стопорение контргайками 140
Стопорение шплинтами 141
Стопорение шайбами 143
Отгибные шайбы 143
Упругие шайбы 145
Храповые шайбы 149
Пластинчатые стопоры 150
Вязка проволокой 151
Самоконтрящиеся гайки 152
Стопорение кольцевых гаек 155
Стопорение ввертных болтов 163
Стопорение винтов 164
Стопорение разных деталей 165
Стопорение покрытиями 173

7. Стяжные соединения

Ненагруженные соединения 174
Нагруженные соединения 178
Основные соотношения 179
Выбор параметров 181
Правила конструирования 183
Упругие элементы 183
Термические силы 186
Релаксация 189
Корпуса переменного сечения . . . 192
Фланцевые соединения 193
Контроль силы затяжки 194
Предварительная осадка 197
Графический расчет стяжных соединений 197

8. Фланцевые соединения

Центрирование фланцев 201
Обработка опорных поверхностей . . . 202
Диаметр и шаг болтов 204
Трехфланцевые соединения 205
Конусно-фланцевые соединения 205

9. Соединения трубопроводов

Соединения мягкими рукавами 208
Фланцевые соединения 210
Ниппельные соединения 210
Сальниковые соединения 213
Поворотные соединения 213
Присоединение трубопроводов к корпусам 214
Стопорение ниппельных соединений . . . 215
Соединение внутренних каналов . . . 216
Гибкие шланги 216
Быстродействующие соединения 219
Самозанирающиеся соединения 220

10. Соединения с натягом

Общие сведения 222
Выбор посадок 227
Расчетные диаграммы 227
Вероятностный расчет соединений с натягом 232
Тепловая сборка 236
Соединения с натягом с гальваническими покрытиями 237
Правила конструирования 238
Обеспечение распрессовки 242
Рифленые соединения 243
Клеевые соединения 243

11. Центрирующие соединения

12. Передача крутящего момента

Шпоночные соединения 249
Клиновые шпонки 249
Призматические шпонки 249
Направляющие шпонки 255
Сегментные шпонки 255
Посадки 257
Допускаемые напряжения 257
Силовая затяжка 258
Правила конструирования 260
Специальные конструкции 261
Нанесение размеров на чертежах шпоночных соединений 262
Шлицевые соединения 263
Прямобочные шлицы 263
Серии шлицевых соединений . . . 264
Посадки 265
Нанесение размеров шлицевых соединений 267
Эвольвентные шлицы 267
Треугольные шлицы 269
Конусные шлицевые соединения . . 269
Прочность шлицев различного профиля 273
Прямобочные шлицы 273
Желобчатые шлицы 275
Треугольные шлицы 275
Эвольвентные шлицы 277
Торцовые шлицы 278
Расчет шлицевых соединений . . . 279
Правила конструирования 280
Затяжка шлицевых соединений . . . 284
Особые виды центрирования . . . 285
Соединение соосных шлицевых валов 287
Съемники 287
Призматические и профильные соединения 288
Штифтовые соединения 290
Осевые штифты 290
Радиальные штифты 291
Фланцевые соединения 292
Фрикционные соединения 297
Конусные соединения 297
Конусность 298
Сборка конусных соединений . . . 300
Несущая способность 300
Соединения коническими затяжными кольцами 302
Несущая способность 304
Клеммные соединения 309
Разные соединения 310
Крепление рычагов на валах 311
Цилиндрические зубчатые передачи . . . 316
Конические зубчатые передачи 318
Цилиндроконические передачи . . . 321

13. Опоры скольжения

Зазоры 323
Жидкостная, полужидкостная и граничная смазка 323
Гидродинамическая смазка 325
Положение вала в подшипнике 326
Несущая способность 327
Характеристика режима работы 328
Критическая характеристика режима. Коэффициент надежности подшипника . . . 330
Оптимальный относительный зазор . . . 330

Коэффициент трения при жидкостной смазке 332
Расчетные номограммы 334
Диаметр подшипника 337
Отношение l/d 338
Фазы работы подшипника 338
Подшипник жидкостной смазки как саморегулирующая система 339
Расчет подшипников жидкостной смазки 340
Тепловой расчет подшипников 342
Виды нагружения 344
Приближенные критерии несущей способности 345
Конструктивные, технологические и эксплуатационные факторы 345
Ввод масла в подшипники 347
Нагрузка постоянного направления 347
Нагрузка переменного направления 347
Смазочные канавки 349
Проточная циркуляция масла 349
Смазка в пусковые периоды 351
Устранение кромочных нагрузок . . . 351
Подшипники полужидкостной и граничной смазки 352
Антифрикционные свойства материалов 353
Подшипниковые материалы 355
Баббиты 355
Свинцовые бронзы 356
Серебро 357
Многослойные покрытия 357
Бронзы 357
Антифрикционные чугуны 358
Легкие сплавы 359
Сравнительные характеристики подшипниковых сплавов 359
Металлокерамика 360
Неметаллические материалы 361
Пластики 361
Древесные материалы 362
Резины 363
Углеграфиты 363
Микрогеометрия несущих поверхностей 364
Разъемные подшипники 365
Массивные вкладыши 365
Тонкостенные вкладыши 367
Втулки 369
Втулки из листовых материалов . . . 369
Регулирование зазора в подшипниках . . 371
Самоустанавливающиеся подшипники . . 373
Подшипники с плавающими втулками 373
Быстроходные и виброустойчивые подшипники 375
Ввод масла в валы 378
Упорные подшипники 381
Торцовые опоры 382
Подшипники с плавающими шайбами 384
Гребенчатые подшипники 385
Подшипники со сферическими упорными поверхностями 385
Гидравлические подпятники 386
Гидродинамические упорные подшипники 387
Подшипники с наклонными несущими поверхностями 387
Одно- и двухклиновые упорные подшипники 391
Подшипники со ступенчатыми несущими поверхностями 394
Подшипники с самоустанавливающимися сегментами 396
Гидростатические упорные подшипники 399
Несущая способность. Потери на трение 400
Жесткость 401

14. Опоры качения

Типы подшипников 405
Радиальные подшипники 405
Упорные подшипники 408
Подшипники с разъемными обоймами 409
Подшипники с встроенными уплотнениями 410
Конструктивные соотношения . . . 410
Материалы 410
Классы точности изготовления 412
Коэффициент трения. Допустимые окружные скорости 412
Несущая способность и долговечность 414
Выбор серии подшипников 416
Крепление подшипников на валах . . . 418
Установка подшипников с коническим посадочным отверстием 418
Установка подшипников в корпусах . . . 420
Установка подшипников на переходных гильзах 422
Конструктивные элементы крепления подшипников 424
Установка радиальных подшипников . . 426
Радиально-упорные подшипники 430
Гироскопические моменты 431
Предварительный натяг 432
Пружинный предварительный натяг 434
Конические роликовые подшипники . . . 435
Игольчатые подшипники 437
Упорные шариковые подшипники . . . 439
Типовые подшипниковые узлы 443
Посадки 447
Циркуляционное и местное нагружение 450
Влияние тепловых деформаций . . . 452
Классы посадок 452
Выбор посадок с учетом монтажа и демонтажа 453
Монтаж подшипников качения 454
Осевая сборка 454
Радиальная сборка 455
Монтаж парных установок 455

Самоустанавливающиеся подшипники 457
Упругая установка подшипников . . . 458
Многорядная установка подшипников . . 460
Совместная установка подшипников качения и скольжения 461
Концентричная установка подшипников качения 462
Установка подшипников на выводных и вводных валах 463
Установка подшипников на неполных цилиндрических поверхностях 463
Безобойменная установка подшипников 465
Регулирование осевого положения валов 466
Быстроходные подшипники 467
Конструкция быстроходных подшипников 467
Особенности конструкции подшипников 467
Сепараторы 468
Смазка 470
Повышение циклической долговечности подшипников 472
Высокотемпературные подшипники . . . 472

15. Стопорные кольца

Точеные кольца 477
Проволочные кольца 481
Штампованные кольца 484
Осевая фиксация в стопорных соединениях 484
Усиление стопорных соединений . . . 485
Стопоры радиальной сборки 486
Бесканавочные стопоры 486
Особые конструкции 487

16. Пружины

Материалы. Изготовление 488
Заневоливание пружин 490
Расчетные напряжения 491
Пружины сжатия. Конструкции 492
Конечные витки 492
Центрирование пружин 495
Шарнирная установка пружин . . . 498
Расчет пружин 499
Устойчивость пружин 504
Резонансные колебания 505
Составные пружины 505
Конические пружины 509
Призматические пружины 510
Пружины растяжения 510
Пружины кручения 513
Многожильные пружины 516
Кольцевые пружины 518
Тарельчатые пружины 521
Торсионы 521
Резиновые амортизаторы 523

Приложения 524

Список литературы 527

Предметный указатель 528

1. СВАРНЫЕ СОЕДИНЕНИЯ

В машиностроении сварку наиболее широко применяют для изготовления конструкций из листового проката (резервуары, емкости, бункера, отсеки, обшивки, облицовки и т. д.), из труб и профильного проката (рамные конструкции, фермы, колонны, стойки и т. д.). В последнее время сварными выполняют корпусные и базовые детали, в том числе наиболее массивные и напряженные в силовом отношении (например, станины прессов и молотов). Для упрощения изготовления часто выгоднее расчленять сложные штамповки и отливки на отдельные, более простые части и соединять их сваркой (сварно-штампованные и сварно-литые конструкции).

В единичном и мелкосерийном производстве сварные конструкции применяют взамен цельноштампованных, когда изготовление штампов не оправдано масштабами производства, а также для удешевления производства деталей сложной формы.

Хорошо свариваются низкоуглеродистые стали (< 0,25% С), низколегированные стали с низким содержанием С и никелевые стали. Сварка высокоуглеродистых, средне- и высоколегированных сталей представляет известные трудности.

Сварка цветных металлов (медные и алюминиевые сплавы) затруднительна из-за высокой теплопроводности, легкой окисляемости (образование тугоплавких оксидных пленок) и требует применения флюсов.

Прочность сварных швов ниже прочности целого материала вследствие литой структуры шва с характерными для литого металла дендритными и столбчатыми кристаллитами. В смежных со сварным швом участках материала, в зоне термического влияния сварки, образуется крупнокристаллическая структура.

Прочность и вязкость материала сварного шва снижаются в результате попадания шлаков, образования пор и газовых пузырьков, а также от химических и структурных изменений в материале шва (выгорание легирующих элементов, образование карбидов, оксидов и нитридов). Насыщение материала шва азотом воздуха даже в небольших количествах вызывает резкое снижение пластичности (рис. 1) и охрупчивание шва.

В сварном шве и околошовной зоне возникают внутренние напряжения, обусловленные усадкой материала при остывании и вызывающие коробление изделия.

Снижение прочности невелико в изделиях из низкоуглеродистых сталей (пластичность которых предотвращает появление внутренних напряжений) и не имеет большого значения в конструкциях, работающих при статической нагрузке и умеренных напряжениях, но ощутимо в циклически нагруженных конструкциях, особенно из высокопрочных сталей, чувствительных к концентрации напряжений.

Влияние сварных швов на циклическую прочность характеризует график (рис. 2) сравнительных испытаний целого цилиндрического образца из низколегированной стали (кривая *1*) и образца из той же стали с V-образным кольцевым сварным швом (кривая *2*). Наличие шва снижает предел выносливости более чем в 2 раза (с 200 до 90 МПа). Напряжение 150 МПа, безопасное для целого образца, вызывает разрушение сварного образца уже при $3 \cdot 10^5$ циклов нагружения.

Для предотвращения химических изменений в материале шва сварку производят под расплавленными флюсами или в атмосфере нейтральных и восстановительных газов.

Сварка вызывает п о в о д к у изделий, тем более сильную, чем больше зона термического влияния сварки (газовая сварка) и чем больше протяженность и сечение швов.

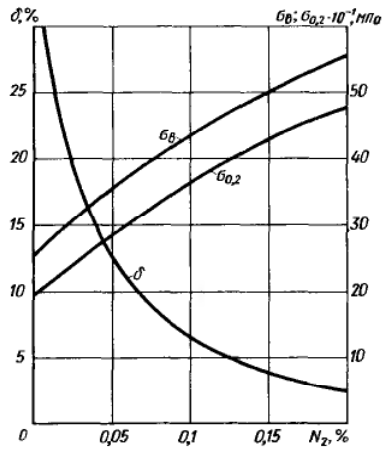


Рис. 1. Влияние азота на механические свойства низкоуглеродистой стали

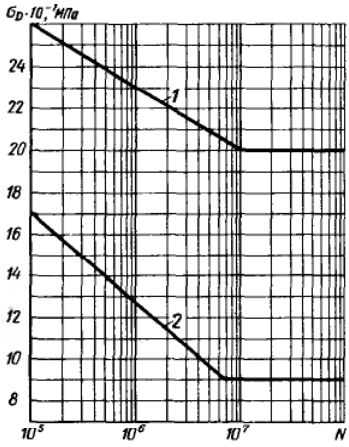


Рис. 2. Кривые усталости образцов:
1 – целого; 2 – с круговым сварным швом

Поводку предотвращают сваркой изделий в жестких приспособлениях особыми приемами наложения шва (прерывистые, многослойные, многопроходные швы, ступенчатая, обратноступенчатая сварка). Снимает поводку стабилизирующая термообработка после сварки (низкий отжиг при 600–650 °С).

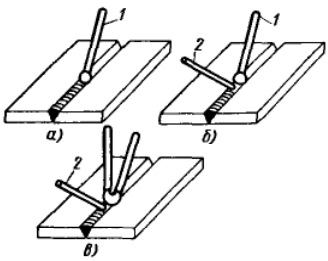
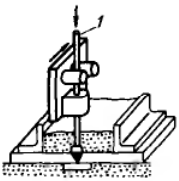
Механические качества сварных соединений зависят от технологии и режима сварки и при ручной сварке во многом определяются квалификацией сварщика. При недостаточно тщательном проведении сварки и при неправильном выборе режима сварки возникают дефекты, нарушающие сплошность шва и снижающие его прочность.

Для сварных соединений ручной сварки характерно рассеяние прочностных характеристик в пределах одного и того же шва, изделия и партии изделий.

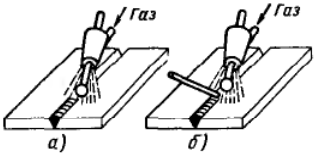
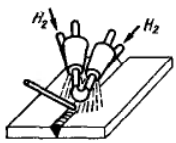
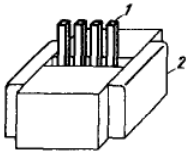
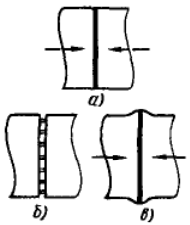
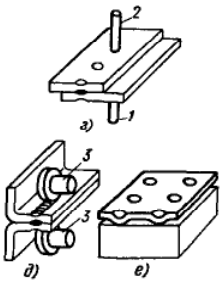
Ответственные сварные соединения контролируют с помощью методов магнито-, рентгено- и гаммаграфирования. Наиболее чувствителен и точен ультразвуковой контроль.

Большие партии сварных изделий подвергают выборочному контролю путем вырезки образцов, проведения технологических проб (на растяжение, изгиб, сплющивание), исследования микроструктуры и химического состава материала шва. Обзор основных видов сварки приведен в табл. 1.

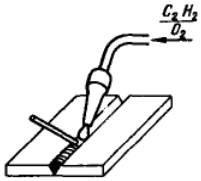
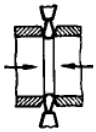
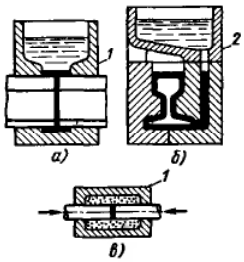
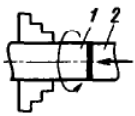
1. Основные виды сварки

Схема сварки	Характеристика
Дуговая ручная  	Наиболее распространенный и универсальный способ сварки. Осуществляется дугой, горящей между плавящимся металлическим электродом *1* и основным металлом (зависимая дуга) (экс. *а*). Для защиты шва от окисления применяют толстопокрытые электроды с обмазкой, выделяющей при горении дуги жидкие шлаки и восстановительные газы (CO; H_2). Сварку угольными электродами зависимой (эск. *б*) или независимой (эск. *в*) дугой с присадочными прутками *2* применяют ограниченно, преимущественно для сварки тонкостенных изделий из цветных сплавов. Более широко применяют угольные электроды для дуговой резки (особенно, легированных сталей)
Автоматическая дуговая под флюсом  	Применяют при больших масштабах производства для соединения деталей прямыми и круговыми швами. Сварку ведут под флюсом; электродом служит голая сварочная проволока *1*. Производительность процесса в 5–10 раз больше, чем при ручной дуговой сварке. Качество шва высокое. Для наложения фигурных (в плане), коротких и разбросанных швов применяют шланговые полуавтоматы с подачей сварочной проволоки по гибким шлангам

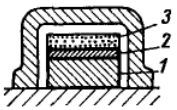
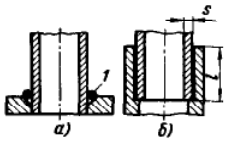
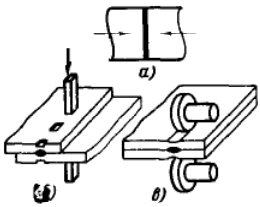
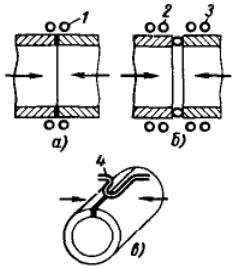
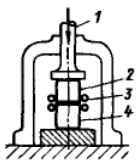
Продолжение табл. 1

Схема сварки	Характеристика
В защитных газах 	Производится плавящимися (эск. *а*) или неплавящимися (вольфрамовыми) (эск. *б*) электродами в струе нейтральных газов (аргон, гелий). Способ применяют для соединения деталей из *высоколегированных сталей*, титановых, никелевых, алюминиевых и магниевых сплавов. Для сварки углеродистых сталей используют более дешевый *углекислый* газ
Атомно-водородная 	Ведется независимой дугой неплавящимися электродами в струе водорода, который, будучи активным восстановителем, эффективно предупреждает окисление шва
Электрошлаковая 	Служит для соединения массивных заготовок (корпусные детали крупных машин, резервуары высокого давления). Шов формируется в зазоре между соединяемыми деталями за счет плавления пластинчатых электродов *1* под слоем синтетических шлаков. Вытекание жидкого металла и шлаков из зазора предупреждают с помощью водоохлаждаемых ползунов или керамических обкладок *2*
Контактная  	Сварку встык сопротивлением (эск. *а*) применяют для соединения деталей небольших сечений. Торцы деталей сжимают гидравлическим прессом и включают ток, доводя металл на стыке до пластичного состояния. При сварке оплавлением сначала сжимают стык небольшой силой и включают ток, в результате чего на стыке возникает большое число микродуг, расплавляющих металл (эск. *б*). После оплавления стык сжимают гидравлическим прессом (эск. *в*). Сварку оплавлением применяют для соединения деталей больших сечений, а также деталей из разнородных материалов При точечной сварке нахлесточных соединений (эск. *г*) листы пропускают между неподвижным *1* и подвижным *2* электродами, которые периодически сжимают листы, образуя точечный шов. Для прочноплотных нахлесточных соединений применяют шовную сварку роликовыми электродами *3* (эск. *д*). Тонкие листы присоединяют к массивным деталям с помощью рельефной сварки. На листе предварительно выштамповывают зиги или пуклевки (эск. *е*). Детали сжимают между медными электродными плитами, в результате чего происходит оплавление и сварка рельефов

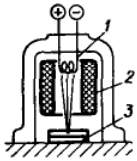
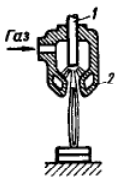
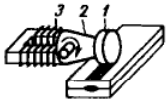
Продолжение табл. 1

Схема сварки	Характеристика
Ацетилено-кислородная 	Производится в восстановительном пламени инжекционной горелки. Присадочным материалом служат проволока и прутки из металла, близкого по химическому составу к свариваемых деталей. Качество соединения ниже, чем при дуговой сварке. Ацетилено-кислородную сварку используют преимущественно для соединения деталей из углеродистых сталей в мелкосерийном производстве, а также а полевых условиях. Широко применяют ацетилено-кислородную резку, отличающуюся большой производительностью и более высоким качеством реза, чем дуговая резка
Газопрессовая 	Соединяемые кромки нагревают кислородно-ацетиленовым пламенем и сдавливают с помощью осадочного механизма. Способ широко применяют для сварки магистральных труб в полевых условиях с нагревом стыка кольцеобразно расположенными горелками
Термитная 	Способ применяют преимущественно для сварки конструкций в полевых условиях. Источником теплоты является экзотермическая реакция восстановления оксидов железа алюминием (алюминиевые термиты). Зачищенный стык свариваемых деталей заключают в разъемную керамическую форму *1* (эск. *а*) с термитом, который поджигают фосфорным запалом. В результате реакции образуются оксид алюминия, всплывающий в виде шлака, и расплавленное железо, заполняющее зазор в стыке. Сварку довершают сжатием стыка. Более совершенный способ – сжигание термита в отдельной форме *2* и заливка стыка расплавленным железом (эск. *б*). Для соединения линий воздушных передач применяют муфельную сварку магниевым термитом (смесь оксидов железа с магнием). Концы проводов вводят в муфель *1* (эск. *в*) и сдавливают винтовым зажимом
Трением 	Осуществляется теплотой, выделяющейся при вращении одной из свариваемых деталей (*1*) относительно неподвижной другой (*2*) под осевой силой. Способ применяют для сварки встык мелких деталей, преимущественно цилиндрических

Продолжение табл. 1

Схема сварки	Характеристика
Взрывом 	Применяют для присоединения тонких листов к массивным (плакирование стали медью, латунью, титановыми сплавами и др.). На поверхность свариваемых деталей *1*, *2* укладывают слой взрывчатого вещества *3* (аммонит) и взрывают детонатором. Под давлением взрыва лист прочно соединяется с основным материалом
Печная 	Применяют для соединения деталей на цилиндрических поясах (присоединение фланцев к трубам, соединение труб в рамных конструкциях). На стыке соединяемых деталей укладывают бронзовое или латунное кольцо *1* (эск. *а*) или смазывают стык пастой из порошкообразной бронзы и флюса (эск. *б*). Подготовленные изделия нагревают в электропечи в восстановительной атмосфере (природные газы) до температуры 1100–1150 С
Холодная прессовая 	Применяют для соединения пластичных металлов (Cu; Ni; Al; Zn; Cd и др.). Зачищенные и обезжиренные стыковые поверхности (эск. *а*) сжимают давлением, превосходящим предел текучести материала. В результате диффузионных и рекристаллизационных процессов, происходящих в зоне сжатия, поверхности прочно соединяются. Соединения внахлестку сваривают нажатием пуансонами круглого или прямоугольного сечения (точечная сварка, экс. *б*) или прокатыванием роликами (роликовая сварка, эск. *в*). Детали из цветных металлов (контакты, седла) приваривают к стальным деталям путем запрессовки в конические гнезда
Индукционная 	Производится нагревом соединяемых кромок с помощью индуктора *1* (эск. *а*), через который пропускают ток высокой частоты (5–20 кГц) с последующим сжатием кромок осадочным механизмом. При дугоконтактной сварке труб торцы труб нагревают токами противоположного направления с помощью индукторов *2*, *3* (эск. *б*). Под действием наведенных токов на стыке образуется быстровращающаяся кольцевая дуга, расплавляющая металл. Сварку завершают сжатием стыка. Индукционную сварку широко применяют в автоматизированном производстве труб (эск. *в*). Скатанную в трубу заготовку пропускают через индуктор *4*, нагревающий стык, и сдавливают кромки трубы
Диффузионная 	Стык свариваемых деталей *2*, *4* нагревают индуктором *3* и сжимают плунжером *1* в камере с глубоким вакуумом (10^{-5}–10^{-8} мм рт. ст.) или в атмосфере нейтральных газов (аргон, гелий). Для надежного соединения достаточен нагрев до 750–800 °С. Сварке этим способом поддаются тугоплавкие, жаропрочные сплавы, металлокерамика, керамика. Для

Продолжение табл. 1

Схема сварки	Характеристика
Диффузионная	сварки тонких деталей из медных, алюминиевых и никелевых сплавов, а также коррозионно-стойких сталей применяют токи радиочастотного диапазона (50—200 кГц)
Электронно-лучевая 	Осуществляется в вакууме потоком электронов, испускаемых вольфрамовой спиралью *1*, питаемой током высокого напряжения (250 кВ), и проходящих через кольцевой анод *2*. Поток электронов фокусируют с помощью собирательных электромагнитных катушек *3*. Температура в фокусе от 3000 до 10 000 °С; пятно нагрева от нескольких сотых миллиметра до 2—3 мм. Этим способом можно сваривать детали толщиной от нескольких десятков миллиметров до нескольких микрометров, расположенные в замкнутых объемах (сосуды, оболочки), проницаемых для электронных лучей
Плазменно-лучевая 	Производится струей нейтрального газа (азот, гелий, аргон), ионизированного при пропускании через электрическую дугу, горящую между вольфрамовым электродом *1* и водоохлаждаемым медным соплом *2*. Температура по оси струи 15 000—18 000 °С. В плазмотронных сварочных аппаратах газ ионизируют с помощью высокочастотного электромагнитного поля; струю плазмы формируют с помощью электромагнитных катушек. Температура струи до 40 000 °С. Плазменно-лучевой сваркой можно сваривать и резать наиболее тугоплавкие материалы (включая керамику)
Ультразвуковая 	Ультразвуковую сварку (частота колебаний 20—30 кГц) применяют для соединения цветных металлов и пластиков. Детали сжимают вибрирующим зажимом *1*, соединенным волноводом *2* с магнитострикционным генератором колебаний *3*. Высокочастотные колебания вызывают нагрев стыка и диффузионное взаимопроникновение атомов соединяемых материалов. В радиоэлектронике ультразвуковую сварку используют для соединения деталей толщиной до нескольких микрометров
Лазерная	Осуществляется концентрированным световым лучом, создаваемым лазером *1* (рубиновый кристалл, неодимовое стекло). Температура оси луча до 10 000 °С; пятно нагрева от нескольких микрометров до нескольких сотых миллиметра. В радиоэлектронике лазерную сварку применяют для соединения деталей толщиной до нескольких микрометров

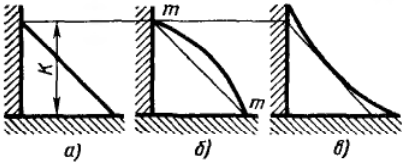


Рис. 3. Швы треугольного профиля

ВИДЫ СВАРНЫХ СОЕДИНЕНИЙ

Основные виды сварных соединений дуговой и газовой сваркой следующие: стыковые С, угловые У, нахлесточные Н, тавровые Т.

Валиковые угловые швы треугольного профиля делают прямыми (рис. 3, *а*), выпуклыми (вид *б*) и вогнутыми (вид *в*). Чаще всего применяют прямой (нормальный) шов. Выпуклые швы (условно называемые швами с усилением) склонны к образованию подрезов (непровары на участках *m* соединения шва со стенками деталей) и обладают пониженным сопротивлением усталости. Наиболее прочны вогнутые швы, но выполнение их труднее и менее производительно.

Основной размерной характеристикой угловых швов является расчетный катет *K*.

Катет швов нахлесточных соединений при сварке тонких листов (менее 4 мм) делают равным толщине *s* листов (рис. 4, *а*). Для материалов большей толщины (4-16 мм) катет шва определяют из соотношения

$$K = 0{,}4s + 2 \text{ мм}. \qquad (1)$$

При сварке материалов различной толщины (виды *б*, *в*) катет шва делают равным толщине *s* более тонкого материала [однако не более, чем указано в соотношении (1)]. При сварке материалов различной толщины шов рекомендуется делать вогнутым.

В угловых соединениях с одинаковой толщиной стенок по рис. 4, *г* размер катета задан толщиной кромок. В угловых и тавровых соединениях (виды *д*, *е*), где размеры шва могут быть произвольными, катет шва делают равным толщине *s* свариваемых материалов [*но не более приведенных* в соотношении (1) значений].

При тавровом соединении материалов различной толщины (вид *ж*) катет шва делают равным толщине *s* более тонкого материала. Швы рекомендуется делать вогнутыми.

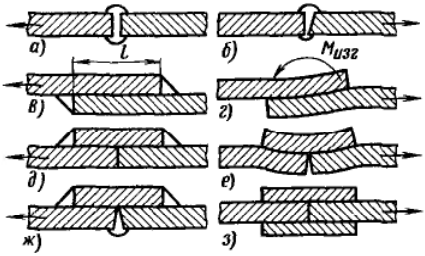


Рис. 5. Схемы работы нахлесточных соединений

Среди видов соединений листов наиболее простые и прочные – стыковые (рис. 5, *а*, *б*).

Недостаток нахлесточных соединений (виды *в*, *д*) состоит в том, что под действием растягивающих или сжимающих сил они подвергаются воздействию изгибающего момента, приблизительно равного произведению действующей силы на сумму полутолщин свариваемых листов (виды *г*, *е*), и деформируются. Производительность сварки из-за наличия двух швов ниже, и масса нахлесточных соединений больше, чем стыковых.

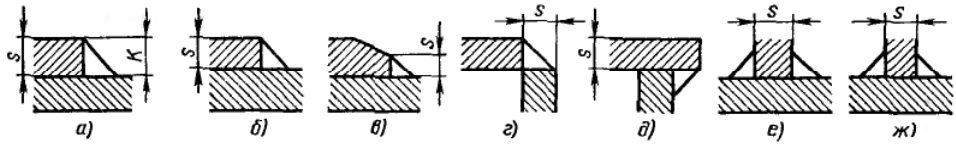


Рис. 4. Размеры швов треугольного профиля

Соединения с накладкой можно усилить подваркой листов (вид *ж*).

Соединения с двусторонними накладками (вид *з*) разгружены от изгиба, но тяжелы и малотехнологичны.

Разновидность нахлесточных соединений – прорезные (пробочные) швы, образуемые заплавлением предварительно проделанных в одном из соединяемых листов круглых (рис. 6, *а*) или продолговатых (вид *б*)

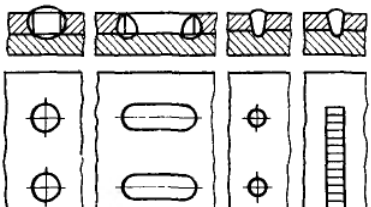


Рис. 6. Соединения:
а, *б* – прорезные; *в*, *г* – проплавные

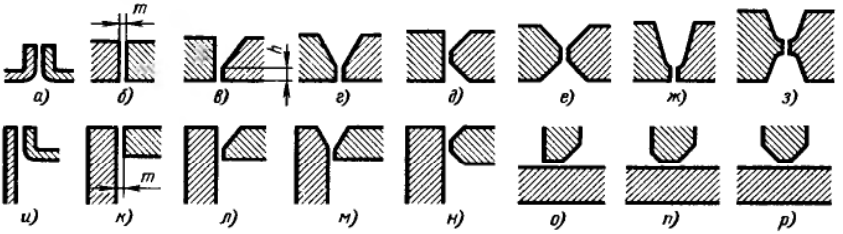


Рис. 7. Разделка кромок

отверстий (эти соединения иногда называют электрозаклепками). Из-за высокой трудоемкости изготовления, низкой прочности и негерметичности шва – это один из худших видов соединения. К нему следует прибегать только в крайних случаях, когда по конструктивным условиям нельзя применить сварку другими более производительными способами.

При толщине одного из свариваемых материалов менее 6–8 мм сварку прорезными швами заменяют простой и производительной операцией точечного проплавления (вид *в*) более тонкого из соединяемых материалов или шовного проплавления (вид *г*).

Кромки свариваемых тонких листов (в среднем < 3 мм) стыковых и угловых соединений разделывают (рис. 7, *а*, *и*).

Кромки листов толщиной в среднем < 8 мм при ручной дуговой сварке и < 20 мм при автоматической делают прямыми (перпендикулярными к плоскости листа). Для проварки на полное сечение свариваемые детали собирают с зазором $m = 1 \div 2$ мм (виды *б*, *к*), заполняемым при сварке жидким металлом.

При большей толщине необходима разделка кромок, заключающаяся чаще всего в снятии фасок: цель – создать сварочную ванну и обеспечить проплавление на полное сечение деталей.

Основные типы разделки представлены на видах *в–з* (стыковые соединения), *л–н* (угловые соединения) и *о–р* (тавровые соединения). Острые кромки притупляют, предусматривая на них ленточки высотой $h = 2 \div 4$ мм (вид *в*).

Круговые фаски получают точением, прямые – фрезерованием или строганием. При толщине кромок более 15–20 мм фаски снимают автоматической газовой резкой.

Разделку с криволинейными скосами (виды *ж*, *з*) применяют преимущественно для прямых и круговых швов.

Сварные швы, имеющие в плане фигурную форму, разделывают с помощью копирного фрезерования.

ПРАВИЛА КОНСТРУИРОВАНИЯ

В табл. 2 приведены правила конструирования сварных соединений и показаны примеры изменений конструкций, улучшающих изготовление сварных узлов*.

ПОВЫШЕНИЕ ПРОЧНОСТИ СВАРНЫХ СОЕДИНЕНИЙ

Прочность сварных соединений повышают конструктивными (рациональное расположение швов относительно действующих сил, целесообразная форма швов) и технологическими (защита шва от вредных воздействий при сварке, термическая обработка, упрочняющая обработка холодной пластической деформацией) приемами. Конструктивные приемы повышения прочности приведены на рис. 8.

На видах *1–3* показано последовательное усиление узла приварки фланца, нагруженного крутящим моментом, путем увеличения диаметра кольцевого шва. Сопротивление сдвигу (пропорциональное квадрату диаметра соединения) в конструкции *2* при одинаковом сечении шва в 7 раз, а в конструкции *3* в 18 раз больше, чем в конструкции *1*.

При правильной конструкции шва дополнительные крепления [на резьбе (вид *4*), посадках с натягом (вид *5*) и др.] излишни.

В центрирующих соединениях свариваемые детали устанавливают на посадках с зазором f8, f9, e8, e9, *d9*, d10. При необходимости более точного центрирования применяют h7, h8, h9 и переходные k7, k8.

Целесообразно разгружать сварные швы, перенося восприятие нагрузок на участки целого материала и оставляя за сварными швами только функцию соединения деталей.

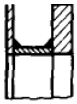
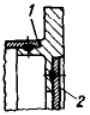
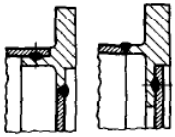
Некоторые примеры разгрузки сварных швов показаны на видах *6*, *7* (стержень, нагруженный осевой силой) и на видах *8*, *9* (упорный фланец).

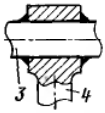
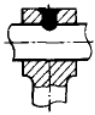
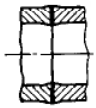
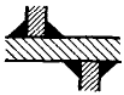
---

* Условные изображения и обозначения швов сварных соединений см. ГОСТ 2.312–72.

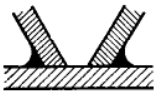
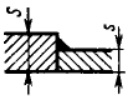
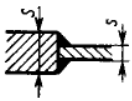
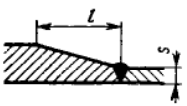
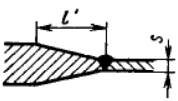
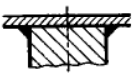
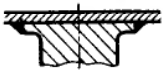
2. Правила конструирования сварных соединений

Продолжение табл. 2

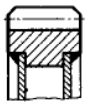
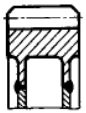
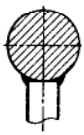
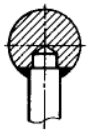
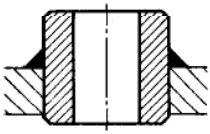
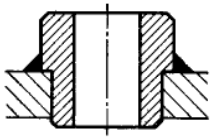
Конструкция	
неудачная	улучшенная
Обеспечить удобный подход электродов к сварному шву	
Приварка перегородок	
	Сварные швы вынесены из тесного пространства между перегородками
Приварка дистанционных трубок к листам	
	Сварные швы вынесены на поверхность листов
Приварка рубашки к цилиндру	
	Сварной шов отнесен от фланца цилиндра
Приварка фланца к патрубку	
	Фланец отнесен от смежной стенки  Сварной шов вынесен на торец фланца
Узел сварки обечайки 1 с диафрагмой 2	
 После проварки одного шва роликовая сварка другого затруднительна	 Один из швов выполнен дуговой сваркой

Конструкция	
неудачная	улучшенная
Применять наиболее простые и производительные способы сварки	
Соединение воротка *3* со стержнем *4*	
	Кольцевые швы заменены электрозаклепкой 
Соединение труб	
	Дуговая сварка кольцевым швом заменена контактной 
Присоединение фланца к трубе	
	Дуговая сварка заменена контактной
Сварка бака	
	Дуговая сварка заменена роликовой
Избегать совмещения швов Сводить к минимуму количество наплавляемого металла	
Приварка ребер	
	Ребра расположены в шахматном порядке 

Продолжение табл. 2

Конструкция	
неудачная	улучшенная
Приварка наклонных перегородок	
	Перегородки раздвинуты 
Избегать сварки массивных деталей с тонкими. Придавать свариваемым кромкам примерно одинаковые сечения	
Предельные соотношения для стыковых соединений $S/s < 3$	
	
При $S/s > 3$ вводятся клиновые участки длиной $l > 5(S-s)$; $l > 3(S-s)$	
	
Приварка фланца к тонкостенной трубе	
	Фланец выполнен с тонкостенным кольцевым переходником
Приварка пальца к листу	
	1) Пальцу придан тонкостенный фланец  2) На участке сварки в пальце проделана выборка

Продолжение табл. 2

Конструкция	
неудачная	улучшенная
Приварка дисков к ободу зубчатого колеса	
	Обод выполнен с тонкостенными кольцами-переходниками 
Предусматривать взаимную фиксацию соединяемых деталей с целью устранения сварочных приспособлений	
Приварка головки к стержню	
	Головка центрирована на стержне 
Приварка фланца к трубе	
	Фланец центрирован и зафиксирован в осевом направлении на трубе
Приварка бобышки к листу	
	Бобышка зафиксирована в осевом направлении буртиком 
Шовная приварка перегородки к обечайке	
	Перегородка зафиксирована в осевом направлении зигом

Продолжение табл. 2

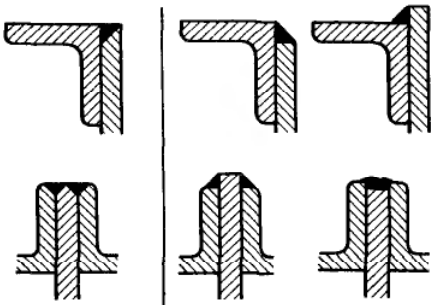
Конструкция	
неудачная	улучшенная

Избегать трудоемкой разделки кромок. Сварочные ванны образовывать путем смещения свариваемых деталей

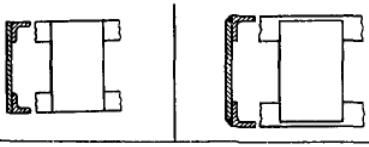
Сварка кромок

Угловое соединение

Соединение профилей с листами



Приварка косынки



Сварка труб на муфте

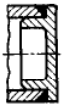
Продолжение табл. 2

Конструкция	
неудачная	улучшенная

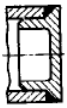
Подвергать разделке детали, наиболее просто поддающиеся механической обработке

Приварка заглушки

Разделана труба

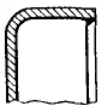


Разделана заглушка

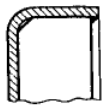


Устранять подгонку заготовок по контуру соединения. Упрощать форму заготовок

Приварка ребра к корытному профилю

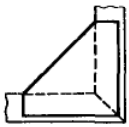


На участке галтельного перехода ребро срезано



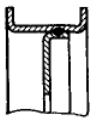
Косынка

Фигурный вырез косынки заменен прямым срезом

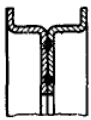


Унифицировать заготовки

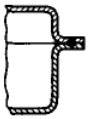
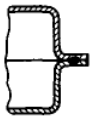
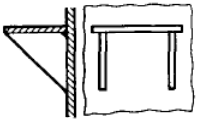
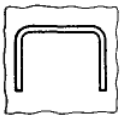
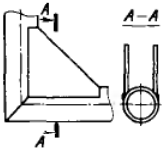
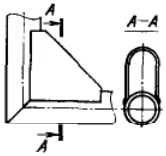
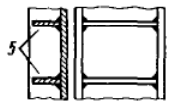
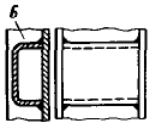
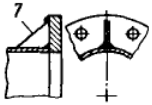
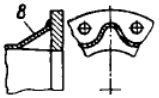
Сварной шкив



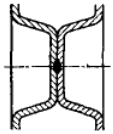
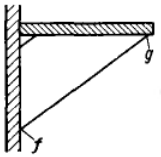
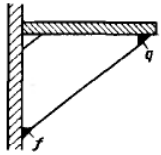
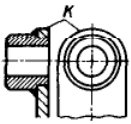
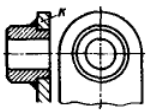
Шкив выполнен из двух одинаковых деталей



Продолжение табл. 2

Конструкция	
неудачная	улучшенная
Сварной бак	
	Половины бака сделаны одинаковыми 
При сварке тонкостенных материалов шире применять гнутые и штампованные элементы, увеличивающие жесткость конструкции	
Приварка полки	
	Составная полка заменена гнутой 
Угловое соединение труб	
	Плоские косынки заменены гнутой 
Усиление корытного профиля	
	Приварные ребра *5* заменены коробкой *6* 
Соединение фланца с трубой	
	Усиливающие ребра *7* заменены выдавками *8* на трубе 

Продолжение табл. 2

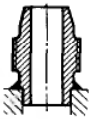
Конструкции	
неудачная	улучшенная
Соединение листов	
	Дистанционные втулки *9* заменены заклепками 
Предупреждать пережог и оплавление тонких кромок в зоне сварного шва	
Приварка ребра	
	Острые кромки *q*, *f* удалены 
Приварка втулки к рычагу	
	Пережог тонкой кромки *k* предотвращен увеличением ее сечения 
Приварка фланца к обечайке	
	Оплавление кромки отверстия *m* предотвращено удалением отверстия от сварного шва. Другое решение — сверление отверстия после сварки

Продолжение табл. 2

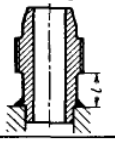
Конструкция	
неудачная	улучшенная

Отдалять обработанные поверхности от сварочной зоны. Точные поверхности обрабатывать после сварки

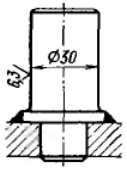
Приварка резьбового штуцера



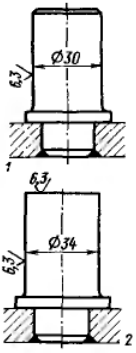
Резьба удалена от сварного шва на расстояние *l*, достаточное для предотвращения оплавления резьбы



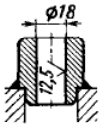
Приварка пальца



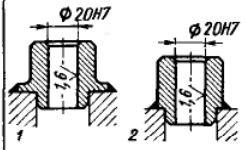
1. Сварной шов удален от обработанной поверхности.
2. На пальце дан припуск, снимаемый после сварки



Приварка втулки



1. Во избежание поводки отверстия сварной шов отнесен от тела втулки.
2. Отверстие обрабатывается начисто после сварки

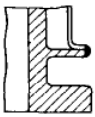


Продолжение табл. 2

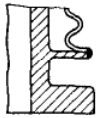
Конструкция	
неудачная	улучшенная

При сварке деталей различного сечения предусматривать тепловые буфера, предупреждающие возникновение термических напряжений

Приварка рубашки к цилиндру

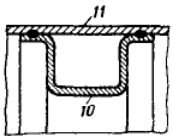


Рубашке придана податливость с помощью гофра

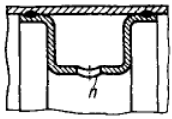


При сварке замкнутых полостей предупреждать коробление стенок в результате образования вакуума при остывании

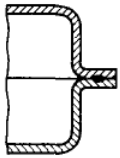
Приварка кольцевого профиля жесткости *10* к обечайке *11*



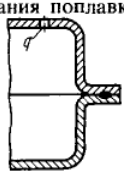
В профиле предусмотрено вентиляционное отверстие *n*



Сварной поплавок

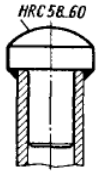


В поплавке предусмотрено отверстие *q*, завариваемое после остывания поплавка

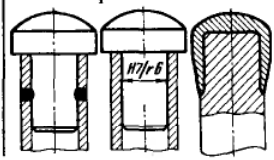


Не соединять сваркой детали, закаленные и подвергнутые химико-термической обработке

Присоединение закаленного наконечника к трубчатому штоку



1. Присоединение электрозаклепками. 2. Сварка заменена запрессовкой. 3. Головка стеллитирована



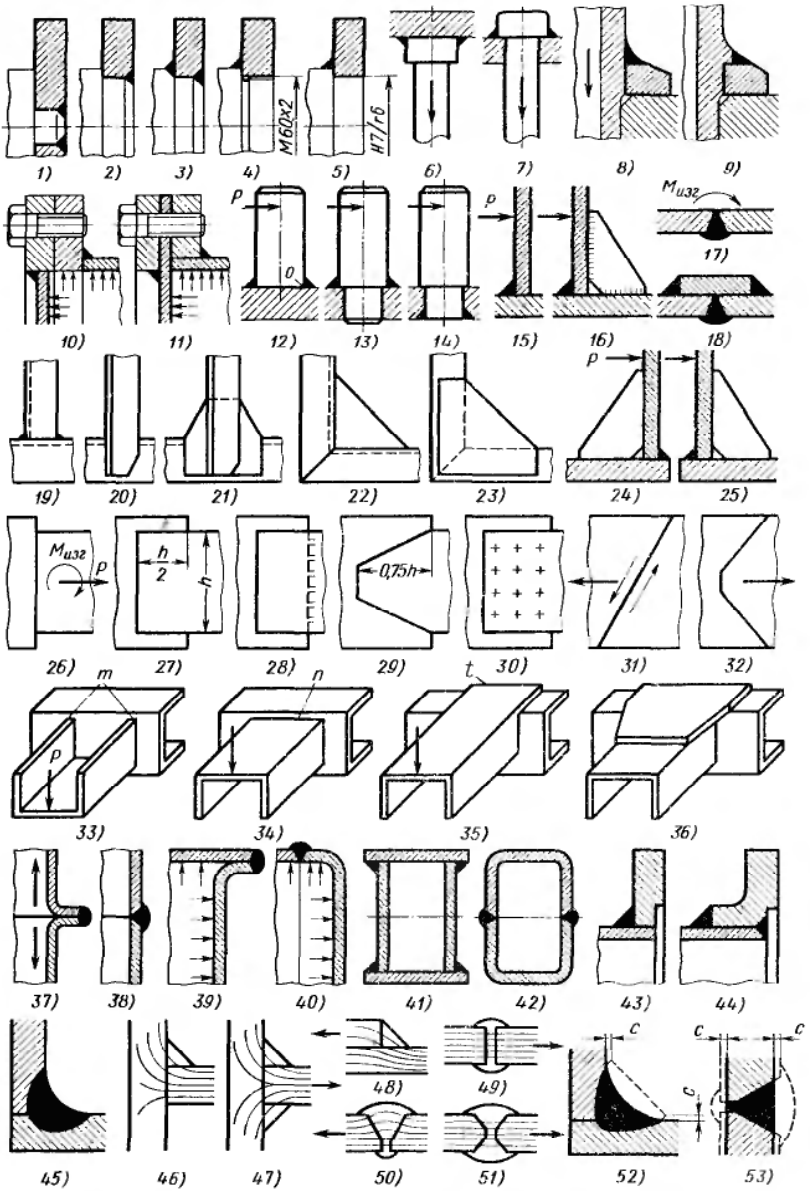


Рис. 8. Упрочнение сварных конструкций

В узле крепления крышки к обечайке цилиндрического резервуара, нагруженного внутренним давлением (вид *10*), сварные швы крышки и обечайки подвергаются изгибу и сдвигу силами давления. В улучшенной конструкции *11* сварной шов обечайки разгружен заведением обечайки во фланец, а шов днища – зажатием днища между фланцами обечайки и днища.

Силовые швы следует нагружать предпочтительно на сдвиг и растяжение, устраняя изгиб.

Конструкция *12* приварного стержня нагруженного поперечной силой *P*, нецелесообразна.

Сила P, повертывая стержень вокруг точки O, вызывает высокие напряжения растяжения в области, противоположной этой точке. Кроме того, шов подвергается сдвигу.

Несколько лучше конструкция *13*, где стержень центрирован в гнезде детали, благодаря чему шов разгружен от сдвига. Однако опасное сечение стержня ослаблено сварным швом.

В конструкции *14* изгиб и срез силой P воспринимают целые, не ослабленные сваркой сечения стержня. Шов практически разгружен от действия силы и служит только для фиксации стержня в детали.

Шов приварной стенки (вид *15*), изгибаемой силой P, целесообразно разгрузить введением ребра (вид *16*).

Изгиб стыкового шва (вид *17*) можно устранить введением накладки (вид *18*), швы которой работают преимущественно на растяжение. Стыковой шов в этой конструкции работает на сжатие.

Стыковое соединение уголков (вид *19*) недостаточно прочное. Целесообразнее сваривать уголки по плоскости полок (вид *20*) с усилением (для тяжелых условий работы) косынками (вид *21*).

Косынки целесообразно приваривать не встык (вид *22*), а внахлестку (вид *23*).

Приварные ребра рекомендуется располагать так, чтобы они работали не на растяжение (вид *24*), а на сжатие (вид *25*), что практически полностью разгружает сварные швы.

На видах *26-29* показано последовательное усиление листового соединения, нагруженного растягивающей силой P и изгибающим моментом $M_{изг}$. Сравнение прочности различных конструкций приведено в табл. 3.

3. Сравнение прочности сварных соединений

Соединение	Сопротивление	
	разрыву	изгибу
Стыковое (рис. 8, вид *26*) . . .	1	1
Внахлестку (вид *27*)	2	4
Внахлестку с подваркой обратной стороны (вид *28*)	3	5
Внахлестку со скошенными кромками (вид *29*)	2,5	5

Прочность стыкового соединения *26* принята за единицу.

Приварные листы, накладки, косынки и т. д. большой протяженности и малой толщины целесообразно, помимо обварки по контуру, соединять с основной деталью точечной сваркой (вид *30*) во избежание отставания листов при деформациях системы.

Косые швы соединения внахлестку (вид *31*), подвергающиеся растяжению, испытывают дополнительные нагрузки от сдвига вдоль линии шва. В уравновешенном соединении с двусторонним скосом (вид *32*) швы разгружены от сдвига.

На видах *33—36* показаны конструкции узла сварки швеллеров. В соединении со швеллером, расположенным полками вверх (вид *33*), верхние участки m вертикальных сварных швов подвергаются высоким напряжениям растяжения от действия силы P.

В конструкции со швеллером, расположенным полками вниз (вид *34*), силу воспринимает горизонтальный шов n большой протяженности; слабые конечные участки вертикальных швов испытывают сжатие.

В конструкции с присоединением швеллера в шип (вид *35*) сварные швы разгружены от изгиба силой P; изгибающий момент воспринимают фланговые швы и поперечный шов t, испытывающий сдвиг. На виде *36* изображено соединение, усиленное косынкой.

Следует избегать внецентренного приложения сил, вызывающего изгиб шва.

Отбортованные швы в узлах, подвергающихся растяжению (вид *37*), испытывают изгиб. Целесообразнее конструкции со стыковым швом (вид *38*). В узле приварки днища к цилиндрическому резервуару с отбортовкой (вид *39*) сварной шов под действием внутреннего давления подвергается изгибу. Стыковой шов (вид *40*) испытывает преимущественно растяжение.

Следует избегать расположения сварных швов в зоне высоких напряжений.

В сварных балках, подвергающихся изгибу, целесообразно располагать швы не у полок (вид *41*), а у нейтральной линии сечения (вид *42*), где нормальные напряжения имеют наименьшую величину.

В соединениях, подверженных действию циклических и динамических нагрузок, следует избегать расположения сварных швов на участках концентрации напряжений, например в переходах от одного сечения к другому (вид *43*). Шов в этих условиях подвергается повышенным напряжениям. Кроме того, повышается концентрация напряжений вследствие неоднородности структуры шва.

Улучшенная конструкция приведена на виде *44*.

Если вывести шов за пределы участка концентрации напряжений невозможно, то рекомендуется применять вогнутые швы (вид *45*) с глубоким проплавлением, достигаемым сваркой короткой дугой.

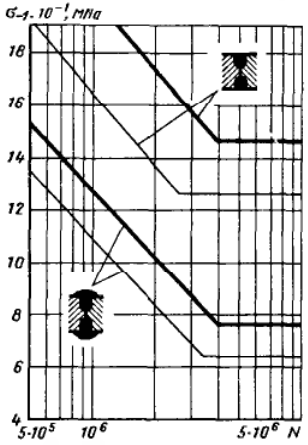


Рис. 9. Влияние термической и механической обработки швов на усталостную долговечность (сталь)

Профиль шва должен быть по возможности симметричен относительно действия нагрузок. В тавровых соединениях, подвергающихся растяжению (вид *46*), целесообразно применять двусторонние швы (вид *47*). Соединения внахлестку (вид *48*) следует по возможности заменять стыковыми (вид *49*). В стыковых соединениях целесообразно применять двустороннюю разделку кромок (вид *51*), так как в соединениях с несимметричным швом (вид *50*) происходит искривление силового потока, сопровождающееся концентрацией напряжений.

Сопротивление усталости сварных швов можно значительно повысить механической обработкой с приданием шву рациональной формы, уменьшающей концентрацию напряжений.

Угловые швы целесообразно обрабатывать по радиусу с плавным переходом к поверхности соединяемых деталей (вид *52*). Стыковые швы обрабатывают заподлицо с поверхностью изделия, удаляя наплывы (усиления) как со стороны основного шва, так и со стороны подварки (вид *53*).

Для плавного соединения шва со стенками изделия в большинстве случаев необходимо одновременно с обработкой шва подрезать стенки (штриховые линии на видах *52*, *53*), для чего следует предусмотреть припуски *c* на обработку.

На рис. 9 приведены кривые усталости стыкового соединения с «усилениями» (нижние кривые) и после их удаления механической обработкой (верхние кривые). Тонкие линии – кривые усталости для соединения без термической обработки, жирные – после стабилизирующей термической обработки (отжиг при 670 °С). Как видно из графика, снятие «*усилений*» повышает циклическую прочность приблизительно в 2 раза, а термообработка на 15–20%.

Значительно (на 30–40%) повышает циклическую прочность заглаживающее оплавление швов вольфрамовым электродом в атмосфере аргона.

Упрочнение швов пластической деформацией в холодном состоянии (накатывание, дробеструйный наклеп, чеканка пневматическим инструментом с пучковыми чеканами) позволяет довести сопротивление усталости шва до прочности основного металла.

СОЕДИНЕНИЯ КОНТАКТНОЙ СВАРКОЙ

Детали, соединяемые стыковой контактной сваркой, обычно не центрируют одну относительно другой (рис. 10, *а*), так как взаимная фиксация деталей осуществляется установкой их в зажимах сварочного станка и осадочного механизма. При центрировании деталей (вид *б*) необходима плавающая установка одной из деталей в зажимах.

При сварке тонких деталей с массивными целесообразно предусматривать на массивной детали переходные участки, соответствующие форме присоединяемой тонкой детали (виды *в-д*, *е*, *ж*).

Если необходимо обеспечить повышенное сопротивление изгибу, применяют соединение деталей в конических гнездах (вид з). Эта конструкция резко снижает необходимое усилие сдавливания деталей при сварке.

В отличие от дуговой сварки контактная стыковая сварка допускает приварку деталей с механически обработанными поверхностями (например, резьбовых деталей). Для предупреждения деформаций и для защиты от брызг расплавленного металла точные поверхности должны быть отнесены от плоскости стыка на

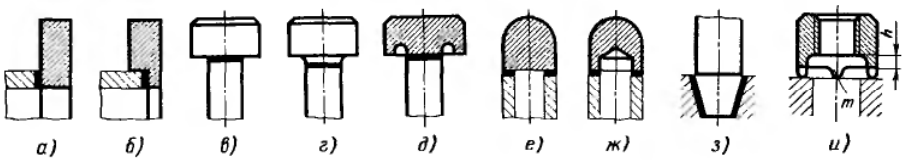


Рис. 10. Соединения контактной сваркой

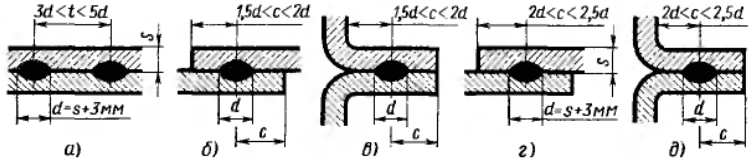


Рис. 11. Размеры точечных и роликовых швов

расстояние $h > 4 \div 6$ мм (вид *и*). Для уменьшения наплывов и брызгообразования, а также с целью сокращения расхода электроэнергии целесообразно выполнять приварку по отдельным выступам *т*.

При точечной и роликовой сварке тонких изделий (толщиной менее 2 мм) диаметр точки и ширина шва должны быть в 2—3 раза больше толщины *s* наиболее тонкого свариваемого элемента. При сварке более толстых материалов диаметр точки и ширину шва выбирают из соотношения $d = s + 3$ мм (рис. 11, *а*).

Шаг *t* точек во избежание шунтирования тока должен быть более $(3 \div 3{,}5)d$. Максимальный шаг зависит от требуемой прочности и жесткости соединения. Для предотвращения отставания листов на участках между точками рекомендуется выдерживать соотношение $t < 5d$.

Допустимые расстояния *с* шва от кромок свариваемых деталей и от смежных стенок приведены на рис. 11, *б*, *в* (точечная сварка) и *г*, *д*.

Прочность точечных и роликовых швов можно значительно повысить обжатием точек и накатыванием роликовых швов под давлением, несколько превышающим предел текучести материала.

СВАРКА ТРУБ

Трубы с цилиндрового диаметра чаще всего сваривают валиковым стыковым швом без разделки кромок (рис. 12, вид *1*), а при боль-

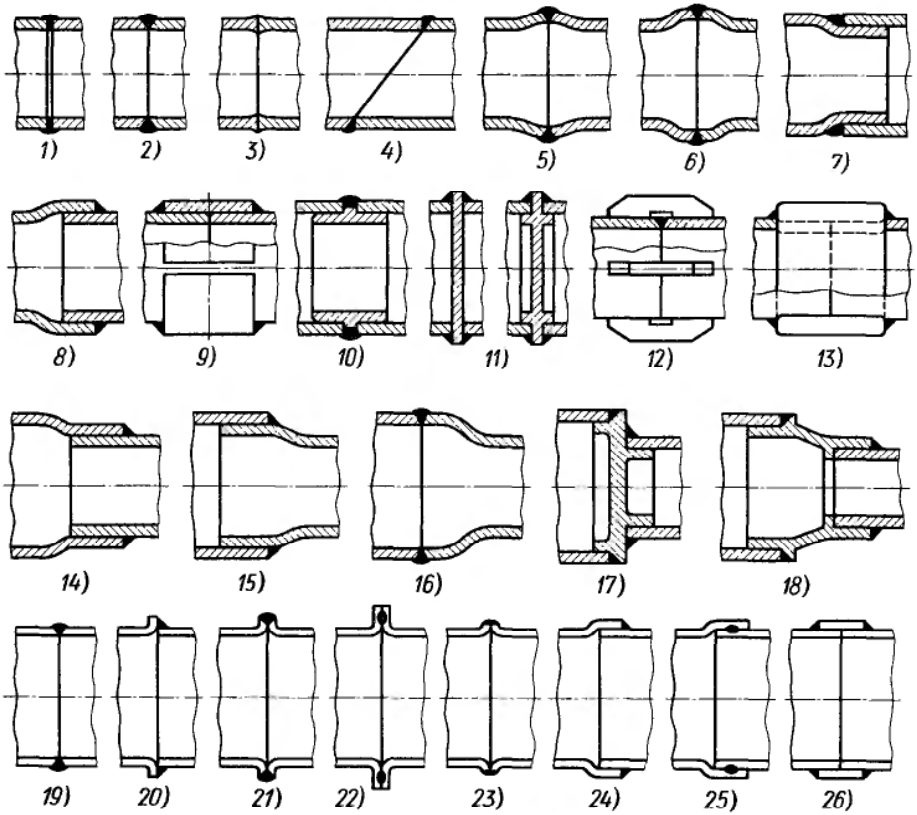


Рис. 12. Сварка труб

шой толщине ($s > 8$ мм) стенок – с разделкой (вид *2*).

Стыковое соединение контактной сваркой (вид *3*) отличается высокой прочностью, однако выполнять его в монтажных условиях трудно.

Соединение косым стыком (вид *4*) нетехнологично и не увеличивает прочность соединения.

Для повышения изгибной прочности трубы на участке стыка развальцовывают на конус (вид *5*) или на раструб (вид *6*).

С этой же целью применяют соединение с обжатием (вид *7*) или с развальцовкой (вид *8*) одной из труб. Последний способ предпочтительнее, так как развальцовывать трубы проще, чем обжимать.

На виде *9* показано соединение, усиленное наружной муфтой.

Внутренние муфты (вид *10*) уменьшают сечением труб, вследствие чего этот способ соединения нежелателен для трубопроводов; его применяют преимущественно для силовых конструкций.

В силовых конструкциях применяют прочное и жесткое соединение на диафрагмах (вид *11*).

Усиление стыка ребрами (вид *12*) ухудшает внешний вид конструкции и уступает по прочности другим соединениям.

Соединение с врезными ребрами (вид *13*) прочнее, но трудоемко в изготовлении.

На видах *14–16* показаны способы соединения труб различного диаметра при небольшой разнице диаметров.

При значительной разнице диаметров вводят промежуточные вставки (вид *17*). Конические вставки (вид *18*) обладают высокой жесткостью и допускают соединение труб с большей разностью диаметров.

Тонкостенные трубы сваривают встык валиковым швом (вид *19*) предпочтительно газовой сваркой; с отбортовкой одной (вид *20*) или двух (вид *21*) кромок, а также роликовой сваркой (вид *22*). Если диаметр и длина труб допускают введение внутрь электродов, применяют роликовую сварку по отбортованным кромкам (вид *23*).

Соединения усиливают развальцовкой (виды *24*, *25*) или муфтами (вид *26*).

Соединения видов *24–26* центрированные; остальные нуждаются в центрировании при сварке.

ПРИВАРКА ФЛАНЦЕВ

На рис. 13 изображены способы приварки фланцев к трубам.

Недостаток конструкции *1* состоит в том, что фланец не зафиксирован *в* радиальном направлении.

В конструкциях *2*, *3* фланец не зафиксирован в осевом направлении. Установленный на необработанную поверхность трубы (следовательно, с большим зазором) фланец может перекоситься при сварке. Кроме того, в этих конструкциях сварной шов выходит на торцовую поверхность фланца и при механической обработке фланца частично срезается.

В конструкции *4* фланец зафиксирован в радиальном и осевом направлениях по обработанной ступеньке и от перекоса упором в торец ступеньки (ступенька условно не показана).

На видах *5–7* показаны соединения без выхода сварного шва на торец фланца.

Наиболее прочно и производительно соединение контактной сваркой (виды *8*, *9*).

На видах *10–14* показаны способы приварки фланцев к тонкостенным трубам. Конструк-

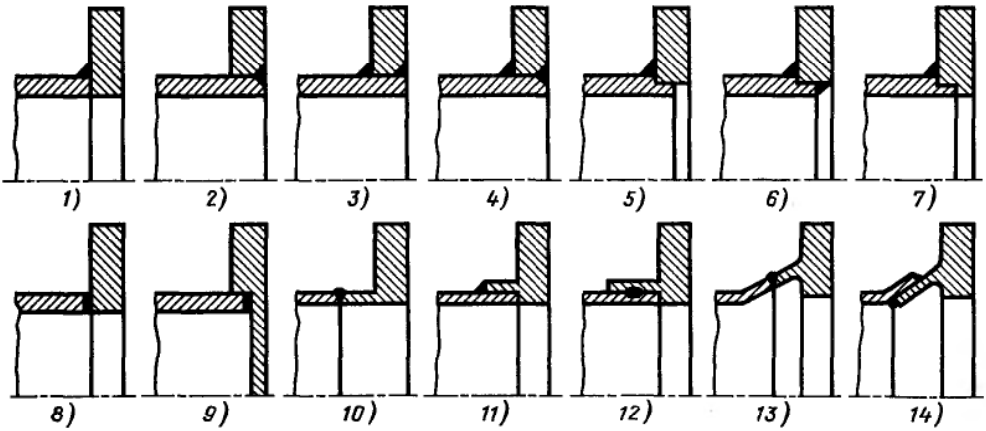


Рис. 13. Приварка фланцев

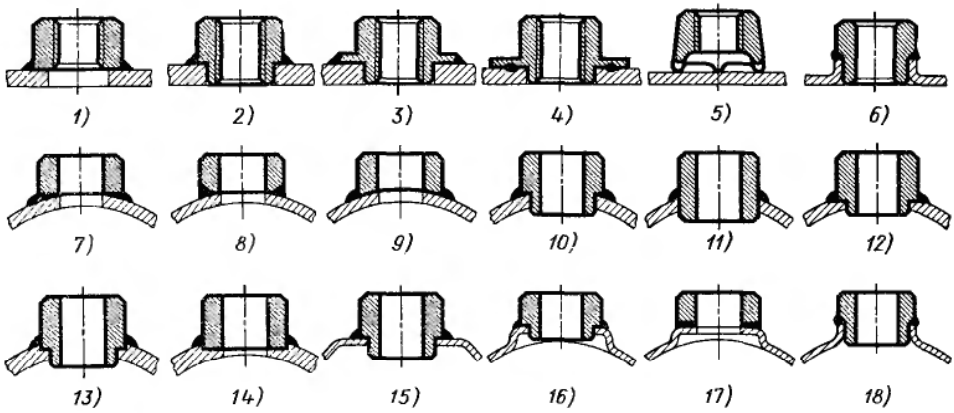


Рис. 14. Приварка втулок

ция *11* выгодно отличается от конструкции *10* тем, что в ней фланец зафиксирован в радиальном и осевом направлениях.

Соединение роликовой сваркой (вид *12*) применяют, когда диаметр трубы позволяет ввести роликовый электрод внутрь трубы.

На видах *13*, *14* показаны применяемые для присоединения фланцев большого диаметра способы сварки на раструб.

ПРИВАРКА ВТУЛОК

На рис. 14. *1—6* показаны способы присоединения резьбовых втулок к плоским листам.

В конструкции *1* втулка не центрирована относительно листа. Внутренняя нарезная поверхность втулки при сварке деформируется. Первый недостаток исправлен в конструкции *2*. В наиболее целесообразной конструкции *3* сварной шов отдален от тела втулки.

Точечную или роликовую сварку (вид *4*) применяют при больших диаметрах втулок.

Стыковая контактная сварка (вид *5*) отличается высокой производительностью и не портит резьбу.

Тонкостенные листы целесообразно отбортовывать по контуру втулки (вид *6*).

На видах *7—18* показаны способы приварки втулок к стенкам цилиндрических обечаек.

Приварка втулки плоской поверхностью к цилиндрической поверхности (вид *7*) нецелесообразна, так как втулка при сварке перекашивается, шов получается неопределенным и переменным по толщине.

Несколько лучше конструкция *8*, где торец втулки заправлен фаской, что обеспечивает более определенную форму шва.

Конструкция *9* с обработкой поверхности втулки по цилиндру радиусом, равным радиусу обечайки, нетехнологична и неприменима, если требуется центрировать втулку в обечайке.

На видах *10—14* показаны способы приварки с центрированием втулки.

В конструкции *10* шов получается переменным по толщине.

В конструкции *11*, где втулка пропущена в отверстие обечайки насквозь, требуется поддержка втулки при сварке или предварительная прихватка втулки. Возможен перекос втулки при установке.

Если стенка обечайки достаточно толста, можно обеспечить правильное соединение снятием лыски (вид *12*) или подторцовкой стенки (виды *13*, *14*).

При тонкостенных обечайках правильный шов можно получить посредством местной деформации стенки (виды *15—17*).

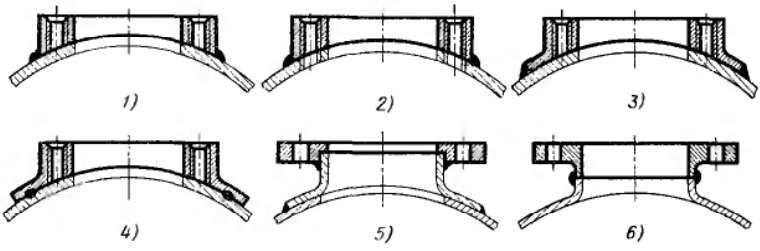


Рис. 15. Приварка фланцев к обечайке

Наиболее целесообразна конструкция *18* с отбортовкой стенок обечайки и последующей обработкой или зачисткой торца отбортовки.

На рис. 15 показаны способы приварки круглых фланцев к цилиндрическим обечайкам.

В конструкции *1* присоединяемая поверхность фланца обработана на цилиндр. Во избежание поводки резьбовых отверстий последние обрабатывают после сварки (вид *2*).

В конструкции *3* сварной шов отделен от тела фланца буртиком, выполненным заодно с фланцем. Такие фланцы изготовляют штамповкой.

Приварка фланца точечной сваркой (вид *4*) затруднена из-за пространственного расположения шва. Еще сложнее присоединение с помощью роликовой сварки.

На видах *5*, *6* изображены способы приварки фланцев к тонкостенным обечайкам.

ПРИВАРКА СТЕРЖНЕЙ

Стержни приваривают к массивным деталям и тонким листам обычно с помощью контактной сварки. Этот способ часто применяют для крепления шпилек к стальным деталям и деталям из высокопрочных чугунов.

При серийном производстве приварка значительно выгоднее обычного способа крепления шпилек на резьбе.

Для уменьшения расхода электроэнергии и брызгообразования сварку производят по ограниченному периметру или по точкам. Торцы стержней заправляют по сфере (рис. 16, *а*), снабжают кольцевыми ободьями (вид *б*) или выступами (вид *в*).

Стержни большого диаметра (более 8 мм) сваривают с применением флюсов. В массовом производстве в стержни заранее заделывают вставки из твердого флюса (вид *г*).

Сварку оплавлением применяют для приварки стержней диаметром до 25 мм. Сварку ведут с применением флюса. На стержень надевают керамическую втулку (виды *д* – *ж*), удерживающую расплавленный флюс и металл и ограничивающую контур шва.

Стержень под напряжением подводят к месту приварки (вид *д*), зажигая дугу, после чего отводят на расстояние 0,5 – 1 мм (вид *е*) и выдерживают в этом положении в течение времени, достаточного для расплавления металла стержня и детали. Затем стержень осаживают, погружая в ванну расплавленного металла (вид *ж*), в результате чего стержень приваривается всем сечением (вид *з*). Продолжительность процесса 0,1 – 1 с.

Образующийся на периферии стержня кольцевой наплыв *m* перекрывают при соединении деталей, применяя отверстия увеличенного диаметра, снабжая кромки отверстия фасками или устанавливая на стыке толстые прокладки.

При приварке к листам без поддержки минимально допустимая толщина листа $s \approx 0{,}5d$ (где d – диаметр стержня); при сварке с поддержкой $s \approx 0{,}3d$.

Во избежание шунтирования тока расстояние между смежными стержнями должно быть не менее $(3-3{,}5)d$.

Способ конденсаторной сварки с импульсным разрядом не требует применения флюса и допускает соединение деталей из разнородных материалов.

Стержень прижимают пружиной к листу (вид *и*) и подают электроимпульс, расплавляющий металл на стыке (вид *к*). С помощью пружины стержень погружается в расплавленный металл (вид *л*), образуя соединение без наплывов (вид *м*).

Разновидность процесса – сварка расплавлением специального элемента детали (виды *н* – *р*).

Конденсаторной сваркой можно приваривать стержни диаметром до 10 мм. Толщина листа и расстояние между стержнями практически не ограничены.

Продолжительность процесса исчисляется миллисекундами. Автоматические сварочные машины имеют производительность до 100 приварок в минуту.

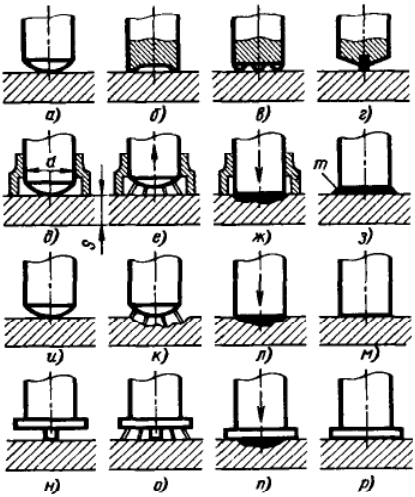


Рис. 16. Приварка стержней

СВАРНЫЕ РАМЫ

На рис. 17, *1* – *18* показаны способы сварки рам из уголков.

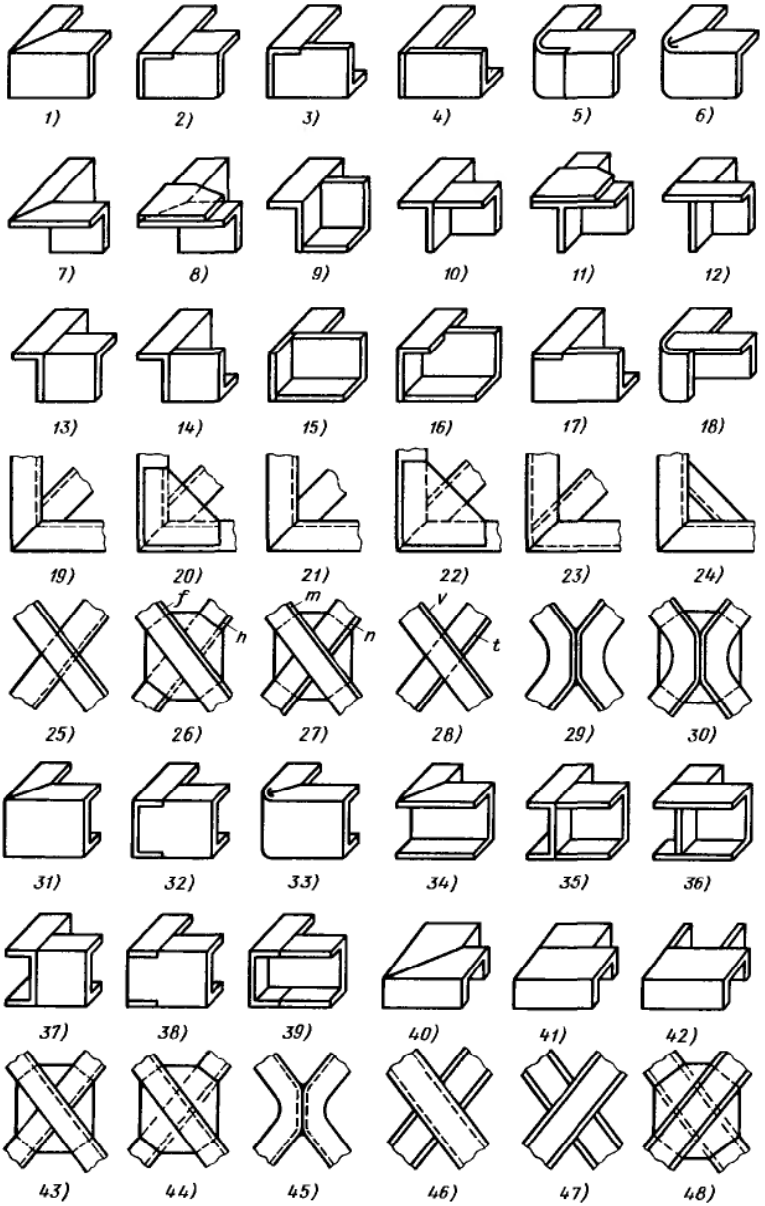


Рис. 17. Сварка рам из профилей

Наиболее употребительны соединения с расположением уголков вертикальными полками наружу, обеспечивающие гладкую наружную форму рамы (виды *1—6*).

Чаще всего применяют стыковое соединение со скосом кромок под углом 45° (вид *1*). Значительно сложнее соединения с вязкой угла по вырезам в полках уголков (виды *2—4*).

На виде *5* показан способ вязки кромок со скруглением наружного угла соединения. Прочное соединение получается также при сгибе уголков по целой стенке с разрезкой по-

лок и соединением их под углом 45° (вид *6*).

Расположение уголков вертикальными полками внутрь (виды *7—12*) ухудшает внешний вид рамы, но облегчает крепление диагональных связей.

Чаще всего применяют стыковое соединение со скосом полок под углом 45° (вид *7*), обычно в сочетании с усиливающими косынками (вид *8*).

На видах *9*, *10* показаны стыковые соединения прямыми кромками. Соединение вида *10* можно усилить косынкой (вид *11*); в соединении вида *9* применить косынку нельзя.

На виде *12* показано соединение с вязкой кромок.

Способы вязки рам со смешанным расположением уголков (один уголок полкой внутрь, другой уголок полкой наружу) показаны на видах *13—18*.

Диагональные связи в рамах с расположением уголков вертикальными полками внутрь приваривают к стенкам уголков встык со скосом кромок под углом 90° (вид *19*). Соединение можно усилить косынкой (вид *20*). Аналогично крепят трубчатые связи (вид *21*).

При расположении уголков вертикальными полками наружу диагональные связи крепят с помощью косынок (вид *22*). Стыковое соединение с фигурной вырезкой кромок (вид *23*) нетехнологично и менее прочно, чем соединение косынками.

Взамен диагональных связей нередко применяют угловые раскосы (вид *24*). Подобно диагональным связям их легче приваривать при расположении уголков рамы вертикальными полками внутрь.

Перекрестное соединение диагональных связей в центре рамы (виды *25—30*) представляет известные затруднения, особенно если связи выполнены из несимметричных профилей (например, из уголков).

Соединение целых уголков, сваренных по полкам (вид *25*), просто и достаточно прочно, но отличается тем недостатком, что диагональные уголки должны быть вдвое меньше по высоте полки, чем основные уголки рамы.

В конструкции *26* уголок *f* целый, уголок *h* разрезной. Уголки обращены полками в противоположные стороны и приварены к косынке, расположенной между полками. Высота уголков в этой конструкции может быть равной высоте основных уголков рамы минус толщина косынки.

В конструкции *27* целый уголок *m* и разрезной *n* обращены полками в одну сторону и приварены один к другому и к косынке. Диагональные уголки могут быть одинаковыми с основными уголками рамы; косынка выступает за плоскость рамы.

Рис. 18. Способы гиба уголков

В конструкции *28* ребро уголка *t* вырезано под полку уголка *v*. Соединение по прочности уступает предыдущим двум соединениям. Высота уголков может быть равной высоте основных уголков рамы минус толщина полки.

В конструкции *29* гнутые уголки сварены один с другим полками. Здесь диагональные уголки могут быть одинаковыми с основными уголками рамы. Соединение можно усилить косынкой (вид *30*).

На видах *31—33* показаны способы вязки рам из швеллеров с полками, обращенными внутрь, на видах *34—36* — наружу, на видах *37—39* — со смешанным расположением, на видах *40—42* — с полками, перпендикулярными к плоскости рамы.

Способы перекрестного соединения диагональных связей из швеллеров, расположенных «стоя», представлены на видах *43—45*, «лежа» — на видах *46—48*.

На рис. 18 показаны приемы гиба уголков с разрезкой полок.

В конструкции *а* с прямоугольным вырезом при сгибании образуется треугольное отверстие, подлежащее заварке или закрываемое косынкой.

Полное смыкание кромок обеспечивает фигурный вырез по виду *б*. Разрез отодвигают от стенки уголка на расстояние *s*, несколько превышающее радиус галтели между внутренними стенками уголка, что облегчает вырезку и увеличивает прочность соединения.

При вязке трубчатых рам чаще всего применяют стыковое соединение со скосом торцов под углом 45° (рис. 19, *1*).

Жесткость углов усиливают расплющиванием торцов труб (вид *2*), приваркой косынок встык (вид *3*) или впрорезь (вид *4*), косынок двойных (вид *5*), гнутых *U*-образных (вид *6*), фасонных (вид *7*), состоящих из двух половин, охватывающих трубы, привариваемых по обводу труб и свариваемых между собой точечной сваркой.

На виде *8* показано прочное, но дорогое соединение с помощью штампованного угольника с отверстиями, в которые заводят срезанные под углом 45° концы труб. В конструкции *9* угольник выполнен с цапфами, к которым приваривают трубы.

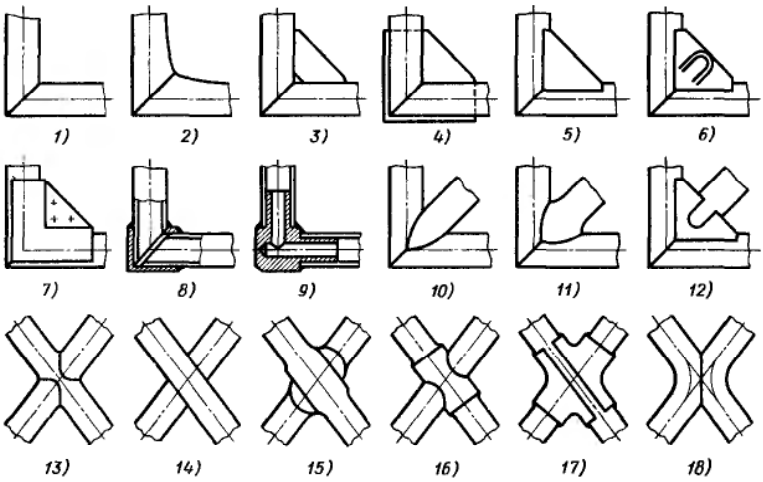


Рис. 19. Сварка трубчатых рам

Трубчатые диагональные связи приваривают к углам рам встык (вид *10*) с расплющиванием диагональной трубы (вид *11*), с усилением *U*-образной косынкой с прорезью для подварки диагональной трубы (вид *12*).

Перекрестные соединения диагональных трубчатых связей выполняют встык (вид *13*) или в чашку (вид *14*) с вырезкой одной или обеих труб. Другие способы: осадка труб на плоскость на участке соединения (вид *15*); соединение цилиндрической муфтой (вид *16*); соединение фигурными листовыми накладками (вид *17*). На виде *18* изображено соединение гнутых труб с расплющиванием труб в месте стыка на плоскость. Вариант соединения – срез труб на плоскость на участке стыка.

СВАРНЫЕ УЗЛЫ ФЕРМ

В узлах соединения уголков рекомендуется избегать сварки уголков впритык (рис. 20, *1*). Нахлесточное соединение (вид *2*) с обваркой контура уголка прочнее и жестче. Целесообразно перекрещивать полки уголков, перпендикулярные к плоскости соединения. Конструкции *4*, *6* значительно жестче соединений *3*, *5*.

Во избежание появления в стержнях лишних изгибающих и крутящих моментов целесообразно соединять элементы фермы так, чтобы линии центров изгиба сечений пересекались в одной точке (конструкции *7*, *9* – неправильные; *8*, *10* – правильные).

Желательно совмещать линии центров изгиба также в поперечной плоскости. Соединение полками, обращенными в одну сторону (виды *11*, *12*), целесообразнее соединения полками, обращенными в разные стороны (виды *13*, *14*). В последнем случае в результате смещения линий центров изгиба в узле под нагрузкой возникает скручивающий момент.

Соединение полками в одну сторону компактнее. В конструкциях *11*, *12* ширина узла (в плоскости, перпендикулярной к плоскости чертежа) примерно вдвое меньше, чем в конструкциях *13*, *14*. Однако в конструкциях *13*, *14* узлы фермы в целом получаются пространственно более жесткими; наложение швов проще, вследствие чего эти конструкции широко применяют на практике.

Жесткость соединения повышают косынками. Соединение с накладными косынками (вид *16*) значительно прочнее и жестче, чем соединение с косынками встык (вид *15*).

На видах *17*, *18* изображены примеры многолучевых соединений с накладными косынками. Сравнительные преимущества и недостатки соединений с полками, обращенными в одну сторону (вид *17*) и в разные стороны (вид *18*), такие же, как и для бескосыночных соединений (виды *11*–*14*).

На видах *19*–*22* представлены примеры соединения уголков в пространственных узлах.

В трубчатых фермах наиболее простое и надежное соединение – стыковое (виды *23*, *24*). Недостаток его – ограниченность числа труб, которые могут быть соединены в одном узле. Создание пространственных узлов возможно лишь при условии, что диаметр центральной трубы значительно превышает диаметр присоединяемых труб (вид *25*).

Расплющивание присоединяемых труб (виды *26*, *27*) позволяет увеличить число соединяемых в узле труб (вид *28*) и повышает жесткость соединения (только в плоскости расплющивания).

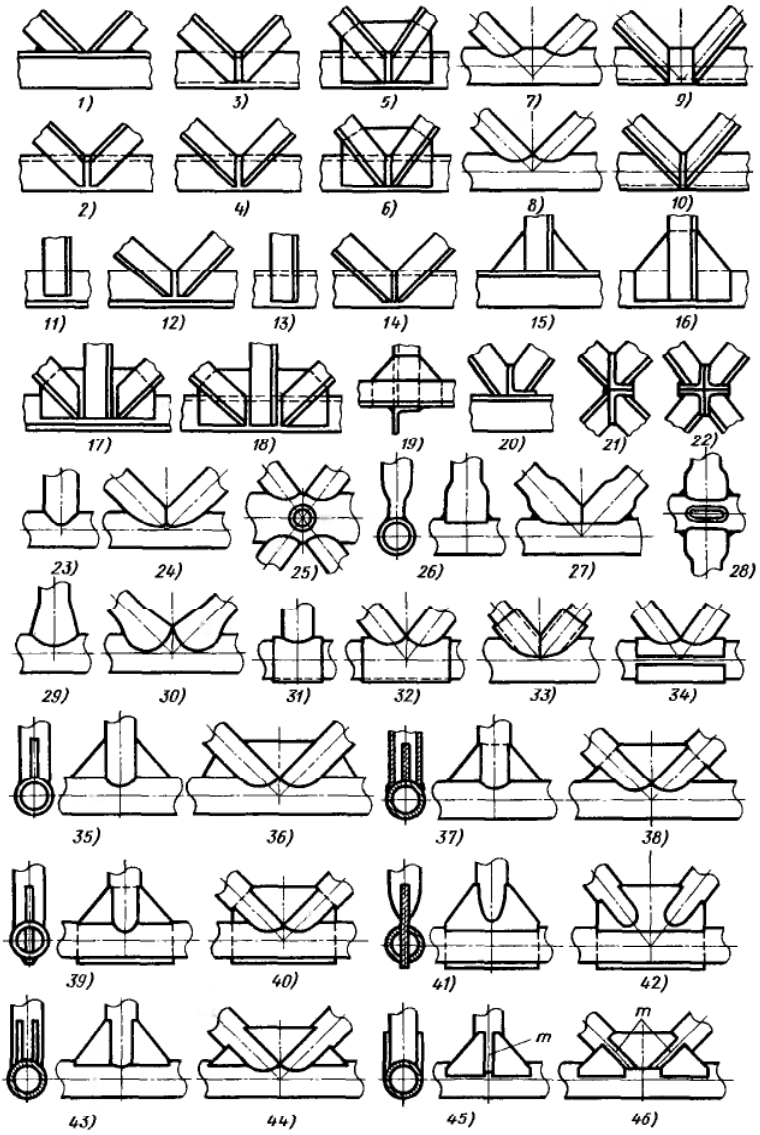


Рис. 20. Сварные узлы ферм

При соединении труб различного диаметра трубу меньшего диаметра для увеличения жесткости узла развальцовывают на конус (виды *29*, *30*).

Применяют также сварку в муфтах из цельных (виды *31 – 33*) или сварных (вид *34*) труб.

Чаще всего соединения труб усиливают косынками. Косынки приваривают встык (виды *35*, *36*); встык и впрорезь по одной из труб (виды *37*, *38*); впрорезь по всем соединяемым трубам (виды *39*, *40*).

Присоединение косынками впрорезь с разделкой концов труб в горячем состоянии «на ложку» (виды *41*, *42*) позволяет соединять в одном узле несколько труб и применяется в многолучевых узлах. Недостатки соединения – малая жесткость в плоскости расположе-

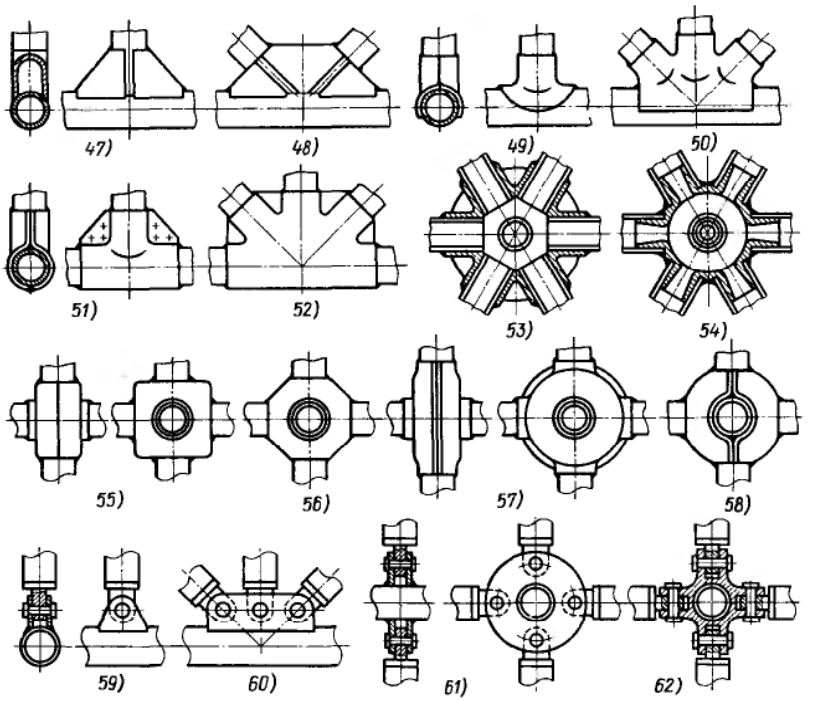


Рис. 20. (Продолжение)

ния косынок и трудоемкость операций разделки труб.

Для увеличения жесткости применяют двойные косынки (виды *43*, *44*). Расстояние между косынками (в направлении, перпендикулярном к их плоскости) целесообразно выбирать так, чтобы кромки смежных косынок можно было проварить одним швом *m* (виды *45*, *46*).

Наиболее прочны и жестки *U*-образные косынки (виды *47*, *48*).

В тяжелонагруженных узлах применяют соединение на штампованных накладках, охватывающих присоединяемые трубы (виды *49*, *50*). Жесткость соединения можно повысить, придавая накладкам косынки, свариваемые точечной сваркой (виды *51*, *52*).

В многолучевых соединениях применяют приварку труб к звездообразным штамповкам с гнездами (вид *53*) или цапфами (вид *54*) под трубы. Многолучевые узлы соединяют также на сварных коробках: призматических (виды *55*, *56*), цилиндрических (вид *57*) или сферических (вид *58*). Последним способом можно соединять трубы практически под любым пространственным углом.

На видах *59*–*62* представлены примеры шарнирного соединения сварных труб в ферменных узлах.

2. ЗАКЛЕПОЧНЫЕ СОЕДИНЕНИЯ

В прошлом клепание было основным способом соединения конструкций из листового материала (емкостей, резервуаров, котлов и т. д.), а также рамных и ферменных конструкций из сортового и профильного проката. В настоящее время в таких конструкциях клепание почти полностью вытеснено сваркой, отличающейся большей производительностью и обеспечивающей более высокую прочность соединений.

Заклепочные соединения сейчас применяют:

в соединениях, где необходимо исключить сопутствующее сварке термическое воздействие, выражающееся в ухудшении структуры металла в области сварного шва, перегреве расположенных вблизи сварного соединения деталей и короблении изделий;

в соединениях деталей из металлов, плохо поддающихся сварке, а также в соединениях деталей из разнородных металлов (например, сталь – цветные сплавы и т. д.);

в соединениях металлических изделий с неметаллическими материалами (дерево, кожа, текстильные материалы, пластики, не поддающиеся креплению опрессовкой, приклеиванием и т. д.).

Заклепки до сих пор являются основными деталями соединений в облегченных ферменных и тонколистовых оболочковых конструкциях из легких сплавов (особенно в самолетостроении). Это объясняется технологическими трудностями сварки легких сплавов, пониженной вибропрочностью сварных швов, а также неизбежной поводкой, особенно ощутимой при сварке изделий большой протяженности. Немалую роль играют присущие самолетостроительным конструкциям сложность форм и стесненность габаритов, затрудняющие работу сварочными аппаратами, а также контроль сварных соединений.

ГОРЯЧАЯ КЛЕПКА

Горячую клепку применяют в силовых и прочноплотных соединениях при диаметре заклепок более 8 – 10 мм. Заклепки меньшего диаметра устанавливают по большей части вхолодную.

Заклепку с предварительно отформованной головкой (закладная головка) нагревают до пластического состояния (900 – 1000 °С), вводят в отверстия, совместно пробитые или просверленные в соединяемых деталях, после чего, поддерживая головку, осаживают противоположный конец заклепки клепальным инструментом ударного или прессового действия (рис. 21, *а*), формируя замыкающую (высадную) головку (рис. 21, *б*). При остывании заклепка усаживается, плотно сжимая соединяемые детали.

Прочность соединения почти целиком определяется силами трения, возникающими на поверхности стыка деталей в результате усадки заклепок.

В начальной стадии остывания, когда металл заклепки находится в пластичном состоянии, стержень заклепки вытягивается, в результате чего уменьшается его диаметр. Заклепка в это время не развивает сколько-нибудь значительного давления на соединяемые детали. С понижением температуры материал заклепки постепенно упрочняется и начинает оказывать сопротивление усадке. Окончательная стягивающая сила определяется сжатием заклепки за период остывания с температуры, при которой пластические деформации материала заклепки сменяются упругими деформациями, до температуры полного остывания. Это же сжатие определяет растягивающие напряжения в стержне заклепки.

В процессе остывания диаметр стержня уменьшается вследствие пластической вытяжки в первый период остывания, упругой вытяжки и сокращения поперечных размеров при окончательном остывании.

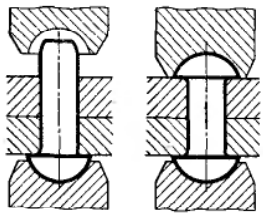


Рис. 21. Схема горячего клепания

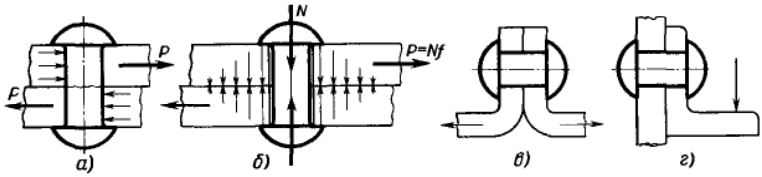


Рис. 22. К расчету заклепок

Объем заклепки изменяется также в результате происходящего при остывании $\gamma-\alpha$-превращения.

В результате совместного действия этих факторов между стержнем и стенками отверстия (даже если заклепку вводят в отверстие первоначально без зазора, например из-под молотка) образуется зазор, достигающий десятых долей миллиметра.

Принятая в настоящее время схема расчета заклепочных соединений на срез стержней заклепок, смятие стенок отверстия и поверхности стержней действием поперечной силы P (рис. 22, *а*) не согласуется с действительными условиями работы заклепочных соединений.

Заклепки начинают работать на срез только после того, как произойдет сдвиг соединяемых деталей на зазор между стержнем заклепки и стенками отверстия, т. е. когда уже нарушена работоспособность заклепочного соединения.

При расчете горячих заклепочных соединений правильнее исходить из величины осевой силы N, развиваемой заклепкой при усадке, и силы трения $P = Nf$ на стыке (вид *б*). Осевая сила

$$N = \sigma F,$$

где F – площадь поперечного сечения заклепки; σ – растягивающее напряжение, возникающее в заклепке в конце усадки:

$$\sigma = E\alpha(t_1 - t_0).$$

Здесь E и α – соответственно модуль нормальной упругости и коэффициент линейного расширения материала заклепки; t_0 – конечная температура охлаждения; t_1 – температура, при которой прекращается пластическое течение материала заклепки и начинается упругая вытяжка стержня заклепки.

Трудность расчета по этой схеме состоит в том, что входящие в уравнение величины переменны. Величины E и α зависят от температуры, а температура t_1 неопределенна вследствие растянутости периода перехода пластических деформаций в упругие. Расчет осложняется из-за неодинакового нагрева заклепок перед клепанием, а также неравномерного температурного поля по оси заклепок. Например, часто нагревают только свободный конец заклепки, из которого формируется замыкающая головка, оставляя закладную головку холодной. При этом стягивающая сила значительно уменьшается.

Схема чистого сдвига (виды *а*, *б*) на практике встречается редко. В большинстве случаев заклепочные соединения подвергаются дополнительным напряжениям, например изгибу или растяжению (виды *в*, *г*), возникающим в результате деформации узла под действием внешних сил.

Существующий расчет не учитывает решающий для прочности фактор – растяжение заклепки в результате усадки при остывании. Если даже за основу принимать схему работы заклепок на срез, то расчет следовало бы вести по сложному напряженному состоянию сдвиг – растяжение.

Практически при выборе параметров заклепочных соединений главным образом опираются на исполненные конструкции, учитывая вместе с тем специфические условия работы проектируемого соединения (требования к герметичности, рабочие температуры, воздействие агрессивных сред и т. д.). Почти в каждой области, где применяют горячие заклепочные соединения, существуют свои нормативы, проверенные в эксплуатации (хотя, может быть, и не самые рациональные).

ХОЛОДНАЯ КЛЕПКА

При холодном клепании усадка заклепки происходит только в результате пластической деформации материала заклепки при расклепывании. Осевая сила, стягивающая соединяемые детали, при холодном клепании меньше, чем при горячем, и зависит от степени пластической деформации заклепок, которая может колебаться в значительных пределах и имеет более или менее постоянную величину только при машинном клепании, например гидравлическом.

В противоположность горячеклепаным соединениям прочность данного соединения определяется главным образом сопротивлением заклепок с р е з у. Силы трения на стыке способствуют разгрузке заклепок от среза и смятия.

Основная задача при конструировании холоднозаклепаных соединений – обеспечить правильную работу заклепок на срез в первую очередь путем беззазорной установки заклепки в отверстии. В ответственных соединениях

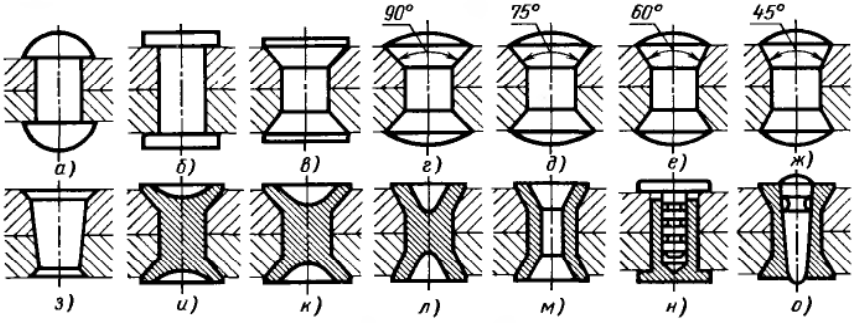


Рис. 23. Заклепки для холодного клепания

обязательна совместная обработка отверстий под заклепки в соединяемых деталях. Заклепки целесообразно устанавливать в отверстия на посадках с натягом (для чего в большинстве случаев необходимо точно обрабатывать не только отверстия, но и стержни заклепок). При установке заклепок с зазором пластическая деформация должна быть достаточной для того, чтобы стянуть соединяемые детали и обеспечить расплющивание стержня до выбора зазора и плотного прилегания стержня к стенкам отверстия, особенно в плоскости стыка соединяемых деталей, поэтому выгоднее применять заклепки не с плоскими, сферическими и другими подобными головками (рис. 23, *а, б*), опирающимися на поверхности склепываемых деталей, а с головками впотай (виды *в* – *ж*), при которых сила расклепывания передается в значительной степени на стержень, раздавая его в поперечном направлении.

При холодном клепании рекомендуется применять потаи с углом 75–60° и даже 45° (виды д – *ж*) для облегчения раздачи стержня заклепки. Конические заклепки (вид *з*) запрессовывают в совместно развернутое в деталях гнездо и фиксируют расклепыванием с двух сторон.

Целесообразны заклепки с углублениями в головках (виды *и* – *л*) под пуансоны, уплотняющие центральную часть стержня.

Полые заклепки раздаются прошиванием отверстия пуансоном (вид *м*). Уменьшение в полых заклепках сечения, работающего на срез, вообще очень незначительное (если диаметр внутреннего отверстия $< 0{,}5$ диаметра заклепки), можно устранить применением уплотняющих пуансонов, оставляемых в заклепке (виды *н*, *о*).

При горячем клепании предпочтительнее головки с плоской опорной поверхностью или с углом потая более 75° (виды *и*, *к*). При малых углах в склепываемых деталях на участках потая возникают высокие напряжения смятия и разрыва, сила же стяжки уменьшается.

При холодном расклепывании благоприятное влияние на прочность соединения оказывает нагартовка заклепки силой расклепывания, сопровождающаяся упрочнением материала заклепки.

В машиностроении применяют преимущественно холодное клепание, так как главный смысл применения заклепочных соединений здесь состоит в устранении теплового воздействия и получении прочных соединений деталей без нарушения точности их размеров и взаимного расположения.

На заклепках крепят, например, противовесы к щекам колеичатых валов, венцы зубчатых колес к дискам, облицовочные листы к массивным деталям, фрикционные накладки к дискам сцепления и тормозным колодкам. Заклепками соединяют легкие листовые конструкции, например штампованные сепараторы шариковых подшипников.

Ввиду отсутствия теплового воздействия, простоты и высокой производительности холодное клепание во многих случаях вытесняет горячее даже при соединении листов и деталей больших сечений.

В соединениях, работающих при высоких температурах, холодное клепание нецелесообразно, так как высокие температуры снимают нагартовку и уменьшают силу стяжки, полученную при клепании.

МАТЕРИАЛ ЗАКЛЕПОК

Для горячеклепаных соединений общего назначения применяют заклепки из углеродистых сталей 30, 35 и 45. В специальных соединениях заклепки в зависимости от условий работы делают из коррозионно-стойких сталей, жаропрочных и жаростойких сплавов.

Заклепки для холодного соединения стальных деталей изготовляют из пластичных сталей 10, 20, а в ответственных соединениях – из сталей 15Х, 20Х, обладающих наря-

ду с пластичностью повышенной прочностью.

Для соединения цветных металлов, а также для присоединения мягких материалов к металлическим деталям применяют заклепки из меди, латуни, бронз, алюминия и алюминиевых сплавов. При повышенных требованиях к коррозионной стойкости заклепки делают из коррозионно-стойких сталей, монельметалла, никелевых и титановых сплавов.

Для склепывания силовых соединений из алюминиевых сплавов применяют заклепки из дюралюминия Д1, Д16.

Пользуясь свойством старения дюралюминия, заклепки ставят в свежезакаленном состоянии (закалку производят в воду с температуры 500 – 520 °С), когда материал заклепок в течение 0,5 – 2 ч после закалки сохраняет пластичность. После выдержки в течение четырех-шести суток при $t = 20$ °С (*естественное старение*) материал заклепок застаревает, приобретая повышенную прочность и твердость. *Искусственное старение* (выдержка при 150 – 175 °С) сокращает продолжительность застаревания до 1 – 4 ч.

В массовом производстве консервируют большие партии закаленных заклепок в холодильных камерах с температурой около –50 °С, задерживающей старение практически на неограниченный срок.

Деформируемые сплавы Д1П, Д18, В65, В95 обладают достаточной пластичностью после старения и поддаются расклепыванию в этом состоянии.

В холодноклепаных соединениях не рекомендуется применять металлы с различным электрохимическим потенциалом, образующие гальванические пары и вызывающие коррозию. Как правило, заклепки делают из того же материала, что и склепываемые детали.

В соединениях с разнородными металлами (например, алюминиевые заклепки в деталях из магниевых и медных сплавов) необходимо антикоррозионное покрытие заклепок (кадмием или цинком).

ВИДЫ ЗАКЛЕПОЧНЫХ СОЕДИНЕНИЙ

Заклепочное соединение целесообразно нагружать только на сдвиг, разгружая его от действия изгибающих моментов, вызывающих односторонний изгиб стержней заклепок. Возникающие при изгибе напряжения разрыва, складываясь с растягивающими напряжениями, возникающими при склепывании, перегружают стержень и головки заклепки.

В соединениях по рис. 24, *а, б* под действием растягивающих сил возникает изгибающий момент, приблизительно равный произведению растягивающей силы на толщину материала (виды *з*, *и*). Этот момент отчасти погашается сопротивлением изгибу листов, а частично передается на заклепки.

В соединении с двумя накладками (вид *в*) изгибающий момент вследствие центрального приложения сил не возникает. Кроме того, это соединение двусрезное; благодаря удвоенному числу поверхностей трения сопротивление сдвигу здесь в 2 раза больше, чем в конструкциях *а, б*.

Конструкция *г* с отбортованными кромками нерациональна, так как при растяжении заклепки подвергается изгибу.

В угловых соединениях (вид *д*) с отбортованной кромкой, применяемых иногда для присоединения днищ к обечайкам резервуаров, содержащих газы или жидкости под давлением, деформация стенок резервуаров вызывает изгиб заклепок.

Рациональнее соединения *е, ж*, где заклепки работают преимущественно на сдвиг и лишь в незначительной степени – на изгиб. Изгиб тем меньше, чем меньше деформация днища и ближайших к шву стенок обечайки под действием внутреннего давления, т. е. чем ближе заклепки расположены к углу жесткости системы (чем меньше расстояние l заклепки от плоскости днища).

Применяют однорядные (рис. 25, *а, г*), двухрядные (*б, д*) и многорядные (*в*) соединения. В двухрядных и многорядных швах заклепки, как правило, располагают в шахматном порядке с целью более равномерной нагрузки швов, а также для облегчения установки заклепок.

На рис. 25 приведены применяемые в конструкциях общего назначения эмпирические зависимости значений шага t и расстояний e, e_1 от диаметра заклепки d.

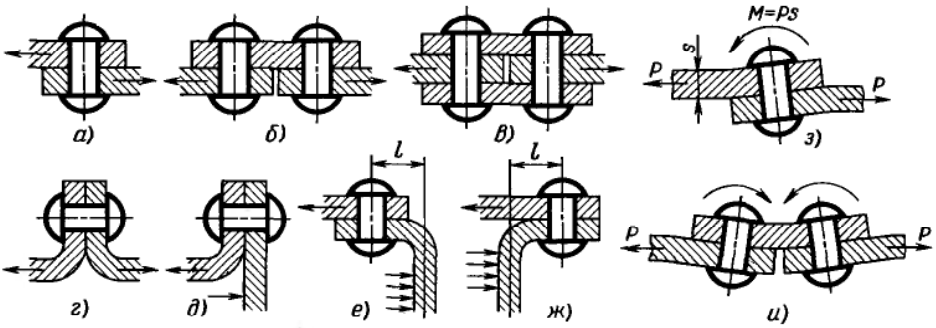


Рис. 24. Заклепочные соединения

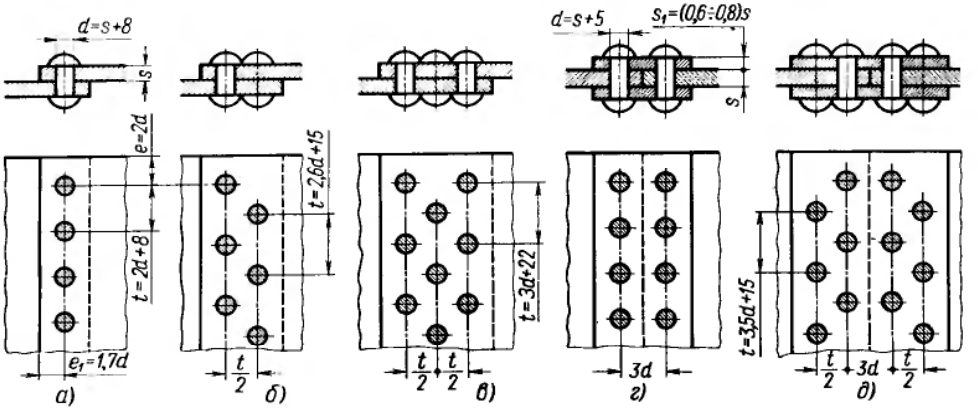


Рис. 25. Параметры заклепочных соединений

Вследствие ослабляющего влияния отверстий прочность заклепочных соединений меньше прочности целого материала.

Относительная прочность соединений, выраженная в долях прочности целого материала, приведена в таблице.

Увеличение числа швов свыше трех повышает прочность незначительно.

Тип соединения	Шов		
	однорядный	двухрядный	трехрядный
Внахлестку (рис. 25, *б*)	0,5–0,6	0,6–0,7	0,7–0,8
Стыковое (рис. 25, *д*)	0,6–0,7	0,75–0,85	0,85–0,9

По функциональному признаку различают прочные швы, применяемые в силовых конструкциях, и прочноплотные швы, обеспечивающие наряду с восприятием сил герметичность соединения и применяемые при изготовлении конструкций резервуарного типа. Для прочноплотных швов применяют заклепки с усиленными головками, обычно с коническими подголовками, обеспечивающими герметичность посадки заклепки в отверстии. Заклепки в прочноплотных соединениях, работающих при высоких температурах, ставят в горячем состоянии независимо от толщины склепываемых деталей. Швы обычно делают двух- или трехрядными.

Герметичность стыка обеспечивают дополнительными средствами, например, смазыванием поверхностей стыка перед склепыванием уплотнительными составами (сурик, разведенный на масле, мази на основе отверждающихся синтетических смол и т. д.). Следует, однако, иметь в виду, что уплотняющие мази, уменьшая коэффициент трения на поверхности стыка, снижают прочность соединения на сдвиг, поэтому мазь лучше наносить не по всей поверхности стыка, а узкой полоской, например змейкой с обходом отверстий под заклепки.

В соединениях, работающих при высоких температурах, применяют силоксановые эмали с металлическими порошками (Al, Zn), выдерживающие температуру до 600 °С.

Другой способ уплотнения – установка на стыке тонких проволок из мягких металлов, расплющиваемых при клепании.

Хорошие результаты дает покрытие предварительно зачищенных поверхностей стыка пластичными металлами, наносимыми гальванически или газопламенным напылением. Наибольшей термостойкостью обладают покрытия медью и никелем.

Металлические покрытия увеличивают прочность соединения, так как при повышенной температуре и высоком давлении, существующих на поверхности стыка, происходит взаимодиффузия металлов покрытия с образованием металлического слоя промежуточной структуры.

Иногда применяют подчеканку кромок соединения (рис. 26, *а*) со скосом кромок под углом 15–20°.

Подчеканенные швы сохраняют герметичность в эксплуатации лишь при условии достаточной жесткости соединения. При недостаточной жесткости герметичность соединения, особенно в условиях циклической нагрузки, быстро нарушается в результате периодической деформации стыка.

Практикуемый иногда способ герметизации путем подварки кромок соединения легким

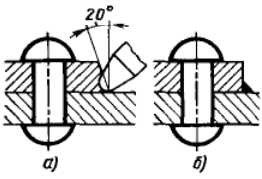


Рис. 26. Подчеканка (*а*) и подварка (*б*) кромок

сварным швом (рис. 26, *б*) нельзя считать рациональным. Жесткость сварных швов, даже малого сечения, значительно больше жесткости заклепочных швов. Вследствие этого сварной шов воспринимает силы, действующие на соединение. Прочность шва и определяет прочность соединения. В таких случаях лучше переходить целиком на сварное соединение швом нормального сечения.

КОНСТРУКТИВНЫЕ СООТНОШЕНИЯ

Обозначение заклепки состоит из номера ГОСТа, диаметра d стержня и длины заклепки из числа стандартных длин.

Для нестандартных заклепок необходимо изготовление рабочих чертежей заклепок и заклепочных соединений.

На рис. 27, *а*–*к* приведены наиболее употребительные типы заклепок для прочноплотных соединений.

Заклепки с обратноконическими повышенными головками (виды *и*, *к*) предназначены для соединений, подвергающихся действию горячих газов, в предположении, что такие головки дольше сопротивляются эрозии и сохраняют прочность даже при значительном обгорании.

Целесообразнее, однако, в этих условиях применять потайные головки со слабосферической (виды *в*, *г*) или плоской (виды *д*, *е*) поверхностью и изготовлять их из жаростойких сплавов.

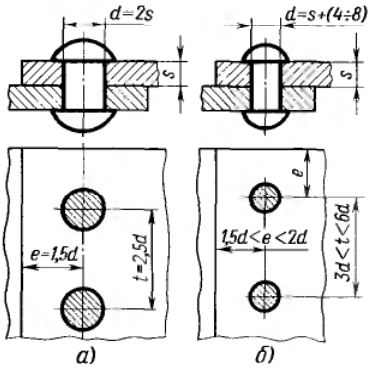


Рис. 28. Конструктивные соотношения в заклепочных соединениях

На видах *л*–*о* показаны мелкие заклепки из цветных металлов.

Единого правила для выбора диаметра заклепок не существует. Диаметр заклепки зависит от толщины соединяемого материала, шага заклепок, нагрузки, соотношения между прочностью и твердостью материалов заклепки и соединяемых деталей, наконец, от технологии установки заклепок.

Если исходить из схемы работы заклепки на срез и принять в основу расчета условие равнопрочности заклепок (на срез и смятие) и скленываемых листов (на смятие, срез и разрыв в ослабленных участках), то для частного случая однорядного нахлесточного соединения (рис. 28, *а*) при одинаковой прочности материала заклепок и листов получаются следующие соотношения:

$$d = 2s;\ t = 2{,}5d;\ e = 1{,}5d. \qquad (1)$$

Этот расчет дает преувеличенные значения диаметра заклепки (особенно при больших величинах s) и уменьшенные значения шага.

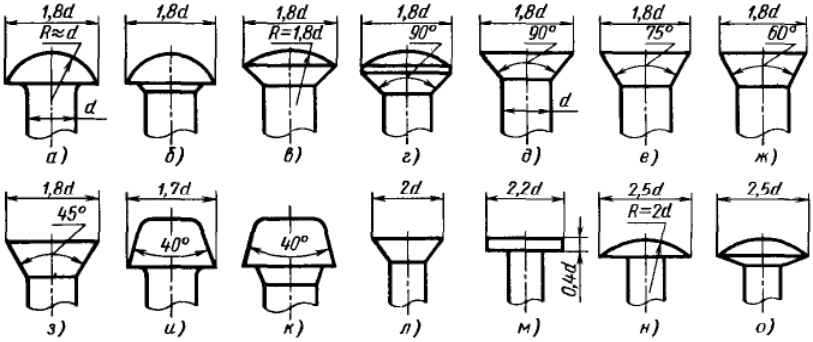


Рис. 27. Формы головок

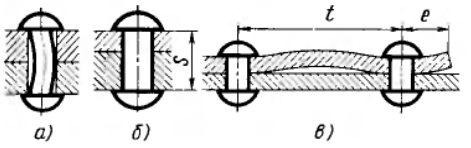


Рис. 29. К определению диаметра и шага заклепок

Практически пользуются соотношениями (рис. 28, *б*):

$$d = s + (4 \div 8); \quad (2)$$

$$3d < t < 6d; \quad (3)$$

$$1{,}5d < e < 2d. \quad (4)$$

В этих формулах все размеры в миллиметрах.

Заклепки меньшего диаметра, чем определяемый по формуле (2), плохо проковываются и могут прогнуться в отверстии (рис. 29, *а*). При расклепывании заклепок большего диаметра можно вызвать перенапряжение материала соединяемых деталей.

При склепывании материалов разной толщины исходят из суммарной толщины S (рис. 29, *б*). При $S = 5 \div 60$ мм диаметр заклепки определяют по формуле

$$d = (3 \div 3{,}5)\sqrt{S}.$$

Шаг заклепок не должен превышать $6d$, иначе плотность стыка на участках между заклепками может нарушаться (вид *в*). При $t < 3d$ затрудняется постановка заклепок.

Длина кромки e не должна превышать $2d$, иначе возможно отставание кромки (рис. 29, *в*). Если $e < 1{,}5d$, то можно повредить кромку при расклепывании. Относительно мелкие и часто расположенные заклепки следует предпочитать крупным и редко расположенным, т. е. придерживаться в формулах (3), (4) нижних пределов.

Приведенные соотношения являются ориентировочными. Лучше полагаться на опыт исполненных конструкций и руководствоваться нормами, принятыми в данной отрасли промышленности, а при проектировании новых конструкций проводить экспериментальную проверку.

Для заклепок, устанавливаемых вхолодную, расчет на срез более обоснован. Однако и здесь существуют трудно учитываемые факторы (например, прилагаемая к заклепке сила и степень пластической деформации, определяющая плотность прилегания заклепки к стенкам отверстия). Допускаемые напряжения принимают равными пределу прочности материала заклепок на срез и смятие с коэффициентом запаса 3–4. Кроме того, учитывают вид обработки отверстия.

Допускаемые напряжения (в МПа) для заклепок из сталей 10, 20 даны в таблице.

Вид нагружения	Пробитые отверстия	Сверленые отверстия
Срез	100	150
Смятие	200	300

При отнулевой нагрузке допускаемые напряжения снижают на 10–20%, при знакопеременной – на 30–50%.

ПРИПУСКИ НА ВЫСАДКУ ГОЛОВОК

Пусть F – половина площади сечения головки за вычетом вписывающегося в головку сечения стержня заклепки (заштрихованная площадка на рис. 30, *а*). По правилу Гюльдена–Паппа объем этой части головки

$$V = F\pi d_{\text{ц.т}},$$

где $d_{\text{ц.т}}$ – диаметр расположения центра тяжести площадки.

Высота h припуска, необходимого для заполнения этого объема, определяется из соотношения

$$V = F\pi d_{\text{ц.т}} = \frac{\pi d^2}{4} h,$$

где d – диаметр стержня заклепки.
Откуда

$$h = \frac{4Fd_{\text{ц.т}}}{d^2}.$$

Высота H припуска над плоскостью приклепываемой детали равна

$$H = h + h_1 = \frac{4Fd_{\text{ц.т}}}{d^2} + h_1, \quad (5)$$

где h_1 – высота выступания головки над плоскостью детали, зависящая от формы головки.

Формула (5) действительна для заклепок, устанавливаемых в отверстие без зазора.

Для заклепок, устанавливаемых в отверстие с зазором, выбираемым при расклепывании, надо учесть затекание металла в кольцевой объем зазора между отверстием и стержнем заклепки, равный

$$V' = \frac{\pi}{4}(d_0^2 - d^2)S,$$

где d_0 и S – диаметр и длина отверстия (рис. 30, *б*).

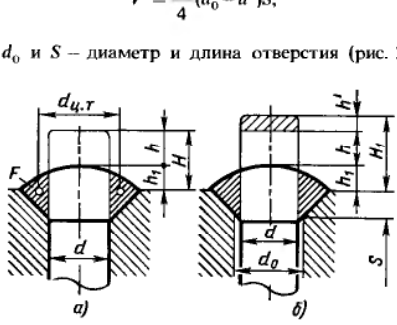


Рис. 30. К определению припуска на высадку головок

Дополнительная высота припуска h' определяется из соотношения

$$V' = \frac{\pi}{4}(d_0 - d^2)S = \frac{\pi d^2}{4}h',$$

откуда

$$h' = S\left[\left(\frac{d_0}{d}\right)^2 - 1\right].$$

Общая высота припуска

$$H' = H + h' = H + S\left[\left(\frac{d_0}{d}\right)^2 - 1\right]. \quad (6)$$

Следует учитывать допуски на изготовление отверстий и заклепок (заклепки горячей высадки рядового назначения выполняют по 12–14, холодной высадки – по 9–11 квалитетам) и вводить в расчет максимальный диаметр отверстия и минимальный диаметр заклепки.

При горячем клепании необходимо учитывать увеличение диаметра заклепки при нагреве. Диаметр заклепки в горячем состоянии

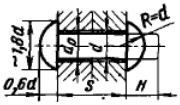
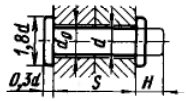
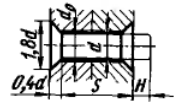
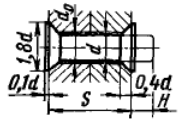
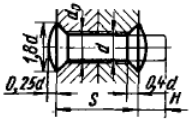
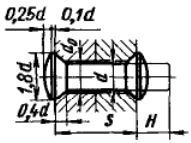
$$d = d_x(1 + \alpha t),$$

где d_x – диаметр заклепки в холодном состоянии; α – коэффициент линейного расширения материала заклепки (*для стали* $\alpha \approx 11 \cdot 10^{-6}$ 1/°C); t – температура нагрева.

Если принять для средних условий $d_0/d = 1{,}05$, то

$$H' \approx H + 0{,}1S. \quad (7)$$

4. Припуски на высадку головок

Эскиз конструкции	Припуск	
	для заклепок, устанавливаемых без зазора	для заклепок, устанавливаемых с зазором
	$H = 1{,}2d$	$H' = 1{,}2d + S\left[\left(\frac{d_0}{d}\right)^2 - 1\right] \approx 1{,}2d + 0{,}1S$
	$H = d$	$H' = d + S\left[\left(\frac{d_0}{d}\right)^2 - 1\right] \approx d + 0{,}1S$
	$H = 0{,}6d$	$H' = 0{,}6d + (S - 0{,}8d)\left[\left(\frac{d_0}{d}\right)^2 - 1\right] \approx 0{,}5d + 0{,}1S$
	$H = 0{,}8d$	$H' = 0{,}8d + (S - 0{,}8d)\left[\left(\frac{d_0}{d}\right)^2 - 1\right] \approx 0{,}7d + 0{,}1S$
	$H = d$	$H' = d + (S - 0{,}8d)\left[\left(\frac{d_0}{d}\right)^2 - 1\right] \approx 0{,}9d + 0{,}1S$
	$H = 1{,}2d$	$H' = 1{,}2d + (S - 0{,}8d)\left[\left(\frac{d_0}{d}\right)^2 - 1\right] \approx 1{,}1d + 0{,}1S$

В табл. 4 приведены величины H, вычисленные по формуле (5), и H' – по формулам (6)–(7) для наиболее употребительных типов заклепок.

Длину заклепок с припуском, подсчитанным по формулам (6)–(7), следует округлять до ближайшей большей стандартной длины.

ПРАВИЛА КОНСТРУИРОВАНИЯ

Отверстия под заклепки в склепываемых деталях следует обрабатывать совместно (рис. 31). Несовпадение отверстий (вид *а*) резко ослабляет заклепку.

В ответственных соединениях необходимо подвергать отверстия совместному развертыванию и устанавливать заклепку с натягом (вид *б*).

Следует избегать расположения заклепок в тесных местах (вид *в*). Вокруг заклепок должно быть оставлено место, достаточное для подвода клепального инструмента. Расстояние e (вид *г*) оси заклепки от ближайших вертикальных стенок и других элементов конструкции, мешающих подводу клепального инструмента, должно быть не менее $(2-2{,}5)d$ при пневматическом клепании и $(1{,}5-2)d$ при гидравлическом клепании. Минимальное расстояние от кромки $e_1 = 1{,}7d$.

В особенности важно обеспечить свободный подход к замыкающей головке. При склепывании профилей замыкающую головку надо выносить на открытое место (вид *е*), установка по виду *д* нецелесообразна.

В смежных заклепочных швах с параллельным (виды *г*, *ж*, *з*) или перпендикулярным (виды *и*, *к*) взаиморасположением осей заклепок целесообразно для облегчения клепания располагать заклепки в шахматном порядке (виды *з*, *к*).

Расстояние осей заклепок от крайних кромок склепываемых деталей следует делать минимальным во избежание применения громоздкого клепального инструмента с большим вылетом. Так, при соединении днищ цилиндрических резервуаров с обечайками целесообразно применять днища с отбортовкой наружу (вид *м*), а не внутрь (вид *л*), хотя это соединение менее выгодно по прочности.

При установке заклепок на наклонных поверхностях (вид *н*) нужно применять горячее клепание с полным прогревом всей заклепки, делать плоские выборки на наклонных поверхностях (вид *о*) или ставить заклепки впотай (вид *п*).

То же правило относится к заклепкам, устанавливаемым на цилиндрических поверхностях (виды *р*, *с*).

При холодном склепывании деталей, нуждающихся в сохранении точных размеров (например, при клепании венцов зубчатых колес к дискам, вид *т*), следует учитывать возможность деформации стенок под действием сил склепывания (в особенности при заклепках с потайными головками). Участки материала, деформируемые при расклепывании, нужно отделять от точных поверхностей зазором s (вид *у*).

Во избежание деформации склепываемых деталей такие заклепки целесообразно осаживать нормированным гидравлическим усилием.

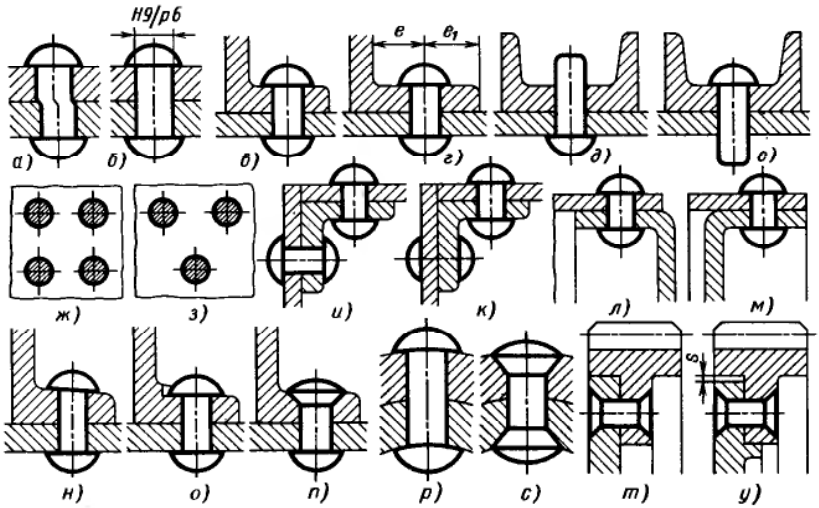


Рис. 31. Установка заклепок

УПРОЧНЕНИЕ ЗАКЛЕПОЧНЫХ СОЕДИНЕНИЙ

Для увеличения прочности заклепочных соединений, помимо правильного выбора геометрических параметров (диаметр, число рядов заклепок, шаг заклепок), большое значение имеют технологические меры.

В качестве материала для заклепок целесообразно применять легированные стали типа 40Х. Если заклепка перед установкой нагрета до температуры, превышающей температуру фазового превращения, т. е. до 750–800 °С, и охлаждение происходит достаточно быстро, то сталь в процессе остывания подвергается мягкой закалке на сорбит, что значительно увеличивает прочность соединения. Изготовляя заклепки из легированной стали состава, применяемого для НТМО, можно в процессе деформации заклепок во время остывания получить значительное упрочнение заклепок.

Для ответственных соединений целесообразно применять заклепки из высокопрочных мартенситно-стареющих сталей, подвергающихся при остывании закалке.

Следует избегать нагрева заклепок свыше 1000 °С, вызывающего крупнозернистость металла.

Сопротивление усталости заклепочных соединений можно значительно увеличить правильной обработкой отверстий под заклепки и приданием рациональных форм заклепкам. Надо избегать пробивки отверстий, вызывающей на кромках отверстий надрывы и микротрещины, являющиеся источниками резкой концентрации напряжений. Отверстия под заклепки следует сверлить (совместно в стягиваемых деталях), развертывать, а при холодном клепании проходить уплотняющей разверткой или прошивкой.

Входные и выходные кромки отверстий должны быть заправлены фасками (рис. 32, *а*) или, лучше, галтелями (виды *б*, *в*), поверхность которых при холодном клепании также целесообразно обработать давлением.

Закладные головки заклепок следует соединять со стержнем плавными галтелями или по крайней мере фасками (согласованными с размерами галтелей и фасок на кромках отверстия).

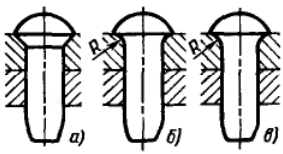


Рис. 32. Формы заклепок и отверстий

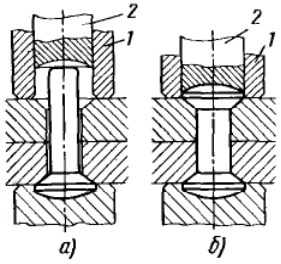


Рис. 33. Схема клепания пуансоном двойного действия

При горячем клепании переходы от стержня к головке образуются сами собой в результате затекания металла в фаску или галтель отверстия.

Для увеличения прочности соединения важно повысить сцепление между соприкасающимися поверхностями. Целесообразно подвергать стыковые поверхности дробеструйной обработке, увеличивающей шероховатость. Для обеспечения герметичности в таких случаях необходима металлизация стыковых поверхностей.

Эффективный способ повышения прочности горячих заклепочных соединений состоит в применении гидравлического расклепывания с выдержкой заклепки и соединяемых деталей под постоянной силой до остывания заклепки.

Нагретую заклепку вводят в отверстие и сжимают большой силой, высаживая замыкающую головку и раздавая стержень до полного соприкосновения со стенками отверстия. Заклепку выдерживают под действием силы до ее остывания (до 200–300 °С). Уменьшение диаметра стержня заклепки при остывании компенсируется непрерывным сжатием заклепки пуансоном.

В итоге получается соединение с заклепкой, практически беззазорно сидящей в отверстии, надежно застрахованное от сдвига. Вместе с тем соединение сохраняет характерное для горячих заклепочных соединений повышенное сопротивление сдвигу благодаря силам трения на стыке, возникающим на первых стадиях процесса при сжатии стыка силой со стороны пуансона, а на заключительной стадии – в результате усадки стержня заклепки в осевом направлении при остывании с конечной температуры клепания до температуры окружающей атмосферы.

Процесс гидравлического расклепывания требует повышенного давления склепывания, достаточного для деформации стержня в полупластичном состоянии (при температурах, соответствующих конечному периоду склепывания), и менее производителен из-за большей продолжительности выдержки, чем обычный процесс. Однако это окупается высоким качеством соединения.

Для увеличения прочности соединения целесообразно расчленить процесс сжатия стыка и процесс пластической деформации заклепки, для этого применяют пуансон двойного действия.

При этом сначала сжимают соединяемые детали с помощью наружного кольцевого пуансона *1* (рис. 33, *а*), а затем с помощью внутреннего пуансона *2* прилагают силу к стержню заклепки, высаживая головку и раздавая стержень заклепки до полного выбора первоначального зазора между стержнем и стенками отверстия (рис. 33, *б*).

Систему выдерживают в таком состоянии до охлаждения заклепки. Как и в предыдущем случае, усадка стержня заклепки в осевом направлении при остывании компенсируется пластической деформацией заклепки действием пуансона, для чего выгодно делать головку с потаем. После остывания заклепки снимают давление с пуансона *2*, а затем после некоторой выдержки и с пуансона *1*. Затяжка стыка довершается укорочением стержня заклепки при полном остывании, происходящем уже в упругой стадии.

СТЕРЖНЕВЫЕ ЗАКЛЕПКИ

Стержневые заклепки (рис. 34) применяют в высоконагруженных соединениях. Стержень заклепки выполняют из прочной термообработанной стали и устанавливают в отверстие с натягом. Так как стержень не поддается расклепыванию, то замыкающую головку формируют завальцовкой колец из пластичного металла в кольцевые выточки стержня.

Осевой натяг зависит от конструкции замыкающей головки. Соединения по рис. 34, *а*, *б* служат только для фиксации стержня. Большие натяги можно получить при увеличенной высоте головок (виды *в*, *г*). Кольца крепят круговой обвальцовкой (вид *в*), обжатием коническим пуансоном (вид *г*) или разводными обжимами.

В конструкциях *в*, *г* необходимо поддерживать головку стержня во время обжатия кольца. Если подход к головке затруднен, применяют конструкции *д*, *е*. Соединение в процессе обжатия стягивают, используя резьбу (вид *д*) или головку (вид *е*) с упором в поверхность стягиваемых деталей. После замыкания резьбовой стержень (или головку) отламывают по тонким перемычкам *т*, *п*.

ТРУБЧАТЫЕ ЗАКЛЕПКИ

Трубчатые заклепки применяют для склепывания соединений, несущих небольшие нагрузки.

Заклепки изготовляют из сортовых трубок. Закладную головку обычно формируют предварительно (рис. 35, *а*). Свободный конец заклепки раздают с помощью пуансона (вид *б*), а у заклепок больших диаметров – с помощью вращающейся вальцовки. Вращающийся инструмент применяют также при клепании деталей из хрупких материалов.

Иногда, особенно при установке впотай, обе головки заклепки формируют одновременно с помощью пуансонов, действующих с двух сторон (виды *в*, *г*).

Все виды трубчатых заклепок поддаются дополнительному уплотнению изнутри для увеличения плотности прилегания стержня заклепки к стенкам отверстия и тем самым для повышения прочности соединения на срез. В конструкциях с предварительно сформированной головкой уплотнение можно производить одновременно с формированием замыкающей головки посредством удлиненного пуансона (вид *д*).

Трубчатые заклепки можно усилить запрессовкой стержней. Стержни фиксируют с помощью рифтов (вид *е*), кольцевых выточек, а также зачеканкой торцов.

Если поверхность соединения должна быть гладкой (например, приклепывание облицовочных листов), применяют полутрубчатые заклепки с плоскими (виды *ж*, *з*), потайными (вид *и*) или полусферическими (вид *к*) головками. Если необходима гладкая поверхность с двух сторон, применяют замыкание запрессовкой в заклепку стержня со шляпкой (вид *л*). Стержень держится в заклепке силами трения. Для увеличения сцепления на стержне делают кольцевые выточки (вид *м*).

Заклепки с поднутренными концами (вид *н*) обладают повышенным сопротивлением срезу.

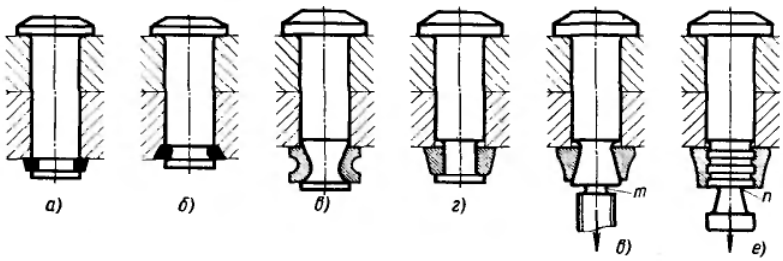


Рис. 34. Стержневые заклепки

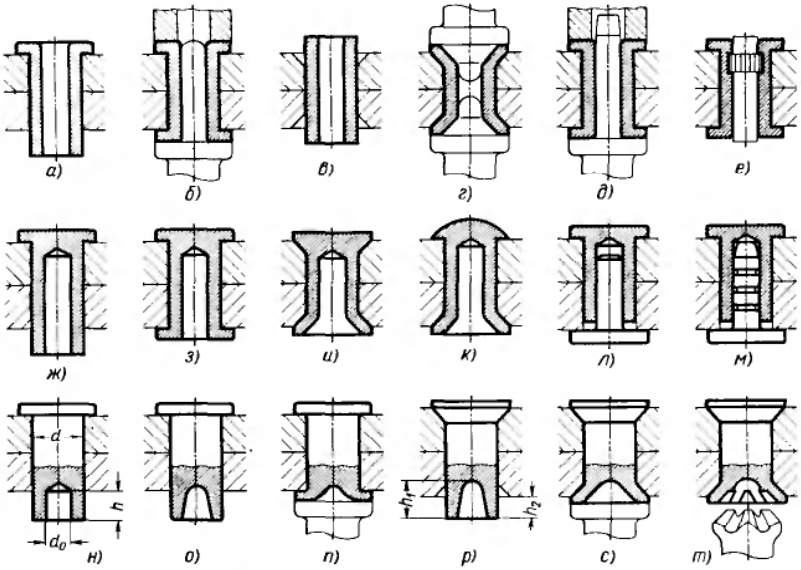


Рис. 35. Трубчатые и полутрубчатые заклепки

Поднутрение выполняют сверлением (вид *н*) или высадкой (вид *о*). Диаметр поднутрения обычно $d_0 = (0{,}5 \div 0{,}6)d$ (d — диаметр заклепки). Глубина поднутрения (и высота выступающего конца заклепки) при осаживании на плоскость (вид *н*) $h = (0{,}5 \div 0{,}6)d$. При осаживании впотай (вид *р*) глубина поднутрения $h_1 = (0{,}6 \div 0{,}7)d$, высота выступания $h_2 = (0{,}3 \div 0{,}4)d$.

Конец заклепки, как и в предыдущих случаях, осаживают пуансонами (виды *п*, *с*). В легких соединениях с целью уменьшения силы осаживания применяют звездчатые пуансоны (вид *т*).

ПИСТОННЫЕ ЗАКЛЕПКИ

Пистонные заклепки, изготовляемые из тонкостенных (0,2—0,5 мм) трубок, применяют чаще всего для крепления мягких материалов (кожа, ткани, пластмассовые композиции и др.).

Наиболее простой вид пистонной заклепки — трубка, развальцовываемая с обеих сторон на плоскость (рис. 36, *а*) или впотай (вид *б*). Заклепки с усиленными головками изображены на видах *в*, *з*.

Пистоны, устанавливаемые на лицевых поверхностях декоративных деталей, делают закрытыми с целыми, формируемыми экструзией (виды *и*, *к*) или составными (виды *л*—*т*) головками.

Замыкающие головки формируют способами, показанными на видах *а*—*з*. Формирование головок видов *а*, *б* производится за один прием. Остальные конструкции формируют в два приема или с помощью пуансонов двойного действия.

ЗАКЛАДНЫЕ ЗАКЛЕПКИ

Если невозможно подвести клепальный инструмент для формирования замыкающей головки (например, у заклепок, входящих во

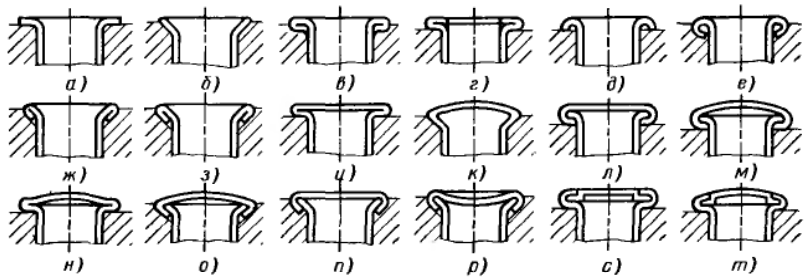


Рис. 36. Пистонные заклепки

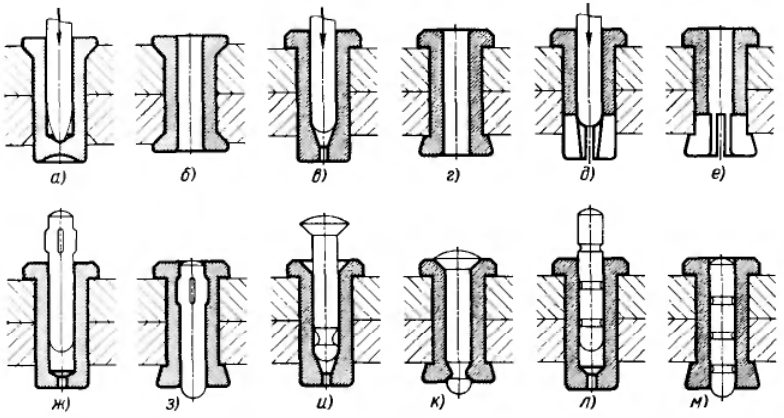


Рис. 37. Закладные заклепки

внутренние полости), применяют закладные заклепки, устанавливаемые и замыкаемые с одной стороны. Обычно это трубчатые заклепки, прошиваемые пуансоном. На конце стержня предусматривают перемычку (рис. 37, *а*) или коническую ступеньку (вид *в*). При прошивании пуансон раздает металл, образуя замыкающую головку (виды *б*, *г*).

Для уменьшения силы прошивания утолщенный конец заклепки надрезают крестообразным разрезом (виды *д*, *е*).

По прочности, а также по простоте операции замыкания выгоднее заклепки с оставляемым пуансоном (виды *ж*—*м*). После формирования замыкающей головки пуансон запирается в стержне заклепки и служит усиливающим элементом. Пуансон стопорят в заклепке с помощью рифтов (виды *ж*, *з*), конических выточек (виды *и*, *к*) или канавок (виды *л*, *м*), заполняемых при пластическом течении материала.

Для установки заклепок этого типа требуется значительная осевая сила, вследствие чего они применимы только в жестких толстостенных конструкциях.

При соединении тонколистовых конструкций необходимо разгрузить листы от силы клепания. Чаще всего для этого применяют вытяжные формирующие прошивки. Заклепку вместе с предварительно заведенной в нее прошивкой устанавливают в отверстие головкой наружу. Затем, опираясь на головку, вытягивают прошивку, формируя замыкающую головку.

Типичные конструкции легких закладных заклепок приведены на рис. 38.

В конструкции *1* прошивка снабжена грушевидным утолщением диаметром, превышающим диаметр отверстия заклепки. При вытягивании прошивка формирует замыкающую головку (вид *2*) и одновременно раздает стержень заклепки, обеспечивая плотное его прилегание к стенкам отверстия. Разновидность конструкции показана на видах *3*, *4*.

В конструкции *5* прошивке придана шляпка, отделенная от стержня тонкой перемычкой *m*. При прошивании шляпка самозамыкается в формируемой головке (вид *6*). После образования головки сопротивление прошиванию резко возрастает, и прошивка разрывается по тонкому месту. Шляпка остается в головке. В конструкции *7* прошивка, заделанная в стержень заклепки, разрывается по корсетной перемычке *n*. Шляпка остается в головке (вид *8*).

По прочности выгоднее заклепки с оставляемыми прошивками. В конструкции *9* прошивка снабжена грибовидным утолщением, отделенным от стержня тонкой перемычкой *r*. После формирования замыкающей головки прошивка разрывается по перемычке; утолщенная часть прошивки остается в заклепке (вид *10*), фиксируясь самозамыканием грибка в головке. Разновидность конструкции заклепок с оставляемыми прошивками показана на видах *11*, *12*.

В конструкциях *13*, *14* отрывная прошивка фиксируется затеканием материала заклепки на конус *s*. На видах *15*, *16* показана основанная на этом же принципе заклепка для соединения тонких листов.

Установка заклепок, изображенных на видах *1*—*16*, поддается автоматизации. В настоящее время выпускаются высокопроизводительные

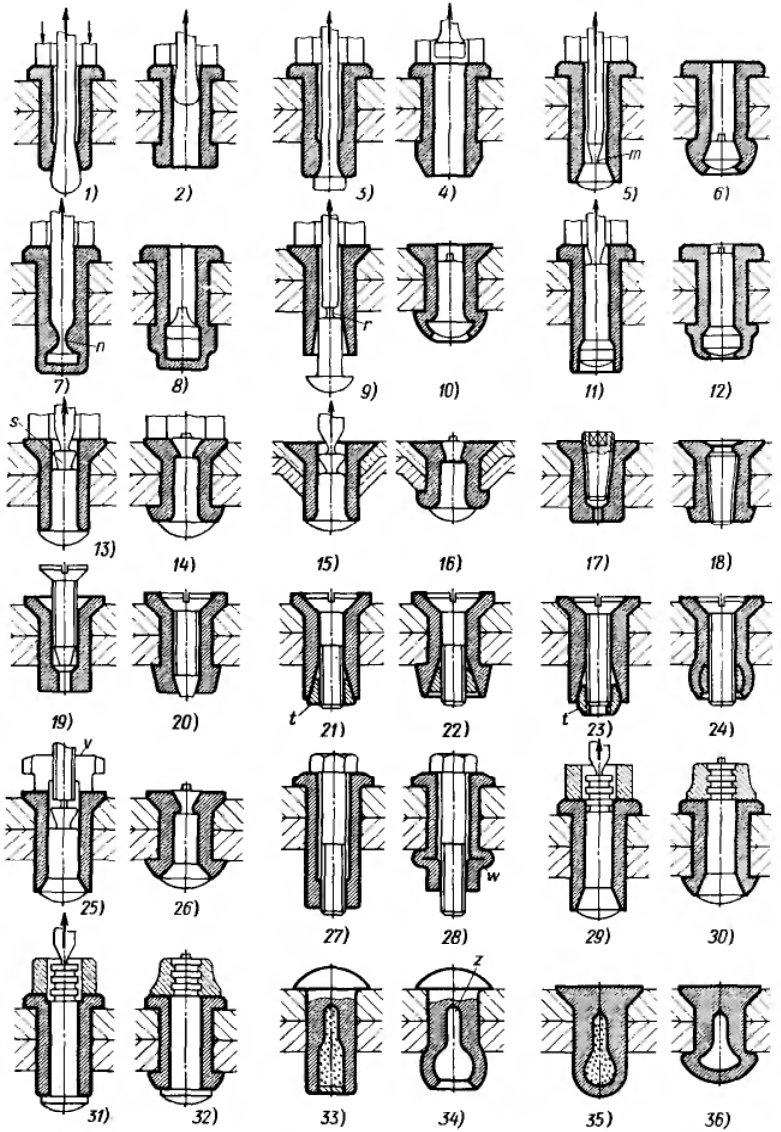


Рис. 38. Закладные заклепки

машины с автоматизированной ориентацией, подачей и установкой заклепок.

В конструкциях *17—20* разгрузка склепываемых деталей от осевой силы достигается применением ввертных пуансонов, конических (виды *17*, *18*) или цилиндрических (виды *19*, *20*). Пуансоны стопорятся в заклепках силами трения.

В конструкциях *21—24* замыкающая головка формируется конической или сферической гайкой *t*, втягиваемой вращением ввертного болта. В конструкциях *25*, *26* применена ступенчатая обрывающаяся прошивка, затягиваемая наружной гайкой *v* и фиксируемая затеканием материала заклепки в коническую выточку.

В конструкции *27* в отверстии заклепки

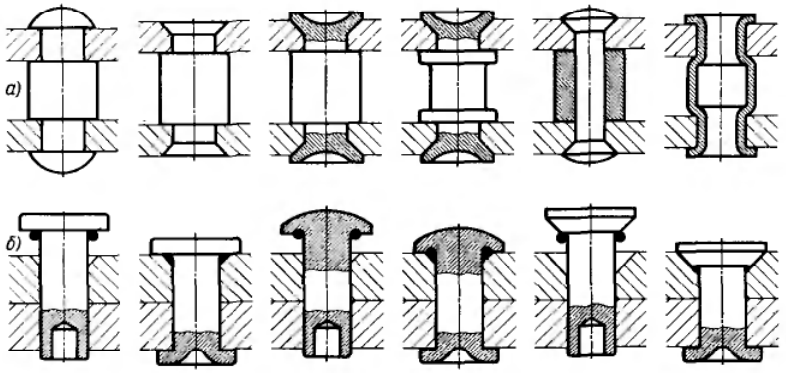


Рис. 39. Специальные заклепки

нарезан резьбовой пояс, в который ввертывают болт, опирающийся в головку заклепки. При завертывании болт подтягивает конец стержня заклепки, причем образуется утолщение *w*, служащее замыкающей головкой (вид *28*).

В конструкциях *17—28* заклепка должна быть застопорена от проворота в начальный период затяжки. По производительности эти способы установки уступают предыдущим.

На видах *29—32* представлены прочные заклепки, замыкаемые протягиванием обрывающейся прошивки, фиксируемой завальцовыванием манжет из пластичного металла в кольцевые выточки на стержне прошивки. Такие заклепки применяют, например, в судостроении для присоединения массивных обшивок.

Наиболее производителен и универсален способ клепания взрывными заклепками. В стержень заклепки заделывают заряд (вид *33*), взрываемый после установки заклепки (обычно путем наложения электронагреваемой оправки на головку заклепки). При взрыве образуется замыкающая головка тюльпанной формы (вид *34*). Канал *z* служит для раздачи стержня в плоскости стыка склепываемых листов.

Целесообразнее взрывные заклепки с закрытым зарядом (виды *35, 36*). Сила взрыва замыкается в теле заклепки: склепываемое соединение разгружено от силы реакции газовой струи; процесс установки заклепок бесшумен.

Взрывные заклепки из алюминиевых сплавов широко применяют в самолетостроении для присоединения обшивок.

По прочности взрывные заклепки уступают другим конструкциям закладных заклепок (например, силовым заклепкам видов *29—32*).

Закладные заклепки делают обычно диаметром 4—12 мм; заклепки, показанные на видах *29—32*, — до 25 мм.

СПЕЦИАЛЬНЫЕ ЗАКЛЕПКИ

Особую разновидность представляют дистанционные заклепки, применяемые для соединения деталей, расположенных на заданном расстоянии друг от друга (рис. 39, *а*).

В герметичных заклепках (рис. 39, *б*) под головку устанавливают кольцо из пластичного металла (алюминий, отожженная медь) или (для соединений, работающих при невысоких температурах) из эластомеров. При установке заклепки кольцо расплющивается, уплотняя соединение.

Герметичность достигается также кадмированием или цинкованием заклепок.

ПРИКЛЕПЫВАНИЕ ТОНКИХ ЛИСТОВ

При склепывании тонких листов с массивными деталями (рис. 40) закладную головку следует располагать со стороны листа, высадную — на массивной детали (вид *б*). Установка по виду *а* неправильна.

Недопустимо применение потайных головок со стороны листа (вид *в*). Для обеспечения плотного прижатия листа следует придавать закладной головке максимально возможный диаметр (вид *г*) или подкладывать под головку шайбу (вид *д*). Шайбу целесообразно выполнять из пружинной стали и придавать ей небольшую конусность (вид *е*), выбираемую при расклепывании.

На видах *ж—м* приведены конструкции усиленных соединений.

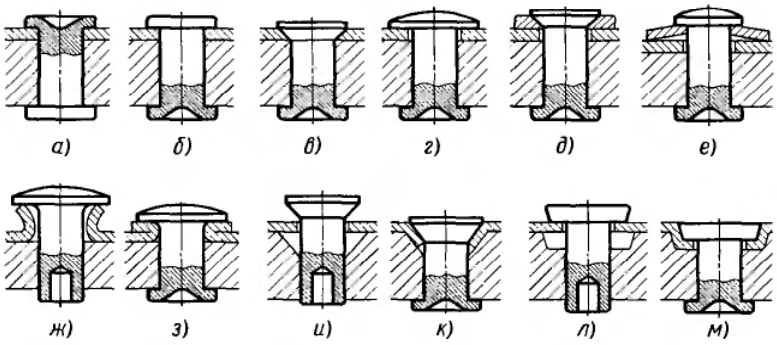


Рис. 40. Приклепывание тонких листов

В конструкции *ж* кромки отверстия листа отбортовываются и при расклепывании сгибаются вдвое (вид *з*), образуя прочное соединение.

В конструкции *и* с креплением потайной головкой кромки отверстия заводятся под потай и при расклепывании защемляются под головкой (вид *к*).

В конструкции *л* лист при расклепывании зажимается в конической раззенковке (вид *м*).

3. СОЕДИНЕНИЕ МЕТОДАМИ ХОЛОДНОЙ ПЛАСТИЧЕСКОЙ ДЕФОРМАЦИИ

Крепление с помощью пластической деформации материала в холодном состоянии применяют в глухих соединениях преимущественно для фиксации взаимного расположения деталей. Во многих случаях такие соединения несут довольно значительные нагрузки.

Пластической деформации в холодном состоянии подлаются мягкие и вязкие металлы (относительное удлинение $\delta > 3 \div 4\%$), например, стали в отожженном состоянии, медные, алюминиевые и магниевые сплавы, отожженные титановые сплавы. Ограниченно подлаются пластической деформации стали, подвергнутые нормализации и улучшению. Методы пластической деформации неприменимы для хрупких металлов (серые чугуны), а также для сталей, закаленных или подвергнутых химико-термической обработке (цементации, азотированию, цианированию).

Основные приемы пластической деформации: раскленывание, завальцовка, раскатывание, пропивание, чеканка, расчеканка, закерновка. В тонколистовых конструкциях применяют также гибку, отбортовку, зиговку и фальцовку.

Как правило, рекомендуется ограничивать пластическую деформацию строго необходимым минимумом (рис. 41). Чем меньше объем деформируемого металла и степень деформации, тем меньше опасность появления трещин и надрывов и тем прочнее в конечном счете получается соединение. Сокращение объема пластической деформации уменьшает потребную для деформирования силу, позволяет применять в соединениях более твердые и прочные материалы и при прочих равных условиях повышает производительность операций крепления.

КРЕПЛЕНИЕ ВТУЛОК

На рис. 42 представлены способы крепления втулок прошиванием с раздачей материала в конические гнезда (вид *а*) и кольцевые выточки в посадочных отверстиях (виды *б*, *в*). На внутренней поверхности втулок предусматривают напуски (показаны пунктиром) для раздачи материала.

Осевая сила прошивания воспринимается упором торца (виды *а*, *б*) или фланца (вид *в*) втулки в охватывающую деталь. После прошивания внутреннюю поверхность втулки проходят начисто калибрующим дорном или режущим инструментом.

На видах *г*, *д* показано крепление втулок развальцовкой.

К листовым деталям втулки крепят развальцовкой (рис. 43, *а*) или раздачей выступающего

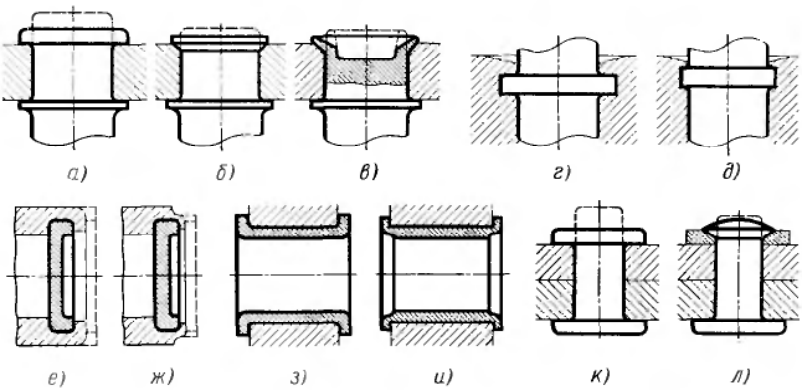


Рис. 41. Узлы крепления пластической деформацией:
а, *г*, *е*, *з*, *к* — нерациональные; *б*, *в*, *д*, *ж*, *и*, *л* — рациональные конструкции

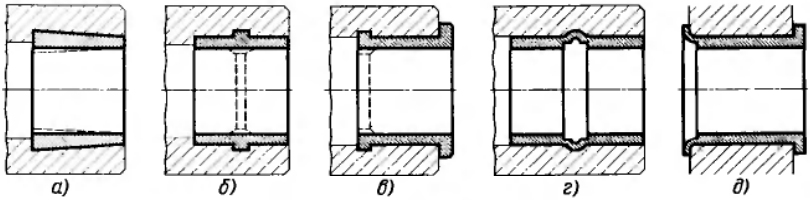


Рис. 42. Крепление втулок

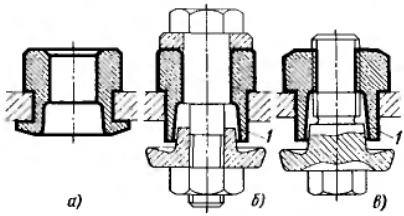


Рис. 43. Крепление втулок в листовых деталях

из отверстия воротника *1* под прессом или по месту при помощи приспособлений (виды *б*, *в*).

КРЕПЛЕНИЕ СТЕРЖНЕЙ

Массивные цилиндрические детали (колонки, стойки и пр.) крепят путем развальцовки торцов (рис. 44).

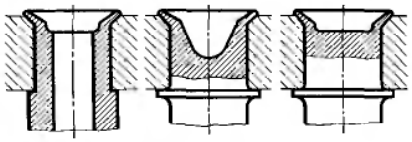


Рис. 44. Крепление колонок

Детали обычно сажают на переходных посадках или на посадках с натягом. Наиболее прочное соединение обеспечивает посадка с натягом, развальцовка в этом случае является средством страховки.

На рис. 45 показаны основные способы крепления трубчатых стержней в массивных деталях:

1) стержень устанавливают в обратноконическое гнездо (вид *а*) и крепят раздачей конического напуска *1* путем прошивания цилиндрической оправкой (вид *б*);

2) стержень заделывают раздачей массивного конца в цилиндрическую выточку гнезда (виды *в*, *г*);

3) стержень устанавливают в гнездо с предварительно введенной в него конической вставкой и до упора в буртик *2* осаживают стержень для раздачи материала в цилиндрическую выточку гнезда (виды *д*, *е*).

Совершеннее конструкция, где конус, выполненный как одно целое со стержнем (вид *ж*), соединен с ним тонкой перемычкой. При осаживании стержня перемычка разрывается, конус раздает конец стержня (вид *з*), который фиксируется в отверстии кольцевыми рифтами.

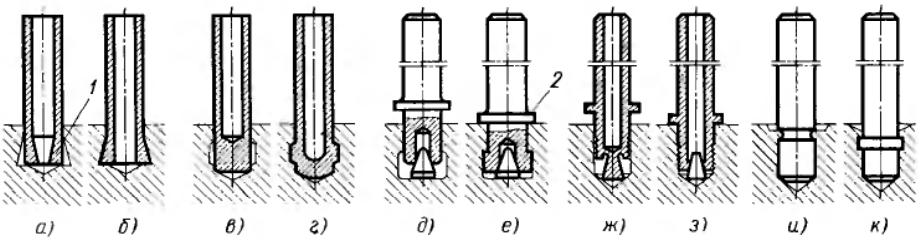


Рис. 45. Крепление стержней

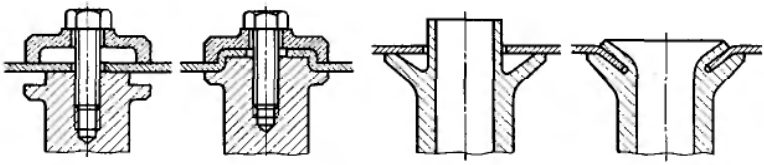


Рис. 46. Усиление узлов заделки стержней в листовые детали

Стержни, выполненные из материала, не поддающегося пластической деформации, и устанавливаемые в детали из мягких материалов, крепят зачеканкой материала детали в кольцевую выточку (вид *и*) или на буртик (вид *к*) стержня.

На рис. 46 показаны способы присоединения трубчатых стержней к листовым деталям с пластической деформацией листа для увеличения прочности и жесткости крепления.

КРЕПЛЕНИЕ ОСЕЙ И ПАЛЬЦЕВ

Пальцы, выполненные из мягкого материала, поддающегося пластической деформации, крепят расклепыванием и развальцовкой торца (рис. 47, *а–в*), раскерновкой торца в нескольких точках (виды *г*, *д*), выдавками на периферии торца, образуемыми с помощью кольцевого чекана с внутренними зубьями (вид *е*). На виде *ж* показано крепление путем раздачи торца пальца на конус кольцевым чеканом.

На видах *з–к* показаны способы крепления со страховкой пальца от проворота. В конструкции *з* палец фиксируется расклепыванием квадратного конца пальца в квадратном отверстии, в конструкции *и* – заделкой рифтованного конца пальца.

В наиболее простой конструкции *к* цилиндрический конец пальца расчеканивается в треугольные пазы, проделанные в фаске посадочного отверстия. Сплошное расклепывание можно заменить местной деформацией аналогично конструкциям *г*, *д*.

Пальцы, изготовленные из твердых мате-

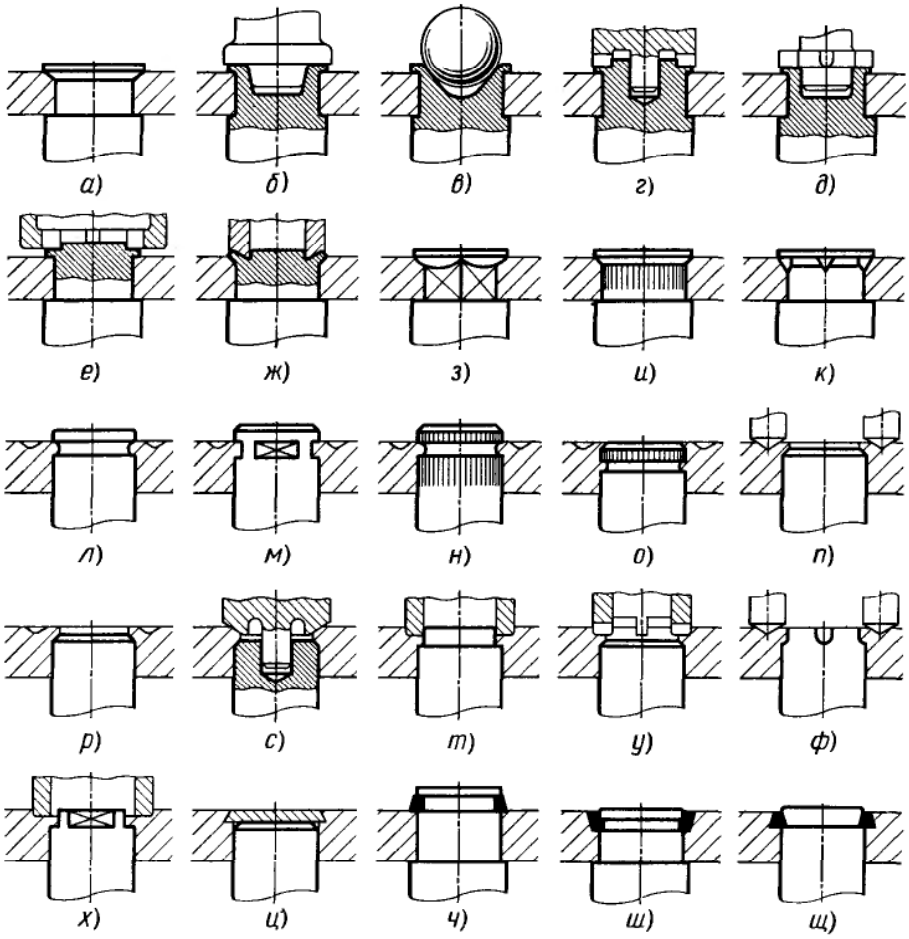


Рис. 47. Крепление осей и пальцев в пластинчатых деталях

риалов, не поддающихся расклепыванию, крепят в деталях из пластичных металлов, завальцовкой материала детали в кольцевую выточку пальца (вид *л*), зачеканкой материала детали в лыски, снятые на пальце (вид *м*), посадкой на рифтах (виды *н*, *о*).

На видах *о*–*х* показано крепление пальца в деталях, жестко связанных между собой (например, в щеках вилок, в серьгах и т. д.) с зачеканкой пальца с двух сторон.

В конструкции *п* палец крепят раскерновкой детали в нескольких точках по периферии, в конструкциях *р*–*т* – круговой завальцовкой, в конструкции *у* – местными выдавками.

От проворота пальца страхуют закерновкой материала детали в профрезерованные на пальце пазы (вид *ф*) или расчеканкой материала в снятые на пальце лыски (вид *х*).

Если и палец, и щеки выполнены из твердых, не поддающихся расклепыванию материалов, применяют крепление расплющиваемыми заглушками (вид *ц*) или кольцами из пластичного материала (низкоуглеродистая сталь, отожженная медь и т. д.), зачеканиваемыми в выточки пальца (виды *ч*–*щ*).

СОЕДИНЕНИЕ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ДЕТАЛЕЙ

Соосные цилиндрические детали (например, стержни и охватывающие втулки) соединяют обчеканкой или обвальцовкой втулки на кольцевые выступы (рис. 48, *а*) или канавки (виды *б*, *в*) в стержне.

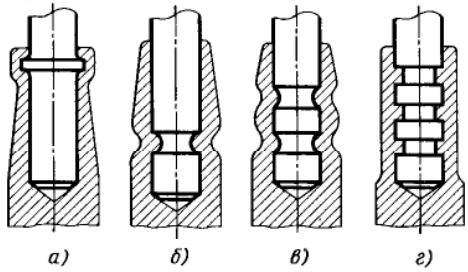


Рис. 48. Соединение цилиндрических деталей

Если по функциональному назначению требуется обеспечить свободу вращения одной детали относительно другой, то соединяемые поверхности перед зачеканкой покрывают слоем разделительной графитной мази. В таких случаях канавки целесообразно делать прямоугольными (вид *г*).

КРЕПЛЕНИЕ ДЕТАЛЕЙ НА ПОВЕРХНОСТЯХ

Мелкие цилиндрические детали типа бонок, контактов, опорных ножек и т. д., устанавливаемые на поверхностях изделий, крепят расчеканкой в обратноконических гнездах (рис. 49, *а*–*е*).

Такие же приемы применяют для крепления кольцевых деталей, например кольцевых уплотнений, седел и т. д. (рис. 49, *ж*–*м*).

На рис. 50 показаны некоторые способы крепления седел клапанов.

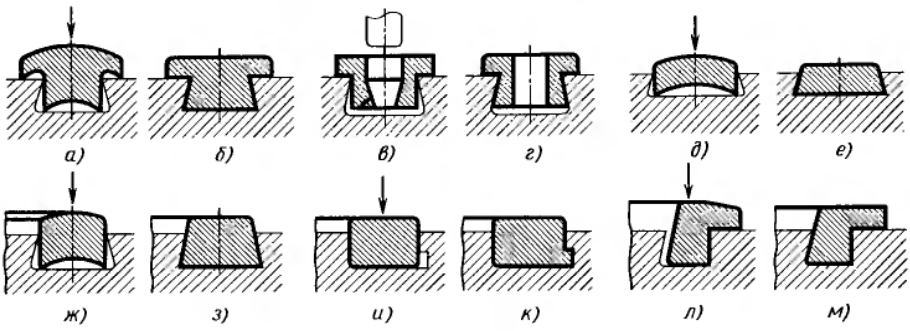


Рис. 49. Крепление деталей на поверхности изделий

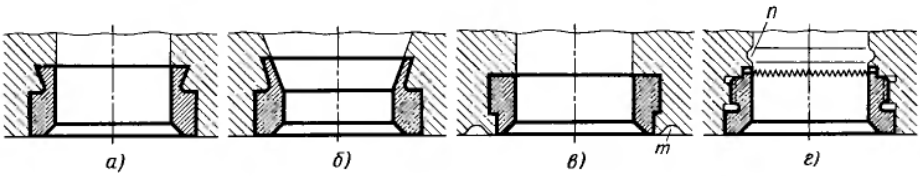


Рис. 50. Крепление седел

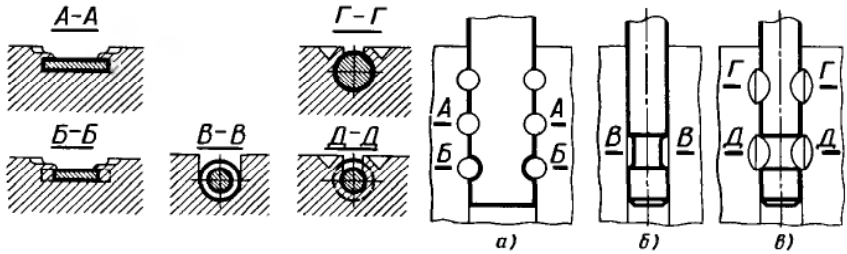


Рис. 51. Крепление пластинок и прутков

Конструкции *а*, *б* применяют для седел, выполненных из пластичного металла (бронза, аустенитные стали и т. д.), сажаемых в корпуса из твердого и хрупкого металла (чугун), конструкции *в*, *г* — для седел, выполненных из твердого металла, сажаемых в корпуса из пластичного металла (алюминиевые сплавы).

В конструкции *в* крепление производится зачеканкой или развальцовкой материала корпуса вокруг седла (участок *т*).

В конструкции *г* седло ввертывают в корпус на резьбе и фиксируют круговой развальцовкой отверстия корпуса (участок *п*), сопровождающейся затеканием материала в торцовые зубчики седла.

Пластинки, плоские пружины и им подобные детали крепят на поверхности массивных деталей путем установки в паз (рис. 51, *а*) и раздачи материала детали пуансоном в нескольких точках. От сдвига в продольном направлении пластинка фиксируется металлом, затекаемым в полукруглые вырезы.

Аналогичным способом крепят цилиндрические прутковые детали (рис. 51, *б*, *в*).

ЗАЧЕКАНКА КОЛЬЦЕВЫХ ДЕТАЛЕЙ НА ВАЛАХ

Способ пластической деформации нередко применяют для зачеканки на валы колец (рис. 52, *а*, *б*) и гильз (вид *в*).

Детали этого типа зачеканивают на прессах с разъемными вкладышами или предпочтительнее на ротационно-ковочных машинах с приложением силы одновременно в нескольких точках периферии и с плавным ее нарастанием. Ручная зачеканка и круговая обвальцовка здесь неприменимы, так как вызывают расширение втулки вместо необходимого сжатия.

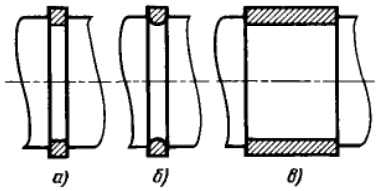


Рис. 52. Зачеканка колец на валы

КРЕПЛЕНИЕ ЗАГЛУШЕК

Заглушки крепят в полых валах завальцовкой материала вала (рис. 53, *а*, *б*), расчеканкой периферии заглушки до затекания материала в предварительно проделанную в валу кольцевую выточку (виды *в*, *г*), раздачей ободка заглушки коническим пуансоном (вид *д*).

На видах *е*, *ж* изображены способы крепления тонколистовых заглушек развальцовкой заглушки в кольцевую выточку в отверстии вала.

Широко применяют расплющиваемые заглушки (вид *з*). В исходном виде заглушка имеет сферическую форму. Заглушку раздают пуансоном с плоским торцом, опирая противоположную сторону заглушки на плоский упор, причем заглушка заходит краями в заранее проделанную выточку в валу.

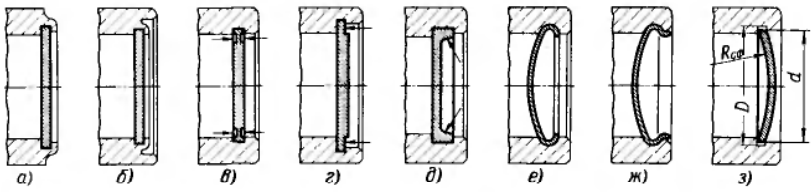


Рис. 53. Крепление заглушек

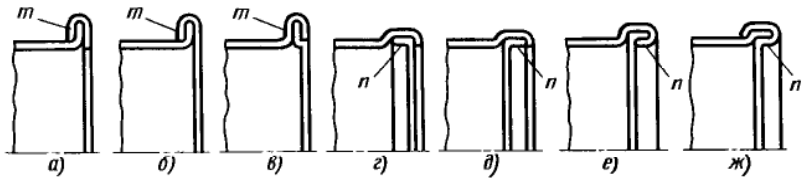


Рис. 54. Крепление заглушек в трубах

Радиус R сферы определяется из соотношения

$$R_{сф} = \frac{0{,}25d}{\sqrt{\left(\frac{D}{d}\right)^2 - 1}}, \qquad (8)$$

где d – диаметр заглушки; D – диаметр выточки под заглушку. В среднем $D/d = 1{,}03$; при этом $R_{сф} \approx d$.

На рис. 54 показаны способы завальцовки заглушек в тонкостенные трубы.

Соединение должно допускать применение упоров для формирования и расплющивания нива: плоских (по поверхностям m в конструкциях $а-в$) или цилиндрических (по поверхностям n в конструкциях $д-ж$). Конструкции, допускающие введение цилиндрических упоров снаружи (виды $д-ж$), предпочтительнее, чем конструкции, где необходим внутренний упор (вид $г$).

КРЕПЛЕНИЕ ФЛАНЦЕВ К ТРУБАМ

К толстостенным трубам (толщиной стенок $>4-6$ мм) фланцы крепят раскатыванием концов труб в кольцевые канавки (рис. 55, $а$, $б$), выполненные во фланцах. Вид $в$ – центрированная посадка фланца на обработанную поверхность трубы с последующим раскатыванием посадочного пояса. Осевая фиксация фланца – с одной стороны заплечиком на трубе, с другой – завальцовкой торца трубы.

К тонкостенным трубам фланцы крепят завальцовкой труб в полукруглые (виды $г$-$е$) или прямоугольные (вид $ж$) кольцевые выточки.

КРЕПЛЕНИЕ ТРУБОК

На рис. 56, $а-в$ показаны способы крепления трубок в листовых деталях и плитах. Толстостенные трубки толщиной стенки 2–5 мм (жаровые и водяные трубки котлов) крепят развальцовкой концов трубок с помощью роликовых вальцовок. Для увеличения прочности и герметичности соединения в стенках отверстий проделывают кольцевые канавки (виды $б$, $в$).

На видах $г-ж$ показаны способы крепления тонкостенных трубок. Наибольшей прочностью и жесткостью обладает конструкция $ж$, в которой трубка крепится массивной втул-

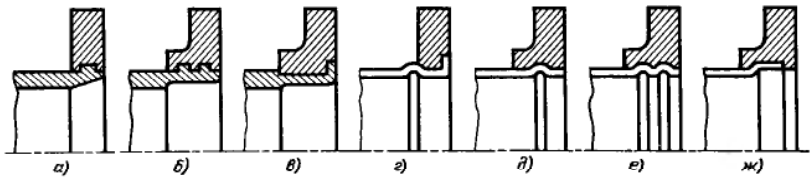


Рис. 55. Присоединение фланцев к трубам

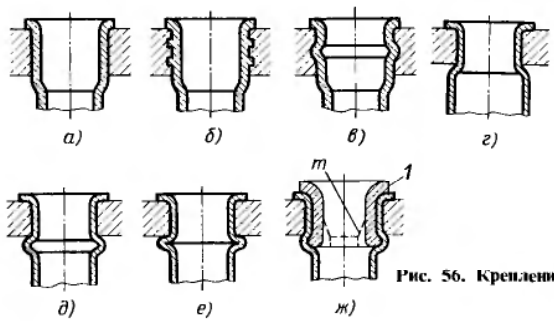


Рис. 56. Крепление трубок в плитах

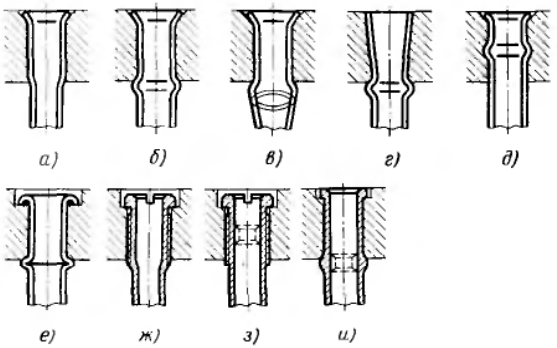


Рис. 57. Крепление маслоподводящих трубок в плитах

кой *1* с коническим выступом *m*, раздаваемым при установке трубки.

На рис. 57 показаны способы крепления в валах маслоподводящих трубок, тянутых (виды *а – е*) и точечных (виды *ж – и*).

КРЕПЛЕНИЕ ОТГИБНЫМИ ЛАПКАМИ

Особую разновидность представляют соединения на отгибных лапках, применяемые в тонколистовых конструкциях. Лапки (рис. 58, *а*), выполненные на одной из соединяемых деталей, заводят в прорези смежной детали и отгибают.

Если толщина соединяемых деталей превышает 2 – 3 мм, применяют расклепывание лапок (вид *б*), выполненных с припуском на осадку.

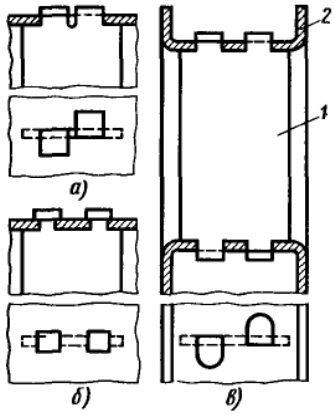


Рис. 58. Крепление отгибными лапками

Прочность подобных соединений невысока, особенно при изгибе в плоскости, перпендикулярной к вертикальному листу. В некоторых случаях эти способы применяют и в силовых конструкциях. На виде *в* показан узел крепления лопаток *1* к обечайкам *2* кольцевого направляющего аппарата аксиального воздушного компрессора. Благодаря большому числу точек крепления конструкция в данном случае получается достаточно прочной и жесткой.

РАЗНЫЕ СОЕДИНЕНИЯ

На рис. 59 изображены способы присоединения листов пуклевками. Пуклевки выдавли-

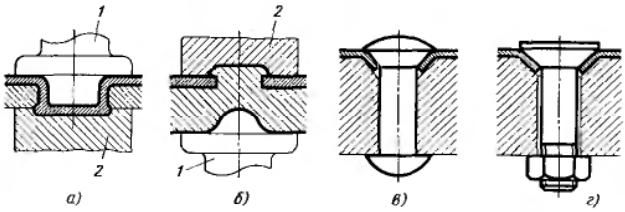


Рис. 59. Крепление листовых обшивок

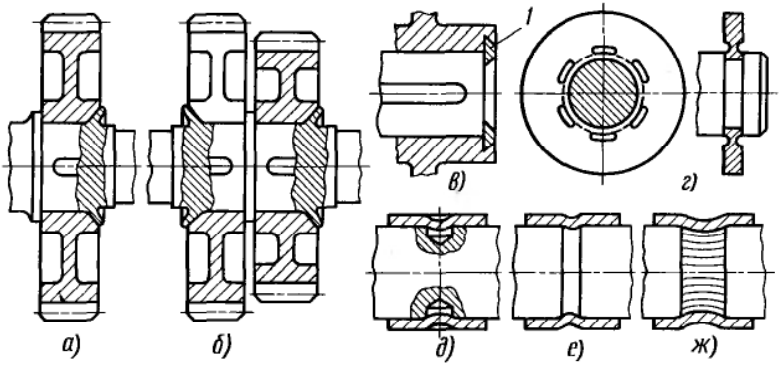


Рис. 60. Узлы соединения пластической деформацией

вают пуансоном *1* в тонком (вид *а*) или в толстом (вид *б*) листе с образованием замыкающей головки матрицей *2*, устанавливаемой со стороны, противоположной движению пуансона.

Узлы крепления облицовочных листов к массивным деталям с помощью заклепок (вид *в*) или болтов (вид *г*) усиливают пластической деформацией облицовки на участках присоединения.

На рис. 60, *а*, *б* показан применяемый для установки зубчатых колес и других дисковых деталей на ступенчатых валах способ крепления развальцовкой материала в конические выточки дисков.

Вид *в* – фиксация ступицы на валу с помощью расплющиваемой шайбы *1*, вид *г* – крепление диска путем расчеканки в кольцевую выточку на валу, виды *д*, *е*, *ж* – крепление гильз на валу путем зачеканки в углубления, в кольцевую выточку, на шлицы.

ФАЛЬЦЕВЫЕ СОЕДИНЕНИЯ

Соединения в фальц применяют для скрепления тонколистовых материалов толщиной от нескольких десятых миллиметра (жесть) до 1 – 2 мм.

На рис. 61 показаны фальцевые соединения, применяемые для стыковки тонкостенных труб и обечаек.

Наиболее употребительно соединение (рис. 62) с отбортовкой кромок деталей (вид *а*),

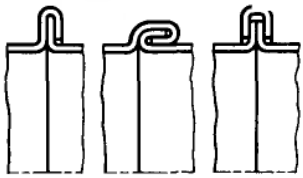


Рис. 61. Фальцевые соединения труб

формированием замка (вид *б*), отгибом и расплющиванием замка с образованием четырехслойного шва (вид *в*).

Виды *г* – *е* – фальцевое соединение с накладкой из полоски листового материала, виды *ж* – *л* – усиленное фальцевое соединение шестислойным швом (полуторный фальц), виды *м* – *р* – соединение семислойным швом.

На рис. 62 показаны конструкции фальцевых соединений, применяемых для скрепления плоских листов и образования продольных швов цилиндрических обечаек.

На рис. 63 изображены способы фальцевого присоединения днищ и крышек к цилиндрическим обечайкам.

Конструкции *а*, *б* применяют для соединения сравнительно толстостенных изделий (0,5 – 2 мм).

Жестяные изделия соединяют фальцовкой с образованием трехслойного (виды *в* – *м*), четырехслойного (виды *н* – *п*), пятислойного (виды *р* – *т*) или семислойного (виды *у* – *ч*)

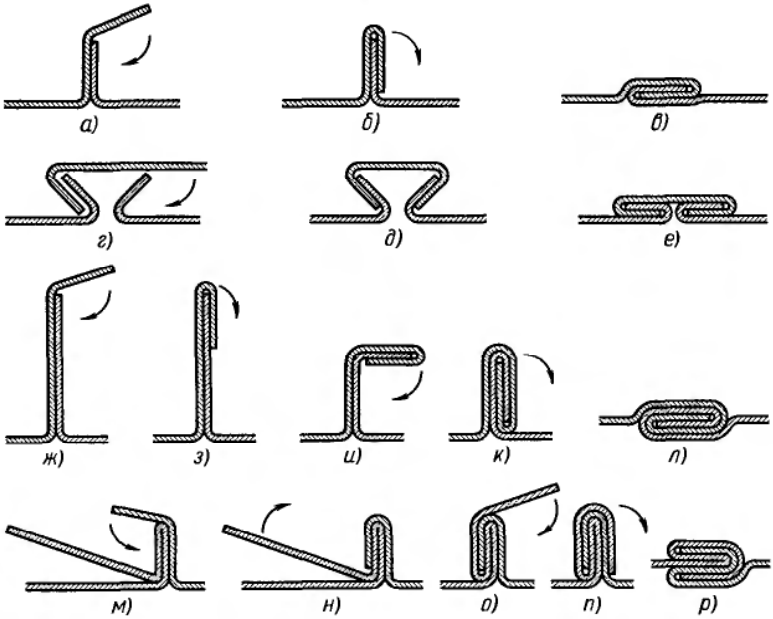


Рис. 62. Фальцевые соединения

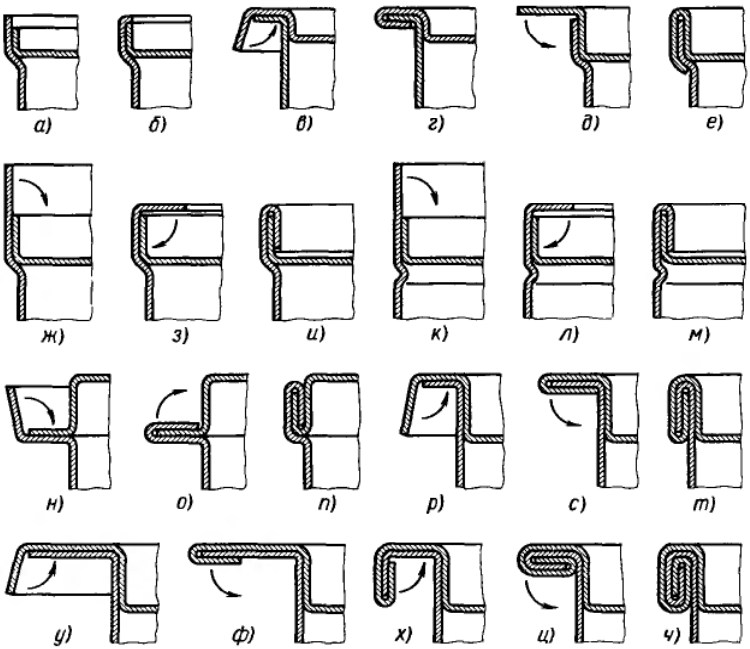


Рис. 63. Фальцевые присоединения крышек

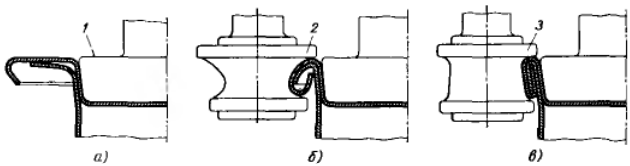


Рис. 64. Схема механизированной закатки

швов. Шов расплющивают на последней операции с упором на центральную оправку, заводимую в углубление днища.

Наиболее распространена фальцовка по видам *р—т*.

На рис. 64 показана схема механизированной закатки таких соединений на роторных многопозиционных закаточных машинах. Закатка производится в патронах, состоящих из центральной оправки *1* и закаточных роликов *2, 3*, совершающих планетарное движение вокруг изделия. Обычно применяют два ролика, диаметрально расположенных по периферии.

Начальная стадия операции показана на виде *а*. Прикатываемая крышка подается с предварительно завитыми кромками; кромки обечайки предварительно отбортовывают.

Сначала к изделию подводят ролики *2* первой операции (вид *б*), формирующие шов, затем ролики *3* второй операции (вид *в*), расплющивающие и уплотняющие шов.

Ролики первой и второй операций обычно устанавливают в шахматном порядке на одном патроне. В процессе вращения ротора автоматически сближаются и раздвигаются ролики сначала первой операции, потом второй.

Многопатронные закаточные машины, работающие по описанной схеме, имеют производительность до 500 изделий в минуту.

4. КРЕПЕЖНЫЕ СОЕДИНЕНИЯ

ВИДЫ КРЕПЕЖНЫХ СОЕДИНЕНИЙ

В машиностроении применяют три основных вида резьбовых крепежных соединений: 1) болтами с гайками (рис. 65, *I*); 2) ввертными болтами (винтами) (рис. 65, *II, III*); 3) шпильками (рис. 65, *IV. V*).

1. **Соединение болтами** применимо только при возможности выполнения сквозных отверстий в стягиваемых деталях. Монтаж болтов соединений не особенно удобен: требуется страховка болта от проворачивания при затяжке гайки. Желательна фиксация болта в осевом направлении при затяжке. При монтаже приходится манипулировать двумя деталями – болтом и гайкой.

2. **Соединение ввертными болтами** применяют при глухом нарезном отверстии (рис. 65, *II*), когда невозможно применить болт с гайкой, или при сквозном нарезном отверстии (рис. 65, *III*), когда возможна установка болта только с одной стороны соединения. Ввертные болты по конструкции аналогичны болтам с навертной гайкой.

Деталь с нарезным отверстием должна быть выполнена из материала, который хорошо держит резьбу (например, стали, ковкого и высокопрочного чугуна, титанового сплава, бронзы). В деталях из мягких сплавов (алюминиевых, магниевых, цинковых и т. д.) требуется введение промежуточных нарезных втулок (футорок) из более твердого металла.

Нежелательно выполнение нарезных отверстий в деталях из серого чугуна для часто разбираемых соединений (резьба в сером чугуне склонна к выкрашиванию и быстро изнашивается), а также в деталях из коррозионностойких сталей (нарезание резьбы сопряжено с большими трудностями из-за вязкости сплава). При износе резьбы деталь с нарезным отверстием выходит из строя, исправить ее можно только установкой нарезных втулок (если это допускает конструкция детали).

Соединение имеет определенное ограничение по высоте стягиваемых деталей: осуществить правильную затяжку длинных болтов затруднительно из-за неустранимого скручивания стержня болта при затяжке.

При сборке и разборке манипулируют одной деталью – болтом, что представляет определенное преимущество перед болтовым соединением, где приходится манипулировать болтом и гайкой.

3. **Соединение шпильками** в основном применяют для деталей из мягких (алюминиевых и магниевых сплавов) или хрупких (серого чугуна) материалов, а также при глухих или сквозных нарезных отверстиях (рис. 65, *IV*, *V*) в случаях, когда невозможна установка ввертных болтов.

Ввертный конец шпильки устанавливают в нарезном гнезде наглухо и притом по большей части с натягом. В этих условиях резьбовое соединение детали даже из мягких металлов получается достаточно надежным.

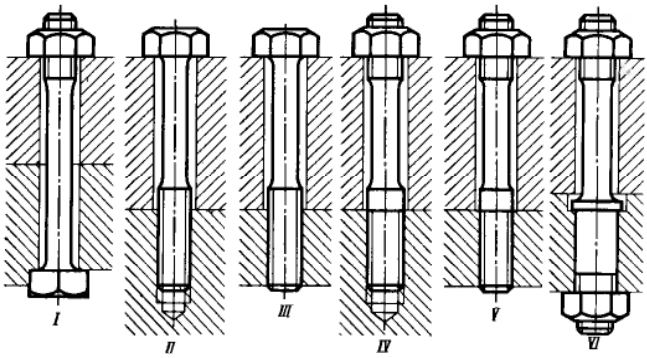


Рис. 65. Основные разновидности крепежных соединений

При срыве или повреждении резьбы деталь с нарезными отверстиями выходит из строя; исправить ее можно только установкой нарезных втулок. При обрыве шпильки удаление ввертного ее конца из гнезда затруднительно.

Сборка и разборка соединения имеет особенности: детали можно соединять и разъединять только в направлении, перпендикулярном к плоскости стыка, приподнимая снимаемую деталь на полную высоту шпилек. Этим соединение существенно отличается от болтового соединения и соединения ввертными болтами, где возможен, при удаленных болтах, сдвиг деталей параллельно плоскости стыка. При сборке и разборке манипулируют одной деталью – гайкой.

Соединение шпильками вызывает определенные неудобства при сборке: выступающие концы шпилек затрудняют доступ к соседним деталям. Особенно ощущается этот недостаток в многошпилечных соединениях с «частоколом» длинных шпилек.

Кроме описанных основных видов соединений возможны и промежуточные. К ним относится, например, нередко применяемое соединение, изображенное на рис. 65, *VI*. Болт закрепляют с помощью гайки в гладком отверстии одной детали; другую деталь притягивают гайкой, навертываемой на свободный конец болта. Постоянное закрепление болта в одной детали и наличие свободного навертного конца болта делают похожим это соединение на шпилечное; крепление болта в гладком отверстии с помощью гайки – на болтовое соединение.

Сравнивая различные типы крепежных соединений с точки зрения компоновки, можно отметить как положительную особенность, что ввертные болты и шпильки допускают гораздо большую свободу в выборе форм деталей, чем болты.

Соединение болтами (рис. 66, *I*) требует наличия фланцев, которые лимитируют размеры и определяют форму внешних контуров деталей.

Соединение на шпильках и на ввертных болтах расширяет свободу формообразования. При соединении на шпильках можно сохранить фланцевую форму (рис. 66, *II*) или значительно видоизменить одну из корпусных деталей и при тех же координатах расположения крепежных деталей изменить (сделать большими) размеры одной из деталей (рис. 66, *III – VI*) с целью увеличения ее жесткости.

Возможности формоизменения детали при соединении на ввертных болтах аналогичны.

Крепежные детали рядового назначения изготовляют чаще всего из стали 45, ответственного назначения (шатунные болты, силовые шпильки и т. д.) – из хромистых сталей типа 40Х, хромансиля типа 30ХГС, жаропрочных сталей типа 30ХМ, 50ХФА, 25Х12М1Ф, из коррозионно-стойких сталей типа 30Х13, 40Х13.

Шпильки со стержнем диаметром, равным диаметру резьбы, изготовляют обычно из прутков с повышенной чистотой (качеством) поверхности и повышенной точностью размеров (серебрянка). Поверхность гладкой части стержня оставляют необработанной. Болты из непластичных сталей изготовляют из круглого проката с высадкой головки в горячем состоянии, а из пластичных сталей – в холодном.

В серийном и массовом производстве резьбу нарезают методами вихревого нарезания и фрезерования. Наиболее производительным и вместе с тем обеспечивающим наивысшую прочность резьбы является метод накатывания резьбы.

Болты и шпильки с утоненными стержнями изготовляют из круглых заготовок обтачиванием. Диаметры стержней крепежных деталей ответственного назначения уменьшают уковкой стержня на ротационно-ковочных машинах.

ГАЙКИ И ГОЛОВКИ БОЛТОВ

Наибольшее распространение получили шестигранные гайки и болты с шестигранной головкой. Реже применяют квадратные гайки и головки болтов и гайки с двумя лысками.

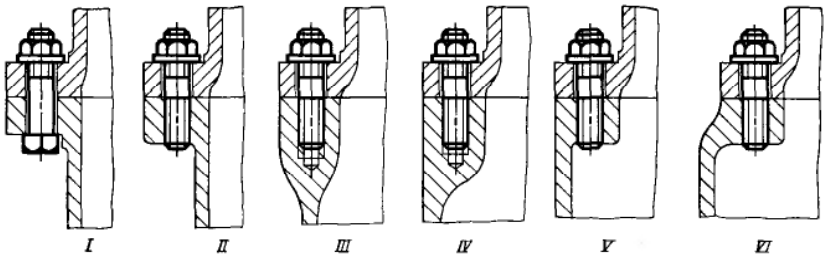


Рис. 66. Формоизменение корпусной детали, допускаемое применением шпилек и ввертных болтов

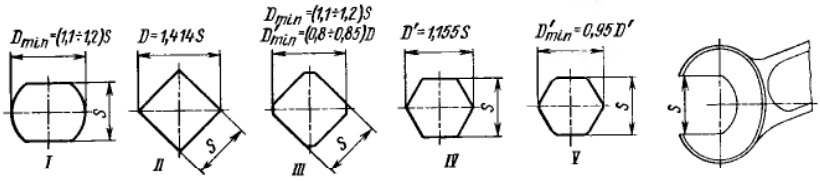


Рис. 67. К определению размеров «под ключ»

В отдельных случаях (для крупных диаметров резьбы) применяют восьмигранные гайки.

Размеры «под ключ». Определяющий размер для шестигранных, квадратных гаек и головок болтов (а также для гаек и головок болтов с лысками) – это размер между параллельными гранями или размер «под ключ» S. На рис. 67, *I* изображена цилиндрическая гайка (головка болта) с двумя лысками; минимальный диаметр цилиндра, при котором получается достаточно уверенный захват гайки (головки) ключом. $D_{min} = (1,1 \div 1,2)S$. Верхний предел, ограниченный условием применения накидных ключей, $D_{max} = 1,4S$.

Для квадратной гайки (головки) наружный размер квадрата (рис. 67, *II*) $D = 1,414S$.

Для скругленной квадратной гайки (головки) минимальный, определяемый условием уверенного захвата диаметр цилиндра (рис. 67, *III*) $D_{min} = (1,1 \div 1,2)S$ или $D_{min} = (0,8 \div 0,85)D$.

Для шестигранной гайки (головки) наружный размер шестигранника (рис. 67, *IV*) $D' = 1,155S$. Для скругленной шестигранной гайки (головки) минимальный, определяемый условием уверенного захвата диаметр цилиндра (рис. 67, *V*) $D'_{min} = 1,1S$ или $D'_{min} = 0,95D'$.

Размеры S под ключ (в мм) следующие: 3; 3,2; 3,5; 4; 4,5; 5; 5,6; 6; 7; 8; 9; 10; 11; 12; 14; 17; 19; 22; 24; 27; 30; 32; 36; 41; 46; 50; 55; 60; 65; 70; 75; 80; 85; 90; 95; 100; 110; 119; 120; 125; 130; 135; 140; 145; 150; 155; 160; 165; 170; 175; 180; 185; 190; 200; 210; 220; 230; 240; 250.

Предельные отклонения размеров под ключ на крепежных деталях обычного назначения выполняются по h12, h13: на крепежных деталях повышенной точности – по h9, h10. Размеры S у ключей выполняются (в зависимости от точности изготовления ключа) по D10 или B12.

КОНСТРУКТИВНЫЕ СООТНОШЕНИЯ

Различают три типа шестигранных гаек и головок болтов:

1) облегченные гайки и болты с облегченной головкой (рис. 68, *I*); 2) нормальные гайки и болты с нормальной головкой (рис. 68, *II*); 3) увеличенные гайки и болты с увеличенной головкой (рис. 68, *III*).

На рис. 69 показаны в функции диаметра резьбы d средние величины размера под ключ и наружного размера шестигранника D (а также величины S/d и D/d) для болтов: облегченных *I*, нормальных *II* и с увеличенным шестигранником *III*.

В машиностроении наблюдается тенденция применять облегченные гайки и головки болтов, так как при достаточной прочности они обладают малыми радиальными габаритами и небольшой массой и позволяют создать более компактные конструкции крепежных узлов.

Высота гаек[1] (рис. 70) делается равной $(0,6-1,2)d$ (d – наружный диаметр резьбы). Практика показывает, что при высоте $h = 0,7d$ гайка получается равнопрочной с нарезной частью болта. Болтовые соединения с $h > 0,7d$ рвутся под растягивающей нагрузкой всегда по резьбе стержня (под гайкой). Высота головок болтов (рис. 71) делается равной $(0,6-0,8)d$.

На торцах шестигранника выполняют фаски с углом 120°. Назначение фасок – облегчить надевание ключа на шестигранник, а у гаек,

[1] По действующим ГОСТам на размеры гаек последние выполняют по высоте: 1) низкими $h = 0,6d$ (d – наружный диаметр резьбы); 2) нормальными $h = 0,8d$; 3) высокими $h = 1,2d$; 4) особо высокими $h = 1,5d$.

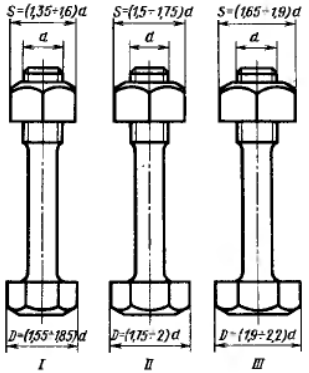


Рис. 68. Размеры шестигранных гаек и головок болтов

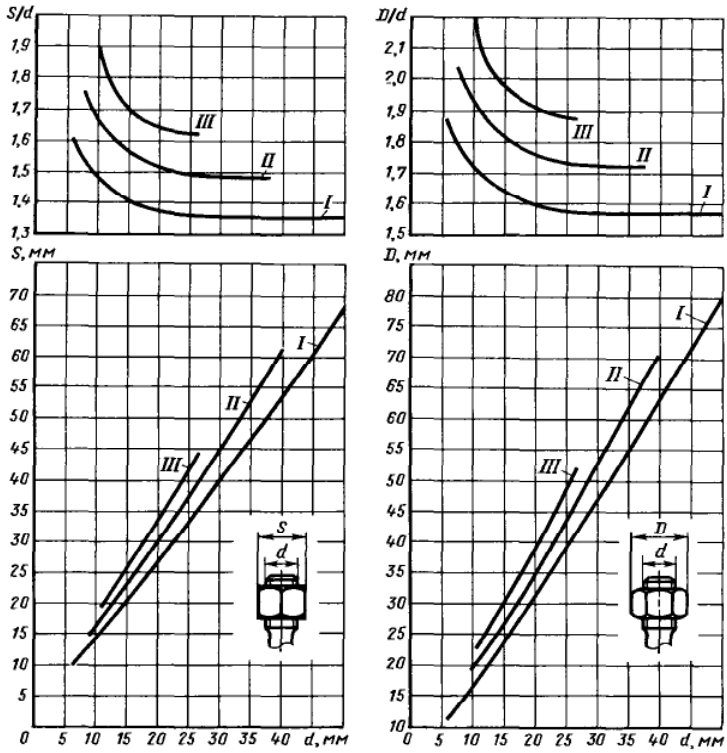


Рис. 69. Графики зависимости размера «под ключ» S и наружного размера D шестигранника для болтов и гаек от диаметра резьбы d

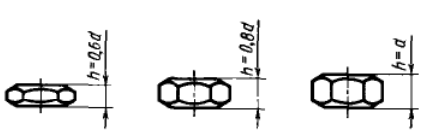


Рис. 70. Высота шестигранных гаек

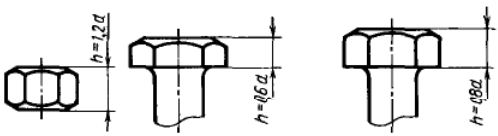


Рис. 71. Высота шестигранных головок болтов

кроме того, обеспечить кольцевую форму опорной поверхности. Размеры фаски определяются начальным диаметром d_1 на торце шестигранника (рис. 72, 73). В недавнем прошлом применялся размер $d_1 = S$ (S – размер под ключ). Сейчас стандартизованы гайки с $d_1 = (0{,}90 \div 0{,}95)S$.

Для головок болтов можно без ущерба для прочности уменьшить размер d_1 до $(0{,}7 - 0{,}6)S$ (рис. 73) с выигрышем в массе конструкции. Для гаек уменьшение размера d_1 приводит к сокращению опорной поверхности.

Шестигранники с уменьшенным диаметром d_1 имеют на изображении в профиль вид, отличный от вида шестигранников с $d_1 = S$. Дуги окружностей, условно заменяющие гиперболические линии перехода фаски в грани, здесь не касаются (как в случае $d_1 = S$) линии торца шестигранника (см. рис. 72, 73).

В практике черчения это различие часто игнорируют, и для упрощения чертежной работы обычно рисуют шестигранники так же, как и для случая $d_1 = S$.

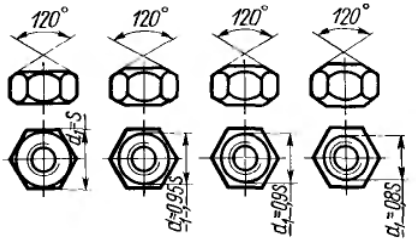


Рис. 72. Размеры фаски на шестигранных гайках

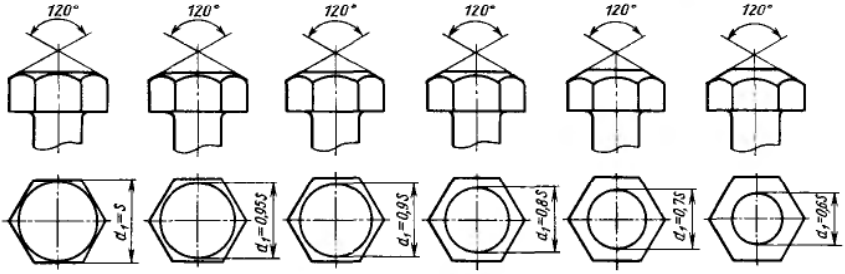


Рис. 73. Размеры фаски на шестигранных головках болтов

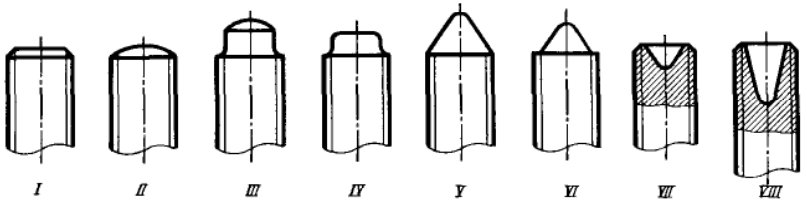


Рис. 74. Конструктивные формы торцов нарезных концов стержней крепежных деталей

На рис. 74 даны конструкции торцов нарезных концов стержней крепежных деталей. Наиболее распространена конструкция (рис. 74, *I*) с заточкой торца под углом 45°. Катет фаски *c* делается в среднем равным шагу резьбы *s* (рис. 75).

Сферический торец (рис. 74, *II*, *III*) применяется для нажимных болтов; цилиндрический скругленный торец (рис. 74, *IV*) – для крупных болтов и винтов; конические торцы-искатели (рис. 74, *V*, *VI*) – для направления винта в труднодоступные нарезные отверстия. Выемки в торцах (рис. 74, *VII*, *VIII*) делают для увеличения податливости крайних витков резьбы болта.

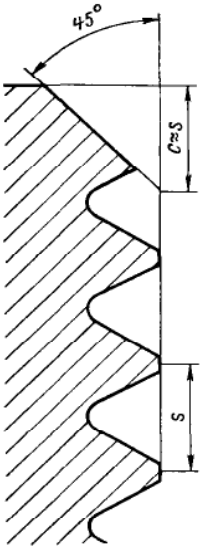


Рис. 75. Размеры фаски на торце нарезных стержней

На рис. 76 приведены размеры свободных участков резьбы для крепежных соединений основных видов.

Длина *a* свободного участка резьбы над гайкой (рис. 76, *I*) должна быть равна 2 – 3 шагам; длина *b* свободного участка резьбы под гайкой или перед нарезным отверстием (рис. 76, *II*) должна быть не меньше 4 – 6 шагов; конец болта (или шпильки) должен выступать за торец сквозного нарезного отверстия (рис. 76, *II*) на величину *f*, равную 1 – 2 шагам.

Приведенные соотношения относятся к обычным болтам (и шпилькам) среднего размера. В случае длинных болтов и шпилек запасы резьб следует устанавливать на основе расчета размерной цепи соединения.

На рис. 76, *III* приведены соотношения для шпилек (или ввертных болтов), завертываемых в глухие отверстия. Длина *m* свободного участка резьбы под торцом шпильки (понимается резьба с полным профилем витков)

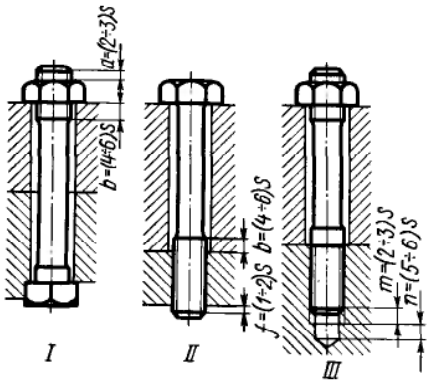


Рис. 76. Размеры свободных участков резьб для основных крепежных соединений

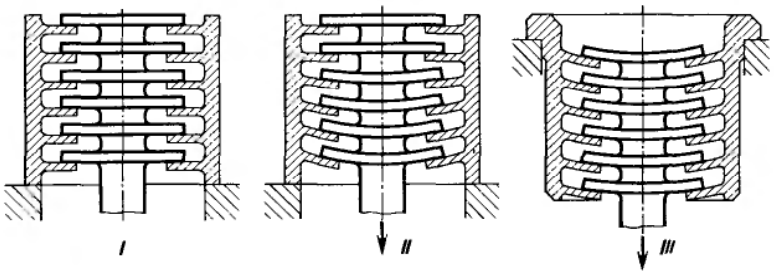


Рис. 77. Схема распределения нагрузки между витками резьбового соединения:
I и *II* – гайки сжатия, положение соответственно до и после нагружения; *III* – гайка растяжения, положение после нагружения

должна быть не менее 2–3 шагов; расстояние *n* от последних полных витков резьбы до днища отверстия должно быть при нарезании резьбы метчиком вручную не менее 5–6 шагов. При машинном нарезании расстояние *n* должно быть увеличено вдвое (против указанных цифр).

РАСПРЕДЕЛЕНИЕ НАГРУЗКИ МЕЖДУ ВИТКАМИ РЕЗЬБЫ

В резьбовых соединениях обычной конструкции нагрузка между витками резьбы распределяется неравномерно. Первые витки резьбы, расположенные у опорной поверхности гайки, нагружены гораздо больше, чем последующие. Теоретическими и экспериментальными исследованиями установлено, что первый виток воспринимает до 30% всей нагрузки, а самые дальние витки остаются практически ненагруженными. Причина этого явления заключается в неблагоприятном сочетании деформаций гайки и стержня под нагрузкой. Участки стержня, ближайшие к нагрузке, растянуты полной силой. Витки резьбы стержня, деформируясь как и стержень, также смещаются в направлении действия нагрузки (рис. 77).

В гайке картина обратная: ближайшие к опорной поверхности участки тела гайки сжаты полной силой, действующей на соединение, витки резьбы смещаются в направлении, противоположном смещению витков стержня. Наибольшее смещение имеет первый виток, отсюда повышенная нагрузка на первый виток.

На следующих витках деформация и напряжения растяжения стержня уменьшаются по мере передачи силы от стержня на гайку. Уменьшается и деформация сжатия в гайке, отсюда уменьшение нагрузки на каждый последующий виток. Явление выражено тем резче, чем больше абсолютная величина деформаций растяжения в стержне и обратных им по направлению деформаций сжатия в гайке, т. е. чем выше напряжения в резьбовом соединении. Поэтому с точки зрения прочности и равномерного распределения нагрузки между витками, выгодно развивать сечения нарезной части стержня и гайки увеличением диаметра резьбы (рис. 78).

По этой же причине равномерность распределения нагрузки по виткам меньше в соединениях ввертными болтами и на ввертном конце шпилек, где сечения корпуса обычно значительно больше сечений стержня. Исключение составляют корпуса из легких сплавов с малым значением модуля упругости, снижающим жесткость корпуса.

Резьбовые соединения способны до известной степени самоупрочняться. Если напряжения в наиболее нагруженных витках превосходят предел текучести, то витки резьбы подвергаются пластической деформации сдвига и смятия, вызывающей увеличение шага наиболее нагруженных витков гайки и уменьшение шага наиболее нагруженных витков стержня, в результате чего нагрузка на витки выравнивается. Это явление особенно характерно для резьбовых соединений, выполненных из мягких и пластичных материалов. У соединений, выполненных из твердых и прочных материалов, способность самоупрочняться гораздо меньше.

Существует ряд действенных способов, обеспечивающих равномерное распределение нагрузки по виткам резьбы стержня и гайки.

Решение заключается в том, чтобы заставить гайку деформироваться в том же направле-

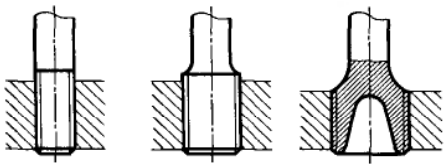


Рис. 78. Способы увеличения диаметра резьбы для уменьшения неравномерности распределения нагрузки между витками

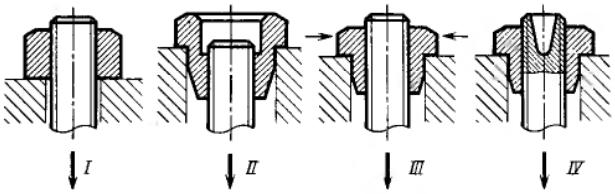


Рис. 79. Гайки:
I – сжатия; *II* – растяжения; *III* – растяжения-сжатия; *IV* – растяжения-сжатия; в стержне – разгружающая выборка

нии, в каком деформируется стержень. Этого можно достичь переносом опорной поверхности гайки выше последнего витка (рис. 79, *II*). Расположенное под опорной поверхностью тело гайки («юбка») в этом случае подвергается деформации растяжения; смещение витков гайки направлено в ту же сторону, что и смещение витков стержня. Отсюда – более равномерное распределение нагрузки по виткам.

Подобные гайки, получившие название «висячих» гаек или гаек растяжения (в отличие от обычных гаек, которые называют гайками сжатия), широко применяют в ответственных резьбовых соединениях в машиностроении. Недостаток этих гаек – увеличенные осевые и радиальные габариты, а также необходимость увеличения диаметра отверстия в корпусе под «юбку» гайки.

Если опорная поверхность гайки расположена между первыми и последними витками (рис. 79, *III*), то получается так называемая гайка растяжения-сжатия. Ниже опорной поверхности тело гайки подвергается растяжению, выше – сжатию. Будучи менее громоздкими, чем гайки растяжения, эти гайки практически равноценны, потому что положительный эффект растяжения «юбки» дополняется положительным эффектом всестороннего обжатия верхних витков в результате упругой деформации верхней части гайки под действием сил, приложенных к опорной поверхности.

Для получения еще большей равномерности распределения нагрузки по виткам резьбы в некоторых случаях делают выборку на торце стержня (рис. 79, *IV*), увеличивающую податливость верхних витков стержня. Этот способ применяется преимущественно для болтов большого диаметра.

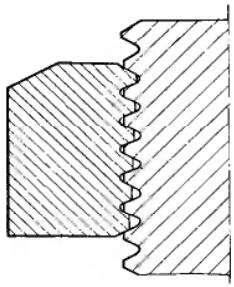


Рис. 80. Профиль резьбы в соединениях с увеличенным шагом резьбы в гайке

Для равномерного распределения нагрузки по виткам делают шаг резьбы гайки на несколько микрометров больше шага резьбы на стержне (рис. 80). Работа такого соединения схематически представлена на рис. 81. В исходном положении, без нагрузки (рис. 81, *I*), нижние витки стержня отстают от витков гайки. По мере приложения нагрузки в результате растяжения стержня и сжатия гайки витки стержня последовательно садятся на витки гайки (рис. 81, *II*). При полной нагрузке все витки равномерно вступают в работу (рис. 81, *III*). Этот способ не требует изменения формы гаек и технологически очень прост; достаточно при изготовлении метчиков предусмотреть увеличение шага.

Необходимое увеличение шага резьбы гайки можно определить из следующего.

Пусть стержень нагружен силой P (рис. 82). Зазор между крайним (нижним) витком стержня и гайки

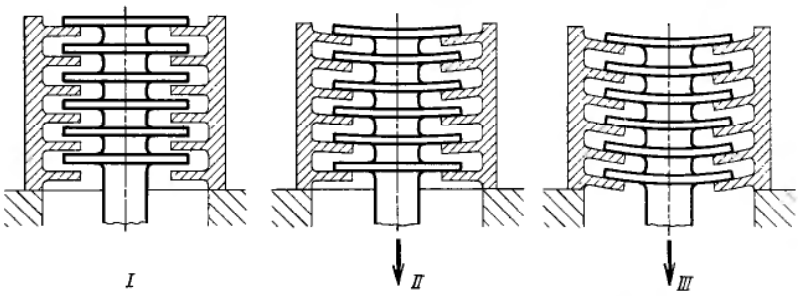


Рис. 81. Схема распределения нагрузки по виткам в соединениях с увеличенным шагом резьбы в гайке:
I – исходное положение (до нагружения); *II* – начальная фаза нагружения; *III* – положение после нагружения

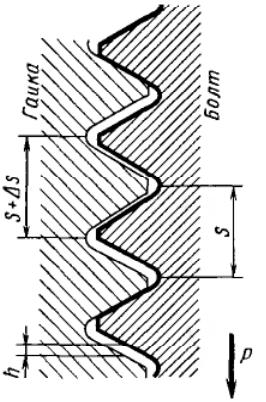


Рис. 82. К определению разности шагов резьбы гайки и стержня

$h = z\Delta s$, где Δs – превышение шага резьбы гайки над шагом резьбы стержня; z – число предшествующих витков (считая от верхнего, плотно прилегающего витка).

Этот зазор h должен быть выбран деформацией растяжения $\lambda_{раст}$ стержня и деформацией сжатия $\lambda_{сж}$ гайки под действием силы P, т. е. должно быть соблюдено равенство $h = \lambda_{раст} + \lambda_{сж}$.

Деформация растяжения стержня

$$\lambda_{раст} = \frac{Pl}{EF_1}.$$

Деформация сжатия гайки

$$\lambda_{сж} = \frac{Pl}{EF_2},$$

где $l = zs$ – длина резьбового соединения; E – модуль упругости (предполагается, что материал стержня и гайки одинаков); F_1 – площадь сечения нарезной части стержня; F_2 – площадь сечения гайки.

Следовательно,

$$h = z\Delta s = \frac{Pzs}{E}\left(\frac{1}{F_1} + \frac{1}{F_2}\right).$$

Отсюда

$$\frac{\Delta s}{s} = \frac{P}{E}\left(\frac{1}{F_1} + \frac{1}{F_2}\right) = \frac{P}{EF_1}\left(1 + \frac{F_1}{F_2}\right) = \frac{\sigma_1}{E}\left(1 + \frac{F_1}{F_2}\right), \quad (9)$$

где σ_1 – напряжение растяжения в нарезной части стержня.

Приближенно можно принять

$$F_1 = \frac{\pi d_0^2}{4}; \qquad F_2 = \frac{\pi}{4}(S^2 - d_0^2),$$

где d_0 – средний диаметр резьбы; S – размер гайки «под ключ».

Тогда

$$\frac{\Delta s}{s} = \frac{\sigma_1}{E}\cdot\frac{1}{1 - \left(\frac{d_0}{S}\right)^2}.$$

В диапазоне наиболее употребительных диаметров крепежных резьб ($d = 8 \div 20$ мм) отношение $\frac{d_0}{S} \approx 0{,}67$ для облегченных гаек, $\frac{d_0}{S} \approx 0{,}6$ для нормальных гаек.

Следовательно,

$$\frac{\Delta s}{s} = (1{,}8 \div 1{,}5)\frac{\sigma_1}{E}, \quad (10)$$

где коэффициент 1,8 относится к облегченным гайкам, 1,5 – к нормальным.

На диаграмме (рис. 83) приведены в функции растягивающего напряжения σ_1 в стержне значения $\frac{\Delta s}{s}$ для облегченных и нормальных гаек, подсчитанные по выражению (10). Величина E принята равной $22 \cdot 10^4$ МПа (сталь).

При обычных в силовых соединениях напряжениях $\sigma_1 = 200$ МПа значение $\frac{\Delta s}{s}$ для облегченной гайки равно 0,0016. Следовательно, при шаге резьбы 2 мм шаг резьбы гайки должен быть больше шага резьбы болта на $0{,}0016 \cdot 2 = 3{,}2$ мкм.

Из диаграммы (рис. 83) видно, что необходимая разность шагов зависит от величины напряжения в стержне. Следовательно, в соединении с разностью шагов, определенной по расчетному напряжению, в начале нагружения будут работать верхние витки. С приближением нагрузки к расчетной нижние поверхности всех витков стержня ложатся на верхние поверхности витков гайки, и наступает равномерное распределение нагрузки между витками. При превышении расчетной нагрузки более нагруженными окажутся нижние витки.

Зависимость разности шагов от величины напряжения косвенно подтверждает сделанный вывод о целесообразности максимального увеличения сечений нарезной части стержня и гайки, т. е. диаметра резьбы.

Другие способы увеличения равномерности распределения сил по виткам: придание резьбе в гайках небольшой конусности (рис. 84, 85),

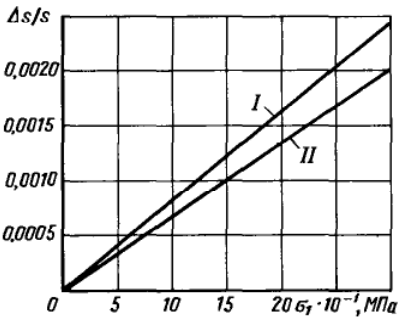


Рис. 83. Относительная разность шагов $\Delta s/s$ в функции напряжения σ_1 в стержне:
I – облегченные гайки; *II* – нормальные гайки

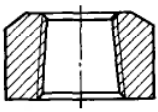


Рис. 84. Гайка с конической резьбой

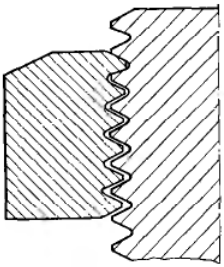


Рис. 85. Профиль резьбы в соединениях с конической резьбой в гайке

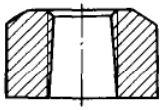


Рис. 86. Гайка со срезом резьбы на конус

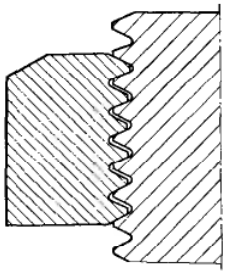


Рис. 87. Профиль резьбы в соединениях со срезом резьбы в гайке на конус

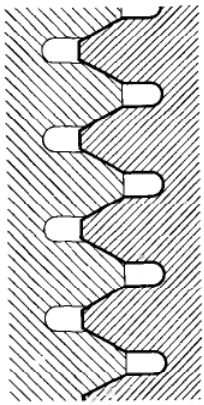


Рис. 88. Профиль резьбы с увеличенной податливостью витков

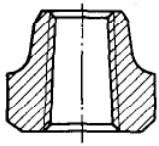


Рис. 89. Гайка с обжатыми верхними витками

срез нижних витков резьбы гайки на конус (рис. 86, 87), применение резьбы специального профиля с увеличенной податливостью витков (рис. 88), покрытия – нетехнологичны и менее эффективны. Коническая резьба, например, не допускает нарезания напроход, что является непременным условием высокопроизводительного нарезания гаек в массовом производстве. Срез резьбы на конус требует дополнительной (индивидуальной) обработки.

На рис. 89 показана гайка с предварительно обжатыми верхними витками при свободных нижних витках – конструкция, практически равноценная гайкам с конической резьбой.

Более равномерному распределению нагрузки по виткам способствует введение пластичной или упругой прослойки между витками гайки и стержня (например, кадмирование или цинкование резьбы). Недостаток этого способа – истирание прослойки со временем (в особенности в часто разбираемых соединениях). На рис. 90 показаны другие способы повышения равномерности распределения нагрузки по виткам.

На рис. 90, *I – VII* представлены гайки с разгружающими выточками у нижних витков. Конструкция преследует двоякую цель – с одной стороны увеличить податливость нижних витков, а с другой – обеспечить обжатие верхних витков силами, действующими на опорную поверхность гайки при затяжке. Последний эффект особенно характерен для конструкции на рис. 90, *IV*. В конструкциях на рис. 90. *VIII*, *IX* тот же эффект достигается введением сферических шайб под гайку, которые, кроме того, придают гайке способность самоустанавливаться.

На рис. 91 показаны конструктивные разновидности гаек растяжения; на рис. 92, *I – VI* – гаек растяжения-сжатия. В конструкции на

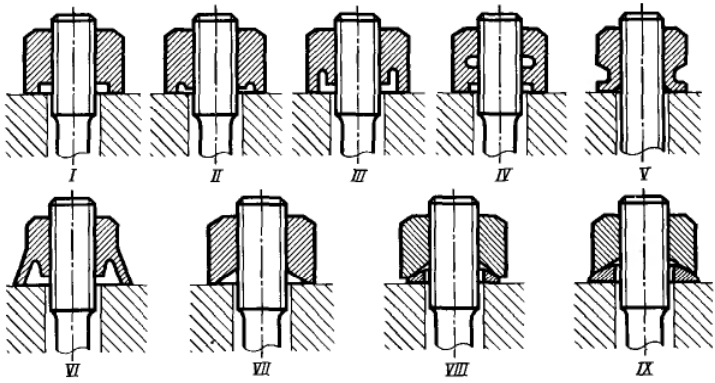


Рис. 90. Гайки с разгружающими выточками у нижних витков

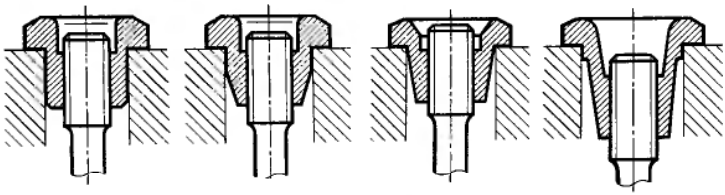


Рис. 91. Гайки растяжения

рис. 92, *IV*, *V* опорной поверхности гайки придана коническая форма с целью увеличения эффекта упругого обжатия верхних витков. Этот эффект в конструкции на рис. 92, *VI* усилен радиальными прорезями в верхней части гайки.

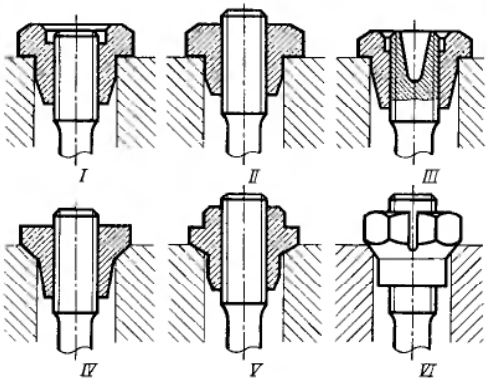


Рис. 92. Гайки растяжения-сжатия

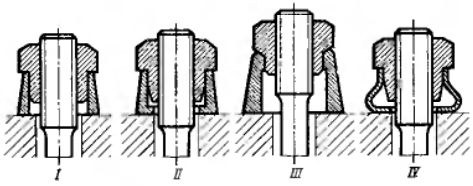


Рис. 93. Установка «висячих» гаек на подставках

Общий недостаток «висячих» гаек – необходимость увеличения диаметра отверстия в корпусе под «юбку» гайки, иногда с разделкой отверстия на конус (как в конструкциях на рис. 92, *IV – VI*), – преодолевается установкой гаек на подставках (рис. 93, *I – III*). В конструкции на рис. 93, *IV* подставкой является пружинная чашка, служащая одновременно для упругого стопорения гайки от самоотвертывания.

БОЛТЫ

Стандартные болты по степени точности (качеству обработки) поверхности делят на болты: 1) нормальной точности; 2) повышенной точности; 3) грубой точности.

Резьба для стандартных болтов применяется метрическая с крупным и мелким шагом. При выборе шагов резьб предпочтение следует отдавать крупным шагам.

По ГОСТ 1759–70 для болтов, винтов, шпилек из углеродистых и легированных сталей установлены классы прочности: 3.6; 4.6; 4.8; 5.6; 5.8; 6.6; 6.8; 6.9; 8.8; 10.9; 12.9; 14.9. Первое число, умноженное на 100, определяет минимальное временное сопротивление в МПа; второе число, разделенное на 10, определяет отношение предела текучести к временному сопротивлению; произведение чисел определяет предел текучести в МПа, уменьшенный в 10 раз. Для гаек из тех же сталей установлены классы прочности: 4, 5, 6, 8, 10, 12, 14. Число, обозначающее класс прочности, умноженное на 100, дает предельное напряжение в МПа.

Для болтов, винтов и шпилек из коррозионно-стойких, жаропрочных, жаростойких и теплостойких сталей установлены группы, определяющие их свойства: 21, 22, 23, 24, 25, 26. Механические свойства гаек из тех же сплавов установлены по группам: 21, 23, 25, 26.

Основные типы болтов представлены на рис. 94.

На рис. 94, *I* показан «жесткий» болт с диаметром стержня, равным наружному диаметру резьбы. Эта форма сохранилась только для малонагруженных или коротких болтов. В ответственных случаях применяют «упругие»

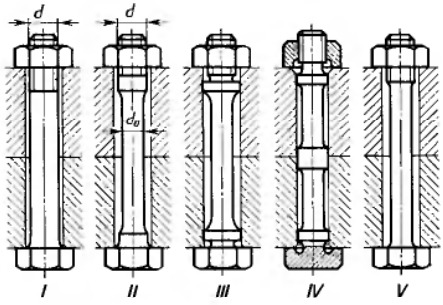


Рис. 94. Основные типы болтов

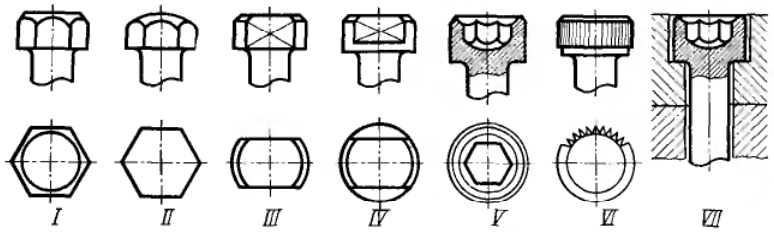


Рис. 95. Формы головок болтов

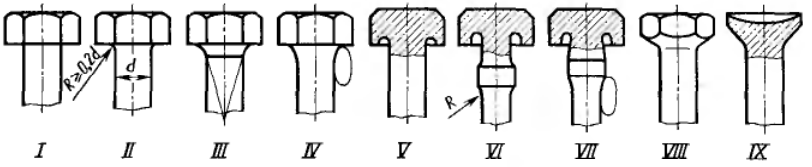


Рис. 96. Сопряжение головок и нарезных участков со стержнем болта

болты (рис. 94, *II*) с диаметром стержня d_0, уменьшенным по крайней мере до размера внутреннего диаметра резьбы, а то еще более – до 0,8 и даже до 0,7 номинального диаметра резьбы.

Известно, что увеличение упругости болтов улучшает условия работы стяжного соединения, подвергающегося действию ударной нагрузки.

Тонкие болты менее чувствительны к перекосам, возникающим вследствие неперпендикулярности опорных поверхностей головки и гайки, а также непараллельности резьбового пояса относительно оси болта. Утонение стержня позволяет выполнять плавные переходы между стержнем болта и нарезным поясом, а также между стержнем болта и головкой с одновременным увеличением сопротивления усталости болта. Это обусловливает повышенную сопротивляемость упругих болтов циклическим нагрузкам.

На участках, примыкающих к нарезному участку и головке, болты снабжают центрирующими поясками (рис. 94, *II – IV*). Часто пояски не делают (рис. 94, *V*), отчего повышается упругость болта и способность его самоустанавливаться в отверстиях деталей.

Головки болтов обычно выполняют в виде шестигранника (рис. 95, *I, II*). Применяют и другие формы головки: с лысками под ключ (рис. 95, *III, IV*), с внутренним шестигранником (рис. 95, *V*), с треугольными шлицами (рис. 95, *VI*).

Головки с внутренним шестигранником чаще всего применяют в случае «утопленной» установки (рис. 95, *VII*), когда габариты не позволяют использовать наружный ключ.

Важное значение для прочности болта имеет форма перехода от стержня к головке (рис. 96) и к нарезному участку. Головка должна быть присоединена к стержню галтелью (рис. 96, *II*) радиусом R не менее $0{,}2d$ (рис. 96, *I* – без галтели).

Утонение стержней болтов дает возможность применения наиболее благоприятных для сопротивления усталости форм галтелей – конической (рис. 96, *III*) и эллиптической (рис. 96, *IV*) форм, а также применения разгружающих выточек (рис. 96, *V – VII*). Наиболее благоприятную форму сопряжения имеют головки с конической опорной поверхностью (рис. 96, *VIII, IX*).

Нарезные участки следует соединять со стержнем галтелью (рис. 97, *I*) радиусом не менее $R = \dfrac{d - d_0}{2}$ (d – наружный диаметр резьбы; d_0 – диаметр стержня), лучше большим радиусом, порядка $R = d$ (рис. 97, *II*), конической (рис. 97, *III*) или эллиптической галтелью (рис. 97, *IV*), обеспечивающей крутой выход

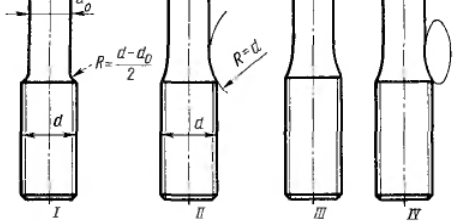


Рис. 97. Формы сопряжения нарезной части болта со стержнем

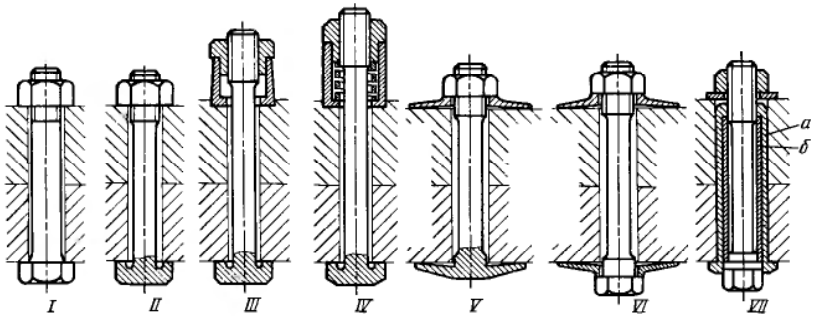


Рис. 98. Методы повышения податливости болтовых соединений.

Болты: *I* – жесткий; *II* – упругий; *III* – удлиненный упругий; *IV* – с осевой пружиной; *V* – с упругой головкой и пружинной шайбой; *VI* – с пружинными шайбами; *VII* – с втулками растяжения (*а*) и сжатия (*б*)

резьбы и плавное соединение нарезной части со стержнем.

Сопряжение со стержнем центрирующих поясков (рис. 96, *VI*, *VII*) производится галтелями такого же типа.

В случае, когда собственной податливости болта, даже уменьшенного размера (см. рис. 94, *V*), недостаточно для обеспечения правильной работы соединений, устанавливают элементы, создающие дополнительную податливость (рис. 98). Если позволяют осевые габариты, то увеличивают длину болта с помощью подставок под гайку (рис. 98, *III*), иногда с введением пружинного элемента (рис. 98, *IV*). Если осевые габариты ограничены, то упругие элементы развивают в радиальном направлении, применяя упругие подкладные шайбы (рис. 98, *V*, *VI*).

На рис. 98, *VII* показана своеобразная конструкция, обеспечивающая высокую податливость при небольших осевых и радиальных габаритах. Болт устанавливают в двух концентричных втулках. При затяжке болта наружная втулка *а* растягивается, а внутренняя *б* сжимается.

Сечения болта и втулок одинаковые. Таким образом, соединение обладает податливостью примерно в 3 раза большей податливости самого болта.

Для правильной работы резьбового соединения необходимо, чтобы действующая на соединение силы была приложена по оси, иначе говоря, чтобы соединение не имело перекосов, а болт был разгружен от изгиба. Податливые болты сами по себе хорошо компенсируют перекосы; однако изгиб вызывает в стержне болта дополнительные напряжения. Поэтому для предупреждения перекосов в ответственных соединениях применяют специальные меры, например, используют посадку резьбовых деталей с зазором. В противоположность старым теориям, требовавшим всемерного увеличения плотности резьбы для увеличения надежности резьбового соединения, новая теория убедительно показала преимущества свободной резьбы. Свободная резьба позволяет гайке несколько самоустанавливаться относительно нарезного конца болта, что способствует правильной работе соединения. Вместе с тем увеличенный зазор в свободной резьбе способствует более равномерному распределению нагрузки между витками, что, в свою очередь, повышает прочность соединения.

В ответственных соединениях широко используют принцип самоустанавливаемости. На рис. 99 показаны способы обеспечения самоустанавливаемости (примерно в порядке возрастающей свободы самоустанавливаемости). Эти способы следующие: кольцевые выборки в гайке и в головке болта (рис. 99, *I*); прокладки из мягкого металла (рис. 99, *II*);

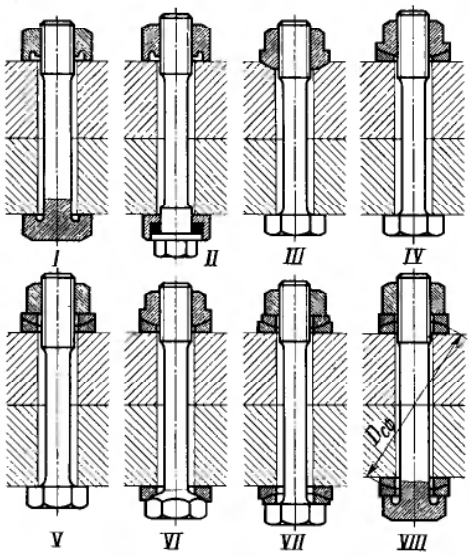


Рис. 99. Способы обеспечения самоустанавливаемости в болтовых соединениях

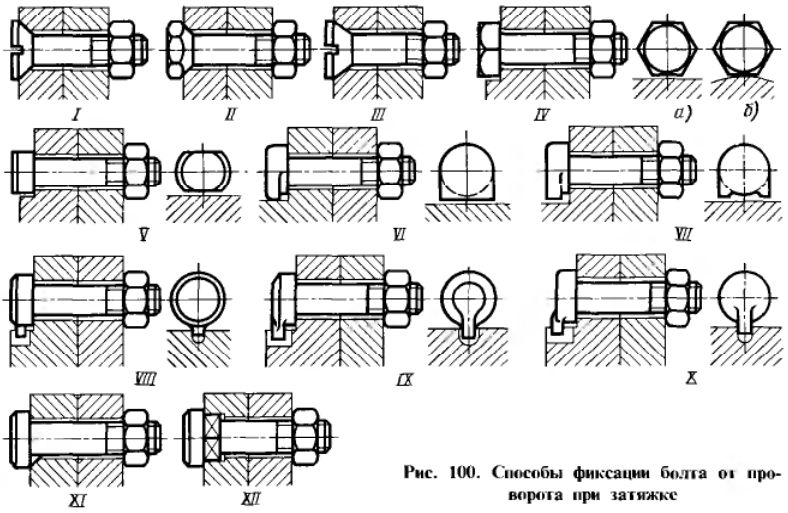


Рис. 100. Способы фиксации болта от проворота при затяжке

применение гаек со сферической опорной поверхностью (рис. 99, *III*); установка сферических шайб под гайку (рис. 99, *IV*, *V*).

Наибольшая свобода самоустанавливаемости обеспечивается в том случае, если сферические шайбы устанавливают и под гайку, и под головку болта (рис. 99, *VI – VIII*). Радиус сферы в сферических самоустанавливающихся шайбах делают равным $R = (1{,}5 \div 2{,}5)d$ (где d – диаметр резьбы).

Затяжка болтов. При затяжке гайки болт должен быть надежно зафиксирован от проворачивания. При сборке в положении, когда головка болта находится внизу, необходимо, кроме того, придерживать болт от выпадения. Держать болт за головку ключом неудобно, а в некоторых случаях невозможно из-за ограниченных габаритов.

Способы фиксации болта от проворота показаны на рис. 100. Способ фиксации коническим подголовником (рис. 100, *I – III*), основанный на повышенном трении на конических опорных поверхностях, рекомендовать нельзя, так как фиксация получается нежесткой.

Способы жесткой фиксации показаны на рис. 100, *IV – X*. Шестигранные головки обычно фиксируют упором одной из граней в выступ в теле детали (рис. 100, *IV*, *а*). На цилиндрических деталях (типа фланцев) фиксация осуществляется упором в кольцевую заточку (рис. 100, *IV*, *б*). На болтах с цилиндрической головкой для этой цели снимают лыски (рис. 100, *V*). Некоторые головки (рис. 100, *VI*, *VII*) выполняют с фиксирующей гранью, вынесенной за пределы цилиндра головки.

На рис. 100, *VIII – X* показаны способы фиксации усиком, выполненным как одно целое с головкой болта; усик вводят в углубление в теле детали.

Способы фиксации болтов, приведенные на рис. 100, *VI – X*, значительно дороже простых способов фиксации за грань или лыску, поэтому их применяют только в специальных случаях.

Способы фиксации болтов усиками под головками (рис. 100, *XI*) или квадратными подголовниками (рис. 100, *XII*) в настоящее время не применяют из-за нетехнологичности (обработка гнезд под подголовники затруднительна).

Следует предостеречь от ошибок, нередко допускаемых в конструкции фиксирующих элементов. При любом способе фиксации нельзя допускать внецентренного приложения нагрузки к головке и ослабления головки. Примеры ошибочных конструкций показаны на рис. 101. В конструкциях на рис. 101, *I – III* неизбежна внецентренная нагрузка из-за асимметричной формы опорной поверхности головки. Конструкция на рис. 101, *IV* резко ослабляет головку болта и, кроме того, вызывает внецентренную нагрузку из-за нарушения сплошности опорной поверхности.

В конструкции, изображенной на рис. 102, фиксируется навертный конец болта. В теле болта проделаны два паза, входящие в зубцы, выполненные в отверстии притягиваемой детали. Этим способом предупреждают скручивание болта при затяжке, что особенно важно для длинных болтов. Конструкция применима только для стальных деталей.

Помимо фиксации от проворота, болты необходимо поддерживать в осевом направлении при затяжке. Осевая фиксация болта обя-

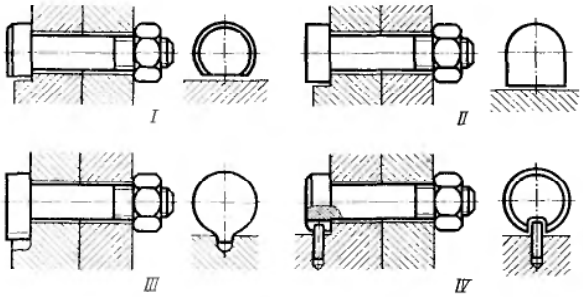


Рис. 101. Ошибочные конструкции элементов, фиксирующих болт от проворота

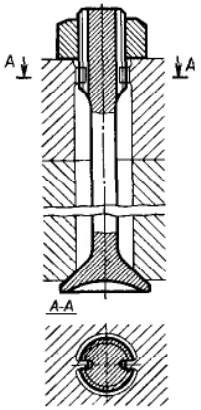


Рис. 102. Фиксация болта от проворота пазами на навертном конце

зательна при механизированных способах сборки с затяжкой гаек гайковертами. Лучше всего предусматривать жесткую фиксацию болта в осевом направлении.

На рис. 103 показаны способы осевой фиксации болтов (на примере крепления цилиндрической детали к корпусу). В конструкции, изображенной на рис. 103, *I*, *II*, фиксацию осуществляют зегерами, введенными в кольцевую канавку в теле болта. В конструкциях, представленных на рис. 103, *III*, *IV*, фиксируют одновременно все болты зегером (рис. 103, *III*), установленным в корпусе, или пластиной (рис. 103, *IV*), которая к тому же предупреждает проворачивание болтов.

На рис. 103, *V* представлена конструкция, обеспечивающая осевую фиксацию и предупреждающая проворот: болт постоянно закреплен в корпусе гайкой. Аналогичный результат можно получить, применяя шпильки вместо болта (рис. 103, *VI*).

Стоит сказать несколько слов о монтаже зегеров в случае осевой фиксации болтов по способу, приведенному на рис. 103, *I*, *II*. На рис. 104, *I* – *III* показаны неправильные (ошибочные) способы установки зегеров; зегеры вмонтированы в выточки в теле корпуса; их установка на болт, предварительно введенный в корпус, невозможна или крайне затруднительна. Для облегчения монтажа в этом случае потребовалось бы увеличить диаметр выточки в корпусе до размера, по меньшей мере равного размеру зегера в разведенном состоянии (рис. 104, *IV*).

Правильные способы установки зегеров показаны на рис. 104, *V*, *VI*. Здесь выточки сделаны в притягиваемой детали; плоский торец корпуса допускает беспрепятственную установку зегера. Для обеспечения плотной притяжки детали к корпусу важно предусмотреть зазор *a* (рис. 104, *V*) между стенкой выточки и зегером.

При затяжке длинных болтов следует предупреждать скручивание болта моментом затяжки. Для этой цели на торце болта предусматривают устройства под ключ (рис. 105, *I*, *II*) или жестко фиксируют конец болта от прово-

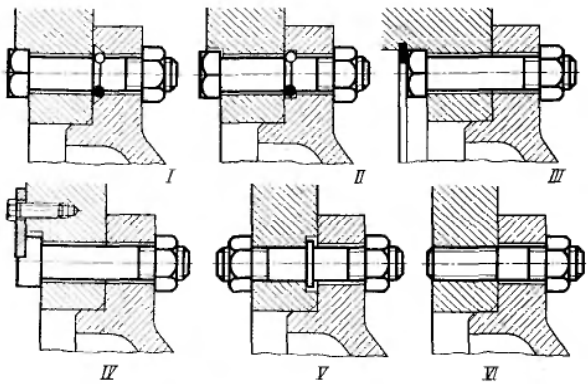


Рис. 103. Способы фиксации болтов в осевом направлении

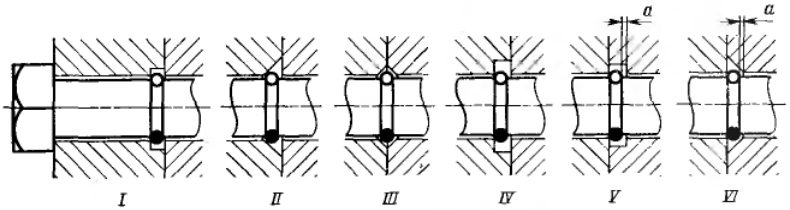


Рис. 104. Способы установки зегеров при осевой фиксации:
I—III — неправильно; *IV—VI* — правильно

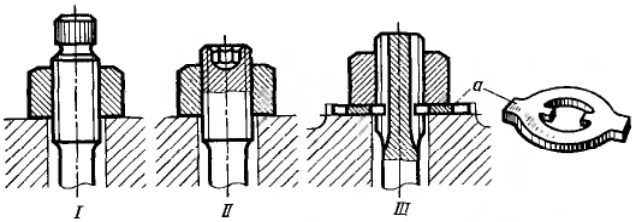


Рис. 105. Способы предупреждения скручивания болтов при затяжке

рота подкладной шайбой *а* (рис. 105, *III*), заходящей в пазы на конце болта и в корпусе. Другой способ фиксации показан на рис. 102.

Сила затяжки имеет большое значение для работоспособности болтового соединения. Необходимую силу затяжки определяют расчетом или экспериментально. В ответственных соединениях затяжку контролируют динамометрическим ключом или измерением упругой деформации болта (способ более точный). В последнем случае в конструкции болта должны быть предусмотрены средства, облегчающие измерение: на торце болта и на головке делают сферические выступы, позволяющие измерять деформацию болта микрометром «в обхват» (рис. 106, *I*), или предусматривают гнезда для закладки шариков при измерении (рис. 106, *II*).

На рис. 107 показан способ контроля силы затяжки с помощью сигнальной шайбы. Под гайку, между двумя шайбами, устанавливают мерную шайбу *а* из пластичного металла. Концентрично с ней устанавливают сигнальную шайбу *б*. Толщина шайбы *а* больше толщины шайбы *б* на строго определенную величину *s*; эта величина наряду с пластическими характеристиками материала шайбы *а* определяет силу затяжки.

При затяжке мерная шайба сплющивается. Пока зазор не выбран, сигнальная шайба *б* свободно проворачивается. Затяжку прекращают в тот момент, когда шайба *б* перестает проворачиваться от руки: это свидетельствует о том, что зазор *s* выбран и затяжка осуществлена необходимой силой.

На рис. 108 и 109 показаны некоторые типы нестандартных и специальных болтов.

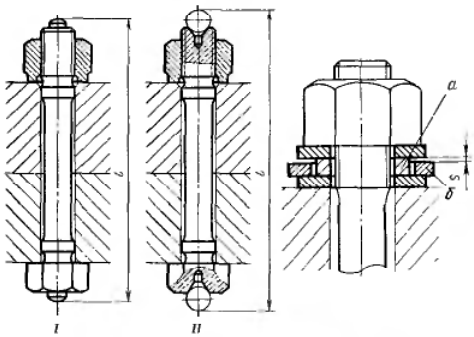


Рис. 106. К измерению упругой деформации болта при затяжке

Рис. 107. Способ контроля силы затяжки с помощью сигнальной шайбы

Ввертные болты. Эти болты по конструкции весьма близки к болтам с навертными гайками, хотя функционально как крепежные элементы они коренным образом отличаются от последних.

Большинство типов болтов, изображенных на рис. 108, 109, можно использовать в качестве ввертных болтов.

На рис. 110, *I* показан жесткий ввертный болт с шестигранной головкой, на рис. 110, *II*, *III* — упругие болты; на рис. 110, *IV* — болт, завертываемый в футорку (случай установки в корпус из легких сплавов).

Основные типы футорок (нарезных втулок) и способы их установки в корпус показаны на

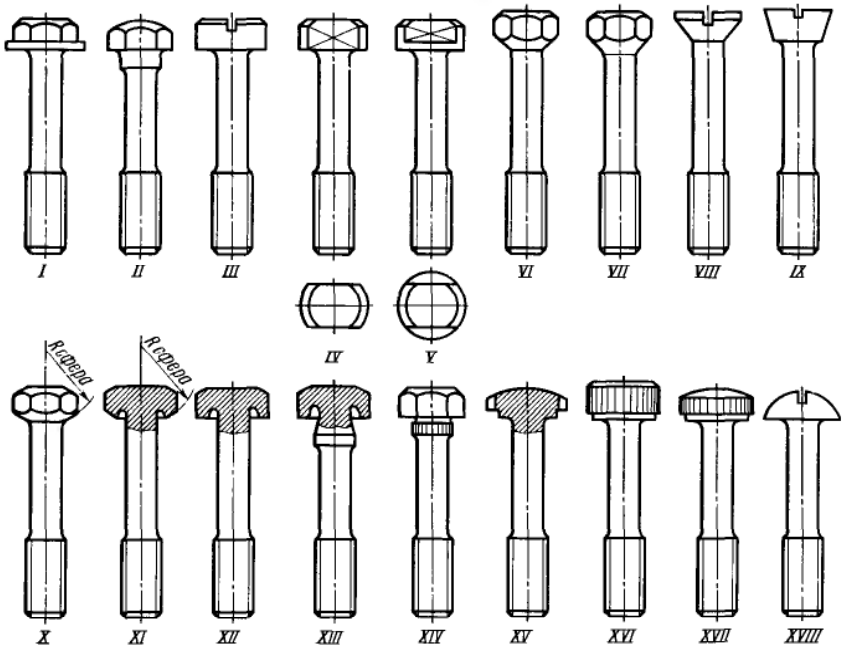


Рис. 108. Нестандартные болты:

I – с шестигранной головкой и увеличенной опорной поверхностью; *II* – с шестигранной полусферической головкой; *III* – с цилиндрической головкой и пазом под отвертку; *IV* – с цилиндрической головкой и двумя лысками; *V* – с цилиндрической головкой и двумя лысками на неполную высоту головки; *VI* и *VII* – с шестигранной головкой и коническим подголовником; *VIII* и *IX* – с потайной конической головкой; *X* и *XI* – со сферической опорной поверхностью головки; *XII* – с шестигранной головкой и разгружающей выточкой; *XIII* – с шестигранной головкой, разгружающей выточкой и с центрирующим пояском; *XIV* – с шестигранной головкой и шлицованным подголовником; *XV* – с полусферической головкой со шлицами «под ключ»; *XVI* и *XVII* – со шлицованной головкой; *XVIII* – с полусферической головкой и пазом под отвертку

рис. 111. Футорки изготовляют из стали (реже из бронзы) и завертывают по посадке с натягом, чаще всего «солдатиками» (см. рис. 123).

Для обеспечения плотного прилегания притягиваемой детали привалочную поверхность обрабатывают начисто после установки футорок (рис. 111, *I*). Технологичнее способ, при котором футорки устанавливают с занижением по отношению к предварительно обработанной поверхности корпуса (рис. 111, *II* – *VI*). Футорки завертывают до упора в днище отверстия (рис. 111, *I*); в последние нитки резьбы отверстия (рис. 111, *II*); в буртик (рис. 111, *III*) или в гладкий поясок на наружном торце футорки (рис. 111, *IV*).

На рис. 111, *V* показана конструкция футорки с уменьшенным «воротником», позволяющая получить равномерное распределение нагрузки по виткам резьбы. На рис. 111, *VI* представлена конструкция футорки, завертываемой с противоположного конца отверстия (случай сквозного отверстия).

На рис. 112 приведена самоврезающаяся футорка, применяемая для установки в корпуса из мягких металлов и пластиков. На наружной поверхности футорки нарезан поясок мелких продольных шлицев *а* и несколько кольцевых гребешков *б* треугольного профиля. Прорезные концы футорки подгибают к центру, после чего футорку калят. Футорку устанавливают в корпус так, чтобы продольные шлицы врезались в стенки гнезда. При завертывании нарезной конец болта распирает концы футорки. Кольцевые выступы при этом «впиваются» в стенки гнезда, обеспечивая связь между футоркой и корпусом.

При установке ввертных болтов желательно обеспечить свободу самоустанавливаемости головки относительно опорной поверхности. Это требование больше относится к ввертным болтам, чем к крепежным деталям других видов: у болтов с гайкой больше возможности самоустановки, так как болт сопрягается со стягиваемыми деталями только кольцевыми опорными поверхностями головки и гайки; у длинных шпилек задача облегчается податливостью стержня шпильки.

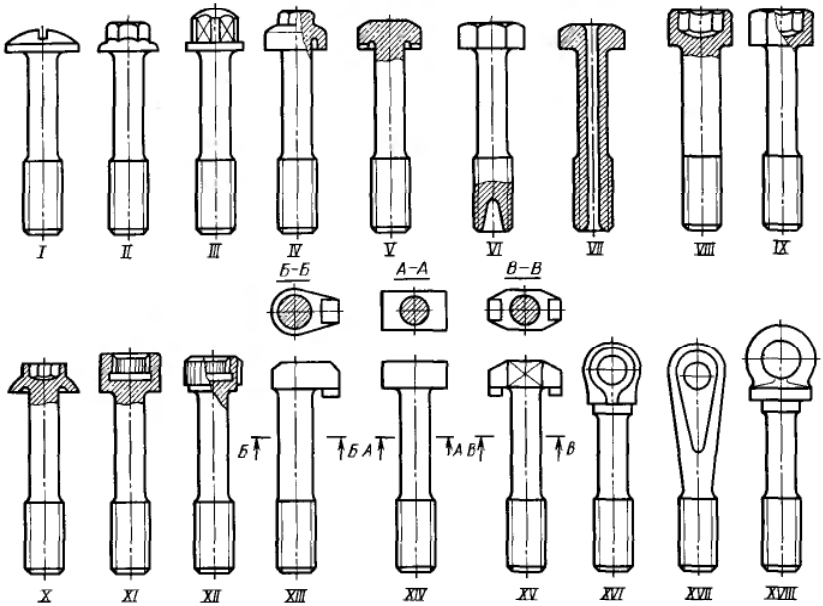


Рис. 109. Специальные болты:

I – с цилиндросферической головкой и пазом под отвертку; *II* – с полусферической головкой и шестигранником; *III* – с уменьшенной квадратной головкой; *IV* – с головкой с разгружающей выточкой и уменьшенным шестигранником; *V* – с шестигранной головкой и зубьями на торце для стопорения; *VI* – с разгружающей выборкой на торце стержня; *VII* – полый; *VIII* и *IX* – с внутренним шестигранником; *X* – с полусферической головкой и внутренним шестигранником; *XI* – с внутренними шлицами; *XII* – с наружными и внутренними шлицами; *XIII* – с Г-образной головкой; *XIV* – с Т-образной головкой; *XV* – с Т-образной головкой и упорными шлицами; *XVI* и *XVII* – со сферической проушиной; *XVIII* – рым-болт

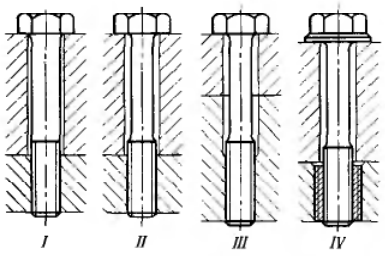


Рис. 110. Основные типы ввертных болтов с шестигранной головкой

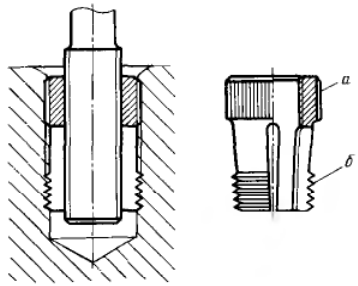


Рис. 112. Самоврезающаяся футорка

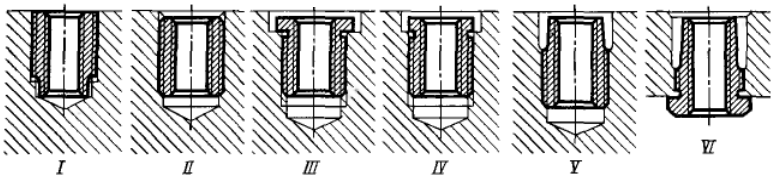


Рис. 111. Конструкции футорок (нарезных втулок)

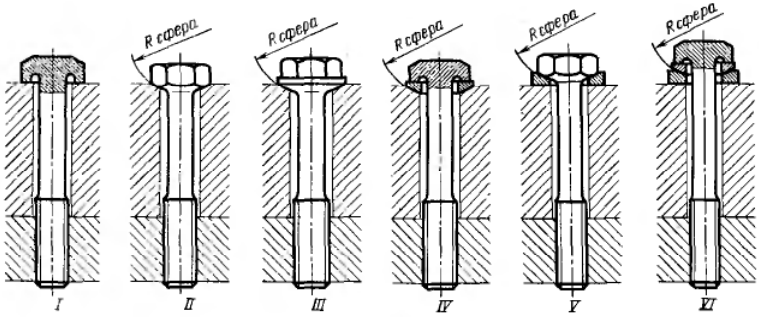


Рис. 113. Способы придания болтам самоустанавливаемости

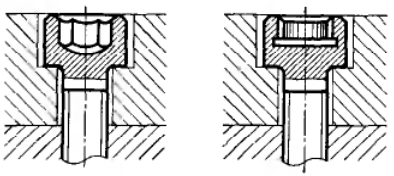


Рис. 114. Установка болтов с внутренними ввертными элементами

На рис. 113 показаны способы обеспечения самоустанавливаемости. В конструкции на рис. 113, *I* некоторая самоустанавливаемость головки обеспечивается разгружающей выточкой под головкой. Целесообразнее всего вводить сферические опорные поверхности (рис. 113, *II – VI*).

В машинах и узлах, где по требованиям к габаритам или к внешнему виду нежелательно применение выступающих головок, часто устанавливают болты с цилиндрической головкой с внутренним шестигранником или мелкими треугольными шлицами; головку утапливают в гнезде притягиваемой детали (рис. 114).

Для облегчения завертывания болтов с цилиндрической головкой на начальных стадиях, когда болт идет «из-под руки», наружную поверхность головки часто снабжают накаткой (рис. 115).

На рис. 116 изображены конструкции головок с внешними и с внутренними элементами, допускающими завертывание на выбор наружным или внутренним ключом.

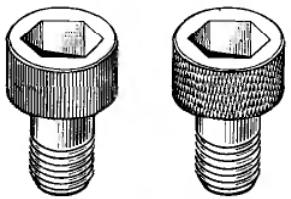


Рис. 115. Головки болтов с наружной накаткой

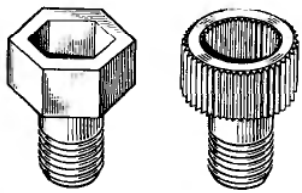


Рис. 116. Головки болтов с внутренними и наружными ввертными элементами

ШПИЛЬКИ

На рис. 117 приведены основные конструкции шпилек. Конструкции жесткой шпильки (рис. 117, *I*) со стержнем диаметром, равным диаметру резьбы, применяются только для коротких шпилек. К недостаткам такой шпильки можно отнести: жесткость, невыгодность по массе, затруднительность применения высоко-

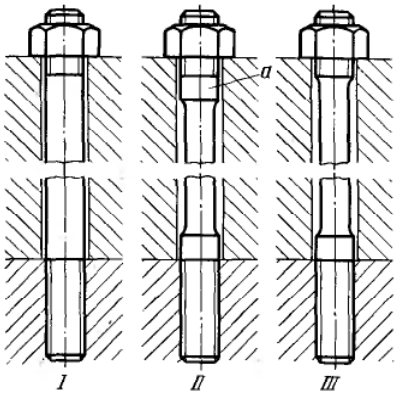


Рис. 117. Конструктивные формы шпилек

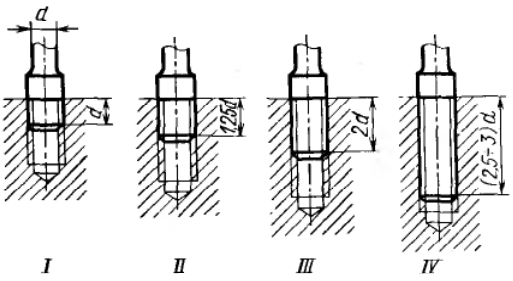


Рис. 118. К определению глубины ввертывания шпилек

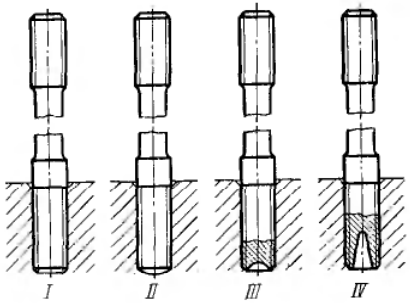


Рис. 119. Формы ввертных концов шпилек

производительных способов накатывания, фрезерования и шлифования резьбы (для точных резьб) и т. д. Часто применяют облегченные шпильки (рис. 117, *II*, *III*) с уменьшенным диаметром стержня, равным внутреннему диаметру резьбы или меньшим его (в среднем диаметр стержня делают равным 0,6 – 0,8 наружного диаметра резьбы). Их преимущества заключаются в равнопрочности шпильки в нарезной и гладкой частях, податливости, меньшей массе, возможности применения высокопроизводительных способов изготовления резьбы и т. д.

Гладкий поясок *a* у навертного конца шпильки (рис. 117, *II*), применявшийся в ранних конструкциях облегченных шпилек, сейчас обычно не делают; нарезной конец шпильки переводят плавной галтелью непосредственно в стержень (рис. 117, *III*). Устранение пояска значительно облегчает изготовление резьбы, которая в данном случае может быть нарезана напроход.

Посадочный размер шпильки в корпус зависит от материала корпуса (рис. 118, *I* – *IV*). На практике в ответственных соединениях глубину ввертывания делают значительно большей, чем указано на рис. 118.

При ввертывании в корпуса из хрупких (серого чугуна) или мягких (алюминиевого, магниевого, цинкового сплавов и т. д.) материалов применяют крупные резьбы (минимальный шаг резьбы 1,25 – 1,5 мм). Для навертного конца шпильки (под гайку) могут быть применены (для шпилек большого диаметра) мелкие резьбы.

Во избежание ошибок при ввертывании шпилек в тех случаях, когда резьбы (и формы) ввертного и навертного концов шпилек одинаковы (рис. 119, *I*), ввертной конец метят, например закруглением его торца (рис. 119, *II*),

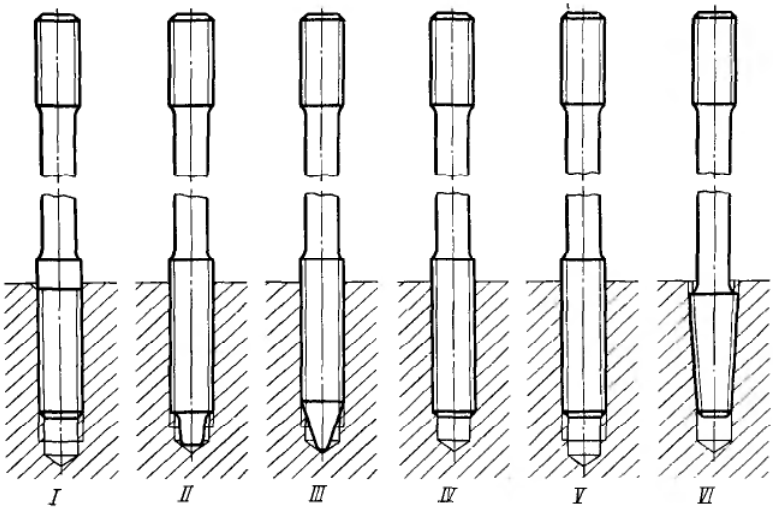


Рис. 120. Способы ввертывания шпилек в корпус

углублениями (рис. 119, *III*, *IV*) и т. д. Лучше всего предупредить возможность ошибок конструктивно: применением на ввертном и навертном концах резьб различного шага или диаметра.

Способ ввертывания шпилек существенно влияет на прочность соединения. Применяют три способа ввертывания шпилек в корпуса:

1) с упором шпильки в торец корпуса (рис. 120, *I*);

2) с упором конца шпильки в днище (рис. 120, *II*, *III*) или в последние витки нарезного отверстия корпуса (рис. 120, *IV*);

3) с торможением шпильки в отверстии применением посадок с натягом (рис. 120, *V*) или самостопорящейся резьбы (рис. 120, *VI*).

При ввертывании по первому способу в теле шпильки возникают растягивающие напряжения (максимальные у первых витков и уменьшающиеся по направлению к последним виткам). В материале корпуса создаются сжимающие напряжения с примерно таким же законом изменения вдоль оси соединения. При предварительной затяжке такого соединения в шпильке возникают дополнительные напряжения растяжения, а в корпусе – дополнительные напряжения сжатия (от действия притягиваемой детали). При нагружении соединения растягивающей силой в шпильке увеличиваются еще больше напряжения растяжения. Напряжения сжатия в корпусе уменьшаются в результате уменьшения силы прижатия детали и появления растягивающих напряжений.

При ввертывании шпильки по второму способу в теле шпильки возникают сжимающие напряжения (максимальные у конца шпильки и убывающие по направлению к первым виткам). В материале корпуса создаются растягивающие напряжения с примерно таким же законом изменения вдоль оси соединения. При предварительной затяжке такого соединения у первых витков шпильки создаются растягивающие напряжения; сжимающие напряжения у конца шпильки несколько уменьшаются. В материале корпуса под действием притягиваемой детали возникают напряжения сжатия, а напряжения растяжения у днища отверстия ослабевают.

При нагружении соединения рабочей растягивающей силой напряжения растяжения у первых витков шпильки увеличиваются. Напряжения сжатия, возникшие в материале корпуса при предварительной затяжке, уменьшаются в результате отхода притягиваемой детали. Зато напряжения растяжения у днища отверстия увеличиваются.

Следовательно, при первом способе ввертывания рабочие напряжения в шпильке больше, а рабочие напряжения в корпусе меньше, чем при втором способе. Таким образом, первый способ более подходит для корпусов из низкопрочных материалов (алюминиевых и магниевых сплавов), второй способ – для корпусов из высокопрочных материалов (стали).

Поскольку шпильки применяют в основном в корпусах из легких сплавов, первый способ более распространен, чем второй.

При третьем способе ввертывания ни в теле шпильки, ни в материале корпуса не возникает существенных дополнительных напряжений. Напряжения сжатия в теле шпильки и растяжения в материале корпуса, обязанные натягу в резьбе, при применяемых величинах натяга незначительны. Благодаря отсутствию дополнительных напряжений этот способ наиболее выгоден по прочности.

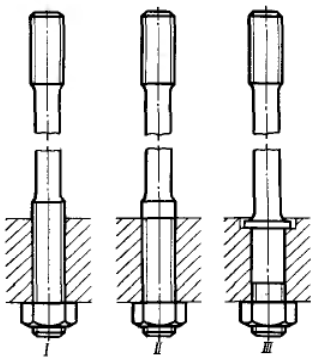


Рис. 121. Затяжка шпилек в корпусе гайкой

В отличие от способа ввертывания шпилек до упора в торец корпуса, точно фиксирующего осевое положение шпильки, способ завертывания по посадке с натягом требует контроля глубины ввертывания для получения заданной высоты выступания навертного конца шпильки над притягиваемой деталью.

Способ установки шпильки на конической резьбе (рис. 120, *VI*) по прочности равноценен способу крепления за счет натяга, но применим лишь в случаях, когда допустимы некоторые колебания длины свободного конца шпильки.

В тех случаях, когда это позволяет конфигурация корпуса, ввертный конец шпильки дополнительно крепят гайкой (рис. 121, *I*), что увеличивает прочность соединения. Применяют также способы затяжки конца шпилек гайками (рис. 121, *II*, *III*) по типу болтового соединения.

На рис. 122, *I* – *VIII* показаны конструкции шпилек, завертываемых с упором в торец корпуса.

Шпильки обычно завертывают «солдатиками», надеваемыми на навертный конец шпильки (рис. 123). При этом возникает опасность скручивания длинных шпилек. Кроме того, «солдатики» вытягивают резьбу и поэтому неприемлемы для точных резьб. В дополнение ко всему этот способ непроизводителен: навертывание и отвертывание «солдатика» занимает много времени. Лучше способ завертывания за лыски (рис. 122, *IV*) или шестигранник (рис. 122, *V*, *VI*), расположенные непосредственно у ввертного конца шпильки. Однако в таком случае приходится предусматривать в притягиваемой детали гнездо под завертный элемент, что усложняет ее механическую обработку.

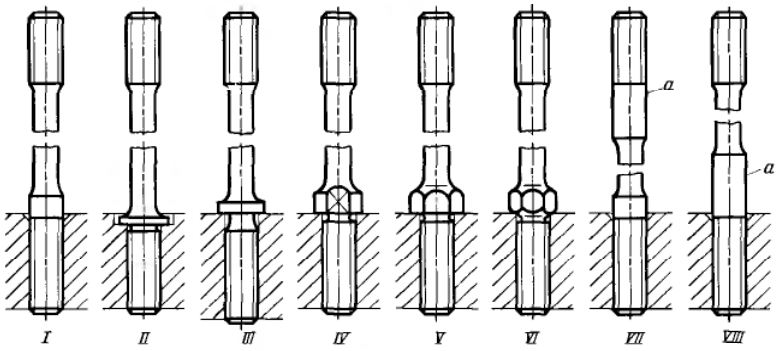


Рис. 122. Конструктивные формы шпилек, ввертываемых с упором в торец корпуса

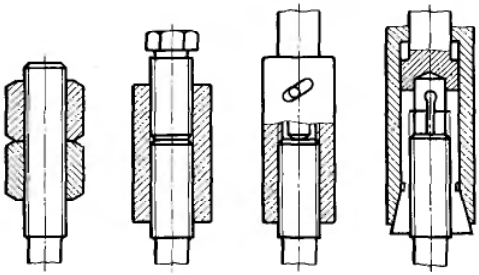


Рис. 123. «Солдатики» для ввертывания шпилек

Наиболее приспособлен для механизированной сборки способ завертывания шпильки за гладкий поясок, примыкающий к навертному (рис. 122, *VII*) или (лучше) к ввертному концу (рис. 122, *VIII*). Завертывание производится ключами (или шпильковертами) с эксцентриковыми зажимами или с самозатягивающимися роликами (по типу роликовых колес свободного хода).

В этом случае на шпильках необходимо предусмотреть цилиндрические участки *a*, длина которых должна быть согласована с размерами головки шпильковерта.

Способы увеличения сопротивления усталости узла установки шпильки в соединениях, подверженных повышенным циклическим нагрузкам, сводятся к увеличению длины нарезной части шпильки (рис. 124, *I*), введению разгружающих выточек и шеек (рис. 124, *II – IV*) на участках перехода от резьбы к гладкой части стержня, введению разгружающих выточек на корпусе (рис. 124, *V*), погружению резьбового соединения в корпус (рис. 124, *VI*). Наиболее действенный, но не всегда применимый по габаритным условиям способ – увеличение диаметра резьбы (рис. 124, *VII*).

Во избежание самоотвертывания шпильки устанавливают в корпусе по посадке с натягом, а часто еще дополнительно стопорят.

На рис. 125 показаны некоторые способы стопорения шпилек в корпусе. На рис. 125, *I* изображен способ стопорения обжимом материала корпуса вокруг шпильки кольцевой оправкой. В конструкции на рис. 125, *II* стопорение достигается введением в нарезное гнездо вкладки из упругого материала (найлона и т. п.), создающей натяг в соединении.

В конструкции на рис. 125, *III* натяг в резьбе достигается разделением резьбы шпильки на два пояса, один из которых слегка осажен относительно другого. На рис. 125, *IV* показана самоконтрящаяся шпилька, в разрезной ввертный конец которой установлен конический стержень *a*. На последних стадиях ввертывания конус, упираясь в днище гнезда, разжимает разрезной конец шпильки, создавая натяг в соединении. Самоконтрящаяся шпилька на рис. 125, *V* предназначена для установки в корпуса из пластичных металлов. Ввертная

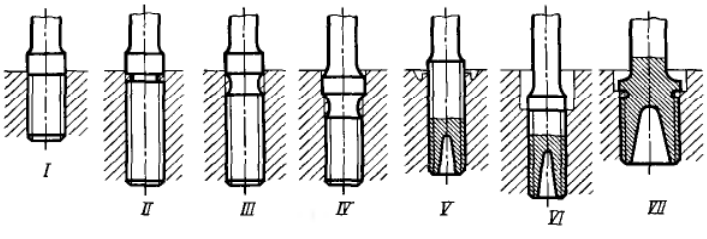


Рис. 124. Способы увеличения сопротивления усталости соединения шпилек с корпусом при циклических нагрузках

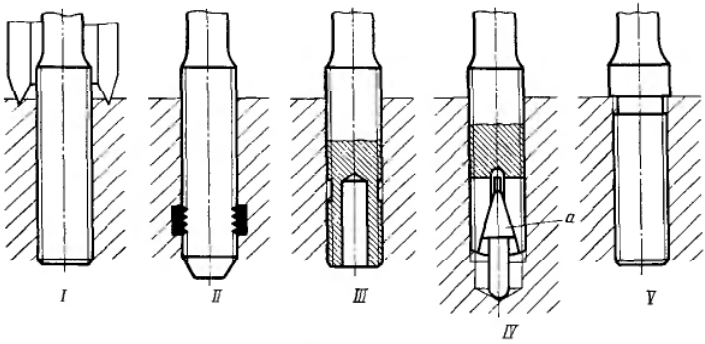


Рис. 125. Способы стопорения шпилек в корпусе

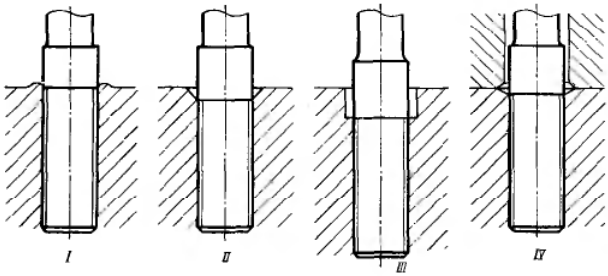


Рис. 126. Способы устранения выдавливания материала при завертывании шпилек

резьба отделена от гладкого цилиндрического пояска выточкой; при завертывании упорный буртик шпильки, сминая первые витки резьбы, загоняет материал корпуса в выточку, образуя кольцевой замок вокруг шпильки. Тот же эффект достигается приданием упорному буртику конической формы.

При ввертывании шпилек в корпуса из мягких металлов следует учитывать пластическую деформацию металла под упорным буртиком шпильки, сопровождающуюся вспучиванием металла и образованием вокруг шпильки кольцевого валика (рис. 126, *I*). Для устранения этого явления и обеспечения плотного прилегания стягиваемых поверхностей нарезное гнездо корпуса снабжают фаской (рис. 126, *II*) или выточкой (рис. 126, *III*). Иногда фаски делают одновременно в корпусе и притягиваемой детали (рис. 126, *IV*).

При ввертывании шпилек (особенно по посадке с натягом) в глухие нарезные гнезда следует учитывать, что в замкнутом пространстве гнезда воздух сжимается. Это явление может оказаться опасным, если учесть, что удельный объем воздуха резко возрастает от нагрева при сжатии. Известны случаи, когда бобышки гнезд разрывались под давлением сжатого в гнезде воздуха.

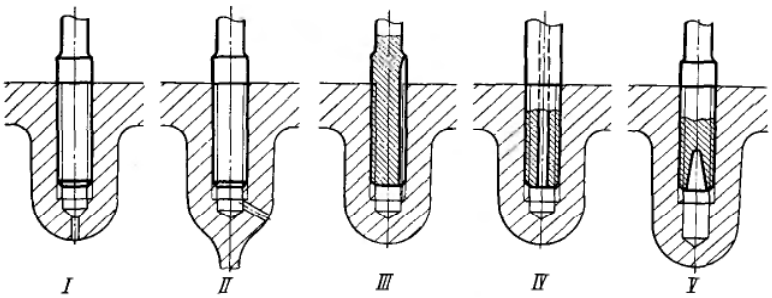


Рис. 127. Способы предотвращения сжатия воздуха в глубоких отверстиях под шпильки

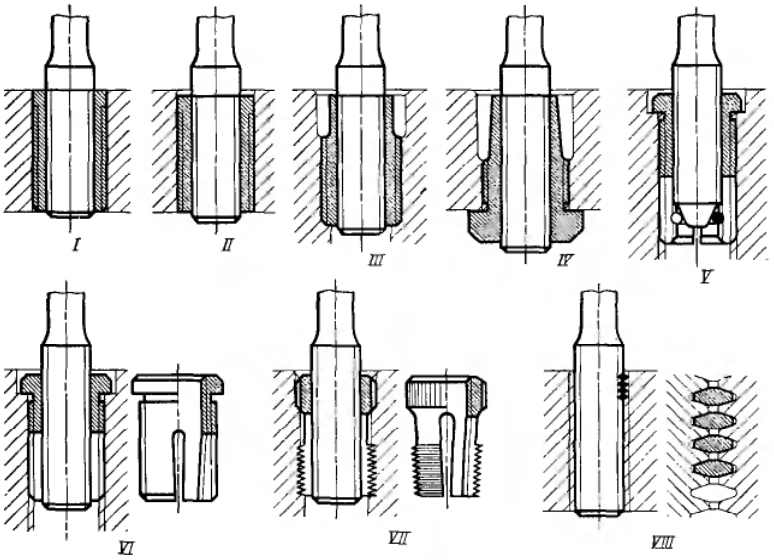


Рис. 128. Установка шпилек на футорках

В целях устранения этого явления в бобышках выполняют отверстия для выхода воздуха (рис. 127, *I*, *II*). Иногда воздух выходит через канавки (рис. 127, *III*) или отверстия в теле шпильки (рис. 127, *IV*) (при коротких шпильках). Применение последних двух способов (рис. 127, *III*, *IV*) нежелательно, так как они ослабляют шпильки.

Иногда увеличивают объем остающегося после завертывания шпильки глухого пространства изменением глубины нарезного отверстия или с помощью выборок в торце шпильки (рис. 127, *V*). Объем определяют с учетом термодинамических законов так, чтобы при завертывании не возникали опасные давления.

В корпусах из мягких металлов шпильки устанавливают на промежуточных нарезных втулках (футорках) (рис. 128, *I* и *II*), которые изготовляют из стали (реже из бронзы) и ввертывают в корпус, как правило, по посадке с натягом. На рис. 128, *III*, *IV* показаны футорки с упругими «воротниками», позволяющие обеспечить равномерное распределение нагрузки между витками резьбы шпильки. На рис. 128, *V* дан пример стопорения футорки в корпусе. Разрезной конец футорки разжимается в гнезде коническим хвостовиком шпильки, упирающимся в зегер, введенный во внутреннюю резьбу футорки.

На рис. 128, *VI* изображен способ одновременного стопорения футорки и шпильки. Разрезные концы футорки после нарезания внутренней резьбы подгибают к центру, а затем нарезают наружную резьбу. При завертывании конец шпильки, надвигаясь на коническую часть резьбы, разжимает разрезные концы, благодаря чему создается натяг как во внутренней, так и во внешней резьбе футорки.

На рис. 128, *VII* представлена самоврезающаяся футорка для установки в корпусах из мягких материалов (в том числе из пластиков). В конструкции на рис. 128, *VIII* футорке придан вид витой пружины ромбического профиля; витки заходят одновременно во впадины резьбы в корпусе и на шпильки. Эта конструкция позволяет равномерно распределить нагрузку между витками резьбы.

В некоторых случаях требуется ввести жесткую поперечную связь между корпусом и притягиваемой деталью, например, для восприятия действующих на соединение сдвигающих сил или для точной фиксации притягиваемой детали относительно корпуса. Помимо известного способа фиксации с помощью установочных (контрольных) штифтов, применяют способ фиксации установочными элементами, включенными в конструкцию шпильки. Эти элементы могут быть выполнены на шпильках в виде центрирующих поясков, входящих в точно обработанные гнезда в корпусе и в притягиваемой детали (рис. 129, *I*, *II*).

При этом способе трудная задача – одновременное завертывание шпильки в корпус и посадка центрирующего пояска в корпус – обычно решается применением посадок с зазо-

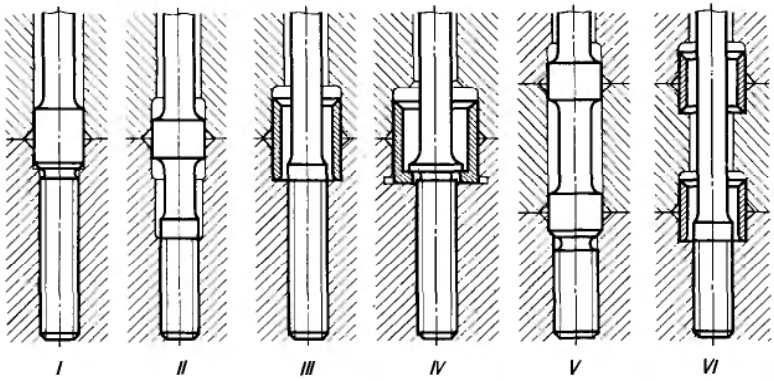


Рис. 129. Шпильки с установочными элементами

ром для ввертного конца шпильки. Лучше конструкция, при которой центрирующий элемент выполнен отдельно в виде втулки, устанавливаемой концентрично со шпилькой (рис. 129, *III*, *IV*).

На рис. 129, *V*, *VI* показаны случаи одновременной фиксации двух притягиваемых деталей относительно друг друга и относительно корпуса.

Соединения на шпильках, как и всякие резьбовые соединения, подвергают при сборке предварительной затяжке, влияющей на работоспособность и герметичность узла. Силу предварительной затяжки определяют расчетом или экспериментально. Она зависит от материала стягиваемых деталей, соотношения податливости шпильки и стягиваемых деталей, условий работы стыка, требуемой степени его герметичности и, наконец, от рабочей температуры соединения.

В ответственных соединениях силу предварительной затяжки строго контролируют. Затяжку производят динамометрическими ключами. Регламентируют также порядок затяжки отдельных шпилек в многошпилечных соединениях; затяжку обычно производят в два приема (предварительно и окончательно) с соблюдением в каждом случае определенного порядка затяжки.

При затяжке длинных податливых шпилек возникает опасность скручивания их моментом сил трения в резьбе. При этом в теле шпильки возникают нежелательные, иногда значительные напряжения, причем динамометрическим ключом будет регистрироваться момент, скручивающий шпильку, а не сила затяжки.

При стопорении гаек «на корпус» следует учитывать еще одно явление: шпилька, скрученная при затяжке, с течением времени в результате вибраций, пульсации нагрузки и т. д. «отдает», ввертываясь в резьбу гайки, вследствие чего первоначальная сила затяжки меняется.

У длинных податливых шпилек предусматривают средства, предупреждающие скручивание при затяжке: навертный конец шпильки снабжают пазом, четырехгранником, шестигранником и т. д., за которые держат шпильку при затяжке (рис. 130, *I* – *IV*). Сборка соединения

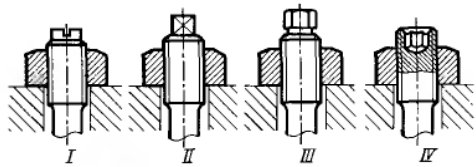


Рис. 130. Устройства, предупреждающие скручивание шпилек при затяжке

при этом усложняется. Способ, при котором навертный конец шпильки постоянно зафиксирован от проворота шайбой *а* (рис. 131), в свою очередь, зафиксированной «на корпус», совершеннее (но конструктивно сложнее).

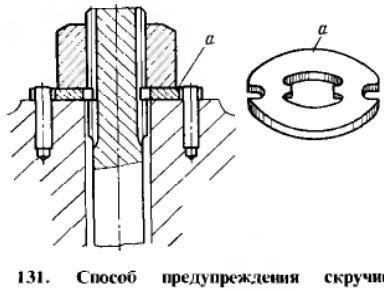


Рис. 131. Способ предупреждения скручивания шпильки при затяжке

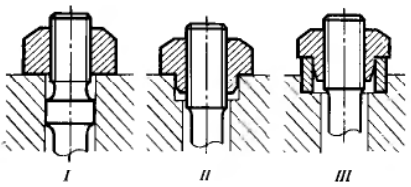


Рис. 132. Способы центрирования навертного конца шпильки в отверстии

Концы длинных шпилек после центрирования в корпусе часто отклоняются от своего номинального положения (иногда настолько, что не представляется возможным надеть на них притягиваемую деталь). Сборщики прибегают в таких случаях к правке шпилек по месту – способу, который никак нельзя рекомендовать, потому что при этом в теле шпильки возникают дополнительные напряжения.

В поисках рационального решения используют несколько путей:

первый путь – соблюдение строгой перпендикулярности осей нарезных отверстий под шпильки относительно торца корпуса, то же – для отверстий под шпильки в притягиваемой детали; соблюдение строгой прямолинейности шпилек и параллельности среднего диаметра резьбы шпилек относительно оси шпилек;

второй путь – увеличение податливости шпилек и применение посадок с зазором для резьбовых деталей (с последующим их стопорением каким-нибудь способом).

Делаются попытки центрировать концы шпилек в отверстиях притягиваемой детали с помощью точно обработанных поясков на стержне шпильки, входящих в точно обработанные отверстия в притягиваемой детали (рис. 132, *I*), с помощью «висячих» гаек, центрированных в детали непосредственно (рис. 132, *II*), или через подкладную втулку (рис. 132, *III*).

Однако эти способы не исключают необходимости центрирования шпильки, а, наоборот, усиливают эту необходимость. Их ценность

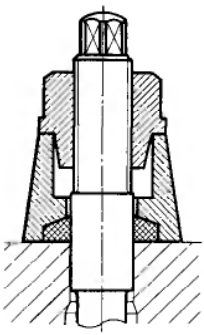


Рис. 133. Центрирование и уплотнение навертного конца шпильки

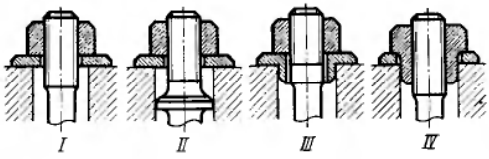


Рис. 134. Центрирование навертного конца шпильки в отверстиях большого диаметра

заключается в том, что они автоматически, без вмешательства сборщика, устанавливают шпильки на их место при надевании притягиваемой детали (или при завертывании гайки). Если упругие деформации шпилек при этом невелики, то указанные способы можно считать приемлемыми, как облегчающие сборку.

На рис. 133 представлена конструкция концевого узла шпильки с комбинированным центрированием и уплотнением завертного конца. Если шпильки устанавливают в отверстиях большого диаметра (рис. 134, *I*), то необходимо принять меры против «шатания» шпилек при затяжке. Способы центрирования концов шпилек в этом случае показаны на рис. 134, *II – IV*.

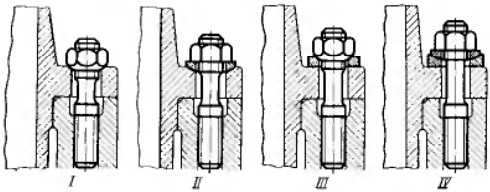


Рис. 135. Установка навертных гаек на сферических опорных поверхностях

Как и для крепежных деталей всех видов, в тяжелонагруженных шпилечных соединениях целесообразно устанавливать навертные гайки на сферических опорных поверхностях (рис. 135, *I – IV*), обеспечивающих самоустановку гаек и уменьшающих изгиб стержня шпильки.

ВИНТЫ

Винты со шлицем под обычную отвертку применяют только в ненагруженных соединениях (в приборах и для крепления мелких деталей, кронштейнов, скобок, хомутов, пластинок, панелей, листовых облицовок и т. д.). Главный их недостаток – невозможность силовой затяжки и затруднительность стопорения.

На рис. 136 представлены основные типы винтов под отвертку: с цилиндрической и цилиндросферической головкой (*I, II*); с полусферической головкой (*III*); с конической, цилин-

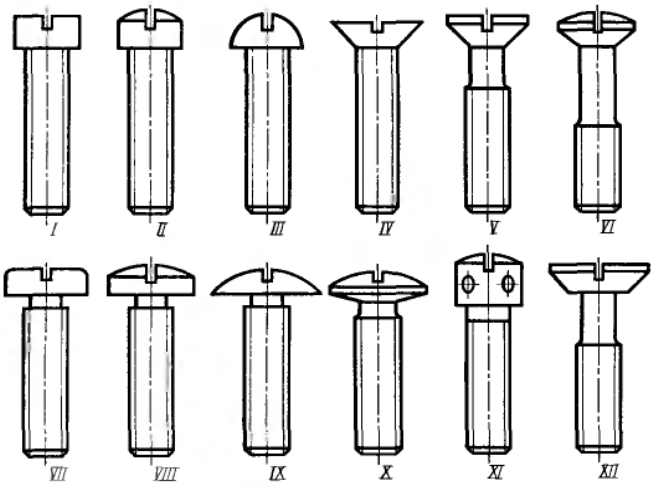


Рис. 136. Основные типы винтов под отвертку

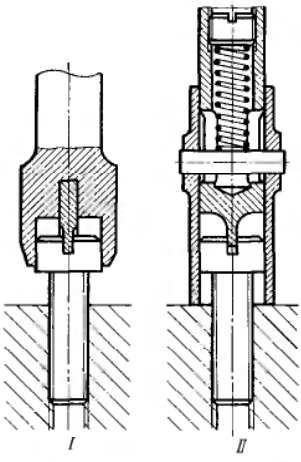


Рис. 137. «Несрывающиеся» отвертки с центрирующими элементами под цилиндрические головки

дроконической и сфероконической головками (*IV – VI*). На рис. 136, *VII – XII* показаны конструктивные разновидности таких винтов.

Из всех типов винтов для машиностроителя наиболее привлекательны потайные или полупотайные винты с коническими головками, позволяющие осуществить соединения без выступающих частей. К сожалению, они обладают и наибольшим количеством недостатков по сравнению с винтами остальных типов. Главный недостаток состоит в затруднительности сочетания двух центрирующих поверхностей – резьбы и конической поверхности головки. Этот недостаток особенно сказывается в соединениях с несколькими винтами. Вследствие неизбежных производственных ошибок центры нарезных отверстий в корпусе, как правило, не совпадают с центрами конических гнезд в притягиваемой детали; только один из винтов соединения правильно устанавливается в коническом гнезде, головки остальных винтов ложатся в гнездах со смещением. Этот недостаток можно частично устранить применением для резьбы посадок с зазором.

Другой недостаток заключается в затруднительности стопорения. Если винты с цилиндрическими и полусферическими головками стопорятся сравнительно просто шайбами гровера (а винты с цилиндрическими головками также проволочной вязкой, см. рис. 136, *XI*), то задача стопорения винтов с коническими головками до сих пор не нашла удовлетворительного решения. Самые надежные способы стопорения винтов с конической головкой (закернивка или завальцовка головки) применимы только в изделиях из пластичных металлов, и, кроме того, соединения, выполненные этими способами, – неразборные.

Низкая прочность паза под отвертку является третьим недостатком винтов с коническими головками (этот недостаток в равной мере присущ винтам с полусферической головкой и в меньшей степени винтам с цилиндрическими головками).

Отвертка после нескольких установок разрабатывает паз, и винт становится непригодным к дальнейшему потреблению.

Винты, применяемые в машиностроении, обязательно подвергают термообработке до 40 – 45 HRC.

Еще один недостаток заключается в затруднительности применения механизированных винтовертов, так как форма паза и головки затрудняет центрирование лезвия винтоверта. У винтов с цилиндрическими головками центрирование осуществляется сравнительно просто – введением дополнительных центрирующих элементов, базирующихся по поверхности головки (рис. 137, *I*, *II*).

Существенный шаг вперед в конструкции винтов с коническими (а также цилиндрическими и полусферическими) головками представляет применение крестообразных конических гнезд (рис. 138) под отвертку специальной формы (рис. 139, *II*). Такие винты можно затягивать с большим усилием; форма гнезда исключает возможность срыва отверстия и облегчает как ручное, так и механизированное завертывание винтов.

Существуют и другие конструкции, обеспечивающие те же функции: паз с центрирую-

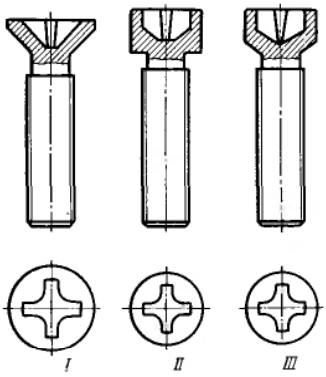


Рис. 138. Винты с крестообразными гнездами под специальную отвертку

На рис. 141 изображены винты для завертывания от руки: винты-барашки (рис. 141, *I*, *II*); винты с накатанными головками (рис. 141, *III*, *IV*).

На рис. 142 представлены основные типы накаток: прямая (рис. 142, *I*); косая (рис. 142, *II*); сетчатая (рис. 142, *III*, *IV*). Шаг накатки t зависит от диаметра и материала головки винта. Шаг прямой накатки рекомендуется $t = 0{,}5$; 0,6; 0,8; 1,0; 1,2 мм; шаг косой, сетчатой накатки $t = 0{,}6$; 0,8; 1,0; 1,6 мм. Чем больше диаметр головки, тем большим назначается шаг накатки.

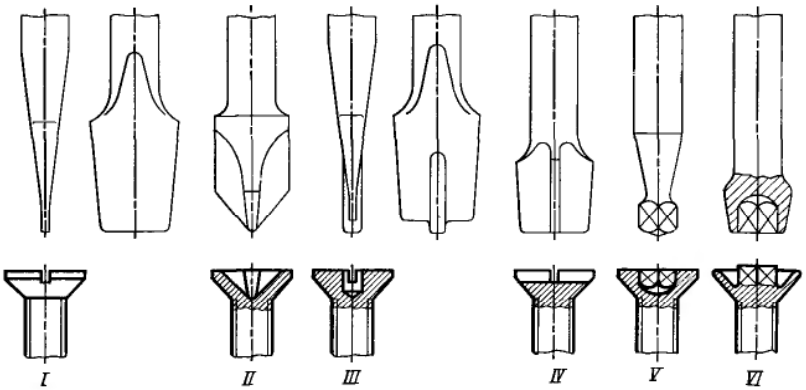


Рис. 139. Головки винтов:
I – с продольным пазом; *II* – с крестообразным коническим гнездом; *III* – с пазом и центрирующим отверстием; *IV* – с крестообразными пазами; *V* – с внутренним четырехгранником; *VI* – с наружным четырехгранником

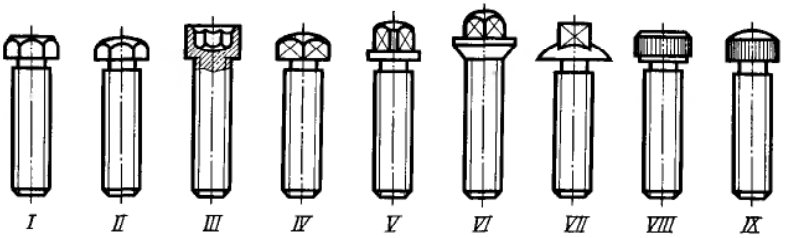


Рис. 140. Винты с усиленными завертными элементами

щим отверстием (рис. 139, *III*), крестообразный паз (рис. 139, *IV*), головки с внутренним (рис. 139, *V*) или наружным (рис. 139, *VI*) четырехгранником и т. д.

На рис. 140 показаны винты с усиленными завертными элементами: с наружными (рис. 140, *I*, *II*) и внутренними (рис. 140, *III*) шестигранниками; с четырехгранником (рис. 140, *IV* – *VII*); со шлицевыми головками (рис. 140, *VIII*, *IX*). Эти винты, впрочем, скорее относятся к разряду мелких ввертных болтов.

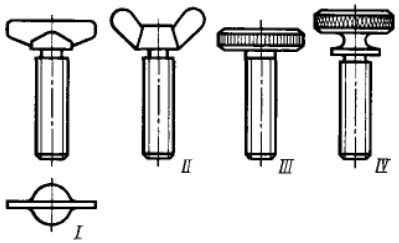


Рис. 141. Винты под ручное завертывание

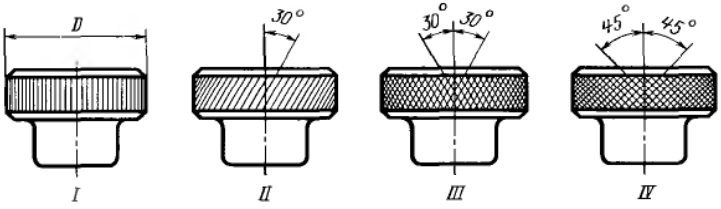


Рис. 142. Типы накаток

ГАЙКИ

На рис. 143 показаны основные типы шестигранных гаек: с односторонней фаской диаметром $D_1 = S$ (рис. 143, *I*); с односторонней фаской диаметром $D_1 = 0{,}95S$ (рис. 143, *II*); с двусторонней фаской (рис. 143, *III*); с кольцевой заточкой на опорном торце (рис. 143, *IV*); с буртиком на опорном торце (рис. 143, *V*).

На рис. 144 и 145 приведены гайки различных типов: прорезные (рис. 144, *I*); корончатые (рис. 144, *II*); прорезные с укороченным шестигранником (рис. 144, *III*); с конической коронкой (рис. 144, *IV*); с укороченными шестигранниками (рис. 145, *I*); с заходным конусом под торцовый ключ (рис. 145, *II*); с конической и сферической опорными поверхностями (рис. 145, *III*, *IV*).

В зависимости от назначения гайки могут иметь различную высоту от $0{,}3d$ до $1{,}25d$ (d – диаметр резьбы). Низкие гайки применяют в качестве контргаек и для слабонагруженных соединений, высокие гайки – для сильнонагруженных соединений, а также для часто разбираемых соединений. Для средних условий работы применяют гайки высотой $(0{,}8-1)d$. При этих соотношениях приблизи-

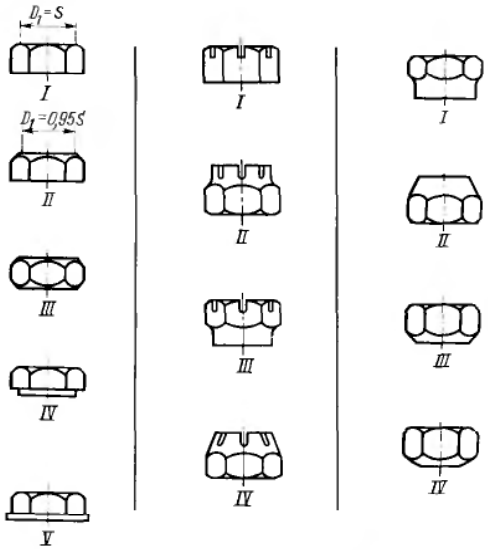


Рис. 143. Типы шестигранных гаек

Рис. 144. Типы шестигранных гаек под шплинты

Рис. 145. Специальные шестигранные гайки

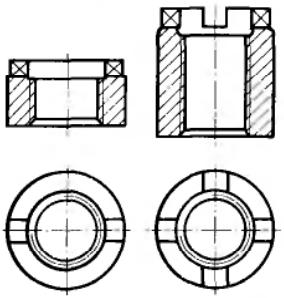


Рис. 146. Гайки с торцовыми пазами под ключ

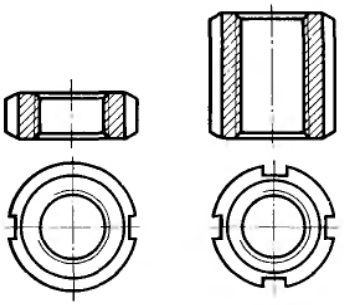


Рис. 147. Гайки с продольными пазами под ключ

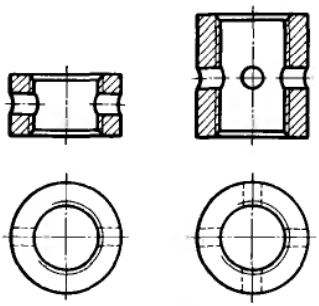


Рис. 148. Гайки с радиальными отверстиями под ключ

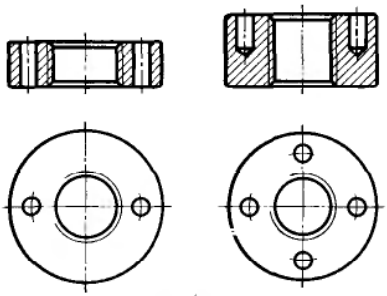


Рис. 149. Гайки с осевыми отверстиями под ключ

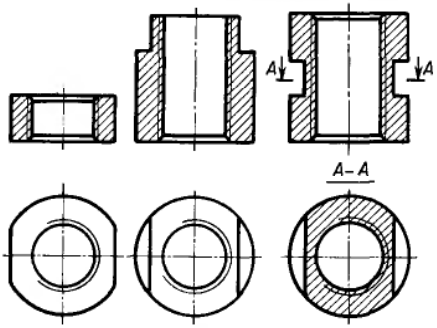


Рис. 150. Гайки с лысками под ключ

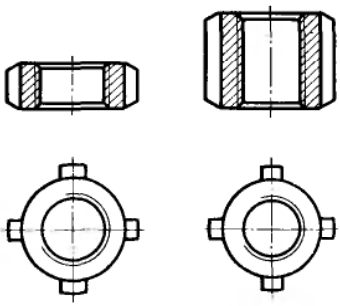


Рис. 151. Гайки с продольными выступами под ключ

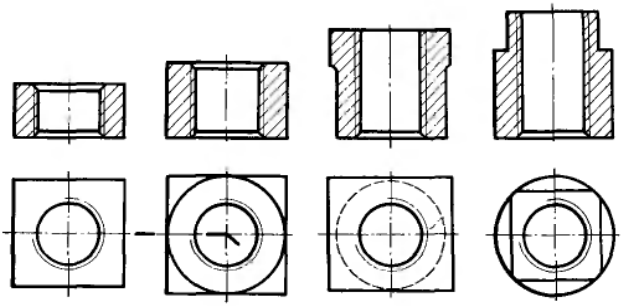


Рис. 152. Квадратные гайки

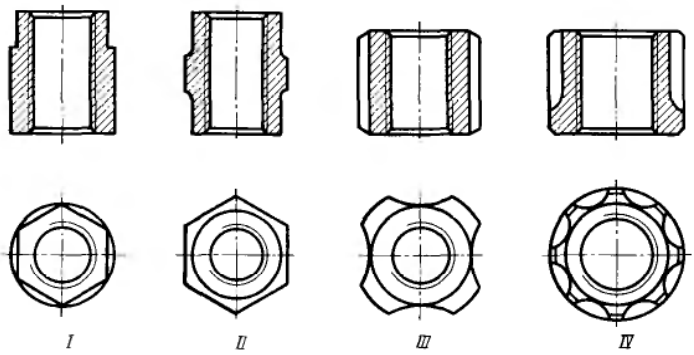


Рис. 153. Специальные гайки: *I* – с уменьшенной высотой шестигранника; *II* – с шестигранником в средней части; *III* – «трефная» гайка; *IV* – с канелюрами

тельно соблюдается условие равнопрочности гайки и нарезного стержня.

На рис. 146 – 153 показаны гайки с разными формами завертных элемеитов; на рис. 154 – гайки с внутренними завертными элементами (шестигранником, шлицами), применяемые в случаях, когда требуется силовая затяжка при ограниченных радиальных габаритах; на рис. 155 – колпачковые гайки, применяемые в случаях, когда требуется обеспечить герметичность резьбового соединения; на рис. 156, 157 представлены гайки с наружной резьбой.

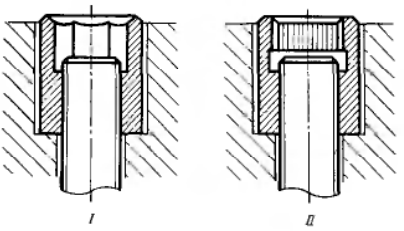


Рис. 154. Гайки с внутренними шестигранником (*I*) и шлицами (*II*)

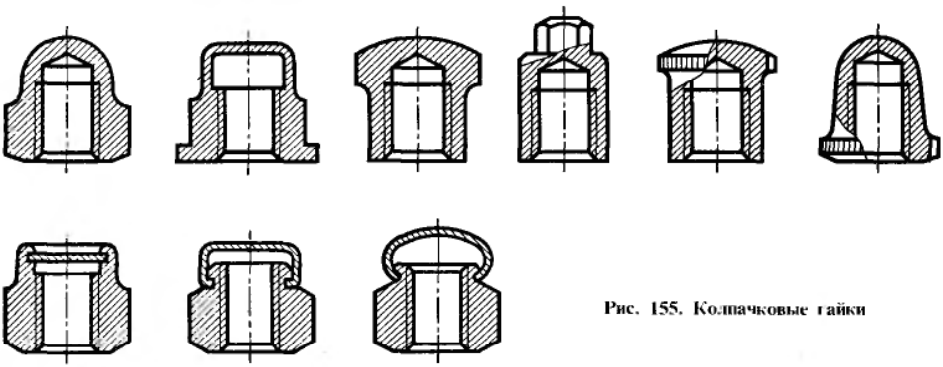


Рис. 155. Колпачковые гайки

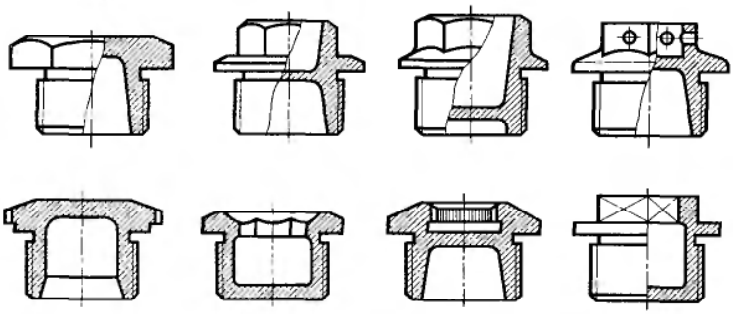


Рис. 156. Гайки с наружной резьбой глухие

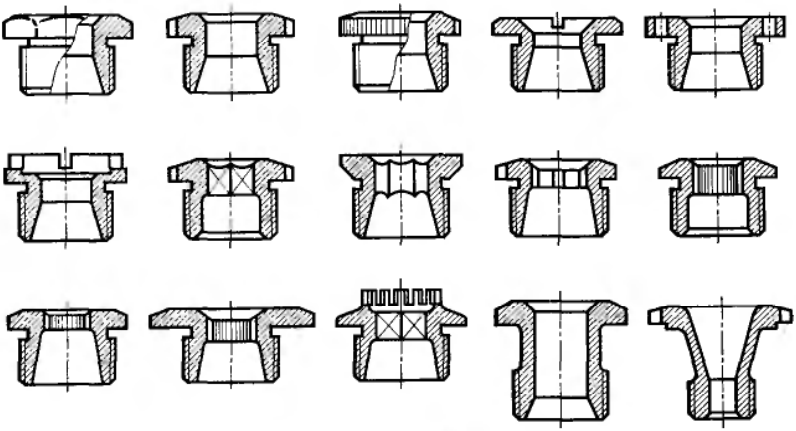


Рис. 157. Гайки с наружной резьбой полые

Шлицевые гайки. Конструкция цилиндрической гайки с мелкими треугольными шлицами по образующим (рис. 158) является прогрессивной. Такие гайки в будущем, возможно, вытеснят шестигранные. Их основное преимущество заключается в более благоприятном распределении сил при затягивании гайки. Из рис. 159 видно, что плечо сил, действующих при затяжке на шлиц треугольного профиля с углом при вершине 60°, примерно в 2 раза больше, чем в случае затяжки шестигранной гайки.

Число шлицев на окружности гайки может в 6—7 раз превышать число граней шестигранника. Следовательно, при одинаковом моменте затяжки сила, приходящаяся на каждый шлиц, будет в 12—15 раз меньше, чем сила, действующая на грань шестигранной гайки

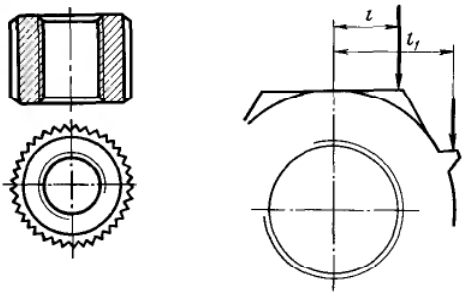


Рис. 158. Цилиндрическая гайка с треугольными шлицами

Рис. 159. Схема действия сил затижки в шестигранной и шлицевой гайках

при затяжке трубчатым ключом, и в 36 – 45 раз меньше, чем при затяжке накидным ключом. Опасность смятия поверхностей затяжки, столь реальная у шестигранных гаек, в данном случае исключается. Благодаря форме завертных элементов исключается и опасность срывания ключа при затягивании.

Другое преимущество заключается в возможности проворачивания гайки при затяжке практически на любой угол, что облегчает завертывание в тесных местах, где размах ключа ограничен.

Шлицевые гайки при одинаковом диаметре резьбы имеют меньшие радиальные габариты и меньшую массу, чем шестигранные гайки. Недостаток шлицевых гаек в том, что их можно завертывать только трубчатым ключом.

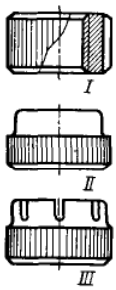
При проектировании крепежных узлов со шлицевыми гайками следует предусматривать над гайкой свободное пространство для надевания трубчатого ключа. Высоту этого пространства при завертывании открытым трубчатым ключом можно сократить уменьшением толщины ключа. Уменьшение высоты шлицев (рис. 160, *I – III*) облегчает манипулирование ключом: при снятии и повторном надевании ключ центрируется цилиндрической частью гайки. Возможно также применение специальных ключей с разводными губками, допускающими подход к гайке сбоку.

Запас прочности на смятие у шлицевых гаек (рис. 161, *I*) настолько велик, что можно без большого ущерба для надежности сократить число шлицев (рис. 161, *II – IV*). Масса гайки при этом уменьшается; преимущества при завертывании гайки сохраняются в полной мере, если шлицы на ключе нарезаны по всему периметру.

При конструировании шлицевых гаек рекомендуется соблюдать следующие соотношения (рис. 162):

1) диаметр гайки по впадинам шлицев $D_1 = (1{,}35 \div 1{,}50)d$, где d – номинальный диаметр резьбы; верхний предел (1,5) относится к малым гайкам, нижний – к средним и большим;

← **Рис. 160. Конструктивные разновидности шлицевых гаек**



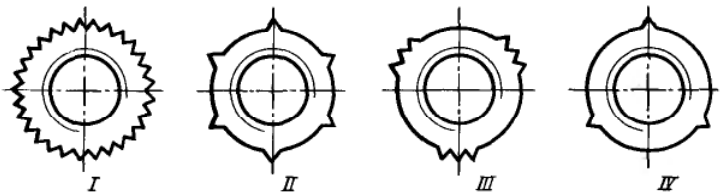


Рис. 161. Расположение шлицев и выступов на гайках

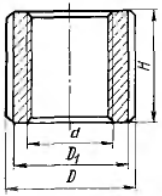


Рис. 162. К определению параметров шлицевых гаек

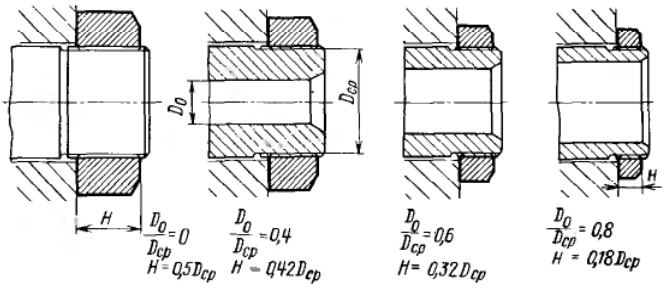


Рис. 163. К определению высоты кольцевых гаек

2) наружный диаметр гайки по выступам шлицев $D = (1{,}10 \div 1{,}15)D_1$; здесь верхний предел также относится к малым гайкам, нижний – к средним и большим;

3) высота гайки $H = (0{,}8 \div 1{,}0)d$.

Шлицевые гайки (рис. 160) стопорят чаще всего шплинтами.

Кольцевые гайки. Кольцевые гайки применяют для затяжки насадных деталей, подшипников качения и подобных деталей на валах большого диаметра.

К этому типу гаек относятся гайки, называемые по ГОСТ 11871–80 круглыми шлицевыми.

Особенность кольцевых гаек – относительно малая высота при большом диаметре. Вследствие большого диаметра резьбы гайка обычной высоты получается избыточно прочной и очень тяжелой.

Нетрудно определить высоту гайки, необходимую по условию равнопрочности гайки и вала (для случая полого вала).

Условие равнопрочности полого вала, работающего на растяжение от действия силы затяжки, и резьбового пояса, работающего на срез от действия той же силы, имеет следующий вид:

$$[\tau]\pi D_{ср} H = [\sigma_р]\frac{\pi}{4}(D_{ср}^2 - D_0^2),$$

где $[\tau]$ – допустимое напряжение среза в резьбе; $[\sigma_р]$ – допустимое напряжение растяжения вала; H – длина работающего пояса резьбы (высота гайки); $D_{ср}$ и D_0 – соответственно средний диаметр резьбы и диаметр отверстия в вале.

Отсюда

$$H = \frac{[\sigma_р]}{[\tau]}\frac{D_{ср}}{4}\left[1 - \left(\frac{D_0}{D_{ср}}\right)^2\right].$$

Для средних условий, учитывая концентрацию напряжения в витках резьбы, можно принять, что допустимое напряжение среза в резьбе в 2 раза меньше допустимого напряжения растяжения для вала. Тогда

$$H = \frac{D_{ср}}{2}\left[1 - \left(\frac{D_0}{D_{ср}}\right)^2\right].$$

Из этого выражения видно, что высота гайки уменьшается с увеличением диаметра отверстия вала (рис. 163).

При стандартизации кольцевых гаек трудно учитывать фактор $D_0/D_{ср}$; обычно высоту гаек устанавливают только в зависимости от диаметра D резьбы. При этом высота H гаек (рис. 164) составляет примерно $(0{,}15-0{,}25)D$

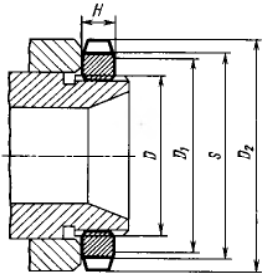


Рис. 164. К определению параметров кольцевых гаек

(меньшие значения относятся к гайкам большого диаметра, а большие – меньшего диаметра). Из-за малой высоты кольцевых гаек в них используют только резьбы с мелким шагом. Применение крупных резьб (рис. 165, *I*) привело бы к уменьшению общего числа ниток на гайке с понижением прочности (вследствие относительного уменьшения числа ниток с полным профилем), ухудшило бы осевое направление гайки по валу и, кроме того, ослабило бы вал из-за уменьшения внутреннего диаметра резьбы.

Шаг s резьбы у кольцевых гаек обычно принимают примерно равным $(0{,}015-0{,}050)D$, где D – диаметр резьбы; верхний предел относится к резьбам малого диаметра (30–50 мм), нижний – к резьбам большого диаметра (100–120 мм). При проектировании кольцевых гаек рекомендуется шаг резьбы (и высоту гайки) выбирать с таким расчетом, чтобы общее число ниток на гайке было не менее 5–6 (рис. 165, *II*).

Как и во всех резьбовых соединениях, следует предусматривать запасы резьбы по обе стороны от номинального положения гайки. Рекомендуемые величины запасов приведены на рис. 166.

Размер гайки по впадинам шлицев, определяющий минимальную толщину рабочего кольца гайки, выполняют равным $S =$

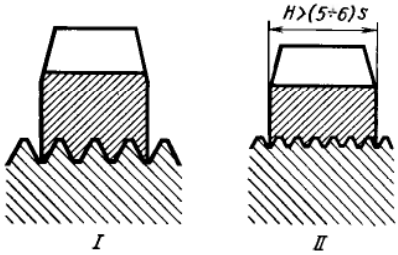


Рис. 165. К определению шага резьбы на кольцевых гайках

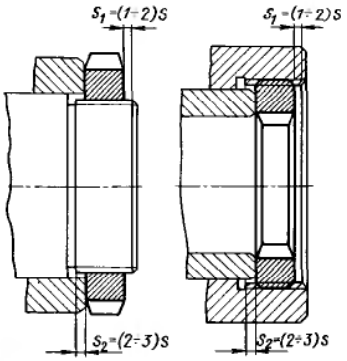


Рис. 166. Запасы на длину резьб в соединениях кольцевыми гайками (s – шаг резьбы)

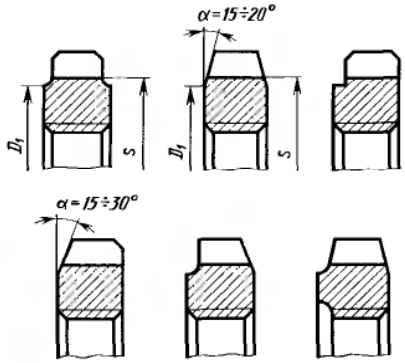


Рис. 167. Способы устранения выхода пазов на опорные поверхности кольцевых гаек

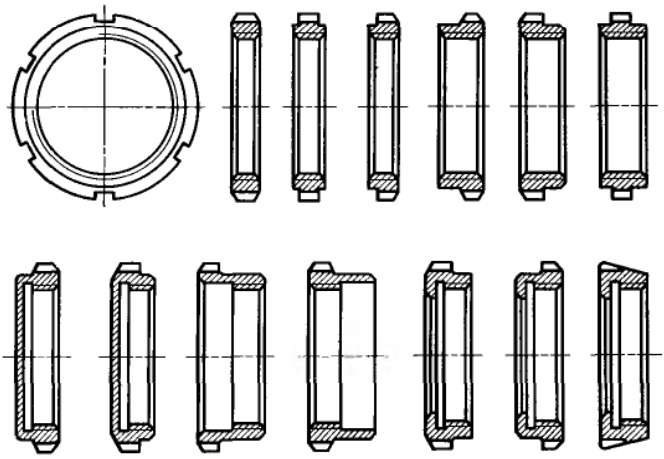


Рис. 168. Кольцевые гайки с внутренней резьбой

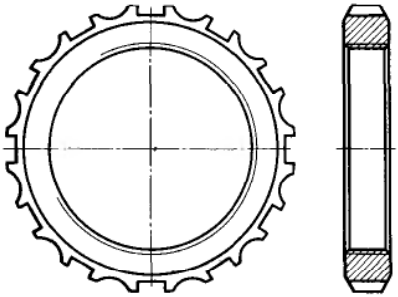


Рис. 169. Кольцевая гайка с выступами между пазами

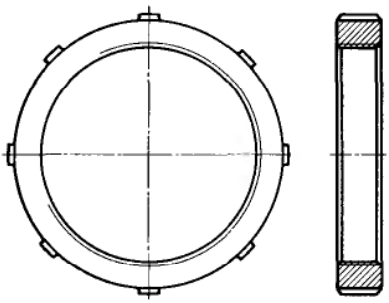


Рис. 170. Кольцевая гайка с радиальными зубцами под ключ

$=(1{,}2\div1{,}3)D$. Наружный диаметр гайки D_2 колеблется в пределах $\sim(1{,}4-1{,}5)D$ (рис. 164).

Участки гайки, на которых расположены пазы, не должны выходить на опорную поверхность торца гайки, так как при сминании боковых граней пазов при затяжке или отвертывании гайка не будет плотно прилегать к затягиваемой детали. Для этого делают выточки или фаски, односторонние или (лучше) двусторонние (рис. 167). Наружный диаметр D_1 опорной поверхности должен быть меньше размера S между впадинами пазов по крайней мере на 0,5 – 1 мм.

На рис. 168 представлены кольцевые гайки с внутренней резьбой и с различным расположением завертных пазов; на рис. 169 – 177 – гайки с завертными элементами других типов.

Чаще всего применяют гайки с наружными пазами, число которых колеблется в пределах 4 – 12. Такие гай-

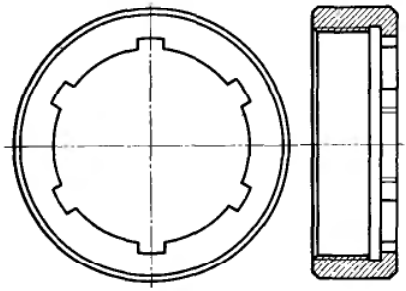


Рис. 171. Кольцевая гайка с внутренними пазами

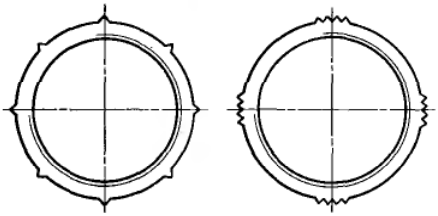


Рис. 172. Кольцевые гайки с треугольными шлицами и выступами

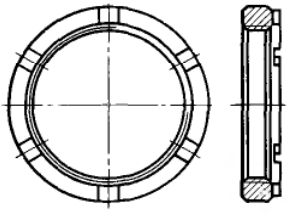


Рис. 173. Кольцевая гайка с торцовыми пазами

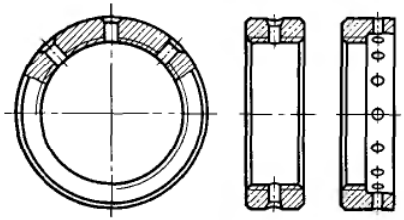


Рис. 174. Кольцевые гайки с радиальными сквозными отверстиями под ключ

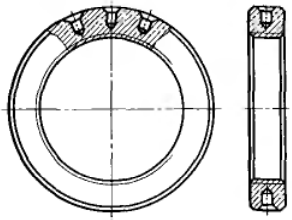


Рис. 175. Кольцевые гайки с радиальными глухими отверстиями под ключ

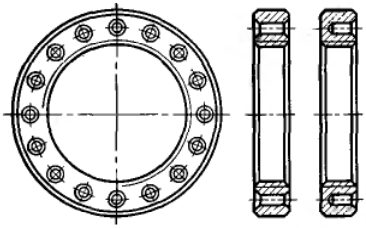


Рис. 176. Кольцевые гайки с осевыми отверстиями под ключ

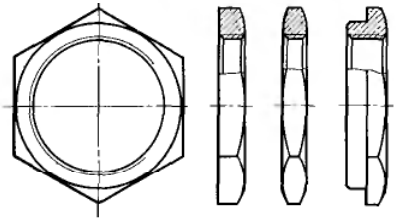


Рис. 177. Кольцевые гайки с шестигранником

ки завертывают накидными «рожковыми» ключами (рис. 178, *I*) или ключами с торцовыми (рис. 178, *II*) или внутренними радиальными (рис. 178, *III*) зубьями.

Число и форма пазов и выступов гайки заметно влияют на ее массу. В машинах, где требование уменьшения массы стоит на первом плане и где применяется большое число кольцевых гаек, конструкции пазов уделяют значительное внимание.

На рис. 179 приведены относительные массы гаек с пазами различной конструкции. За единицу принята масса гайки с четырьмя пазами. Как видно из рис. 179, *I – IV*, простое увеличение числа пазов позволяет значительно уменьшить массу. Масса гайки с двенадцатью пазами (рис. 179, *IV*) составляет 86% массы гайки с четырьмя пазами (рис. 179, *I*). Дальнейшее уменьшение массы достигается выборкой нерабочих участков выступов между пазами (рис. 179, *V*), уменьшением высоты и ширины выступов (рис. 179, *VI*) и уменьшением их числа (рис. 179, *VIII*).

Наиболее выгодна конструкция (рис. 179, *IX*) с небольшим числом выступов треугольного профиля; масса гайки составляет 53% массы исходной гайки.

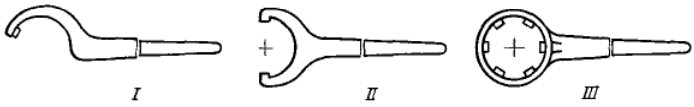


Рис. 178. Ключи для завертывания кольцевых гаек с наружными пазами

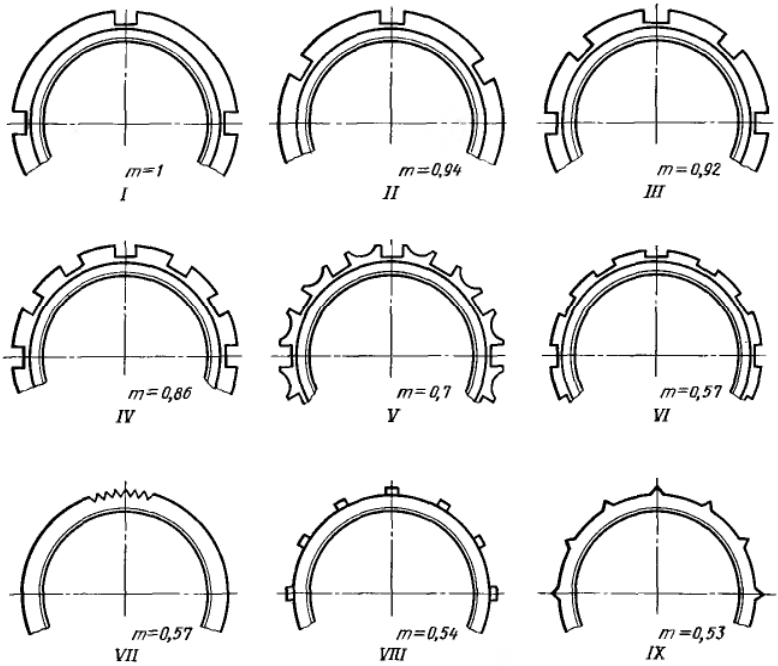


Рис. 179. Относительная масса кольцевых гаек с завертными элементами различной формы

Профили пазов, изображенные на рис 179, *V – IX*, могут быть получены высокопроизводительным способом обката с применением червячной профильной фрезы.

Гайки, конструкция которых изображена на рис. 179, *VI – IX*, завертывают только трубчатыми ключами.

При затяжке кольцевыми гайками насадных деталей нужно, чтобы торец гайки опирался в деталь не менее чем на $^3/_4$ своей высоты (размер *S* на рис. 180, *I*). Если высота ступеньки на валу не позволяет осуществить это условие, между гайкой и деталью устанавливают массивную подкладную шайбу (рис. 180, *II*).

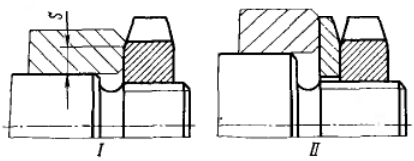


Рис. 180. Установка кольцевой гайки без шайбы (*I*) и с шайбой (*II*)

Важно, чтобы подкладная шайба была центрирована. На рис. 181, *I* показана исправильная установка: шайба может сместиться в выточку за резьбой. На рис. 181, *II – IV* показаны способы центрирования шайбы, из которых самым простым является способ центрирования по наружному диаметру резьбы (рис. 181, *II*).

В случаях, когда необходим равномерный нажим на затягиваемую деталь, применяют сферические подкладные шайбы (рис. 182). Другие способы решения этой задачи – соблюдение строгой перпендикулярности между торцом гайки и средним диаметром резьбы или применение резьбы с осевыми и радиальными зазорами в витках, позволяющими гайке несколько самоустанавливаться на валу.

На рис. 183 – 188 приведены конструкции круглых гаек с наружной резьбой, различной формы и с различными элементами для завинчивания.

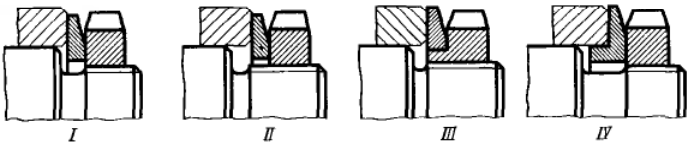


Рис. 181. Центрирование подкладных шайб:
I – без центрирования; *II* – по наружному диаметру резьбы; *III* – по буртику гайки; *IV* – по насадной детали

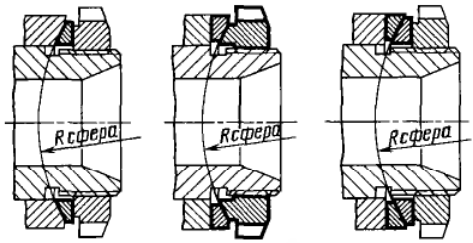


Рис. 182. Сферические подкладные шайбы

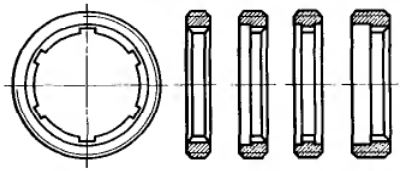


Рис. 183. Кольцевые гайки с наружной резьбой и внутренними пазами

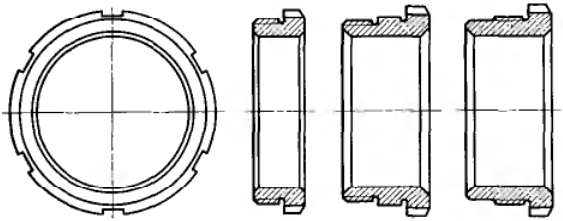


Рис. 184. Кольцевые гайки с наружной резьбой и наружными пазами

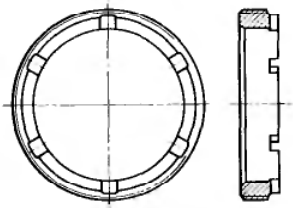


Рис. 185. Кольцевая гайка с наружной резьбой и торцовыми пазами

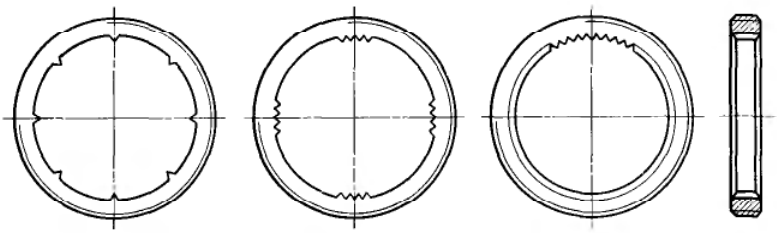


Рис. 186. Кольцевые гайки с наружной резьбой, треугольными шлицами и выступами

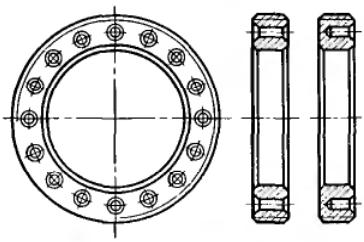


Рис. 187. Кольцевые гайки с наружной резьбой и осевыми отверстиями под ключ

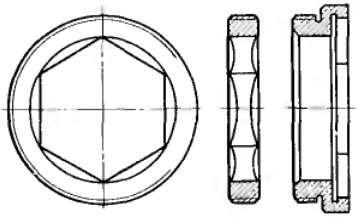


Рис. 188. Кольцевые гайки с наружной резьбой и внутренним шестигранником

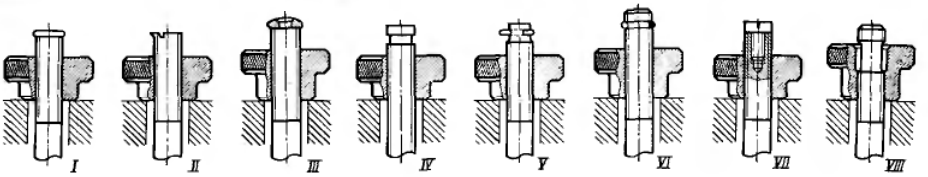


Рис. 189. «Нетеряющиеся» гайки. Способы фиксации

НЕКОТОРЫЕ ВИДЫ КРЕПЕЖНЫХ ДЕТАЛЕЙ

«Нетеряющиеся» гайки и «невыпадающие» болты

В ряде случаев после отвертывания гайки на несколько ниток желательно ее зафиксировать для того, чтобы исключить полное свертывание гайки с нарезного конца болта. Такие **«нетеряющиеся» гайки** применяют, например, для откидных («автоклавных») болтов, а также в конструкциях, где требуется отпустить гайку на один-два оборота с целью, например, регулирования положения одной детали относительно другой и т. д.

На рис. 189, *I* и *II* показаны способы фиксации расклепыванием или раскерновкой торцов болтов, а на рис. 189, *III* – приклепыванием ограничительной шайбы. Если конструкция допускает навертывание гайки с противоположного конца нарезного стержня, то с завертной стороны оставляют гладкий цилиндрический поясок (рис. 189, *IV*).

Из способов фиксации, показанных на рис. 189, *V* – *VIII*, самым простым и надежным является способ фиксации зегером – запорным кольцом (рис. 189, *VI*). В конструкции на рис. 189, *VIII* на конце болта выполнена выточка высотой, равной высоте нарезного участка гайки. При свинчивании гайка попадает в выточку; нарезной поясок на конце болта в известной степени предохраняет от полного свинчивания гайки.

На рис. 190 дан пример применения «нетеряющихся» гаек для крепления крышки на

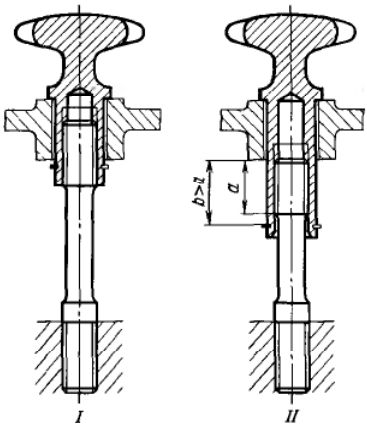


Рис. 190. «Нетеряющиеся» гайки. Случай крепления крышки к корпусу

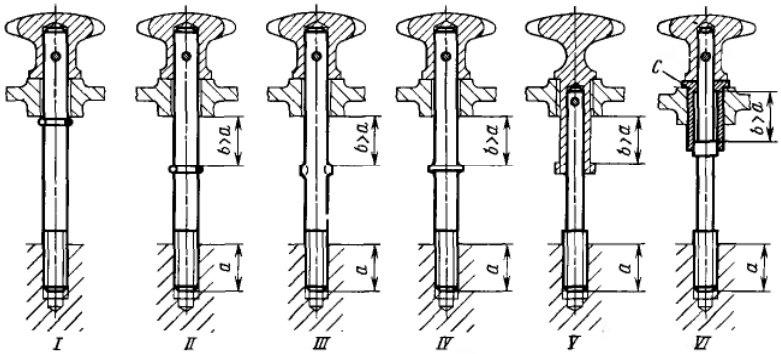


Рис. 191. «Невыпадающие» болты:

I – крепление одним болтом, фиксируемым зегером. Крепление несколькими болтами при способах фиксации: *II* – зегером; *III* – выдавками на стержне; *IV* – заплечиком; *V* – нарезным пояском; *VI* – упором заплечика в привертную втулку *C*

шпильках. Нетеряемость в данном случае обеспечивается установкой на гайке зегера. На рис. 190, *I* показано крепление на одной шпильке. Если деталь крепят на нескольких шпильках (рис. 190, *II*), необходимо располагать зегер на расстоянии *b* от детали, превышающем длину *a* нарезной части шпильки. Это позволяет отвертывать все крепежные гайки независимо друг от друга. В противном случае неизбежно заклинивание отвертываемой гайки при завернутых остальных.

На рис. 191 представлены (для того же случая крепления крышки) способы предупреждения выпадения крепежных болтов (**«невыпадающие» болты**). На рис. 191, *I* показано крепление одним болтом. Если болтов несколько, следует соблюдать правило: фиксирующие элементы располагать на расстоянии *b* от торца, превышающем длину *a* посадочного размера резьбы (рис. 191, *II – VI*).

Откидные болты

Откидные болты с шарнирной установкой применяют в случаях, когда необходима быстрая разборка соединения, например для крепления крышек автоклавов (поэтому эти болты и называют иногда «автоклавными» болтами).

При применении откидных болтов необходимо соблюдать некоторые правила. Опорная поверхность под гайку или головку болта должна быть заглублена на величину *a* (рис. 192, *I – III*), достаточную для надежной фиксации болта в затянутом состоянии и во избежание его самооткидывания. Нарезной конец болта должен иметь увеличенную длину *б*, определяемую из условия, чтобы гайка не сходила с болта при отвертывании (на величину, необходимую для перехода гайки через край крышки при откидывании болта).

Гайкам и головкам откидных болтои обычно придают форму, удобную для отвертывания вручную (рис. 192, *II, III*). Однако должны быть предусмотрены средства для силовой затяжки ключом. В конструкции на рис. 192, *III* это условие обеспечено введением лысок под ключ. В конструкции на рис. 192, *II* силовую затяжку можно осуществить прутком, вводимым в петлю гайки.

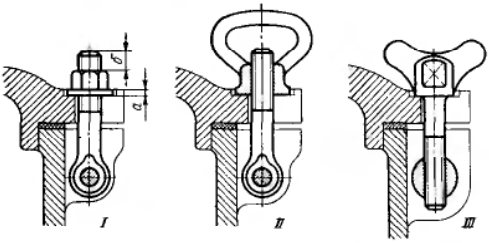


Рис. 192. Конструкции откидных («автоклавных») болтов

Установочные винты

Установочные винты применяют преимущественно для осевой и радиальной фиксации деталей на валах.

На рис. 193 показаны основные типы установочных винтов с различными завертными элементами и фиксирующими концами, которые можно применять в разнообразных сочетаниях. Установочные винты разделяются на два основных класса: нажимные (рис. 193, *I – V*) и врезные (рис. 193, *VI – X*). У первых связь между деталью и валом осуществляется

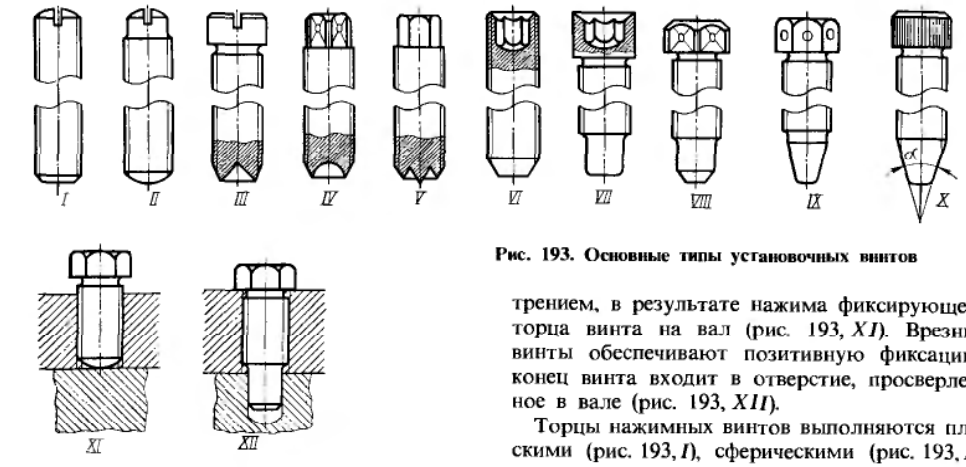


Рис. 193. Основные типы установочных винтов

трением, в результате нажима фиксирующего торца винта на вал (рис. 193, *XI*). Врезные винты обеспечивают позитивную фиксацию: конец винта входит в отверстие, просверленное в вале (рис. 193, *XII*).

Торцы нажимных винтов выполняются плоскими (рис. 193, *I*), сферическими (рис. 193, *II*)

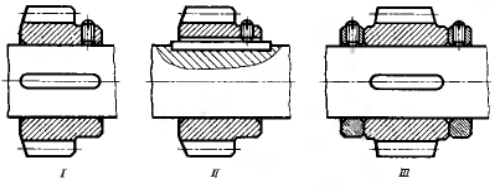


Рис. 194. Примеры применения нажимных установочных винтов

Фиксация шестерни: *I* – с нажимом винта на вал; *II* – с нажимом винта на шпонку; *III* – с помощью установочных колец с нажимными винтами

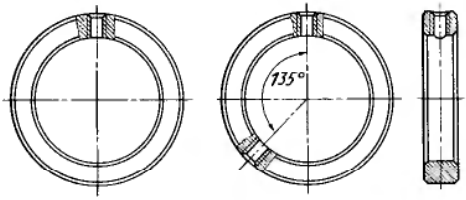


Рис. 195. Установочные кольца

и с кольцевыми шипами (рис. 193, *III* – *V*), увеличивающими связь между деталью и валом. Нажимные винты как средство крепления применяют редко. Их главные недостатки: ненадежная фиксация, а также нарушение центрирования детали на валу при затяжке винта. Винты, смещенные с поперечной оси симметрии детали, вызывают, кроме того, перекос детали на валу.

Конструкции с головками под отвертку (рис. 193, *I* – *III*) не позволяют осуществлять силовую затяжку; стопорение их практически невозможно. Конструкции с четырехгранными и шестигранными головками (рис. 193, *IV*, *V*) допускают силовую затяжку и хорошо стопорятся. Однако с течением времени натяг в соединении ослабевает из-за смятия резьбы и нажимных поверхностей.

Не следует использовать нажимные винты для осевой фиксации деталей. Такие винты можно использовать только в тех случаях, когда необходимо зафиксировать деталь на валу в произвольном осевом положении. Крутящий момент нажимные винты, разумеется, не могут передавать, поэтому их всегда применяют в сочетании со шпонками или другими средствами передачи момента.

На рис. 194 даны примеры осевой фиксации зубчатого колеса на валу с помощью нажимных винтов, устанавливаемых в детали (рис. 194, *I*, *II*) или в кольцах (рис. 194, *III*).

Установочные кольца (рис. 195) принадлежат к числу устаревших конструкций. Они не обеспечивают надежной фиксации и затяжки детали, необходимых для повышения работоспособности соединения при больших нагрузках. Кроме того, соединение получается очень громоздким.

В случае, если необходимо использовать нажимной винт, лучше применять винты с силовыми завертными элементами и кольцевыми шипами (следует помнить, что шипы портят поверхность вала). Винты должны быть термообработаны до твердости не менее HRC 45 – 44; твердость поверхности вала должна быть не более HRC 30 – 35.

Расположение винтов относительно шпонки не безразлично. Из показанных на рис. 196, *I* – *IV* способов установки винтов наиболее целесообразен способ *IV* с углом установки винта относительно оси шпонки $\alpha = 135 \div 150°$. При таком расположении при затяжке винта создается некоторый натяг на рабочей грани шпонки (направление крутящего момента показано на рис. 196, *IV* стрелкой).

Соединения врезными винтами находят более широкое применение для фиксации насадных деталей от продольного сдвига и поворота, а также для передачи небольших крутящих моментов.

Винты с цилиндрическими фиксирующими концами (рис. 193, *VII*, *VIII*) устанавливают в отверстия, по большей части предварительно просверленные в детали. Если при сборке требуется регулировка осевого положения детали, то сверление производят по месту, через нарезное отверстие насадной детали. Цилиндриче-

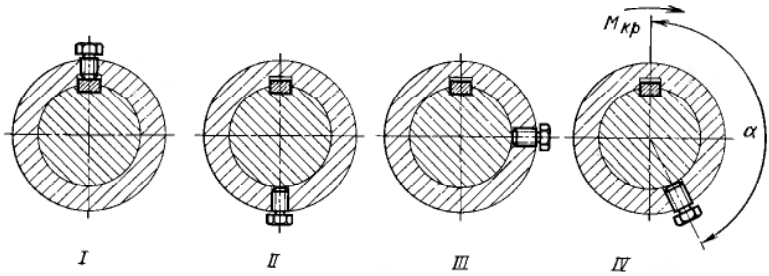


Рис. 196. Способы установки нажимных винтов на валу со шпонкой

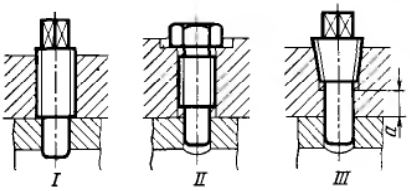


Рис. 197. Способы установки врезных винтов с цилиндрическим концом (случай фиксации внутренней втулки):
I и *II* — неправильный и правильный; *III* — соединение повышенной прочности

ский конец винта в зависимости от условий работы узла сажается в отверстие с зазором или по посадке $H7/j_s6$.

Следует помнить, что сверление и тем более развертывание отверстия (при посадке H7/j,6), как и все операции, производимые по месту, весьма нетехнологичны, так как осложняют сборку. При обработке отверстий в узле не исключено попадание стружки в собранный агрегат. Нередко приходится разбирать и промывать агрегат для удаления стружки.

Необходимо помнить, что винты с цилиндрическими фиксирующими концами, особенно при фиксации тонкостенных деталей (например, втулок), следует устанавливать в упор завертного конца (рис. 197, *II*). В противном случае винт, упираясь резьбой в фиксируемую деталь (рис. 197, *I*), деформирует ее.

Способность соединения сопротивляться сдвигу повышается, если отверстие в насадной детали выполнить с гладким участком *a* (рис. 197, *III*) диаметром, равным диаметру отверстия в вале, развернуть совместно оба отверстия и установить фиксирующий конец винта по посадке H7/j,6. При этом резьба винта разгружается от смятия, и фиксация получается более надежной.

Наиболее прочное соединение обеспечивают винты с коническим фиксирующим хвостовиком (см. рис. 193, *IX*, *X*). Центральный угол конуса α делают равным в среднем $20-30^\circ$.

Преимущество соединений винтами с коническими хвостовиками состоит в том, что винт не нуждается в стопорении. При углах конуса $15-20^\circ$ винт достаточно надежно страхуется от самоотвертывания.

Примеры установки врезных винтов показаны на рис. 198, *I* — *V*. Соединение тем прочнее, чем ближе основание конуса к поверхности сдвига. По этой причине центральный угол конического отверстия в фиксируемой детали рекомендуется выполнять несколько меньшим (на $0^\circ 30' - 1^\circ 00'$) угла фиксирующего конуса с таким расчетом, чтобы конус винта садился на входную часть отверстия (рис. 198, *III*).

Когда от соединения требуется повышенная прочность, конус винта сажают в совместно развернутые конические отверстия в обеих соединяемых деталях (рис. 198, *IV*). Иногда конический хвостовик винта сажают в цилиндрическое отверстие (рис. 198, *V*). Это упрощает изготовление отверстия. Соединение получается достаточно прочным, так как конический хвостовик винта, сминая при затяжке кромки отверстия, обеспечивает себе посадку в отверстии.

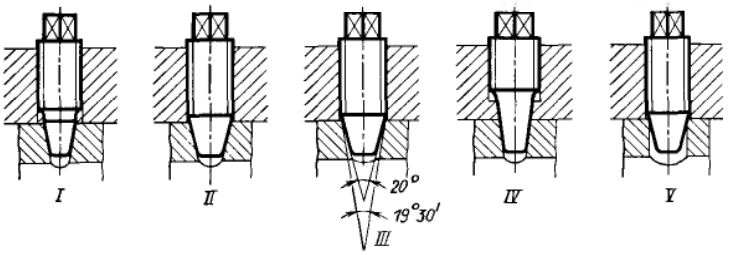


Рис. 198. Способы установки винтов с коническим концом для фиксации внутренней втулки

На рис. 199 дан пример фиксации коническим винтом втулки рычага на валике. В данном случае удачно решается двойная задача: передача крутящего момента от рычага к валику и фиксация валика в осевом направлении (упором торцов втулки в щеки корпуса).

Винты с цилиндрическими хвостовиками часто применяют, когда нужно зафиксировать лишь осевое положение детали на валу, обеспечив в то же время свободу вращения детали на валу. Для этого в вале выполняют кольцевой паз, в который вводят хвостовик винта (рис. 200, *I*).

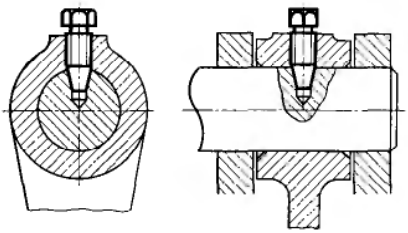


Рис. 199. Осевая и радиальная фиксация рычага на валу коническим винтом

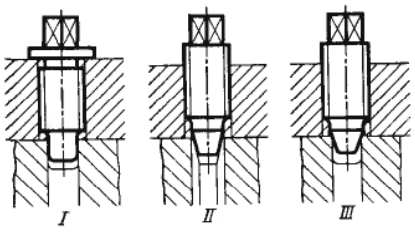


Рис. 200. Применение врезных винтов для фиксации осевого и углового положений деталей на валу

Винты с коническими хвостовиками применяют, когда нужно зафиксировать осевое и угловое положения детали на валу, обеспечив в то же время возможность регулирования углового положения детали. Для этой цели на валу проделывают кольцевую канавку с профилем, соответствующим профилю хвостовика винта (рис. 200, *II*). После регулирования деталь фиксируют на валу затяжкой соединения. При углах конуса 15 – 20° соединение получается самотормозящимся.

В соединениях, в которых проводят только одну регулировку, допустимо устанавливать винт в кольцевую канавку прямоугольного профиля (рис. 200, *III*).

ШТИФТЫ

Крепежные штифты

Штифты как крепежные детали имеют ограниченное применение. Их используют для слабонагруженных соединений, преимущественно для крепления насадных деталей на валах (рис. 201), а также осей в корпусах (рис. 202, *I*). Недостатки этого соединения – ослабление вала отверстием под штифт, низкая прочность соединения на срез, отсутствие затяжки соединения, нетехнологичность (требуется совместная обработка отверстий под штифт в соединяемых деталях, усложняются сборка и разборка).

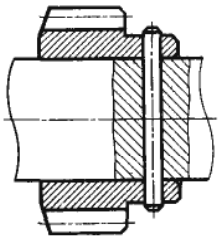


Рис. 201. Крепление цилиндрическим штифтом насадной шестерни на валу

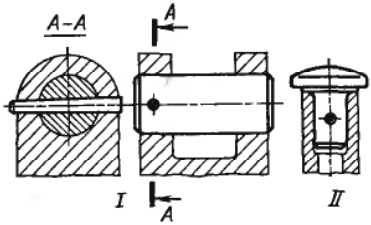


Рис. 202. Крепление коническим штифтом оси в корпусе и головки толкателя

Штифты неприменимы для соединения закаленных деталей с твердостью, превышающей предел обрабатываемости режущим инструментом (более HRC 30). Например, при штифтовом соединении закаленной до высокой твердости головки (HRC 60 – 62) с трубчатой деталью невозможно совместное сверление и развертывание отверстий под штифты (рис. 202, *II*).

В таких случаях следует оставлять соединяемые части деталей без термообработки, придавая повышенную твердость (HRC 60 – 62) только рабочим поверхностям, например местной цементацией, закалкой с нагревом ТВЧ и другими способами.

Недопустима штифтовка соединений на конусах даже при условии совместной обработки отверстий под штифты. При переборках соединения наружный и внутренний конусы смещаются относительно друг друга в результате различных сил затяжки, а также из-за износа и смятия посадочных конических поверхностей. После затяжки может оказаться, что установить штифт невозможно из-за несовпадения отверстий в соединяемых деталях. Предварительная (перед затяжкой) установка штифта может привести к срезу штифта при затяжке.

Крепежные штифты делят на два основных типа: цилиндрические и конические.

Цилиндрические штифты. На рис. 203 показаны различные цилиндрические штифты: *I* – основной тип; *II* – с пологой заходной фаской; *III* – с торцами, разделанными под развальцовку; *IV* – с прорезными концами под стопорение пружинным кольцом; *V* – трубчатый; *VI* – самостопорящийся разрезной трубчатый.

Штифты изготовляют из углеродистых сталей с содержанием 0,45 – 0,5 %C и подвергают термообработке до твердости HRC 40 – 45. Отверстия под штифты в соединяемых деталях сверлят и развертывают совместно. Штифты устанавливают в отверстие по посадкам H7/m6, H7/n6, H7/p6, H7/r6.

Отверстия под штифты должны быть сквозными, иначе выбить штифт при разборке невозможно. Глухие отверстия допустимы лишь для неразъемных соединений. При необходимости обеспечить разборку соединений с глухими отверстиями штифты должны быть снабжены съемными элементами (рис. 203, *VII – IX*).

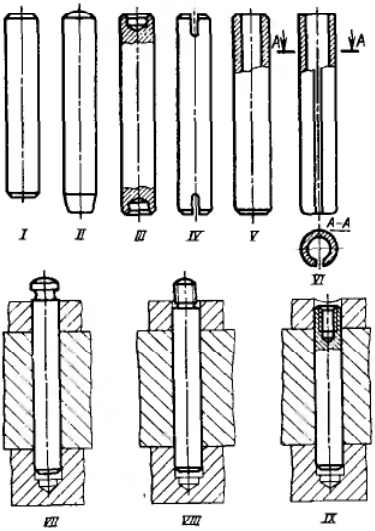


Рис. 203. Цилиндрические штифты

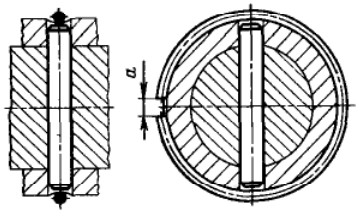


Рис. 205. Стопорение штифта разрезным пружинным кольцом

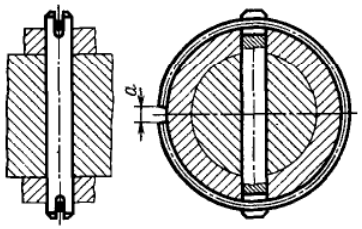


Рис. 206. Стопорение штифта пружинным кольцом при отсутствии кольцевой канавки

Даже при посадке с натягом штифты подлежат обязательному стопорению. Способы стопорения неразборных соединений показаны на рис. 204 (случай штифтования насадной детали на валу). Штифты, не подвергаемые термообработке, расклепывают (рис. 204, *I*, *II*). Закаленные штифты (применяемые в более ответственных соединениях) стопорят керновкой (рис. 204, *III*) или вальцовкой материала детали у концов штифта.

На рис. 205, 206 показаны способы стопорения разборного соединения. В конструкции на рис. 205 штифт стопорится разрезным пружинным кольцом, вводимым в канавку, выточенную во втулке насадной детали. Зазор *a* между концами пружинного кольца должен быть меньше диаметра штифта, иначе при случайной установке кольца зазором против штифта возможно выпадение штифта.

В конструкции на рис. 206 пружинное кольцо вводится в прорези на концах штифта. В отличие от конструкции на рис. 205 здесь отсутствует кольцевая канавка, ослабляющая наружную деталь.

При монтаже штифт следует устанавливать так, чтобы прорези находились в плоскости, перпендикулярной к оси вала.

Эти способы можно применять только при невысокой частоте вращения вала; при большой частоте вращения возникает опасность раскрывания пружинного кольца под действием центробежных сил. В этом случае иногда прибегают к примитивному способу обвязки концов штифта проволокой по кольцевой канавке.

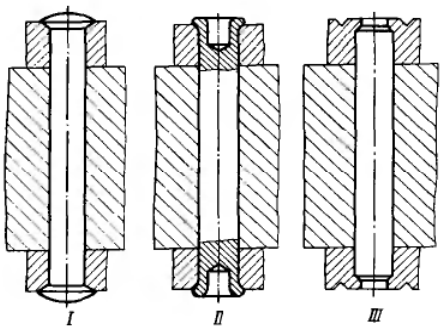


Рис. 204. Способы стопорения цилиндрических штифтов

Насечные штифты. Для неответственных штифтовых соединений применяют самоконтрящиеся насечные (рифтовые) штифты (рис. 207, *I* – *VI*). Штифты изготовляют из стали, подвергают термообработке до твердости HRC 40 – 45, шлифуют; после этого на них выбивают насечки треугольного профиля. Края насечек приподнимаются над поверхностью цилиндра, как показано (с увеличением) в сечениях на рис. 207. Штифты устанавливают, забивают или запрессовывают в отверстия из-под сверла или развертки. При забивке края насечек врезаются в стенки отверстия, обеспечивая стопорение штифта.

Расположение насечек по длине штифта зависит от условий его установки и работы. На

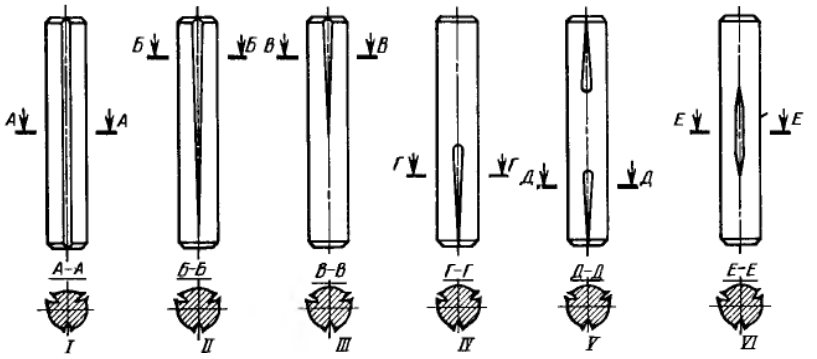


Рис. 207. Насечные штифты

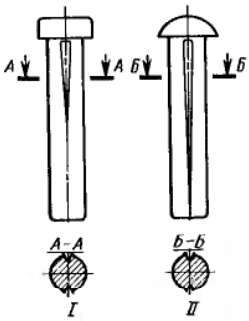


Рис. 208. Насечные штифты с головками

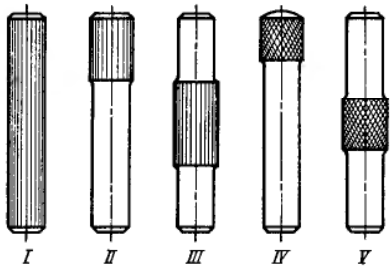


Рис. 210. Штифты с рифленными поясками

рис. 208, *I*, *II* изображены забиваемые насечные штифты с головками.

Насечные штифты можно устанавливать только в деталях из пластичных материалов; для хрупких материалов они неприменимы. Примеры установки насечных штифтов показаны на рис. 209, *I*, *II*. Иногда запрессовку поверхности с рифлением применяют и для крупных деталей типа пальцев и осей (рис. 209, *III*).

Применяют также самоконтрящиеся штифты с накатными поясками (рис. 210, *I* – *V*).

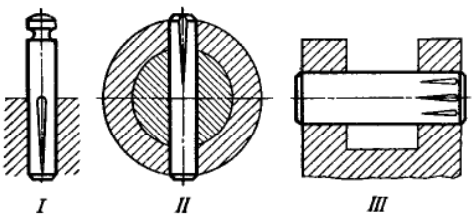


Рис. 209. Примеры применения насечных штифтов и деталей:

I – для крепления под пружину; *II* – для крепления насадной детали на валу; *III* – установка насечной оси

В изделиях из мягких материалов (дерева, пластиков) устанавливают также самонарезающие штифты *I* и винты *II* со спиральными витками (рис. 211).

Конические штифты. Конические штифты применяют в ответственных соединениях. Коническая форма обеспечивает соединение без зазоров; штифты легче стопорятся, так как в данном случае необходимо предохранить штифт от выпадения только с одной стороны.

Изготовление конических штифтов (и отверстий под них), однако, сложнее, чем цилиндрических.

При установке конических штифтов легко можно вызвать значительные напряжения смятия и растяжения в стенках отверстий. Поэтому конические штифты устанавливают нормированным ударом или под прессом с контролируемой силой. Устанавливать конические штифты в детали из мягких материалов (алюминиевых и магниевых сплавов) не рекомендуется.

На рис. 212, *I* – *VIII* показаны конические штифты. Штифты с наружной или внутренней резьбой под съемник применяют в случае установки в глухие отверстия, а также в качестве установочных (рис. 212, *VII*, *VIII*).

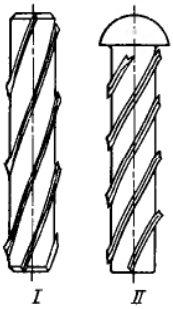


Рис. 211. Самонарезающие штифты

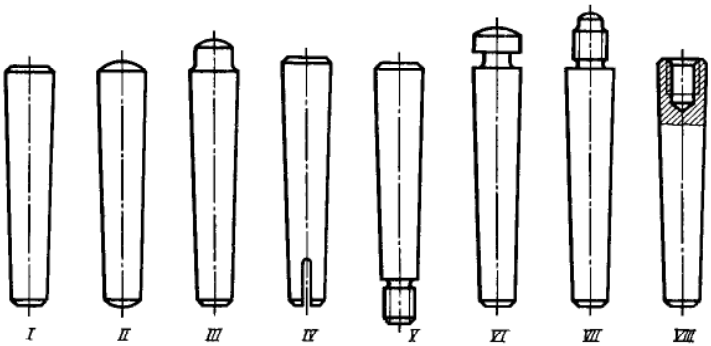


Рис. 212. Конические штифты

Стандартная конусность штифтов 1 : 50. Несмотря на то, что эта конусность обеспечивает самоторможение, все же конические штифты стопорят от выпадения дополнительными устройствами.

Способы стопорения показаны на рис. 213 – 216. Конические штифты из мягкой стали стопорятся расклепыванием или разведением разрезного конца, как показано на рис. 213, *I* (соединение неразъемное). Применяется также шплинтовка (рис. 213, *II*) и затяжка гайкой с последующей шплинтовкой (рис. 213, *III*).

На рис. 214 – 216 показаны распространенные способы стопорения разрезными пружинными кольцами. Штифты (рис. 214) стопорят кольцом, вводимым в кольцевую канавку и одновременно в прорези на штифте. Зазор *a* между концами пружинного кольца должен быть меньше малого диаметра штифта. Недостаток этого способа заключается в необходимости устанавливать штифт во вполне определенном положении, т. е. так, чтобы прорези совпадали с кольцевой канавкой на детали.

Лучше способ, приведенный на рис. 215. Здесь штифт со стороны большего диаметра утапливается в отверстии; противоположный конец штифта выступает наружу. Штифт стопорят от выпадения пружинным кольцом, ко-

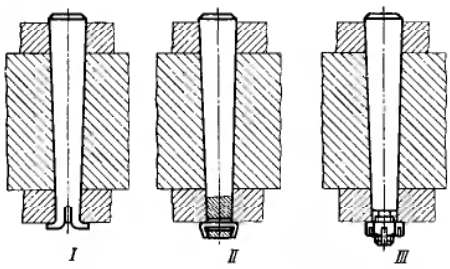


Рис. 213. Способы стопорения конических штифтов

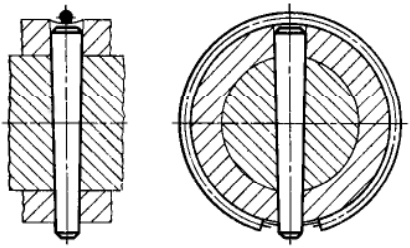


Рис. 215. Стопорение конического штифта пружинным кольцом

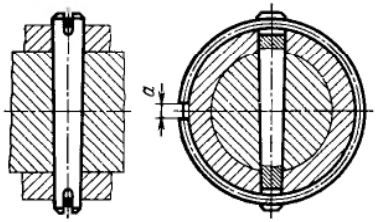


Рис. 214. Стопорение конического штифта разрезным пружинным кольцом, вводимым в прорези штифта

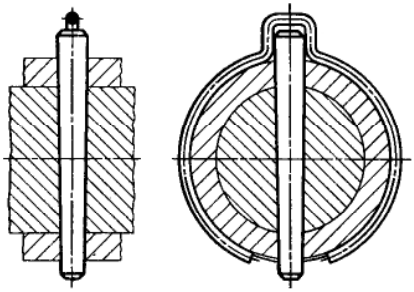


Рис. 216. Стопорение конического штифта пружинным кольцом с петлей

торое, в свою очередь, застраховано от проворачивания выступающим концом штифта. Утапливать штифт в отверстии не всегда возможно (например, при тонкостенных насадных деталях). В этих случаях применяют конструкцию, изображенную на рис. 216. Пружинное кольцо выполнено с петлей, охватывающей выступающий конец штифта. Эта конструкция обеспечивает и стопорение штифта, и страховку кольца от поворота.

Все способы стопорения разрезными пружинными кольцами применимы только при небольших частотах вращения вала.

Установочные штифты

Установочные (контрольные) штифты применяют в случаях, когда необходимо точно зафиксировать положение одной детали относительно другой (например, положение крышки разъемного подшипника скольжения относительно его корпуса), а также для восприятия поперечных сил, действующих в плоскости разъема двух деталей (например, для передачи крутящего момента во фланцевом соединении валов).

Применяют два типа установочных штифтов: цилиндрические и конические съемные.

Цилиндрические штифты (рис. 217) устанавливают обычно наглухо (по посадке с натягом) в одной из соединяемых деталей; выступающий конец штифта входит в отверстие другой детали по посадке $H7/j_s6$ или H7/h6.

Форма штифта имеет большое значение для правильной работы и долговечности соединения. Наиболее простая форма – цилиндрическая с заходными фасками под углом 45° (рис. 217, *I*) – наименее удовлетворительна: кромки фасок (при запрессовке штифта и при надевании отъемной детали) портят стенки отверстий.

Несколько лучше пологие фаски под углом 10 – 20° (рис. 217, *II*). Однако и здесь наблюдается, хотя и в меньшей степени, то же явление. Лучше, когда концы штифтов (по крайней мере конец, входящий в съемную деталь) имеют галтели (рис. 217, *III*).

Оптимальная конструкция показана на рис. 217, *IV*. Здесь входной конец штифта выполнен с галтелью переменного радиуса, плавно переходящим в цилиндрическую поверхность штифта. Такая форма широко применяется для штифтов, устанавливаемых в детали из легких сплавов. Изготовление таких штифтов несколько сложнее, но зато они обеспечивают удобный монтаж и длительный срок службы соединения.

Во всех случаях обязательны заходные фаски на отверстиях соединяемых деталей. В посадочном гнезде фаски необходимы для облегчения запрессовки штифта; в изделиях из пластичных металлов фаски, кроме того, предупреждают выпучивание материала у кромок гнезда. В отверстиях отъемных деталей фаски нужны для облегчения монтажа.

В изделиях из мягких материалов, например из пластиков, отверстие под входной конец штифта футеруют (рис. 217, *V*). Футорки крепят в изделии на резьбе, опрессовкой и т. п.

Установочные штифты изготовляют из высокоуглеродистой стали, для ответственных силовых соединений – из легированной стали с закалкой до твердости HRC 50 – 60. Рабочие поверхности штифтов обрабатывают не ниже, чем по 6-му квалитету с параметром шероховатости $Ra = 0{,}32 \div 0{,}63$ мкм.

В глухое отверстие штифт обычно устанавливают по посадке с натягом. Чем меньше диаметр штифта и чем мягче материал изделия, тем больший натяг дается в соединении. В изделиях из легких сплавов применяют посадки с натягом r6, s6, t7, u7. Тем не менее штифты, как правило, еще дополнительно страхуют от выпадения при случайном ослаблении натяга (см. рис. 224).

Сталь, высокопрочный и ковкий чугун, бронза	l
	$\approx 2d$
Серый чугун	$(2-2{,}5)\,d$
Алюминиевые, магниевые, цинковые сплавы	$(2{,}5-3)\,d$
Пластмассы (без футеровки)	$(3{,}3-3{,}5)d$

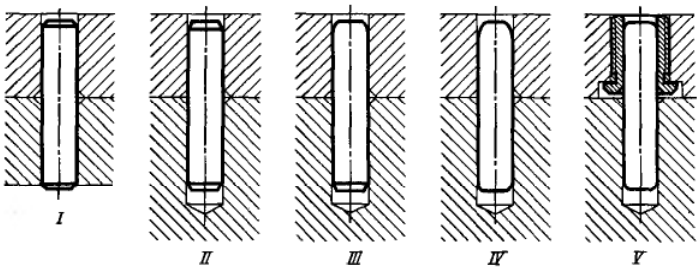


Рис. 217. Цилиндрические установочные штифты

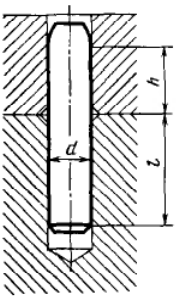


Рис. 218. К определению параметров цилиндрических установочных штифтов

Глубина запрессовки l (рис. 218) зависит от материала корпуса и диаметра штифта d (см. выше).

Для тонких (игольчатых) штифтов, диаметром меньше 3–4 мм, эти значения должны быть увеличены в 1,5–2 раза.

Рабочая высота h выступающей части штифта (рис. 218) не меньше $(1,5 \div 2,5)d$ (бóльшие цифры относятся к изделиям из мягких материалов). Диаметр штифтов для мелких изделий и изделий среднего размера делается равным 4–10 мм, для крупных изделий 10–20 мм. Штифты большего диаметра для уменьшения их массы часто изготовляют полыми (рис. 219).

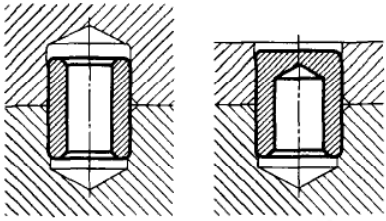


Рис. 219. Полые установочные штифты

Штифты устанавливают в глухие отверстия одним из трех способов: до упора в кромку развернутой части отверстия (рис. 220, *I*); до упора в днище отверстия (рис. 220, *II*); запрессовкой с применением мерной втулки (рис. 220, *III*), обеспечивающей заданную высоту свободного конца штифта. Последний способ предпочтителен; его применяют при запрессовке штифтов в сквозные отверстия.

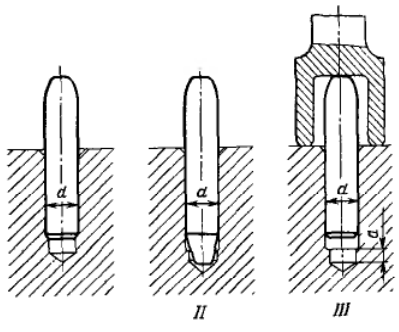


Рис. 220. Способы установки цилиндрических штифтов в глухие отверстия

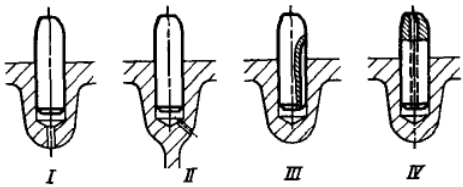


Рис. 221. Способы предупреждения сжатия воздуха при запрессовке штифтов в глухие гнезда

В глухих отверстиях необходимо предусматривать место для заборного конуса развертки. Расстояние a (рис. 220, *III*) между развернутым участком и днищем отверстия должно быть равно по крайней мере $0,6d$ при ручном развертывании и $1,5d$ при машинном.

При запрессовке штифтов в глухие гнезда необходимо обеспечить выход воздуха из гнезда во избежание возможного разрыва стенок гнезда (в особенности в изделиях из мягких сплавов). Для этого в стенках гнезда выполняют отверстия (рис. 221, *I*, *II*); в крупных штифтах – канавки (рис. 221, *III*) или отверстия (рис. 221, *IV*).

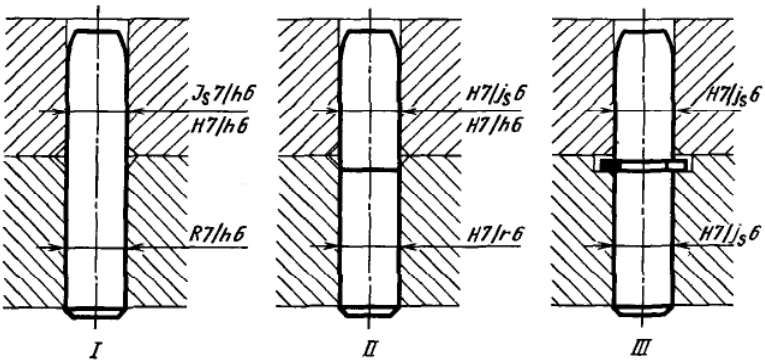


Рис. 222. Посадки цилиндрических штифтов

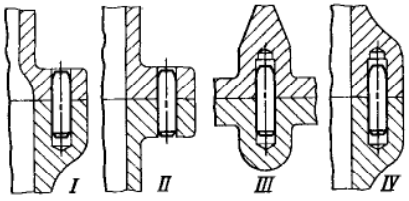


Рис. 223. Способы установки цилиндрических штифтов

Применяют обычно три способа установки штифтов в соединяемые детали. При первом способе (рис. 222, *I*) применяют систему вала. Штифт изготовляют гладким, одного диаметра по длине; отверстие в корпусе развертывают под посадку с натягом, отверстие в съемной детали – под посадки h6 или j_s6 (в зависимости от требований, предъявляемых к соединению). Этот способ получил наибольшее распространение.

При втором способе (рис. 222, *II*) применяют систему отверстия. Отверстия развертывают по H7, один конец штифта обрабатывают под посадку с натягом, другой – по h6 или j_s6. Штифт получается ступенчатым (что вообще нежелательно по производственным соображениям).

При третьем способе (рис. 222, *III*) штифт устанавливают в оба отверстия по посадке $H7/j_s6$; штифт и отверстия – гладкие. При этом способе обязательно стопорение штифта в корпусе.

В единичном и мелкосерийном производстве по крайней мере одно из отверстий в соединяемых деталях (лучше оба) делают сквозными с таким расчетом, чтобы их можно было просверлить и развернуть совместно в обеих деталях (рис. 223, *I*, *II*). В этом случае желательно применение системы отверстия (во избежание нарушения соосности отверстий при дополнительном развертывании под свободный конец штифта).

В крупносерийном производстве отверстия под контрольные штифты в обеих деталях обрабатывают по согласованной оснастке с применением зеркальных кондукторов, обеспечивающих совпадение осей отверстий с высокой степенью точности.

Совместное развертывание отверстий в крупносерийном производстве только осложнило бы производственный процесс. При применении согласованной оснастки отверстия под штифты могут быть и глухими (рис. 223, *III*, *IV*). Сквозные отверстия всегда предпочтительнее, так как они обеспечивают более точную и производительную обработку.

На рис. 224 показаны приемы страховки штифтов от выпадения, которое может произойти при ослаблении посадки в гнезде (особенно в деталях из мягких металлов). Установка штифтов в двух глухих отверстиях (рис. 224, *I*), фиксация зегером в отъемной детали (рис. 224, *II*) или на стыке деталей (рис. 224, *III*) вполне предохраняют штифт от выпадения в собранном соединении.

Труднее предупредить возможность потери штифта при разборке. Фиксация штифта за-

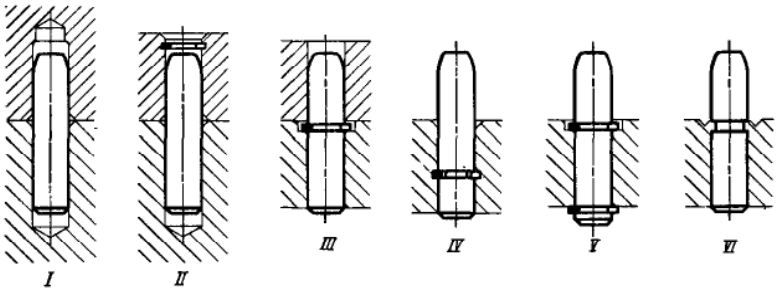


Рис. 224. Приемы страховки цилиндрических штифтов от выпадения

скакивающим зегером (рис. 224, *IV*) не всегда возможна по габаритным условиям, двусторонняя фиксация зегерами (рис. 224, *V*) возможна только при сквозном отверстии в корпусе. Способ фиксации завальцовкой металла корпуса в кольцевую выточку (рис. 224, *VI*) применим только в корпусах, выполненных из пластичных металлов.

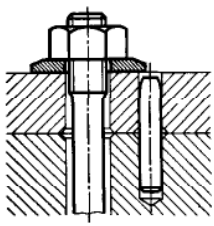


Рис. 225. Способ страховки штифта подкладной шайбой под гайку

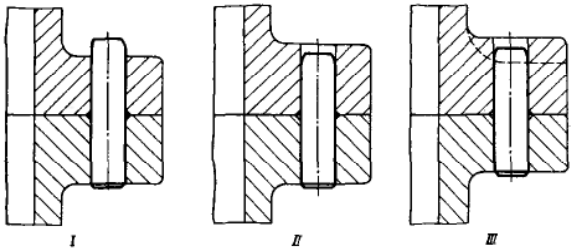


Рис. 226. Установка штифтов

На рис. 225 изображен способ страховки штифта шайбой увеличенного диаметра, подкладываемой под близрасположенную крепежную гайку.

При установке штифтов необходимо соблюдать определенные, установленные практикой правила. Штифт должен быть утоплен в отверстии съемной детали (рис. 226, *II*). Выход штифта (рис. 226, *I*) недопустим, так как в этом случае штифт может быть поврежден случайным ударом или расшатан в посадочном гнезде. В случае, когда толщина фланца недостаточна для утопления штифта, на участке выхода штифта в съемной детали предусматривают местные приливы (рис. 226, *III*).

Штифты всегда следует располагать в непосредственной близости от крепежных элементов: болтов, шпилек и т. д. В деталях, не имеющих других фиксирующих элементов, например центрирующих заточек, устанавливают два штифта. Большее число штифтов устанавливать нет смысла, кроме случая, когда соединение подвержено повышенным сдвигающим нагрузкам. В соединениях цилиндрических деталей с центрирующей заточкой для угловой фиксации деталей относительно друг друга вполне достаточно одного установочного штифта. При наличии значительных сдвигающих сил применяют и большее число штифтов.

Для более точной фиксации штифты должны быть как можно дальше расположены друг от друга и от геометрической оси детали.

На рис. 227 приведены примеры неправильной и правильной расстановки штифтов на детали типа крышки (отверстия под штифты показаны зачерненными наполовину кружками).

Ошибка в конструкции на рис. 227, *I* состоит в том, что штифты далеко отнесены от крепежных болтов. В конструкции на рис. 227, *II* штифты расположены в непосредственной близости от крепежных болтов; здесь ошибка заключается в малом расстоянии между штифтами. Фиксация получается ненадежной; сдвигающие силы (например, от рабочей нагрузки, приложенной к центральной бобышке крышки) вызывают в штифтах соединения большие напряжения.

В конструкции на рис. 227, *III* ошибки исправлены разносной штифтов. Наиболее правильна конструкция на рис. 227, *IV*, где штифты разнесены на максимально возможное расстояние.

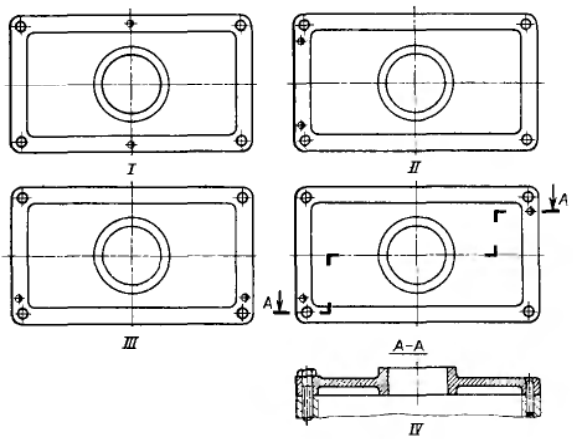


Рис. 227. Расположение установочных штифтов на детали

Конические установочные штифты обеспечивают более точную фиксацию, чем цилиндрические. Точность фиксации почти не теряется с течением времени при износе и после многократных переборок, так как плотность посадки штифта каждый раз восстанавливается в результате погружения штифта в гнездо на большую глубину. Другое преимущество этих штифтов заключается в их относительно легкой удаляемости, что позволяет заменять поврежденные штифты и в известной мере облегчает сборку и разборку соединения. Изготовление соединений на конических штифтах значительно сложнее, чем на цилиндри-

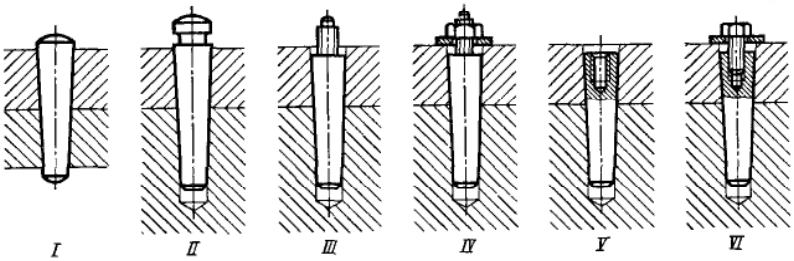


Рис. 228. Конические установочные штифты

ческих. Здесь обязательно совместное сверление, зенкерование и развертывание отверстий в фиксируемых деталях.

Штифты выполняют из закаленной стали. Стандартная конусность 1 : 50. Штифты устанавливают в гнезда нормированной силой. Конические штифты для фиксации деталей из легких сплавов не применяют из-за возможности смятия стенок отверстия при установке штифта.

Основные типы конических установочных штифтов показаны на рис. 228. Штифт, приведенный на рис. 228, *I*, применим только для неразъемных соединений или при сквозном отверстии, когда имеется возможность выбить штифт с обратной стороны.

В разъемных соединениях и при установке штифтов в глухие отверстия обязательно применение съемных элементов.

Простейший съемный элемент – кольцевая канавка на выступающем конце штифта (рис. 228, *II*) под захваты съемника. Удобнее в обращении штифты с наружной (рис. 228, *III*) или внутренней (рис. 228, *V*) резьбой. Такие штифты извлекаются из гнезда с помощью гайки (рис. 228, *IV*) или болта (рис. 228, *VI*), опирающихся через подкладные шайбы на поверхность отъемной детали. Гайку (или болт) достаточно повернуть на несколько оборотов, чтобы только стронуть штифт с места; после этого штифт вынимают вручную.

В отличие от цилиндрических установочных штифтов, допускающих применение уплотняющих прокладок на стыке соединяемых деталей, конические штифты могут правильно работать только в соединениях «металл по металлу».

Конические установочные штифты применяют в узлах и машинах, где основным требованием является точность установки.

«Лежачие» установочные штифты, ось которых совпадает с плоскостью стыка соединяемых деталей (рис. 229), в отдельных случаях применяют для их фиксации. Сами штифты должны быть зафиксированы.

Фиксация зегерами (рис. 229, *I*) не предохраняет от выпадения штифта при сборке и разборке. Лучше фиксировать штифты, например, креплением к одной из деталей винтами (рис. 229, *II*) или зачеканкой металла детали в углубление в теле штифта (рис. 229, *III*). Последний способ применим только в деталях, выполненных из достаточно пластичных металлов.

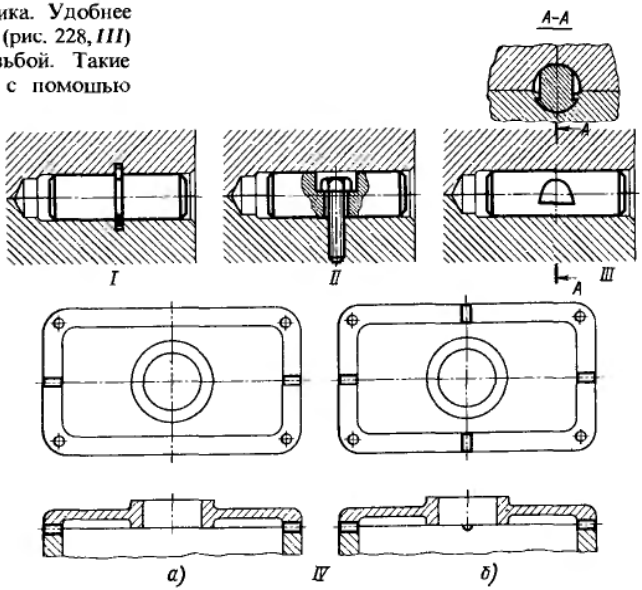


Рис. 229. «Лежачие» штифты (*I – III*) и их установка (*IV*). Фиксация:

а – в одном направлении; *б* – во всех направлениях

Отверстия под штифты сверлят с торца и развертывают совместно в обеих деталях. Достоинство этого соединения – большая площадь среза и смятия. Недостаток состоит в том, что под действием сдвигающих сил в соединении возникают перпендикулярные к плоскости стыка силы, дополнительно нагружающие крепежные болты.

Штифты применяют только в стыках типа «металл по металлу». «Лежачие» штифты фиксируют детали только в направлении, перпендикулярном к оси штифтов. При необходимости фиксации во всех направлениях применяют установку нескольких взаимно перпендикулярных штифтов (рис. 229, *IV*).

Точность фиксации «лежачими» штифтами из-за их расположения гораздо меньше, чем точность фиксации цилиндрическими и коническими установочными штифтами.

СИЛОВЫЕ УСТАНОВОЧНЫЕ ЭЛЕМЕНТЫ

В соединения, подверженные высоким сдвигающим нагрузкам, вводят специальные установочные элемеиты, работающие на срез и смятие и разгружающие крепежные болты от изгиба, например в случае фланцевых соединений валов, передающих большой вращающий момент. Силовые установочные элемеиты делят на три класса: установочные пальцы; призонные [1] болты; установочные втулки в сочетании с болтами.

Простейший вид установочного пальца – цилиндрический штифт, устанавливаемый по посадке H7/j_s6 в одну из соединяемых деталей и по посадке с натягом в отверстие второй (рис. 230, *I*).

Размеры и число штифтов определяют расчетом на срез и смятие полиой сдвигающей силой, действующей на соединение (без учета сил трения, создаваемых затяжкой стяжных болтов). Штифты располагают между обычными стяжными болтами, устанавливаемыми в отверстиях с зазором.

Чтобы предупредить смятие и разбивание посадочных поверхностей, в тяжелонагруженных соединениях, особенно при отнулевой или знакопеременной нагрузке, применяют штифты большого диаметра. Для уменьшения массы штифтов их часто делают полыми (рис. 230, *II*). В целях увеличения площади среза применяют штифты с массивным участком в плоскости среза (рис. 230, *III*). Утонение тела штифта к торцам обеспечивает равномерное распределение сил по длине штифта.

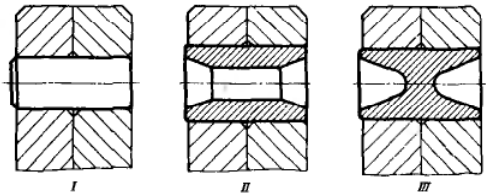


Рис. 230. Силовые установочные штифты

Установочные штифты изготовляют из углеродистой стали с содержанием 0,45–0,8 %C, а для ответственных соединений из легированных сталей и подвергают термообработке до твердости HRC 45–55.

Несмотря на то, что штифты устанавливают в одной из деталей по посадке с натягом, в ответственных соединениях штифты дополнительно фиксируют в осевом направлении, так как на практике бывают случаи выпадения штифтов из-за ослабления посадки. Способы фиксации показаны на рис. 231.

Конструкции на рис. 231, *I*, *II* нетехнологичны, так как не допускают обработки отверстий напроход. Фиксация зегерами, расположенными в плоскости стыка деталей (рис. 231, *III*), ослабляет штифты и приводит к изгибу штифтов вместо чистого среза.

Конструкция на рис. 231, *IV* с фиксацией зегерами, расположенными на концах штифтов, технологична и удовлетворительна по прочности, но неудобна в эксплуатации: при разъеме стыка приходится каждый раз снимать один из зегеров. Наиболее целесообразны конструкции с затяжкой запрессованного конца штифта гайкой (рис. 231, *V*) и с заплечиком на штифте в плоскости стыка (рис. 231, *VI*).

Цилиндрические призонные болты (рис. 232, *I*, *II*) позволяют осуществить

[1] Термин «призонный» происходит от слова «прецизионный». Автор сохраняет этот термин, поскольку он укоренился в машиностроении.

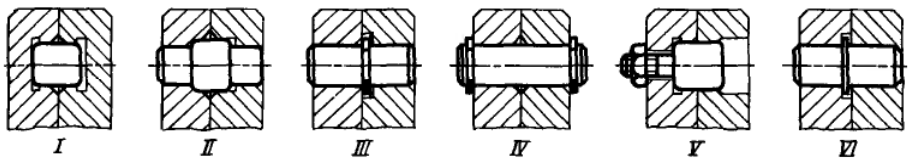


Рис. 231. Способы фиксации силовых установочных штифтов

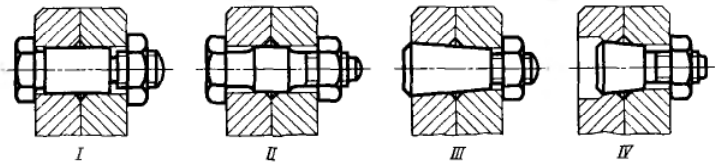


Рис. 232. Призонные болты

стяжку соединяемых деталей. Этим они выгодно отличаются от силовых установочных штифтов. Тяжелонагруженные соединения можно собрать целиком на призонных болтах. Обычно же с целью уменьшения точной механической обработки ставят несколько призонных болтов между стяжными болтами. Число призонных болтов определяют расчетом на прочность.

Центрирующие участки призонных болтов устанавливают в отверстиях по посадкам $H7/j_s6$, H7/k6 и H7/m6. Для облегчения разборки торцы нарезных концов призонных болтов выполняют сферическими (рис. 232, *I*) или с выступом (рис. 232, *II*), что позволяет выбивать болт из отверстия без повреждения резьбы.

На рис. 232, *III*, *IV* изображены конические призонные болты. Затяжка на конус позволяет осуществить посадку с натягом, самовосстанавливающуюся при каждой повторной сборке соединения. Конические болты не обеспечивают стягивания соединяемых деталей, и поэтому их применяют в сочетании с цилиндрическими крепежными болтами.

Конусность центрирующих участков болтов составляет 1 : 10 – 1 : 3. Конические болты, даже плотно затянутые, выбивают из отверстий легкими ударами молотка. Как и в случае цилиндрических болтов, необходимо предупредить

Рис. 233. Призонные болты для стяжки нескольких деталей

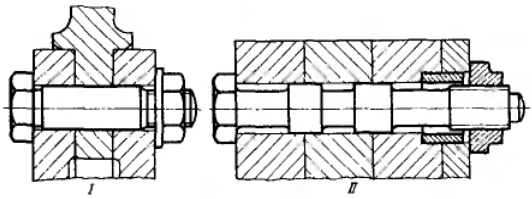
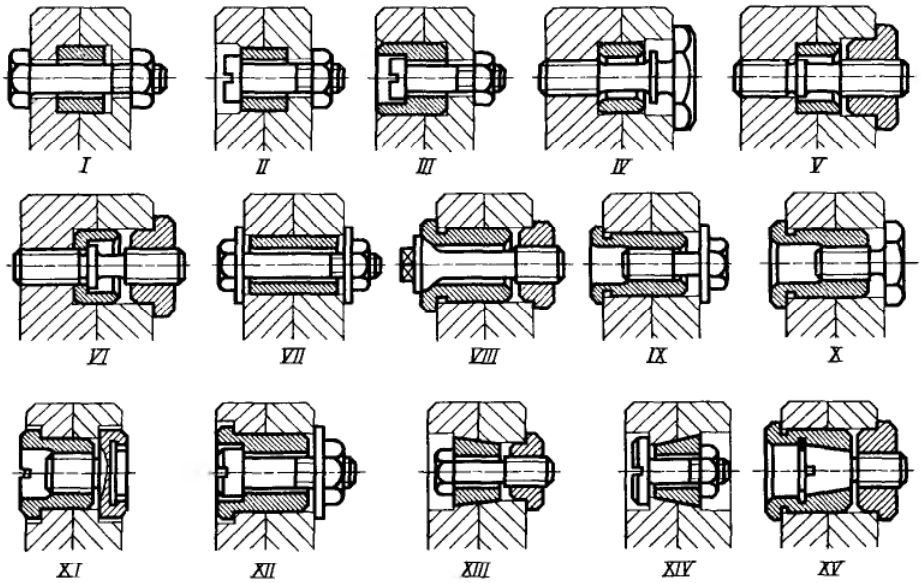


Рис. 234. Установочные втулки



возможность разбивания резьбы приданием торцам болтов соответствующей формы.

На рис. 233, *I*, *II* приведены примеры применения призонных болтов для стяжки нескольких деталей.

На рис. 234, *I – XV* представлены соединения с установочными втулками, конструктивно объединенными со стяжными болтами или шпильками. Предпочтительнее конструкции со сквозными отверстиями под втулки (рис. 234, *VII – XII*). На рис. 234, *XIII*, *XIV* показаны конические установочные втулки. Конструкция на рис. 234, *XV* является промежуточной. Здесь конический болт упирается в коническую расточку во втулке; при затяжке втулка раздается, что обеспечивает натяг по посадочной поверхности втулки.

СОЕДИНЕНИЯ С ДИФФЕРЕНЦИАЛЬНОЙ РЕЗЬБОЙ

В некоторых специальных случаях применяют болты и гайки с дифференциальной резьбой.

Болт с дифференциальной резьбой (рис. 235) имеет два резьбовых пояса. Резьба обоих поясов одинакового направления (правая или левая); шаг резьбы одного пояса s_1 несколько больше шага резьбы другого пояса s_2. Первым нарезным поясом болт завертывается в одну из стягиваемых деталей, вторым одновременно – в другую деталь. При одном повороте болта стягиваемые детали сближаются на величину разности шагов $s_1 - s_2$. Суммарное перемещение равно $n(s_1 - s_2)$, где n – число поворотов болта до полной затяжки. Таким образом, болт с дифференциальной резьбой эквивалентен обычному болту с резьбой весьма малого шага $s = s_1 - s_2$.

Соединения с дифференциальной резьбой отличаются следующими положительными особенностями.

1. Затяжка может быть осуществлена с большой силой при ограниченном крутящем моменте.

2. При отвертывании болта стянутые детали принудительно отводятся друг от друга (болт с дифференциальной резьбой сам по себе является съемником).

3. При завертывании и отвертывании болта можно осуществить весьма малые перемещения стягиваемых деталей; таким образом, дифференциальная резьба позволяет выполнять точное регулирование осевого положения деталей.

4. Опорная поверхность под головку, необходимая у обычных болтов, в данном случае отсутствует; ее роль выполняет нарезной пояс.

Дифференциальная резьба позволяет получать соединения с малыми радиальными габаритами, особенно, если элементы для завертывания (шестигранник, шлицы и т. д.) расположены внутри болта. Монтаж соединений с дифференциальной резьбой имеет особенности, которые следует учитывать в конструкции соединения.

Болты с дифференциальной резьбой применяют только как одиночные; затяжка нескольких параллельно установленных болтов с дифференциальной резьбой крайне затруднительна и сопряжена с опасностью перекоса притягиваемых деталей и защемления болтов. Стягиваемые детали должны быть установлены перед монтажом на расстоянии друг от друга, равном полному ходу при затяжке $n(s_1 - s_2)$.

На рис. 236, *I* показан случай стяжки деталей болтом с дифференциальной резьбой одинакового диаметра на обоих нарезных поясах. Положение болта и стягиваемых деталей в начале затягивания показано на рис. 236, *II*. Болт завертывают в деталь с меньшим шагом резьбы s_2 почти до полного выхода резьбы наружу (в детали – одна-две нитки резьбы) и доводят до соприкосновения с резьбой второй детали: расстояние a между стягиваемыми деталями при этом должно быть равно $n(s_1 - s_2)$. В теле второй детали должна быть предусмотрена выборка для размещения нарезного конца болта. Глубина выборки b должна быть несколько больше $l - a$, где l – длина нарезного пояса болта.

Болт (рис. 236, *III*) перед стягиванием деталей завертывают в деталь с выборкой (шаг s_2 больше шага s_1).

Сборка упрощается, если резьбы сделать разного диаметра (рис. 237), так, чтобы внутренний диаметр большей резьбы превышал

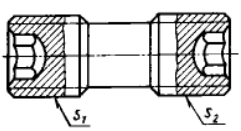


Рис. 235. Болт с дифференциальной резьбой

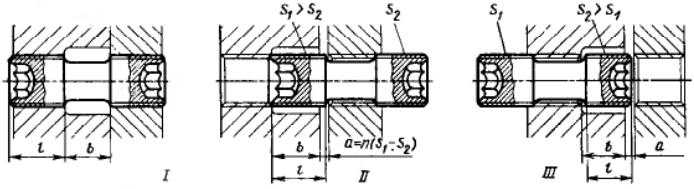


Рис. 236. Соединение деталей болтом с дифференциальной резьбой: *I* и *II* – положения после и перед сборкой; *III* – вариант сборки

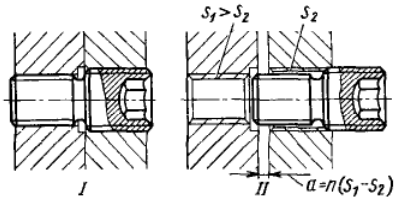


Рис. 237. Соединение деталей болтом с дифференциальной резьбой разного диаметра:
I и *II* – положения после и перед сборкой

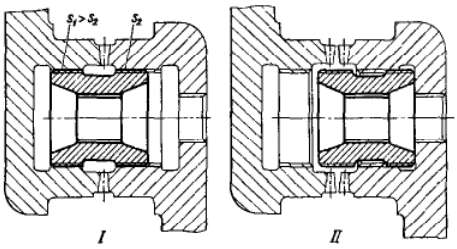


Рис. 238. Соединение на дифференциальной резьбе половин коленчатого вала:
I и *II* – положения после и перед сборкой

наружный диаметр меньшей резьбы. В этом случае необходимость в выточке и прогонке болта через резьбу детали отпадает.

На рис. 238, *I* показан случай соединения на дифференциальной резьбе частей коленчатого вала с разъемом по коренной шейке, с фиксированием частей вала относительно друг друга с помощью торцовых шлицев треугольного профиля. Ограниченность осевых габаритов заставила расположить втулку с дифференциальной резьбой во внутренней полости вала.

Положение перед сборкой показано на (рис. 238, *II*). Втулка завернута до отказа в резьбе правой половины вала. Вращая втулку за внутренние шлицы, ее ввертывают в резьбу левой половины вала, осуществляя стяжку. При резьбах одинакового диаметра в деталях предусматривают выточки для размещения нарезного конца втулки перед сборкой.

Соединения двух трубчатых деталей с помощью гайки с дифференциальной резьбой одинакового и разного диаметров показаны на рис. 239 и 240, где приведены соотношения, которые необходимо выдерживать при сборке.

На рис. 241 показана схема затяжки насадной детали на валу гайкой с дифференциальной резьбой. Схему часто применяют для затяжки деталей с принудительным съемом затягиваемой детали при разборке.

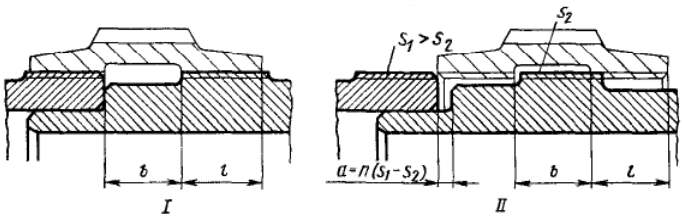


Рис. 239. Соединение трубчатых деталей гайкой с дифференциальной резьбой одинакового диаметра:
I и *II* – положения после и перед сборкой

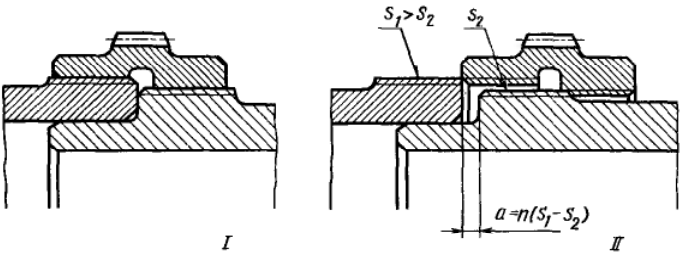


Рис. 240. Соединение трубчатых деталей гайкой с дифференциальной резьбой разного диаметра:
I и *II* – положения после и перед сборкой

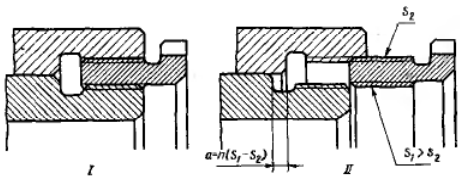


Рис. 241. Затяжка насадной детали на валу гайкой с дифференциальной резьбой

СОЕДИНЕНИЯ НА РЕЗЬБЕ ПРОТИВОПОЛОЖНОГО НАПРАВЛЕНИЯ

Крепежные детали с резьбой противоположного направления (левой и правой) применяют сравнительно редко, т. е. когда требуется быстрое сближение и раздвижение соединяемых

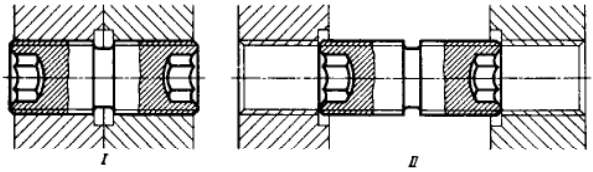


Рис. 242. Соединение деталей болтом с резьбой противоположного направления:
I и *II* – положения после и перед сборкой

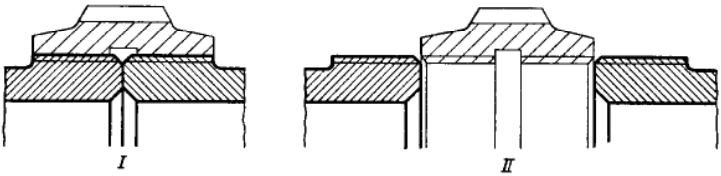


Рис. 243. Соединение трубчатых деталей гайкой с резьбой противоположного направления:
I и *II* – положения после и перед сборкой

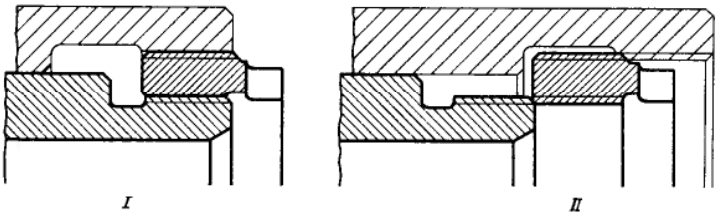


Рис. 244. Затяжка насадной детали на валу гайкой с резьбой противоположного направления:
I и *II* – положения после и перед сборкой

деталей или регулирование их осевого положения друг относительно друга.

Ход на каждый оборот крепежной детали равен удвоенной величине шага резьбы. Во столько же раз уменьшается сила затяжки соединяемых деталей (при заданном крутящем моменте). По этой причине соединение на резьбе противоположного направления почти не применяют для силовой затяжки.

На рис. 242–244 приведены случаи соединений с резьбой противоположного направления.

Наиболее широко распространены резьбы противоположного направления в стяжных муфтах (тендерах или талрепах), служа-

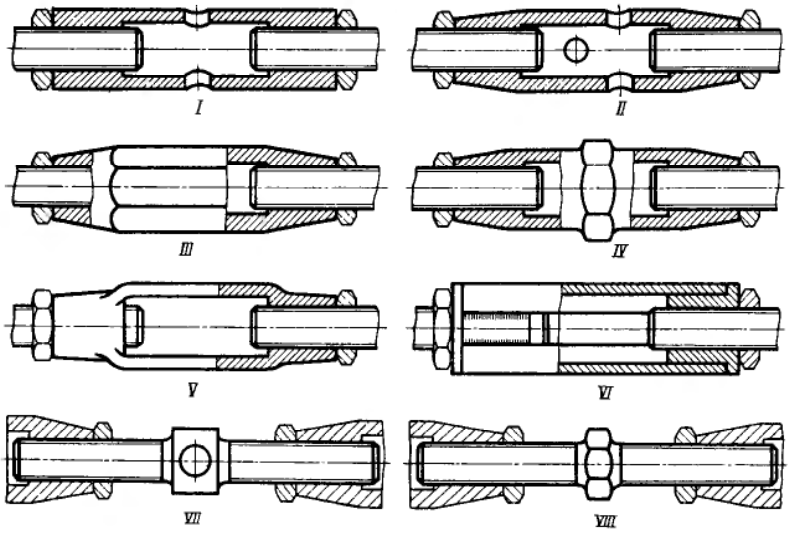


Рис. 245. Конструкции тендеров

щих для регулирования натяжения тросов, стержневых систем и т. д., а также для регулирования взаимного осевого положения деталей.

На рис. 245 показаны конструкции тендеров общего назначения. В конструкции на рис. 245, *I* муфта представляет собой цилиндрическую полую деталь; вращение муфты производится штырем, вводимым в поперечные отверстия; в конструкции на рис. 245, *II* муфте придана форма тела равного сопротивления; для удобства завертывания в муфте проделаны два ряда отверстий под углом 90° друг к другу; в конструкции на рис. 245, *III* муфта выполнена из шестигранного прутка; в конструкции на рис. 245, *IV* муфта имеет укороченный шестигранник.

Наиболее распространена конструкция (рис. 245, *V*) с муфтой, выполненной из поковки с проушиной, служащей для завертывания.

На рис. 245, *VI* показана сварная конструкция, состоящая из двух втулок, соединенных согнутыми по дуге окружности полосами; на рис. 245, *VII*, *VIII* – тендеры обращенной схемы. Тендер представляет собой нарезной стержень с отверстием или шестигранником под ключ, завертываемый на правой и левой резьбе во втулки соединяемых деталей. Тендеры этого типа применяют редко, так как пределы регулирования у них при заданных осевых габаритах меньше, чем в предыдущих конструкциях (на длину завертного элемента).

Опорные поверхности под гайки (головки болтов), места под ключи

На рис. 246 показаны соотношения размеров **опорных поверхвостей под гайки (головки болтов)**, устанавливаемые в углублениях (рис. 246, *I*), на бобышках (рис. 246, *II*) и фланцах (рис. 246, *III*), обработанных цекованием, фрезерованием или точением.

Полученные из этих соотношений численные значения следует округлять до ближайшего большего целого числа. Для случая углубления (рис. 246, *I*) значение D_1 следует округлять до ближайшего диаметра стандартного инструмента.

Места под ключи. При проектировании узлов с резьбовыми соединениями необходимо предусматривать достаточное место для манипулирования ключом. Габариты узла должны обеспечивать размах ключа при завертывании-отвертывании желательно в пределах не менее 90°. На рис. 247 – 252 приведены минимальные расстояния от центра гаек (головок болтов) до ближайших элементов конструкции, полученные на основании статистического анализа размеров наиболее распространенных типов ключей.

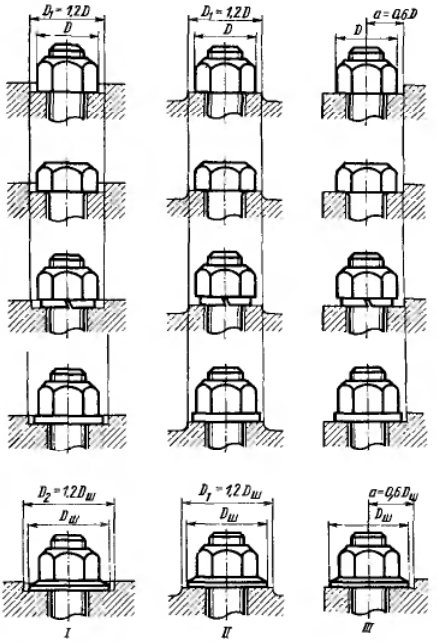


Рис. 246. Размеры опорных поверхностей под гайки и головки болтов

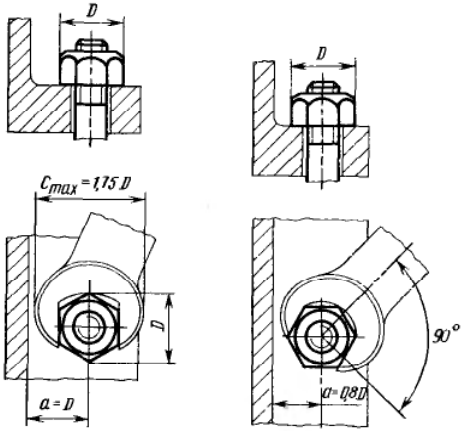


Рис. 247. Завертывание гайки ключом с размахом 180°

Рис. 248. Завертывание гайки ключом с размахом 90°

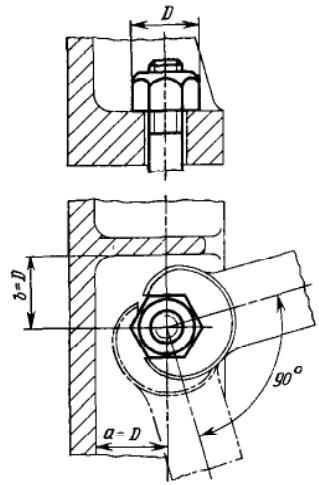


Рис. 249. Завертывание гайки ключом с размахом 90° при наличии ограничивающей стенки

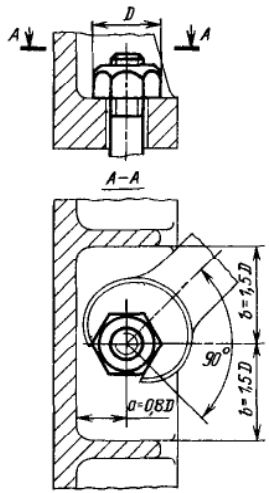


Рис. 250. Завертывание гайки ключом с размахом 90° при наличии двух ограничивающих стенок

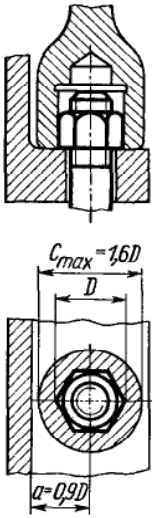


Рис. 251. Завертывание гайки торцовым массивным ключом

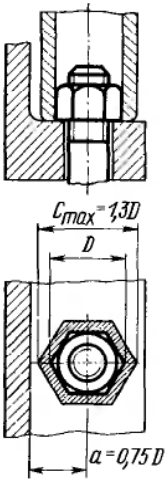


Рис. 252. Завертывание гайки тонкостенным трубчатым ключом

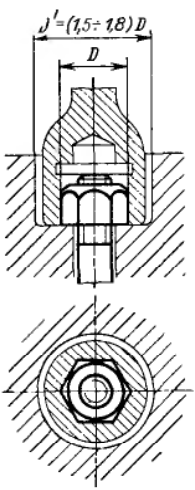


Рис. 253. Завертывание утопленной гайки торцовым ключом

Исходя из соотношений, приведенных на рис. 247–252, можно рекомендовать следующее общее правило, обеспечивающее достаточно свободное манипулирование ключом любого типа: минимальное расстояние от центра гайки (головки болта) до ближайшей стенки должно быть равно диаметру гайки D; при завертывании накидным ключом в нишах (рис. 250) расстояние до боковых стенок должно быть равно $1{,}5D$.

Для случая завертывания гайки, утопленной в глубоком гнезде (рис. 253), можно рекомендовать минимальный диаметр гнезда $D' = 1{,}5D$ при пользовании трубчатым ключом и $D' = 1{,}8D$ при пользовании массивным торцовым ключом.

Приведенные соотношения справедливы в случаях, когда можно пренебречь отклонениями размеров от номинального значения. Если ограничивающие стенки находятся на большом расстоянии от технологических баз, то следует учесть возможные смещения стенок.

Для литых деталей в общем случае, когда база A литейных размеров не совпадает с базой A' разме-

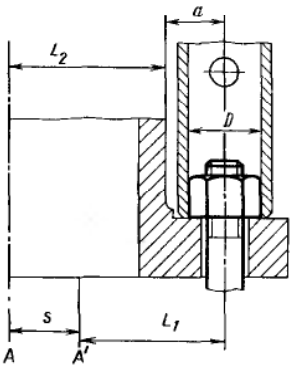


Рис. 254. К определению расстояния a

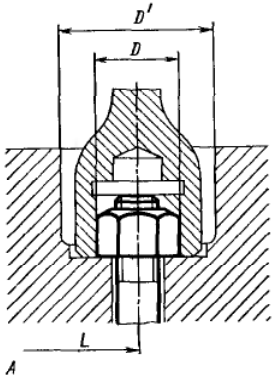


Рис. 255. К определению диаметра D гнезда

ров механической обработки (рис. 254), действительное минимальное расстояние от центра гайки до ближайшей необработанной стенки может быть

$$a = (L_1 - \Delta L_1) + (S - \Delta S) - (L_2 + \Delta L_2),$$

где L_1 – расстояние между центром гайки и базой размеров механической обработки; ΔL_1 – минусовый допуск на размер L_1; L_2 – расстояние от стенки до базы литейных размеров; ΔL_2 – плюсовый допуск на размер L_2; S – расстояние между базой литейных размеров и базой размеров механической обработки; ΔS – минусовый допуск на размер S.

Иначе

$$a = (L_1 + S - L_2) - (\Delta L_1 + \Delta L_2 + \Delta S).$$

Размер a должен иметь вполне определенное минимальное значение из условия свободной манипуляции ключом. Пусть $a_{min} = D$, где D – наружный размер шестигранника гайки (или головки болта).

Тогда номинальное, назначаемое размерами чертежа, значение

$$a_{ном} = L_1 + S - L_2$$

должно быть равно

$$a_{ном} = D + \Delta L_1 + \Delta L_2 + \Delta S.$$

В случае, когда гайка завертывается в глубокое гнездо с необработанными стенками (рис. 255), действительный минимальный диаметр гнезда D', назначаемый размерами чертежа, должен быть равен

$$D' = D_{min} - \Delta D' - 2(\Delta L_{мех} + \Delta L_{лит}),$$

где D'_{min} – минимальный диаметр гнезда, определяемый размерами ключа; $\Delta D'$ – абсолютная величина минусового допуска на диаметр гнезда; $\Delta L_{лит} + \Delta L_{мех}$ – максимальное расстояние между центрами гайки и литого гнезда, определяемое допусками на размер L от базы A для литья и механической обработки.

Если принять (по предыдущему) минимальный размер диаметра гнезда $D'_{min} = (1{,}5 \div 1{,}8)\,D$, то диаметр гнезда

$$D' = (1{,}5 \div 1.8)\,D + \Delta D' + 2(\Delta L_{мех} + \Delta L_{лит}).$$

Приведенные выше размеры относятся к ручному завертыванию. Современные способы завертывания с помощью электрических, пневматических и других гайковертов требуют, как правило, увеличения размеров под завертывание. При проектировании узлов, рассчитанных на механизированную сборку, размеры под завертывание должны быть согласованы с размерами головок гайковертов.

5. РЕЗЬБОВЫЕ СОЕДИНЕНИЯ

Основное условие правильной работы резьбовых соединений состоит в том, что резьба должна быть разгружена от изгиба и среза.

Болт (рис. 256, *а*), установленный с зазором в отверстиях деталей и подвергаемый изгибу поперечными силами, деформируется. При полной выборке зазора на участке болта, близком к плоскости стыка, возникают еще напряжения сдвига. Кроме того, болт растягивается вследствие его удлинения при смещении притягиваемой детали. Эти напряжения складываются с напряжениями растяжения, созданными в болте предварительной затяжкой. В результате возникает сложное напряженное состояние от одновременного действия изгибающих моментов, продольных и поперечных сил; прочность болта резко падает.

Еще тяжелее условия работы ввертного болта (рис. 256, *б*), когда на опасных участках (близких к плоскости стыка) нарезана резьба, являющаяся концентратором напряжений. Наиболее неблагоприятен случай изгиба шпильки, ввернутой до упора в торец отверстия (рис. 256, *в*). Здесь в опасном сечении возникают высокие напряжения растяжения, складывающиеся из напряжений от предварительной затяжки и напряжений, созданных при завертывании шпильки до упора в торец. Как и в предыдущем случае, происходит концентрация напряжений на участке выхода резьбы на плоскость опасного сечения.

Неблагоприятны и условия работы материала резьбовых отверстий стягиваемых деталей. Поперечные силы, действующие на соединение, расклинивая витки резьбового отверстия, создают местные повышенные напряжения смятия, которые с течением времени приводят к разработке резьбы и ослаблению посадки нарезного стержня, особенно при знакопеременной нагрузке.

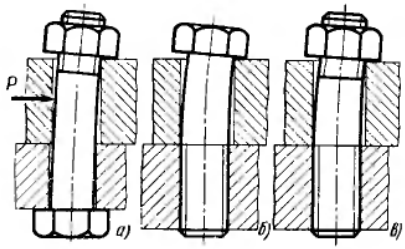


Рис. 256. Изгиб резьбовых деталей

Для упрочнения стяжных соединений необходимо устранить сложное напряженное состояние в крепежных деталях и создать условия, при которых они испытывали бы только растяжение. Поперечные силы должны восприниматься дополнительными силовыми элементами, нагруженными на срез.

Конструкция крепления консольного стержня, подвергающегося изгибу силой P (рис. 257, *1*), неудовлетворительна. Максимум изгибающего момента приходится на нарезной участок стержня, ослабленный впадинами между витками. Присущие консольному нагружению высокие нагрузки на участке заделки вызывают изгиб стержня и смятие витков резьбового отверстия и стержня. Мало помогает введение буртика на участке затяжки (конструкция *2*), так как опорная поверхность буртика приблизительно параллельна направлению смещений стержня при изгибе, и деформации тормозятся только силами трения, возникающими на опорной поверхности при затяжке.

В более правильных конструкциях стержень снабжен цилиндрическим *3* или коническим *4* пояском, плотно входящим в отверстие в корпусе и эффективно тормозящим поперечные деформации и смещения стержня. Обеспечить соосность резьбы и пояска трудно, поэтому посадку в резьбе следует делать свободной.

Наиболее целесообразны конструкции *5* и *6*, где стержень установлен в корпус на цилиндре или конусе. В этом случае резьба полностью разгружена от изгиба и работает только на растяжение силой затяжки.

Конструкция *7* крепления литой стойки, нагруженной поперечной силой, ошибочна: крепежная шпилька подвергается изгибу. Немногим лучше конструкция *8*, где стойка центри-

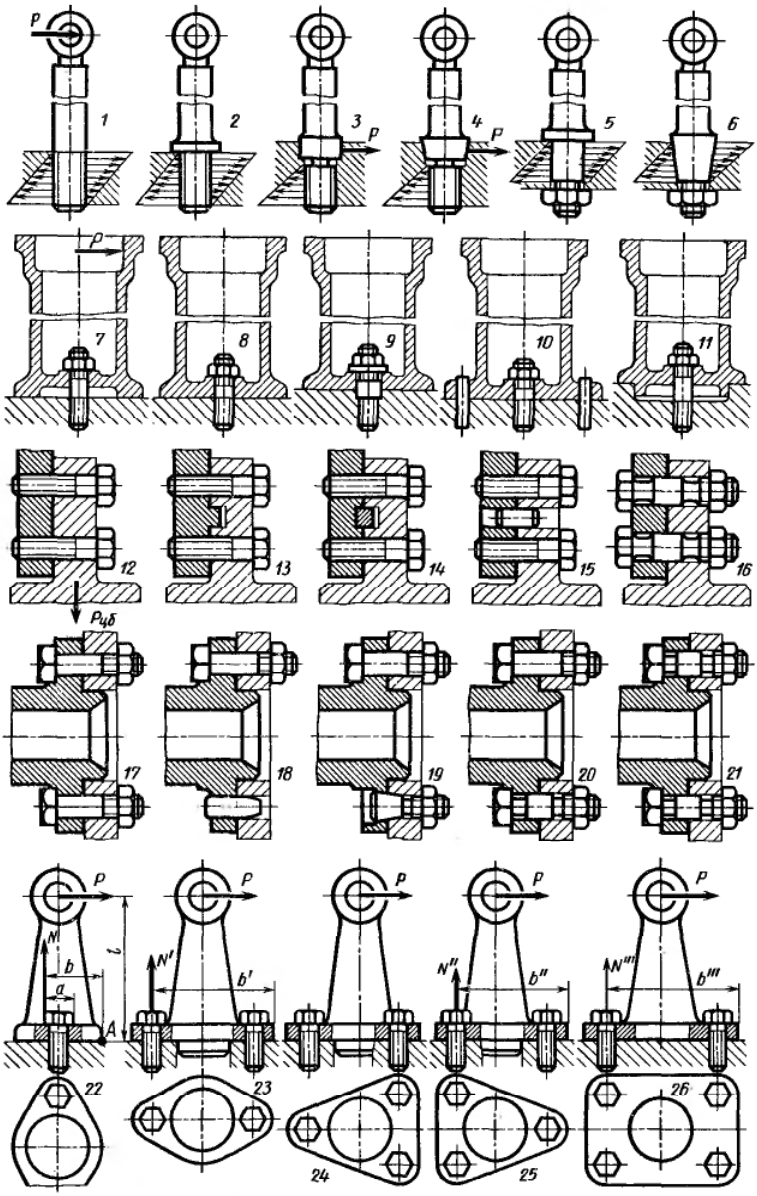


Рис. 257. Разгрузка резьбовых деталей от изгиба и среза

рована гладким пояском шпильки. В улучшенной конструкции *9* шпильке придан центрирующий цилиндр, входящий по посадке $H7/j_s6$ в отверстия корпуса и стойки. В конструкции *10* срезывающие силы воспринимаются контрольными штифтами, а в конструкции *11* – центрирующим буртиком стойки.

На рис. 257 показаны способы восприятия срезывающих сил в узле крепления противовеса (*12–16*), нагруженного центробежной силой $P_{цб}$, и во фланцевом соединении (*17–21*), передающем крутящий момент. Конструкции *12*, *17* ошибочны; остальные в большей или меньшей степени обеспечивают правильные условия работы болтов.

Изгиб болтов часто является результатом неправильного их расположения относительно действующих нагрузок. В конструкции кронштейна *22* допущены две ошибки: отсутствует элемент, воспринимающий поперечную (сдвигающую) силу; стержни болтов испытывают изгиб в результате внецентренного приложения осевой нагрузки N. Под действием силы P кронштейн стремится повернуться вокруг точки A. Сила, действующая на каждый болт, $N = Pl/2b = 1{,}4P$. Болт подвергается изгибу моментом $M = 0{,}5Nd$, где d – диаметр головки болта.

При повороте фланца на 90° (конструкция *23*) нагрузка на болт вследствие увеличения плеча b' становится практически центральной. Сила, действующая на левый болт (правый болт разгружен), $N' = Pl/b' = 1{,}1P$. От среза болты разгружены центрирующим буртиком цоколя. Введение треугольного фланца (конструкция *24*) не увеличивает прочность соединения, так как добавленные болты не принимают участия в работе. В целесообразной конструкции *25* работают два болта. Сила, действующая на болты, уменьшается до $N'' = Pl/2b'' = 0{,}7P$.

В конструкции *26* (прямоугольный фланец) база цоколя увеличена, вследствие чего нагрузка на болты снижается до $N''' = Pl/2b''' = 0{,}5P$, т. е. примерно в 3 раза по сравнению с исходной конструкцией *22*.

Общее правило рационального конструирования болтовых соединений состоит в том, чтобы статический момент сечений болтов относительно оси поворота детали при изгибе был наибольшим.

Трудность заключается в определении оси поворота. Для жестких деталей можно считать, как это сделано в предыдущем примере, что ось поворота проходит через крайнюю (в плоскости действия изгибающего момента) кромку детали.

Изгиб крепежных деталей часто возникает из-за перекоса опорных поверхностей, вызывающего внецентренное приложение нагрузки (рис. 258). Если опорная поверхность имеет конструктивный уклон, то обязательно применение косых *1* или, лучше, сферических *2* шайб. Для предупреждения внецентренного нагружения плоские торцы нажимных, грузоподъемных и т. п. винтов *3* следует заменять сферическими *4*.

Внецентренный изгиб возникает также при несимметричной форме головки болта, напри-

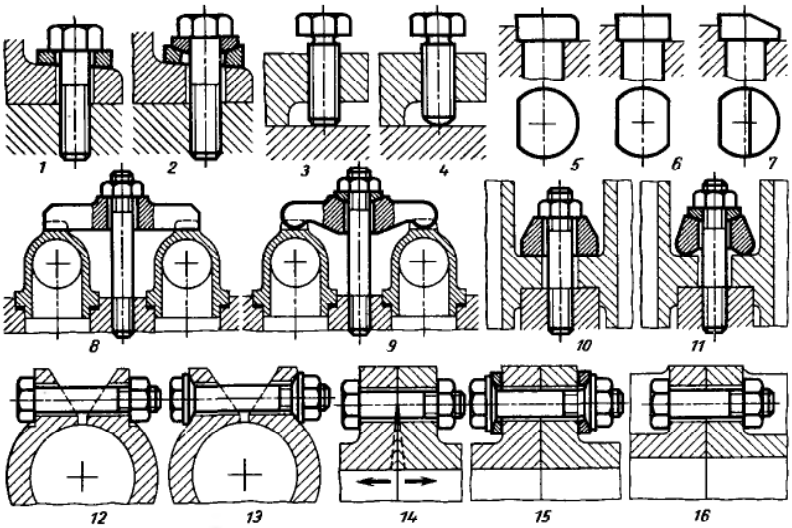


Рис. 258. Устранение изгиба резьбовых деталей

мер в случае болта с лыской, фиксирующей болт от проворачивания при затяжке *5*. Изгиб можно устранить снятием лыски с двух сторон *6* или уменьшением жесткости головки на участке *7*, противоположном лыске.

Эффективное средство предупреждения изгиба – придание крепежным деталям способности самоустанавливаться. В конструкции *8* неизбежны перекос траверсы, изгиб болта и неравномерная затяжка угольников. В конструкции *9* эти недостатки устранены применением самоустанавливающейся траверсы.

На рис. 258 приведены неправильная *10* и правильная *11* конструкции узла притяжки смежных цилиндров к фланцу.

Изгиб возникает также в результате упругой деформации стягиваемых деталей. При затяжке клеммного соединения *12* концы клеммы перекашиваются, нагрузка становится внецентренной. В конструкции *13* изгиб стяжного болта устранен введением сферических подкладных шайб.

Во всяком соединении, где болты смещены с плоскости действия сил, например во фланцевых соединениях, нагруженных силой внутреннего давления *14*, неизбежен изгиб. В ответственных тяжелонагруженных соединениях применяют самоустанавливающиеся болты *15*. Изгиб устраняется также при совмещении центров болтов с осью жесткости стенок, что достигается уменьшением вылета болтов и оребрением стенок *16*.

ПРОДОЛЬНАЯ И ПОПЕРЕЧНАЯ ФИКСАЦИЯ ДЕТАЛЕЙ

Соединения на резьбе не обеспечивают точной взаимной фиксации стягиваемых деталей. Крепежные болты и шпильки обычно устанавливают в отверстия деталей с зазором, который зависит от их числа и расположения, точности выполнения межосевых расстояний и в среднем составляет 0,5 – 1 мм. При отсутствии зазора крепежные соединения невозможно собрать из-за неизбежного на практике смещения парных отверстий в стягиваемых деталях, а также смещения отверстий одного относительно другого в каждой детали.

Для обеспечения точного взаимного расположения деталей вводят дополнительные фиксирующие элементы. Приемы фиксации приведены на рис. 259. Часто применяют фиксацию продольными буртиками (*1 – 3*), выполненными на крышке или в корпусе и входящими по посадке $H7/j_s6$ в соответствующие пазы. Конструкция с фиксирующим зубом (*4*) нетехнологична, так как в данном случае приходится обеспечивать плотное прилегание одновременно четырех поверхностей. Не рекомендуется и способ фиксации с помощью закладных призматических шпонок (*5*).

Цилиндрическая форма центрирующего буртика (*6*) облегчает точное изготовление буртика и гнезда в корпусе и обеспечивает продольную и поперечную фиксацию крышки. От поворота относительно корпуса в плоскости стыка крышка не застрахована. Конструкция больше приспособлена для единичных подшипников; для подшипников, расположенных в ряд, выгоднее применять продольные буртики и пазы, обрабатываемые с одной установки.

Иногда крышку фиксируют продольными шлицами треугольного профиля (*7*), изготовленными наружным протягиванием. При наличии соответствующего оборудования способ вполне технологичен; соединение получается большой несущей способности. В целях увеличения жесткости крепления применяют установку крышек в продольных гнездах корпуса (*8 – 9*).

Способы *1 – 9* обеспечивают фиксацию крышки только в поперечном направлении. Если подшипник воспринимает осевые нагрузки, то необходима еще продольная фиксация, обеспечивающая совпадение торцов крышки и корпуса. Фиксацию осуществляют цилиндрическими поясками на шпильках (*10*), закладными стаканами (*11*), контрольными штифтами (*12*).

Съемные конические контрольные штифты (*13*) обеспечивают более точную фиксацию, но сложнее в изготовлении и монтаже. Их необходимо стопорить от выпадения. Фиксация продольными контрольными штифтами (*14*) применима только при возможности подвода сверл и разверток с торца подшипника. Восприятия продольных нагрузок этот способ не обеспечивает. Другой способ – крепление продольными штифтами (*15*), устанавливаемыми в отверстиях на вертикальных стыках крышки с корпусом. Систему замыкают стяжкой поперечными болтами. При невозможности подхода сверлом и разверткой с торца подшипника штифты заменяют треугольными шлицами, обрабатываемыми протягиванием (*16*).

ЦЕНТРИРОВАНИЕ

Резьбовые соединения обычной точности не обеспечивают правильного центрирования вследствие практически неизбежного биения среднего диаметра резьбы, а также из-за зазоров в резьбе. Исключение представляют применяемые в отдельных случаях (шпиндели токарных станков) точные центрирующие резьбы – преимущественно крупные резьбы трапецеидального профиля, обрабатываемые фрезерованием и шлифованием.

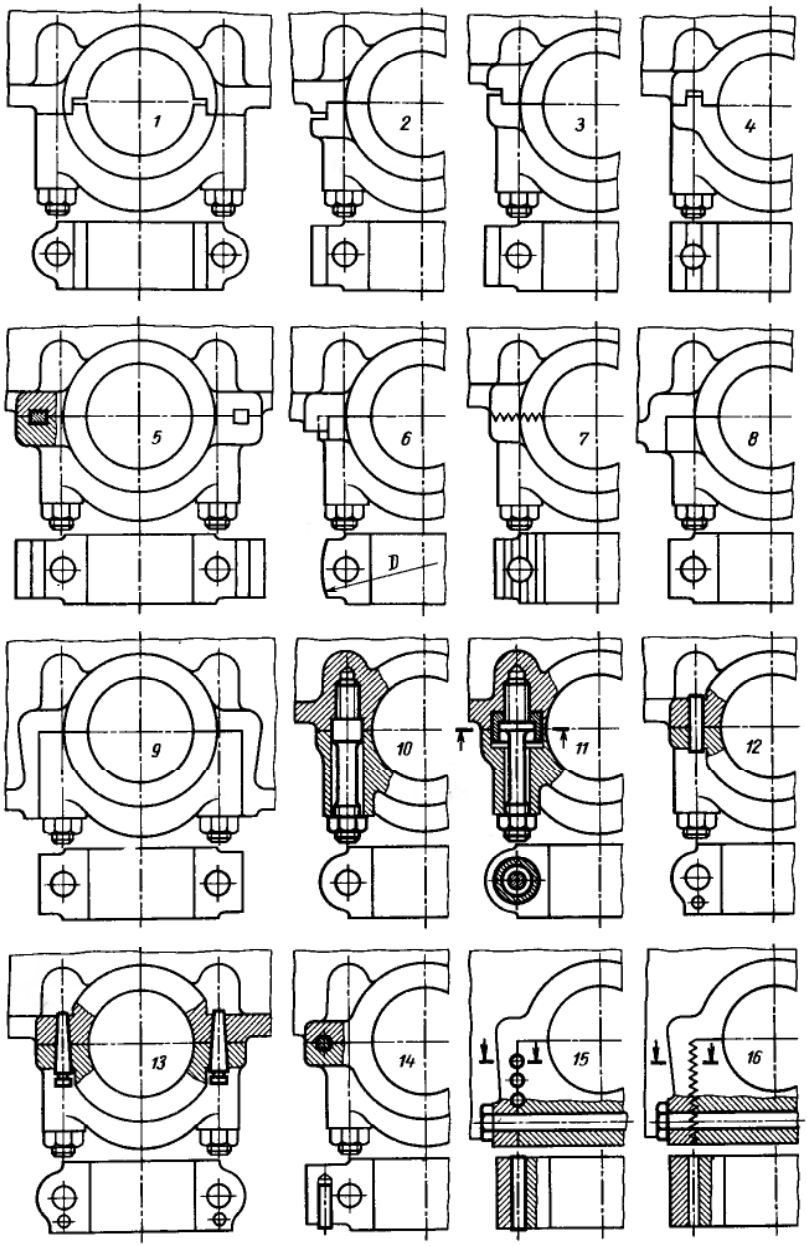


Рис. 259. Фиксация крышки подшипника в корпусе

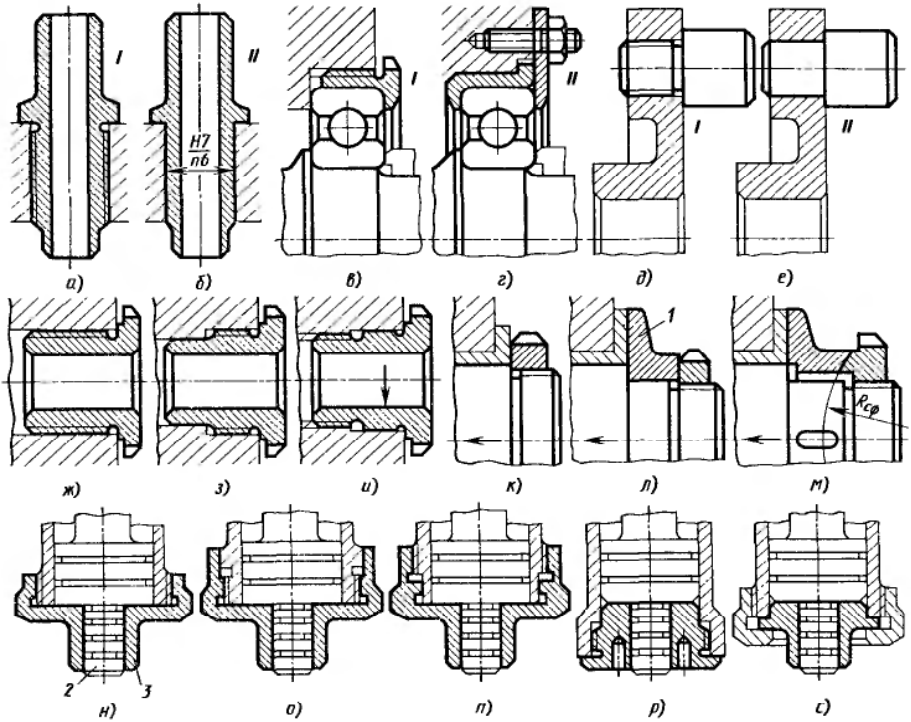


Рис. 260. Центрирование в резьбовых соединениях

При обычной точности изготовления центрирование по резьбе недопустимо (рис. 260, *а – е*, *I* – неправильные, *II* – правильные конструкции). Если применение резьбы продиктовано необходимостью, следует вводить дополнительные центрирующие поверхности (*ж – и*). Чаще всего задачу решают введением соосных с резьбой гладких цилиндрических поясков. Посадку резьбовых деталей в этом случае делают с зазором, чтобы она не мешала центрированию. Расположение центрирующих поясков относительно резьбы зависит от условий нагружения. Технологически целесообразно выполнять поясок диаметром, несколько меньшим внутреннего диаметра резьбы, и располагать его за резьбой (*з*), что обеспечивает обработку напроход точной посадочной поверхности в отверстии. Однако, если сила действует так, как показано на рис. 260, *и*, то правильнее расположить центрирующий поясок перед резьбой, хотя это несколько затрудняет обработку посадочной поверхности в отверстии.

В резьбовых соединениях обычной точности не обеспечивается строгая перпендикулярность торца нарезной детали относительно среднего диаметра резьбы, поэтому недопустимо, например, использовать торец гайки в качестве опорной поверхности, воспринимающей осевые силы в узлах трения (*к*). В этом случае неизбежен перекос торца гайки относительно оси вала, вызывающий одностороннее приложение силы и повышенный износ поверхностей трения.

В правильной конструкции (*л*) осевую силу воспринимает упорный диск *1*, центрированный на валу. Еще лучше конструкция (*м*), в которой диску придана возможность самоустанавливаться по сферической поверхности гайки.

В узле установки плунжера со скалкой *2*, скользящей в отверстии съемной крышки (*н*), конструкция с навертной крышкой *3* не обеспечивает соосности отверстий цилиндра и крышки. Центрирующий поясок, вынесенный за пределы резьбы (*о*), не вполне устраняет смещения крышки. Поясок, расположенный у торца цилиндра (*п*), обеспечивает центрирование при условии, если наружная центрирующая поверхность цилиндра выполнена строго концентрично по отношению к отверстию. Лучше конструкция с внутренней резьбой (*р*), где поясок центрируется непосредственно по стенкам цилиндра. Наиболее надежно центри-

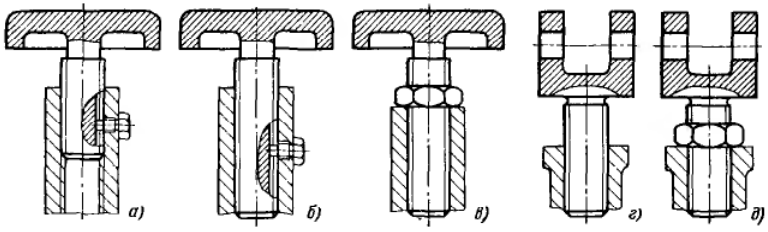


Рис. 261. Затяжка резьбовых соединений

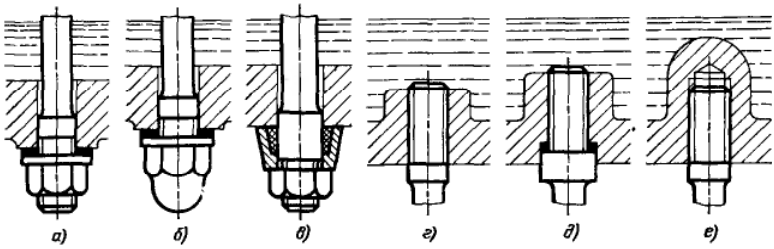


Рис. 262. Уплотнение резьбовых соединений

рование цилиндрическим буртиком с креплением крышки накидной гайкой (*с*).

ПРАВИЛА КОНСТРУИРОВАНИЯ

Резьба в силовых соединениях должна быть затянута. Незатянутые резьбовые соединения быстро выходят из строя, особенно в условиях циклических и динамических нагрузок вследствие разбивания, наклепа, а иногда и сваривания.

Конструкция клапанной тарелки, ввернутой на резьбе в шток клапана (рис. 261, *а*), неработоспособна. Под действием сил и изгибающих моментов при набегании приводного кулачка на тарелку резьбовое соединение выходит из строя. Кроме того, посадка резьбовых деталей с зазором не обеспечивает точной фиксации тарелки относительно штока. Удлинение резьбового пояска (рис. 261, *б*) лишь отчасти устраняет эти недостатки. Целесообразнее затягивать резьбовое соединение контргайкой (рис. 261, *в*). Аналогичный пример приведен на рис. 261, *г* и *д* (тендер).

Резьбовые соединения обычной точности негерметичны. В случае применения резьб в полостях, содержащих газы или жидкость под давлением, следует предусматривать меры против утечки через резьбу. Установки прокладок под гайки (рис. 262, *а*) недостаточно (жидкость просачивается по виткам резьбы). В таких случаях следует применять колпачковые гайки (рис. 262, *б*) или устанавливать под гайки втулки со вставками из упругого материала (резины, пластиков), уплотняющего соединение по гладкому цилиндрическому пояску на болте (рис. 262, *в*).

Недопустимо устанавливать шпильки с выходом из торца в полость, содержащую жидкость под наливом или тем более под давлением (рис. 262, *г*). Установку шпилек с применением уплотняющих мазей нельзя рекомендовать, так как нет гарантии, что при замене шпилек в эксплуатации ремонтные шпильки будут установлены правильно. Завертывание шпилек на уплотняющих прокладках (рис. 262, *д*) усложняет конструкцию и не вполне надежно. Лучшим способом предупреждения утечки является установка шпилек в глухих бобышках (рис. 262, *е*).

Применение сквозных отверстий под шпильки *1* (рис. 263) и болты допустимо в полостях, где жидкость содержится в виде брызг, капель или пленок, покрывающих стенки. В местах расположения масляной ванны необходима глухая установка шпилек *2*.

Пробки в маслосодержащих полостях следует устанавливать на прокладках. Свойством самоуплотнения обладает коническая резьба, особенно

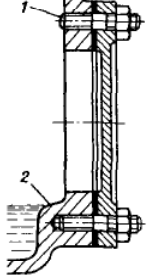


Рис. 263. Установка шпилек в маслосодержащих полостях

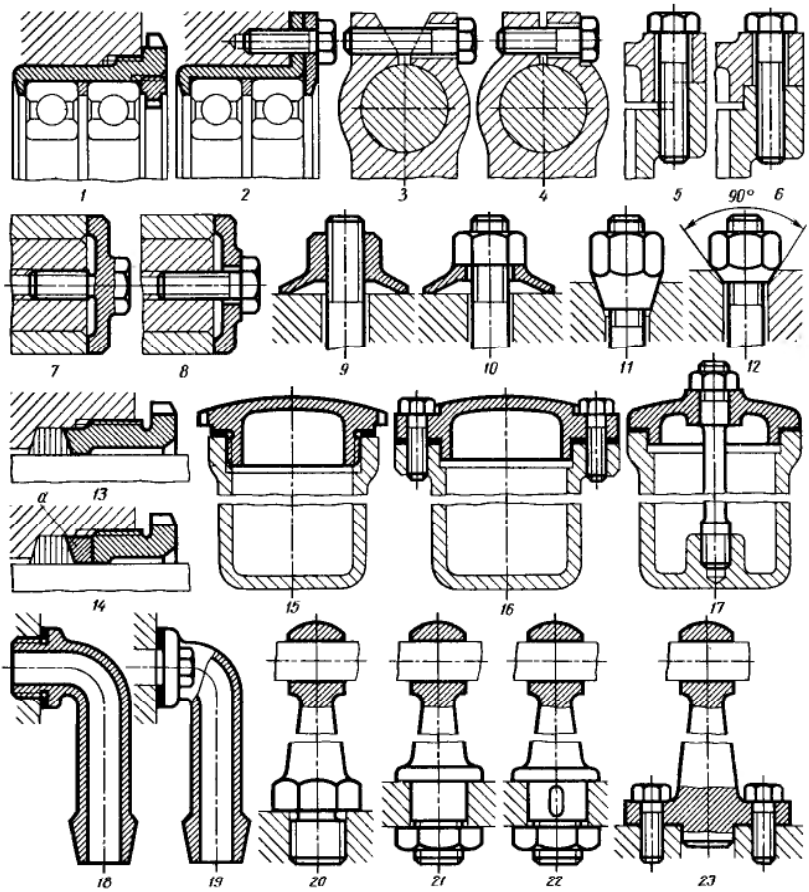


Рис. 264. Резьбовые соединения

при завертывании в корпусе из пластичных металлов.

Следует избегать крепления на резьбе большого диаметра (рис. 264, *1*), отдавая предпочтение болтовым и шпилечным соединениям (*2*). Резьбы большого диаметра трудно изготовлять, особенно в корпусных крупногабаритных деталях. Изготовление нарезных отверстий под крепежные детали, в общем, экономичнее, несмотря на увеличение числа отверстий. Соединение мелкими крепежными деталями удобнее в монтаже. Кроме того, оно обеспечивает возможность использования покупных крепежных деталей.

Особенно следует избегать резьб большого диаметра в изделиях из сплавов Al, Mg, Zn, Ti и коррозионно-стойких сталей. Вязкость и низкие антифрикционные качества этих материалов способствуют образованию задиров на витках резьбы, затрудняющих завертывание.

Недопустимо выполнять нарезные отверстия со скошенным (*3*) или ступенчатым (*5*) входом. Завернуть крепежную деталь в такие отверстия очень трудно. Нарезать резьбу в них возможно только предварительно оставив на торце отверстия плоский участок, который подлежит удалению после нарезания резьбы. Правильные конструкции показаны на видах *4* и *6*.

Следует обеспечивать возможность силовой затяжки резьбовых соединений. В ошибочных конструкциях *7*, *9* силы трения, возникающие при затяжке на поверхности опорных фланцев, будучи приложены на большом радиусе, резко увеличивают момент затяжки и делают невозможной силовую затяжку. В правильных конструкциях *8*, *10* силы трения действуют на минимальном расстоянии от оси болта, равном среднему радиусу опорной поверхности головки болта.

В конструкциях *11* с затяжкой по конической поверхности с малым углом конуса силовая затяжка невозможна из-за тормозящего действия сил трения на конической поверхности, а также вследствие сжатия витков стержня витками гайки на участке конуса. Угол конуса рекомендуется делать не менее 90° (*12*).

Следует избегать завертывания на мягкий материал (набивка, прокладки). Затяжка гайки сальника (*13*) вызывает скручивание и наволакивание набивки на торец гайки. Этого можно избежать, если установить промежуточное металлическое кольцо *а* (*14*). На виде *15* приведен пример неправильной, а на видах *16*, *17* правильных конструкций крышки с уплотняющей прокладкой.

Детали, нуждающиеся в точной угловой фиксации, не рекомендуется завертывать на резьбе. Правильную установку углового штуцера на резьбе (*18*) можно обеспечить с помощью шабрения торцовой поверхности упорного буртика или подбором толщины уплотняющей прокладки. И то и другое усложняет сборку. При последующих переборках правильное положение штуцера нарушается. Целесообразное решение в данном случае – установка штуцера на фланце (*19*).

Придать кронштейну необходимое угловое положение при креплении на резьбе (*20*) с затяжкой до отказа практически невозможно. Целесообразно крепить кронштейн на цилиндрическом хвостовике (*21*), затягивая гайку после введения поручня в головку кронштейна. Можно также зафиксировать угловое положение кронштейна шпонкой (*22*) или фланцем (*23*). Подрегулировку по углу в первом случае обеспечивают за счет зазоров между шпонкой и шпоночной канавкой, во втором – за счет зазоров между болтами и отверстиями фланца.

РАСПОЛОЖЕНИЕ КРЕПЕЖНЫХ БОЛТОВ

Крепежные болты и шпильки следует размещать в узлах жесткости так, чтобы сила затяжки распространялась на возможно большие участки детали и обеспечивалась равномерная затяжка стыка.

В ошибочной конструкции крышки (рис. 265, *а*) болты расположены на нежестких участках в бобышках, слабо связанных с телом детали. В целесообразной конструкции (*б*) болты установлены по углам; крышке придан массивный рант *m*, улучшающий раздачу сил на стык. Расположение болтов по углам вместе с тем сокращает габариты обводов крышки. Дальнейшего увеличения жесткости можно достичь введением ребер, перекрестных или, предпочтительнее, диагональных (рис. 265, *в* и *г*).

В деталях с наклонными или цилиндрическими стенками рекомендуется избегать нежестких бортовых фланцев и приближать болты к стенкам с помощью их заключения в колонки, прилитые к стенкам (рис. 265, *д* и *е*).

Бобышки под ввертные болты и шпильки в литых деталях (рис. 266, *а*) целесообразно усиливать ребрами, расположенными по направлению растягивающей силы (рис. 266, *б* и *в*). Длину нарезной части рекомендуется, особенно в деталях из легких сплавов, увеличивать до $(2 \div 2{,}5)d$.

Для разгрузки стержня шпильки от лишних растягивающих напряжений, возникающих

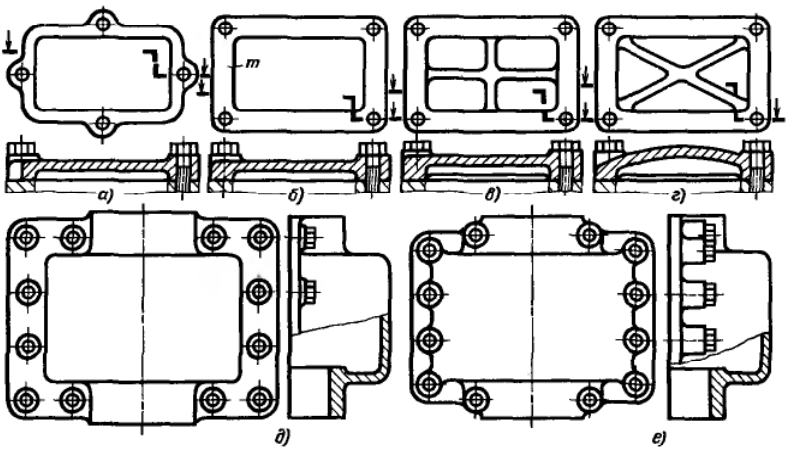


Рис. 265. Расположение крепежных болтов

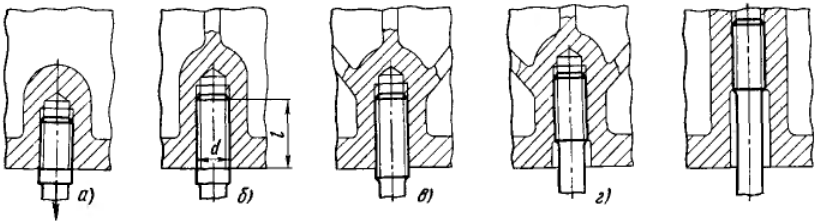


Рис. 266. Усиление узлов крепления

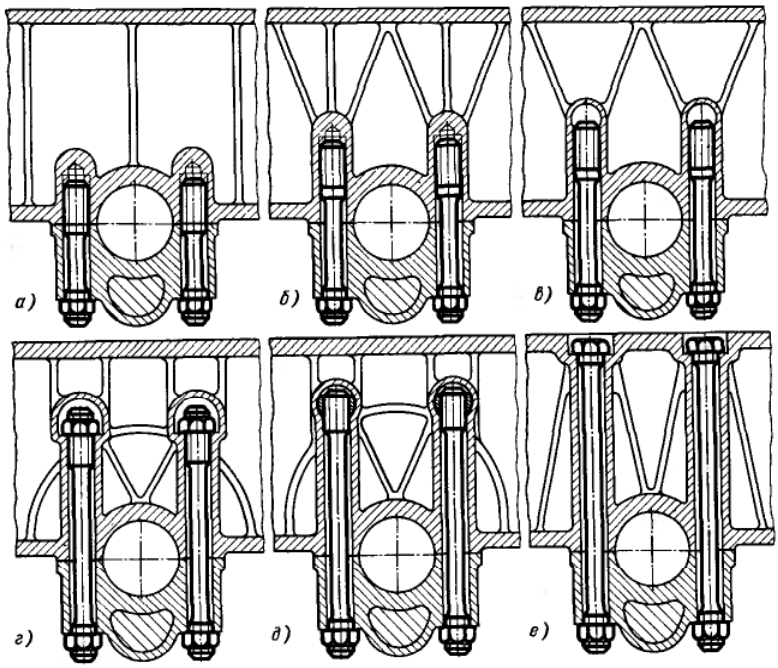


Рис. 267. Крепление крышки подшипника к картеру

при завертывании шпильки с упором в гладкую часть, целесообразно ввертывать шпильки на самотормозящей резьбе с натягом 30—40 мкм.

Силовые шпильки и болты следует углублять в деталь (рис. 266, *г* и *д*) так, чтобы ввести в работу максимальный объем материала. Удлинение шпилек, кроме того, увеличивает их сопротивляемость ударным нагрузкам.

На рис. 267 показаны последовательные стадии упрочнения узла соединения картера с крышкой подшипника, нагруженной растягивающей силой. Наименее прочная конструкция *а* с короткими шпильками. Здесь допущена и другая ошибка: ребра картера смещены с оси шпилек и не участвуют в восприятии сил. В улучшенных конструкциях *б*, *в* шпильки углублены в тело картера; бобышки усилены ребрами. В конструкции *г* концы шпилек затянуты гайками, разгружающими резьбу в картере; сечение картера, работающее на растяжение, усилено арочным поясом жесткости. В конструкции *д* шпильки разгружены от изгиба (в одной плоскости) путем установки нарезных концов в цилиндрических шарнирных вкладышах. Наиболее целесообразна конструкция *е*, в которой шпильки выведены наружу.

Растяжение материала, имеющее место в предыдущих конструкциях, практически устранено; силу воспринимает все сечение картера, испытывающее сжатие.

ЗАВЕРТЫВАНИЕ РЕЗЬБОВЫХ ДЕТАЛЕЙ

На рис. 268 приведены способы завертывания и конструкции завертных элементов резьбовых деталей на примере цилиндрического пальца. Чаще всего деталь завертывают с помощью шестигранников *1*, лысок *2* или пазов *3* на цоколе детали. Конструкцию *4* с увеличенным шестигранником на конце пальца применяют, когда необходимо создать упор для деталей, надеваемых на палец.

Если утолщения на пальце нежелательны, то завертные элементы *5* выполняют в виде торцовых пазов под отвертку или пластинчатый ключ, сверлений *6* под рожковый ключ, отверстий *7* под вороток, лысок *8*, *9* и шестигранников *10*, *11*, выполненных на цилиндрической поверхности пальца.

При необходимости силовой затяжки деталь завертывают за шлицы треугольного или эвольвентного профиля *12*.

Если на детали имеются необходимые по ее функциональному назначению резьбы, наружные *13* или внутренние *14*, то последние можно использовать для завертывания с помощью простейших «солдатиков» в виде гайки для наружных резьб и пробки для внутренних. Отвертывание деталей за резьбу требует применения специальных «солдатиков».

Для наружных резьб применяют «солдатик» *15* в виде гайки с двумя поясами резьб, правой и левой. В нижний пояс с левой резьбой ввертывают пробку *а*. Палец отвертывают вращением пробки против часовой стрелки (смотря сверху). «Солдатик» для внутренних резьб состоит из пробки с правой резьбой, ввертываемой в палец *16*. Палец отвертывают вращением против часовой стрелки болта *6* с левой резьбой.

Если наружная поверхность пальца должна быть гладкой, то прибегают к завертыванию с торца с помощью утопленных завертных элементов – полукруглых пазов *17* под отвертку (вид *17*) или торцовых сверлений *18* под рожковый ключ. Более сильную затяжку обеспечивают внутренний шестигранник *19* и, особенно, внутренние шлицы *20*.

Если условия сборки допускают подвод ключа со стороны, противоположной направлению завертывания, то деталь можно завернуть за внутренний шестигранник или четырехгранник, выполненный в нарезном хвостовике пальца *21*. При резьбах малого диаметра хвостовик снабжают наружным четырехгранником *22*.

Детали *23*, на которых нельзя выполнить завертных элементов, ввертывают за гладкую цилиндрическую поверхность с помощью цепных ключей, ключей с эксцентриковыми зажимами или с роликовыми муфтами *24* свободного хода. Применение этих ключей может вызвать вмятины на детали, особенно если твердость ее недостаточна. Не портят поверхности детали фрикционные ключи, например цанговые *25* с затяжкой цанги независимым винтом.

Мерный захват обеспечивают самозатягивающиеся ключи с цангой *26*, ввернутой в тело ключа на резьбе, правой для завертывания и левой для отвертывания.

Гладкие стержни завертывают также гидропластовыми ключами, пневматическими и вакуумными зажимами. Трубчатые детали завертывают за торцовые пазы *27*, отверстия *28* под рожковый ключ или, если допускает прочность стенок, фрикционными ключами.

Тонкостенные трубчатые детали можно завернуть фрикционными ключами, предварительно установив во внутренней полости трубы временные вкладки по посадке $H7/j_s6$. Удобнее цанговые ключи, наружные с центральным разгружающим пальцем *29* и внутренние с разгружающей втулкой *30*. Разгружающие элементы устанавливают в трубе по посадке $H7/j_s6$.

УПРОЧНЕНИЕ РЕЗЬБОВЫХ СОЕДИНЕНИЙ

Материалы. Изготовление. Крепежные детали рядового назначения изготовляют из углеродистых ($\sigma_{0,2} = 400$ МПа) или хромистых ($\sigma_{0,2} = 700$ МПа) сталей. Оптимальное содержание углерода в углеродистых и низколегированных сталях 0,4 – 0,45%. Термическая обработка: закалка в масло с 750 – 800 °С, отпуск на сорбит (HRC 35 – 40). Нагрев под закалку ведут в нейтральной атмосфере, вакууме или расплавленных синтетических шлаках во избежание окисления и обезуглероживания, резко снижающих циклическую прочность. Для изготовления ответственных болтов применяют хромансили типа 30ХГС; 40ХГС ($\sigma_{0,2} = 900 \div 1100$ МПа). В наиболее нагруженных соединениях применяют Cr – Mo стали или Ni – Cr – W стали ($\sigma_{0,2} = 1200 \div 1500$ МПа).

Используют вакуумированные полилегированные стали, подвергаемые термомеханической обработке, и мартенситно-стареющие стали ($\sigma_{0,2} = 1800 \div 2200$ МПа).

В соединениях, работающих в агрессивных средах, применяют коррозионно-стойкие стали, а в соединениях, подвергающихся действию высоких температур, – жаропрочные стали. Широко применяются болты из титановых сплавов, обладающих высокой прочностью ($\sigma_{0,2} = 800 \div 1200$ МПа) при малой плотности. Вследствие низкого модуля упруго-

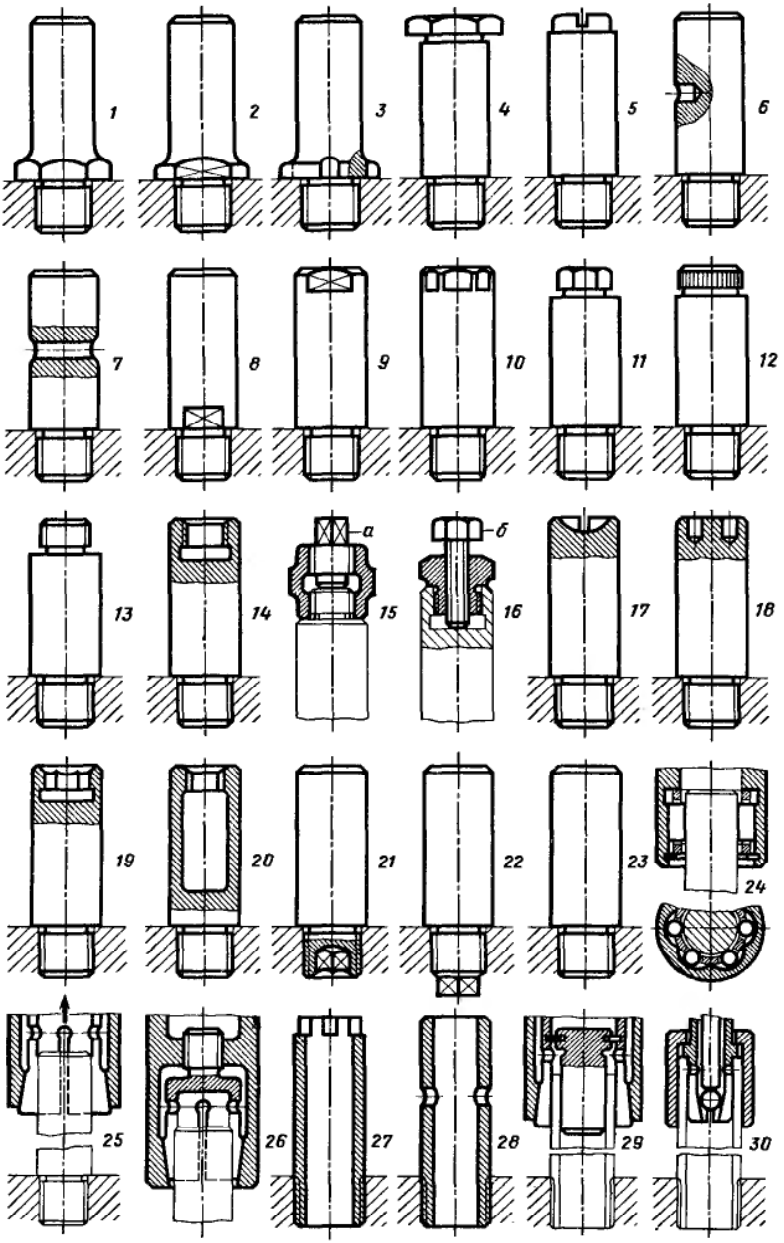


Рис. 268. Завертывание резьбовых деталей

сти ($E = 12{,}5 \cdot 10^4$ МПа) жесткость болтов из титановых сплавов при прочих равных условиях примерно на 40% меньше, чем стальных. Для изготовления болтов используют преимущественно сплавы 6Al – 4V (ВТ6С); 5Al – 2,5Sn (ВТ5-1), а для болтов, подвергаемых холодной высадке, сплавы 3Al – 13V – 11Cr и др.

Технология изготовления циклически нагруженных болтов должна отвечать двум условиям: 1) предотвращать перерезание волокон материала в процессе механической обработки, 2) создавать в наиболее напряженных участках остаточные напряжения сжатия.

Высокопрочные болты изготовляют преимущественно методами холодной пластической деформации. Наиболее рациональна следующая схема: высадка головки – редуцирование стержня на ротационно-ковочной машине – механическая обработка – термическая обработка – обкатывание резьбы и галтелей на участках переходов. При достаточно высокой пластичности материала ($\delta > 5\%$) механическую обработку резьбы заменяют выдавливанием (накатыванием) резьбы в холодном состоянии накатными роликами, а на гайках – с помощью бесстружечных уплотняющих метчиков, что обеспечивает наиболее благоприятное расположение волокон в витках резьбы.

Повышение несущей способности. Несущую способность болтовых соединений можно значительно повысить рациональным выбором силы затяжки, а также соотношения податливости болтов и стягиваемых деталей (см. разд. 7). Затяжка, увеличивая среднее напряжение цикла, снижает коэффициент амплитуды a и уменьшает переменную составляющую нагрузки, хотя и за счет повышения статической. При достаточно сильной затяжке нагрузка почти полностью статическая. Для предотвращения релаксации следует снижать напряжения: растяжения в стержне болта, смятия на опорных поверхностях, смятия и изгиба в витках резьбы. Напряжения в резьбе уменьшают увеличением диаметра резьбы и высоты гайки.

Критической высотой гайки называют активную высоту гайки (за вычетом фасок и у корончатых гаек пазов под шплинты), при которой достигается равнопрочность резьбы и гладкой части стержня на разрыв. Если высота гайки меньше критической, то разрыв происходит по нижнему (ближайшему к опорной поверхности гайки) витку резьбы, а если больше, то по гладкой части стержня. Критическая высота зависит от отношения d/d_0 (где d – диаметр резьбы; d_0 – диаметр стержня) и относительного шага резьбы s/d; по опытным данным, колеблется в пределах $(0{,}8 - 1{,}25)d$ (нижние значения относятся к большим величинам d/d_0 и s/d, верхние – к малым).

Целесообразно, однако, отступить от условия равнопрочности на разрыв и для снижения напряжений смятия и изгиба витков увеличивать высоту гайки до $(1{,}5 - 1{,}6)d$, так как пластические деформации в резьбе составляют значительную долю остаточных деформаций болтов под длительной нагрузкой и являются основной причиной ослабления болтовых соединений. Кроме того, высокие гайки удобнее при монтаже и демонтаже. Прочность гайки обычно не лимитирует прочность соединения вследствие меньшего уровня напряжений в гайке.

Для снижения концентрации напряжений в витках болта рекомендуется выполнять впадины между витками с плавными галтелями. Впадина может быть или плоскосрезанной (рис. 269, *а*), что явно нерационально, или закругленной (рис. 269, *б*) с радиусом закругления для болта $R_б = 0{,}144s$ и для гайки $R_г = 0{,}072s$ (s – шаг резьбы).

Опытами установлено, что циклическая прочность резьбовых соединений существенно повышается при увеличении $R_б$ до $(0{,}18 - 0{,}22)s$ при $R_г = (0{,}08 \div 0{,}10)s$ (рис. 269, *в*). Для гаек из алюминиевых и титановых сплавов, отличающихся повышенной склонностью к концентрации напряжений, радиус доводят до $R_б = 0{,}3s$. Увеличение $R_б$ (для стальных болтов и гаек)

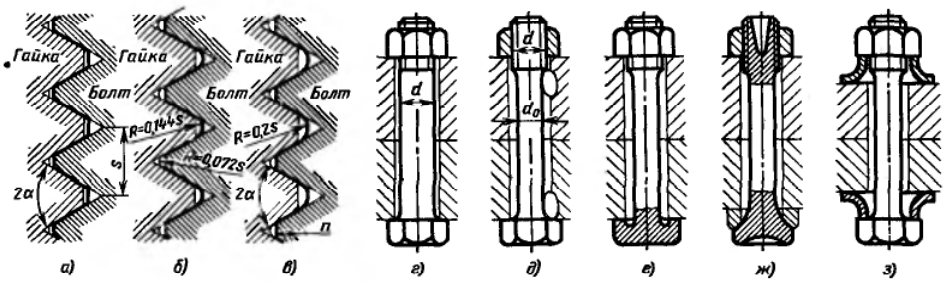


Рис. 269. Упрочнение резьбовых соединений

свыше $(0{,}22-0{,}25)s$ снижает прочность вследствие уменьшения несущей поверхности витков и повышения напряжений смятия.

Болты с диаметром d_0 стержня, равным диаметру d резьбы (рис. 269, *г*), в ответственных соединениях почти не применяют. Для снижения уровня напряжений в резьбе выгодно увеличивать диаметр d резьбы, а для повышения упругости и ударопрочности болта, а также для снижения массы одновременно уменьшать диаметр стержня до получения одинаковой прочности резьбы и стержня или, лучше, с некоторым запасом прочности в резьбе.

Условие равнопрочности резьбы и стержня

$$\frac{d_0}{d_{вн}} = \sqrt{\frac{1}{k_э}},$$

где $d_{вн}$ – внутренний диаметр резьбы; $k_э$ – эффективный коэффициент концентрации напряжений во впадине резьбы.

При средних значениях $d_{вн} = 0{,}9d$ и $k_э = 1{,}5 \div 2{,}0$

$$\frac{d_0}{d} = \frac{0{,}9}{\sqrt{k_э}} = 0{,}65 \div 0{,}70.$$

Болты с уменьшенным диаметром стержня менее чувствительны к перекосам и допускают обработку резьбы высокопроизводительным методом накатывания.

Резьбовой пояс, а также головка болта должны быть соединены со стержнем плавными $[R > 3(d - d_0)]$ галтелями. Предпочтительны эллиптические галтели (рис. 269, *д*). Поднутренные галтели (рис. 269, *е*) применяют, когда допустимо некоторое увеличение размеров головки. Оптимальная по прочности форма головки – коническая (рис. 269, *ж*).

Необходимо предупреждать изгиб болтов, причинами которого являются перекосы опорных поверхностей и асимметрия сечений стягиваемых деталей относительно оси болта. Неперпендикулярность торцов гайки и головки болта, непараллельность среднего цилиндра резьбы относительно оси болта, а также перекос опорных поверхностей стягиваемых деталей относительно оси отверстия не должны превышать 30′. В соединениях, где неизбежен перекос (например, вследствие резкого смещения сечений стягиваемых деталей относительно оси болта), целесообразно устанавливать под гайки и головки болтов сферические шайбы или пружинные элементы (рис. 269, *з*).

Циклическая прочность повышается с уменьшением зазора в резьбе и имеет максимальное значение при натяге $(0{,}002 - 0{,}004)d$, что соответствует посадке 3Н6Н/3р. Для гаек из легких сплавов рекомендуется посадка 2Н5Н/3р. Повышение прочности обусловливается уменьшением напряжений изгиба витков (с т е с н е н н ы й и з г и б) и приближением схемы нагружения к чистому сдвигу.

При более высоких натягах прочность соединений снижается вследствие увеличения напряжений смятия в резьбе, а также уменьшения свободы самоустановки гайки относительно опорных поверхностей. Кроме того, повышение натяга резьбы увеличивает момент затяжки.

Важное значение имеет распределение нагрузки по виткам резьбы. В гайках обычной конструкции (г а й к и с ж а т и я) деформации гайки и болта под нагрузкой противоположны по знаку: гайка работает на сжатие, а болт – на растяжение. Если в свободном состоянии витки гайки и болта совпадают (рис. 270, *а*), то с приложением нагрузки P, когда резьбовой пояс болта растягивается на величину f_1, а гайка сжимается на величину f_2 (рис. 270, *б*), первые (от опорной поверхности гайки) витки болта соприкасаются с первыми витками гайки и воспринимают бо́льшую часть нагрузки. Наиболее нагружен крайний виток, прочность которого лимитирует несущую способность соединения.

В настоящее время разработаны многочисленные приемы выравнивания нагрузки по виткам. Технологически наиболее простой способ – увеличение шага $s_г$ резьбы гайки на 2–4% по сравнению с шагом $s_б$ резьбы болта. Кроме того, в соединении предусматривают повышенные радиальные зазоры, обеспечивающие самоустановку гайки относительно болта в плоскости, перпендикулярной к его оси. В свободном состоянии верхний виток болта соприкасается с верхним витком гайки (рис. 270, *в*); между последующими витками образуются прогрессивно увеличивающиеся зазоры h_1, h_2, h_3. С приложением нагрузки P, когда болт растягивается, а гайки сжимаются, витки болта последовательно ложатся на вит-

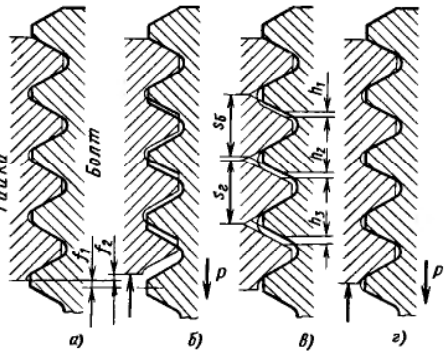


Рис. 270. Распределение нагрузки по виткам

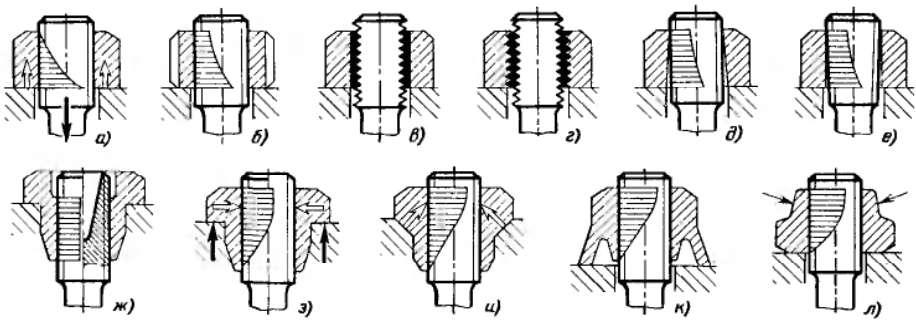


Рис. 271. Распределение нагрузки по виткам

ки гайки (рис. 270, *г*). Вполне равномерное распределение нагрузки достигается лишь при определенной расчетной величине P, согласованной с разницей шагов резьбы гайки и болта. Однако и при близких к ней значениях нагрузка на витки распределяется более равномерно, чем в резьбах с одинаковым шагом.

Неравномерность нагрузки сглаживается осевой деформацией наиболее напряженных витков и радиальной деформацией наиболее напряженных поясов гайки. Для выравнивания нагрузки целесообразно увеличивать податливость гаек, выполняя их из менее твердого материала, чем болт (для стальных гаек и болтов рекомендуемое соотношение твердости гайки и болта 0,7 – 0,8), а также из материалов с низким модулем упругости, в результате чего пик напряжений, наблюдающийся у гаек сжатия (рис. 271, *а*), выравнивается.

Повышенную радиальную податливость обеспечивают продольные пазы, используемые для завертывания гаек (рис. 271, *б*).

Другой способ выравнивания нагрузки – введение пластичных прослоек между витками гайки и болта (бронзирование, алюминирование, цинкование, кадмирование, силиконирование резьбы), заливка гаек пластичными металлами (рис. 271, *в*). Эффективный, но технологически сложный способ – установка в гайке бронзовой спирали с витками ромбического профиля (рис. 271, *г*). Помимо выравнивания нагрузки пластичные прослойки предупреждают фрикционный наклеп и контактную коррозию витков. Для этой же цели (но без выравнивающего эффекта) применяют сульфидирование, силицирование, мягкое азотирование резьбы.

Способствуют выравниванию нагрузки увеличение профильного угла резьбы (увеличение радиальных сил на гайку), придание небольшой конусности (1 : 100 ÷ 1 : 200) резьбе гайки или болта (рис. 271, *д* и *е*) или срез на конус гребешков витков гайки или болта. Предпочтительнее корректировка резьбы болта, так как придание конусности резьбе гайки затрудняет поточное изготовление гаек и осложняет монтаж.

В гайках растяжения (рис. 271, *ж*) резьбовой пояс работает, как и болт, на растяжение, что способствует выравниванию нагрузки. В сочетании с конической выборкой на конце болта гайки растяжения обеспечивают вполне равномерное нагружение витков. Однако равномерное распределение нагрузки не является наилучшим. Целесообразно разгрузить от изгиба и смятия нижние, наиболее напряженные на растяжение витки болта и подгрузить верхние, не испытывающие растяжения, т. е. придать эпюру нагрузки форму, обратную начальной (рис. 271, *а*). Такое распределение нагрузки обеспечивают полурастянутые гайки (рис. 271, *з*), у которых силы реакции на опорных поверхностях (черные стрелки) сжимают верхние витки (светлые стрелки) и разгружают нижние. Эффект сжатия выражен еще более резко у полурастянутых гаек с конической опорной поверхностью (рис. 271, *и*). Такой же результат дают корсетные гайки (рис. 271, *к*), у которых силы реакции передаются непосредственно на верхние витки. Корсетные гайки в отличие от конструкций, приведенных на рис. 271, *ж* – *и*, не требуют увеличения диаметра отверстия под гайку. В конструкции на рис. 271, *л* нагружение крайних витков достигается предварительным обжатием верхнего воротника гайки (тонкие стрелки).

Профиль гаек растяжения определяется из следующих соображений. Пусть длина резьбового пояса гайки равна h (рис. 272, *а*). По условию равномерного распределения необходимо, чтобы сила, растягивающая гайку, в любом сечении, находящемся на расстоянии x от начала резьбы, была

$$P_x = P\frac{x}{h}, \qquad (11)$$

где P – сила, действующая на болт.

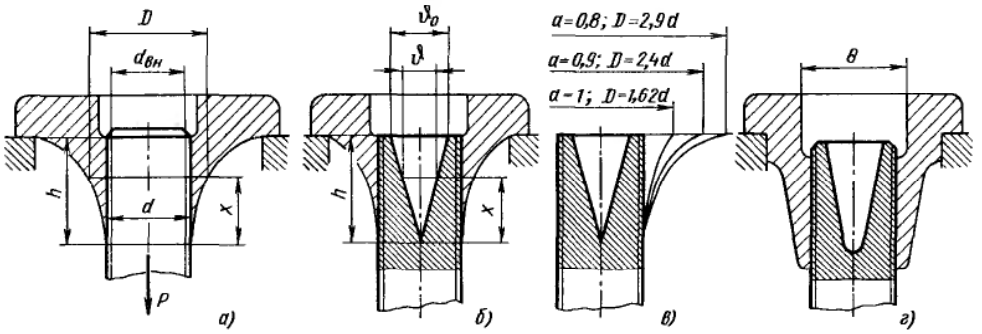


Рис. 272. К определению формы гаек растяжения

Сила, растягивающая болт, в этом же сечении

$$P_б = P - P_г = P\left(1 - \frac{x}{h}\right). \qquad (12)$$

Из условия совместности деформаций относительные удлинения гайки и болта в любом сечении должны быть равны между собой:

$$\frac{P_г}{E_г F_г} = \frac{P_б}{E_б F_б},$$

где $F_г$; $F_б$ и $E_г$; $E_б$ – соответственно площади поперечного сечения и модули упругости материалов гайки и болта.

Подставив в это уравнение значения $P_г$ и $P_б$ из формул (11) и (12), получаем

$$F_г = F_б \frac{x}{h-x} \frac{E_б}{E_г}. \qquad (13)$$

Вводя в формулу (13) значения $F_г = 0{,}785(D^2 - d^2)$ и $F_б = 0{,}785 d_{вн}^2 = 0{,}785 \cdot 0{,}8 d^2$, где D – текущий диаметр гайки; d – диаметр резьбы; $d_{вн}$ – внутренний диаметр резьбы ($d_{вн} \approx 0{,}8d$), находим

$$D = d\sqrt{1 + 0{,}8\frac{E_б}{E_г}\frac{x}{h-x}}. \qquad (14)$$

При $x = 0$ диаметр гайки $D = d$, а при $x = h$ должен быть равен ∞. При любом конечном значении диаметра (в плоскости начала резьбы) нагрузка на витки будет неравномерной.

Равномерного распределения можно достичь увеличением податливости конца болта. Пусть в стержне болта сделана коническая выборка с вершиной конуса в плоскости конца резьбы (рис. 272, *б*), текущий диаметр которой

$$\vartheta = \vartheta_0 \frac{x}{h} = ad_{вн}\frac{x}{h} = 0{,}9ad\frac{x}{h},$$

где ϑ_0 – начальный диаметр выборки, выраженный в долях внутреннего диаметра резьбы ($\vartheta_0 = ad_{вн} = 0{,}9ad$).

Текущее сечение болта на участке h

$$F_б = 0{,}785 \cdot 0{,}8 d^2\left[1 - a^2\left(\frac{x}{h}\right)^2\right].$$

Подставив в формулу (13) значение $F_б$ и прежнее значение $F_г = 0{,}785(D^2 - d^2)$, находим текущий диаметр гайки:

$$D = d\sqrt{1 + 0{,}8\frac{E_б}{E_г}\left[1 - a^2\left(\frac{x}{h}\right)^2\right]\frac{x}{h-x}}. \qquad (15)$$

На рис. 272, *в* показаны определенные по этой формуле профили гаек для $a = 1$; 0,9 и 0,8 (принято $E_б/E_г = 1$). Эти формы реально выполнимы. Конструктивное приближение к теоретической форме для $a = 0{,}9$ показано на рис. 272, *г*. Сечение гайки на участке выше пояса резьбы определяется из условия *прочности* гайки на растяжение.

Для стальных болтов и гаек из титановых сплавов ($E_б/E_г = \frac{21}{12} = 1{,}75$) максимальный диаметр гайки (для $x = h$) при $a = 0{,}9$ согласно формуле (15) равен $2{,}9d$, для гаек из алюминиевых сплавов ($E_б/E_г = \frac{21}{7{,}2} = 2{,}9$) равен $3{,}6d$.

Шпильки. Шпильки применяют преимущественно для соединения корпусов из легких сплавов и чугунов, у которых во избежание разработки витков предпочтительна посадка 3Н6Н/3n в резьбе. Учитывая механические свойства этих материалов, применяют крупные резьбы (по верхним для каждого данного диаметра резьбы значениям s/d), в среднем с шагом, не меньшим 1,25 – 1,5 мм. Длину завертывания l делают равной: для корпусов из стали, высокопрочных чугунов и титановых сплавов $1.25 - 1{,}5d$; бронз и серых чугунов $1{,}5 - 2d$; сплавов Al и Mg $2 - 2{,}5d$.

Прочность соединения шпилек во многом зависит от способа завертывания. При завертывании с упором в обрез отверстия (рис. 273, *1*) в резьбовом поясе шпильки возникают растягивающие напряжения, наибольшие в начальном витке, совпадающем с обрезом отверстия, а в резьбовом поясе корпуса – напряжения сжатия. При нагружении соединения силой предварительной затяжки напряжения растяжения в шпильке и сжатия в корпусе возрастают.

С приложением рабочей нагрузки в корпусе возникают растягивающие напряжения. Напряжения растяжения в шпильке возрастают,

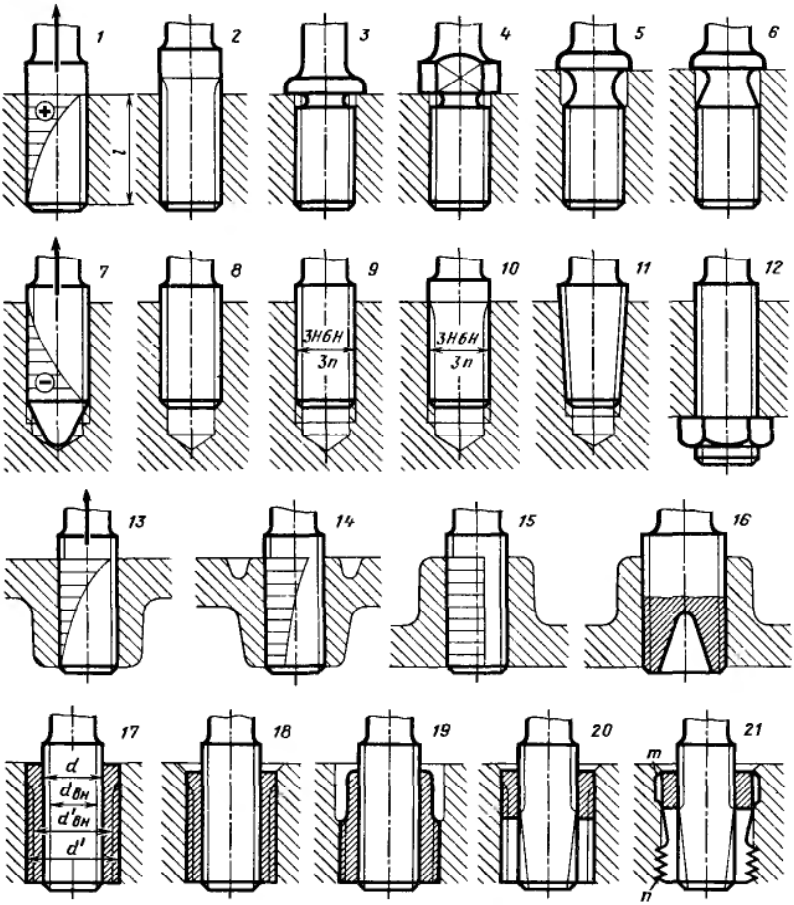


Рис. 273. Установка шпилек

но одновременно уменьшается сила, оказываемая на шпильку сжатым участком корпуса. Суммарное напряжение растяжения в шпильке зависит, с одной стороны, от рабочей нагрузки, а с другой – от напряжения сжатия, созданного в корпусе при завертывании, т. е. от силы затяжки шпильки в корпусе.

Конструктивные разновидности крепления: упор в витки резьбы шпильки, нарезанной «на выход» (*2*), в буртик (*3*), в головку (*4*), используемую для завертывания шпильки. Для уменьшения концентрации напряжений, а также для обеспечения обработки резьбы напроход наиболее производительным способом накатывания участок перехода резьбы в стержень выполняют в виде шейки с плавными галтелями (*5*, *6*). В глухих отверстиях возможно завертывание с упором удлиненного конца шпильки в днище отверстия (*7*) или с упором конечных витков шпильки в витки отверстия с неполным профилем (*8*).

При завертывании в резьбовом поясе шпильки образуются напряжения сжатия, наибольшие в конечном витке, а в резьбовом поясе отверстия – напряжения растяжения. При затяжке соединения в начальных витках шпильки возникают напряжения растяжения; напряжения сжатия в резьбе отверстия уменьшаются. С приложением рабочей нагрузки напряжения растяжения в шпильке возрастают, но конечное их значение меньше, чем при первом способе завертывания. Конечные напряжения разрыва в корпусе больше, чем при первом способе вследствие сложения рабочих напряжений разрыва с напряжениями, созданными при завертывании шпильки.

Таким образом, при первом способе завертывания больше нагружается шпилька,

а при втором – к о р п у с. Максимальные напряжения в обоих случаях зависят от силы, приложенной к шпильке при ее завертывании. Так как затяжка должна быть достаточно большой, чтобы предупредить самоотвертывания шпильки, то на практике возможно в первом случае перенапряжение шпильки, а во втором – корпуса. Следовательно, завертывать шпильки необходимо регламентированной силой.

Установка шпилек на самотормозящей резьбе (*9*) не вызывает в системе дополнительные напряжения, за исключением незначительных, обусловленных натягом напряжений радиального сжатия шпильки и растяжения стенок отверстия. Чтобы выдержать заданную высоту свободного конца шпильки, необходима регулировка глубины завертывания, но ее можно избежать, если предусмотреть останов в виде гладкого пояса на шпильке (*10*). При затяжке на останов нельзя прилагать силы, превышающие сопротивление в резьбе, обусловленное натягом, во избежание появления в шпильке дополнительных напряжений растяжения. Равноценные результаты дает установка шпилек на самотормозящей конической резьбе (*11*), но также при условии завертывания регламентированной силой, иначе можно создать в резьбе чрезмерный натяг, ослабляющий отверстие и увеличивающий напряжения смятия на витках.

Установка шпилек на эпоксидных клеях не вызывает в системе дополнительных напряжений, облегчает монтаж (при посадке с зазором в резьбе), допускает регулировку глубины завертывания и способствует равномерному распределению нагрузки по виткам. Способ, однако, применим в соединениях, работающих при температурах ниже 150 – 200 °С.

Если допускает конфигурация корпуса, то ввертный конец шпильки дополнительно крепят гайкой (*12*), что в значительной степени разгружает резьбу шпильки и способствует равномерному распределению нагрузки по виткам. Распределение нагрузки по виткам в бобышках обычной конструкции (*13*) можно улучшить введением разгружающей кольцевой выборки (*14*) или (если позволяет конструкция) переменой положения бобышки (*15*).

Наиболее эффективный способ повышения циклической прочности шпилек – увеличение диаметра резьбы с введением разгружающей конической выборки на торце шпильки (*16*).

При креплении в корпусах из мягких материалов (легкие сплавы, пластики) шпильки устанавливают в ф у т о р к а х – втулках, выполненных из мягкой стали или бронзы, наглухо завертываемых в корпус (*17*). В чугунных корпусах футорки применяют для увеличения равномерности распределения нагрузки по виткам.

Внутренний диаметр резьбы футорки из условия равнопрочности футорки и шпильки на разрыв

$$d'_{вн} = d\sqrt{1 + \left(\frac{d_{вн}}{d}\right)^2 \frac{\sigma_{0,2}}{\sigma'_{0,2}}},$$

где $d'_{вн}$ и $d_{вн}$ – внутренние диаметры резьбы соответственно футорки и шпильки; $\sigma'_{0,2}$ и $\sigma_{0,2}$ – пределы текучести материалов футорки и шпильки.

При обычных значениях $(d_{вн}/d) = (d'_{вн}/d') = 0{,}9$ наружный диаметр резьбы футорки

$$d' = 1{,}1\sqrt{1 + 0{,}81\frac{\sigma_{0,2}}{\sigma'_{0,2}}}.$$

Футорки завертывают с помощью «солдатиков» на резьбе с натягом до упора нарезанных «на выход» витков в витки отверстия. Торцы футорок срезают заподлицо с плоскостью стыка при чистовой обработке последней (*17*) или утапливают по отношению к поверхности стыка (*18*). Для повышения равномерности распределения нагрузки по виткам применяют футорки с упругим воротником (*19*). Для увеличения доли нагрузки на конечные витки шпильки применяют разжимные футорки (*20*). Разрезные концы футорки после нарезания внутренней резьбы подгибают к пентру, после чего обрабатывают наружную резьбу. При завертывании шпилька разжимает разрезные концы, вследствие чего создается натяг на конечных витках шпильки и футорки.

Самоврезающуюся футорку (*21*) применяют для установки в гладких отверстиях корпусов из мягких материалов (пластики). На футорке нарезан венец m треугольных шлицев, предупреждающих проворачивание футорки в отверстии, и пояс n кольцевых шипов. При завертывании шпилька раздвигает предварительно сведенные на конус разрезные концы футорки, которые выдавливают в стенках отверстия кольцевые канавки.

Влияние шага резьбы на прочность. Выясним влияние относительного шага s/d на прочность резьб в диапазоне применяемых значений $s/d = 0{,}02 \div 0{,}20$ (рис. 274).

1. *Растяжение.* Напряжение растяжения

$$\sigma_р = \frac{Pk_э}{0{,}785d_{вн}^2}, \qquad (16)$$

где P – действующая на болт осевая сила; $k_э$ – эффективный коэффициент концентрации напряжений в резьбе; $d_{вн}$ – внутренний диаметр резьбы, равный согласно тригонометрическим соотношениям

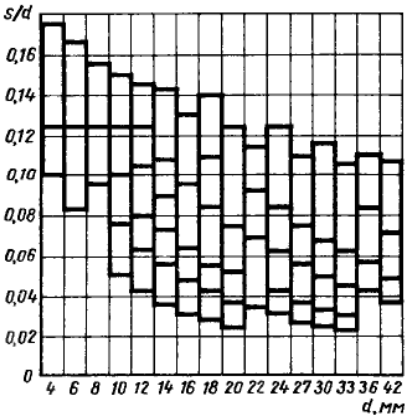


Рис. 274. Относительные шаги s/d для стандартных резьб

$$d_{вн} = d\left\{1 - 2\frac{s}{d}\left[\eta + \rho_б(1 - \sin\alpha)\right]\right\}, \quad (17)$$

где d – диаметр резьбы; α – половина профильного угла резьбы (рис. 275); $\rho_б = R_б/s$ – относительный радиус галтели во впадине резьбы болта; η – коэффициент перекрытия витков, равный

$$\eta = \frac{h}{s} = \frac{1}{2\,\mathrm{tg}\,\alpha}\left[1 - 2(\rho_б + \rho_г)\cos\alpha\right], \quad (18)$$

где h – рабочая высота профиля резьбы; $\rho_г = R_г/s$ – относительный радиус галтели в резьбе гайки.

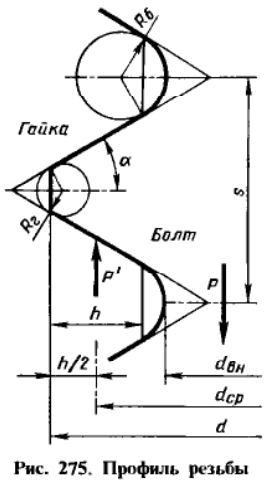


Рис. 275. Профиль резьбы

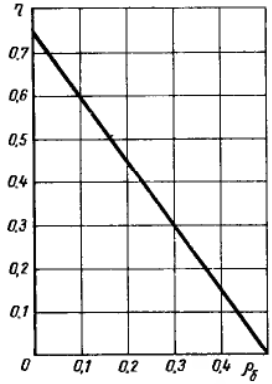


Рис. 276. Коэффициент перекрытия η в функции $\rho_б$

Зависимость η от $\rho_б$ для $\alpha = 30°$ представлена на рис. 276. Принято $\rho_г = 0{,}08$ (минимальное технологически допустимое значение).

Величина η линейно уменьшается с увеличением $\rho_б$ и при $\rho_б = 0{,}5$ становится равной нулю. Предельным значением $\rho_б$ следует считать $\rho_б = 0{,}3$, когда $\eta = 0{,}3$. У стандартных резьб с $\rho_б = 0{,}144$ величина $\eta = 0{,}5$.

Для сравнительной оценки влияния s/d на прочность примем одинаковые во всех случаях значения относительных радиусов $\rho_б = 0{,}2$; $\rho_г = 0{,}1$. При этих значениях и $\alpha = 30°$ коэффициент перекрытия $\eta = 0{,}415$ и внутренний диаметр резьбы

$$d_{вн} = d\left(1 - 1{,}05\frac{s}{d}\right) \approx d\left(1 - \frac{s}{d}\right). \quad (19)$$

Подставляя это значение в формулу (16) и принимая $k_э = 1{,}5$, получаем

$$\sigma_р = 1{,}9\frac{P}{d^2}\frac{1}{(1 - s/d)^2}. \quad (20)$$

На рис. 277 приведены значения $\sigma_р$ в функции s/d (принято $P/d^2 = 1$). Как видно, напряжения $\sigma_р$ существенно уменьшаются со снижением s/d (в 1,5 раза в диапазоне $s/d = 0{,}2 \div 0{,}02$), что объясняется увеличением $d_{вн}$ по мере уменьшения шага резьбы.

2. *Сдвиг.* Напряжения среза по основанию витков

$$\tau = \frac{P}{\pi d_{вн} H_г}, \quad (21)$$

где $H_г$ – активная высота гайки.

Принимая $H_г = d$ и подставляя в формулу (21) значение $d_{вн}$ из формулы (19), получаем

$$\tau = 0{,}32\frac{P}{d^2}\frac{1}{1 - s/d}. \quad (22)$$

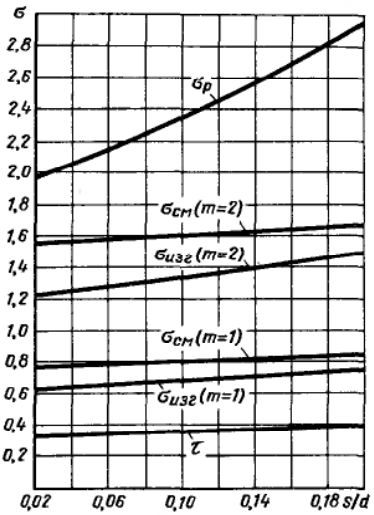


Рис. 277. Влияние s/d на напряжения в резьбе

Значения τ при $P/d^2 = 1$ приведены на рис. 277. Напряжения среза слабо понижаются с уменьшением шага резьбы (в 1,25 раз в диапазоне $s/d = 0{,}02 \div 0{,}20$).

3. *Изгиб.* Напряжения изгиба у основания витков резьбы болта зависят от посадки в резьбе. При посадках с натягом (стесненный изгиб) схема нагружения приближается к чистому сдвигу, и напряжения у основания витков определяются по формуле (22), т. е. слабо понижаются с уменьшением шага резьбы. При посадках с зазором, когда витки подвергаются изгибу, напряжения

$$\sigma_{изг} = \frac{P' l k_э}{W} \approx \frac{6P' 0{,}5 h k_э}{b s^2}, \qquad (23)$$

где P' – доля нагрузки, действующая на виток; $l \approx 0{,}5h$ – плечо силы P' относительно основания витка; W – момент сопротивления основания витка,

$$W = bs^2/6, \qquad (24)$$

где $b = \pi d_{вн}$ – длина основания.

Принимая $k_э = 1{,}5$, вводя $h = \eta s = 0{,}415$ и $d_{вн} = d(1 - s/d)$, получаем после преобразований

$$\sigma_{изг} = 0{,}6 \frac{P'}{d^2} \frac{1}{(1 - s/d)\, s/d}. \qquad (25)$$

Величина P' зависит от закономерности распределения нагрузки по виткам. Назовем коэффициентом неравномерности m отношение нагрузки P', приходящейся на самый нагруженный виток, к средней нагрузке $P_{ср} = P/z$, где z – число активных витков, $z = H_г/s$ ($H_г$ – активная высота гайки):

$$m = \frac{P'}{P_{ср}} = \frac{P'z'}{P} = \frac{P'H_г}{Ps} = \frac{P'}{P} \frac{dn}{s}, \qquad (26)$$

где $n = H_г/d$ – коэффициент высоты гайки (для крепежных гаек $n = 0{,}8 \div 1{,}5$).

При равномерном распределении нагрузки ($P' = P_{ср}$) величина $m = 1$, при неравномерном $m > 1$. Из формулы (26) находим

$$P' = P \frac{m}{n} \frac{s}{d}. \qquad (27)$$

Вводя это выражение в формулу (25), получаем

$$\sigma_{изг} = 0{,}6 \frac{m}{n} \frac{P}{d^2} \frac{1}{1 - s/d}. \qquad (28)$$

Из этой формулы видно, что напряжения изгиба следуют той же закономерности, что и напряжения среза, но численно в $2m/n$ раз больше.

На рис. 277 приведены значения $\sigma_{изг}$ для $m = 1$ (равномерное распределение нагрузки) и $m = 2$ (треугольный закон распределения). Принято $P/d^2 = 1$ и $n = 1$. Напряжения изгиба слабо падают с уменьшением s/d и при $m = 1$ составляют от 0,25 до 0,30, а при $m = 2$ от 0,5 до 0,6 напряжений растяжения. При посадках с натягом (стесненном изгибе) напряжения равны $(0{,}13 - 0{,}15)\, \sigma_р$.

4. *Смятие.* Напряжение смятия на несущей поверхности витка

$$\sigma_{см} = \frac{P'}{h \pi d_{ср}} = \frac{P'}{\pi h (d - h)},$$

где $d_{ср} = d - h$ – средний диаметр несущей поверхности.

Вводя $h = \eta s$ и $P' = \frac{m}{n} P \frac{s}{d}$ [формула (27)], получаем после преобразований

$$\sigma_{см} = \frac{m}{n} \frac{P}{\pi d^2 \eta} \frac{1}{1 - \eta s/d}. \qquad (29)$$

При $\eta = 0{,}415$ и $n = 1$

$$\sigma_{см} = 0{,}77 m \frac{P}{d^2} \frac{1}{1 - 0{,}415 s/d}. \qquad (30)$$

На рис. 277 приведены значения $\sigma_{см}$ для $m = 1$ и $m = 2$. Напряжения смятия незначительно уменьшаются при уменьшении s/d и при $m = 1$ составляют от 0,3 до 0,45, а при $m = 2$ от 0,55 до 0,8 напряжений растяжения. Как видно, наибольшими являются напряжения растяжения, которые заметно снижаются

с уменьшением шага резьбы. Напряжения изгиба, смятия и среза при допущении постоянства высоты гайки ($n = 1$) очень слабо понижаются с уменьшением s/d и значительно меньше, чем напряжения растяжения, за исключением случая неравномерного распределения нагрузки по виткам ($m = 2$), когда напряжения изгиба и смятия приближаются к напряжениям растяжения.

В целом мелкие резьбы несколько более выгодны по прочности, чем крупные. Для крепежных резьб уменьшение относительного шага s/d с 0,15 до 0,05 (значения $s/d < 0{,}05$ относятся к круглым гайкам) повышает прочность на растяжение на 15–20%. Однако точное изготовление мелких резьб сложнее, чем крупных, достичь равномерного распределения нагрузки по виткам у них труднее. При очень мелких шагах радиальные деформации растяжения гайки (сжатия болта) под нагрузкой становятся соизмеримыми с высотой витков, вследствие чего резко возрастают напряжения изгиба и смятия, и в итоге может произойти вырыв болта из гайки. Применять шаги $<0{,}5$ мм в крепежных болтах во всяком случае не рекомендуется. Целесообразные значения $s/d = 0{,}12 \div 0{,}06$ (верхний предел относится к малым диаметрам, нижний – к большим); для круглых гаек $s/d = 0{,}02 \div 0{,}03$.

Для уменьшения напряжений изгиба следует применять посадки с натягом (стесненный изгиб). Полностью свободны от изгиба резьбы безызгибного профиля.

Безызгибные резьбы. В безызгибных резьбах силы, действующие на витки, передаются непосредственно в тело болта или гайки, вызывая сжатие первого и растяжение второй. Витки разгружены от изгиба, вследствие чего прочность соединения существенно возрастает. Болт под действием осевой силы испытывает растяжение.

Безызгибными являются асимметричные резьбы с профильным углом при вершине витка $\alpha > 90°$. Наименьший шаг s имеют резьбы с $\alpha = 90°$ (рис. 278), для которых

$$\frac{s}{H} = \operatorname{tg}\beta + \frac{1}{\operatorname{tg}\beta} = 2,$$

где H – теоретическая высота витка; β – угол между несущей поверхностью витка и осью болта.

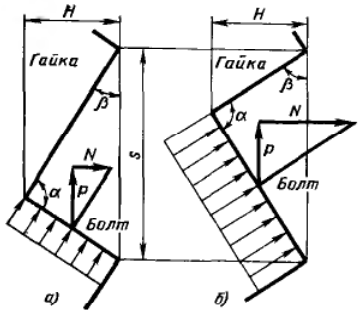


Рис. 278. Безызгибные асимметричные резьбы

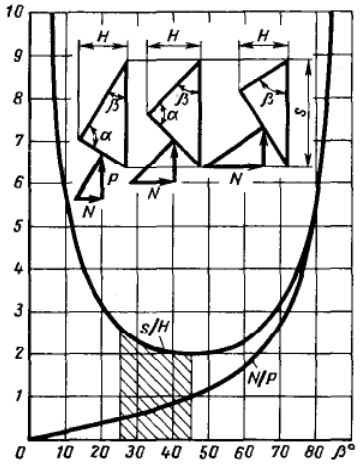


Рис. 279. Параметры безызгибных асимметричных резьб

Так как напряжение смятия на несущей поверхности витков обратно пропорционально H, то отношение s/H при постоянстве s характеризует напряжение смятия в резьбе. Шаг и напряжения смятия (рис. 279) минимальны ($s/H = 2{,}0 \div 2{,}3$) в диапазоне $\beta = 30 \div 60°$. При увеличении β (см. рис. 278, *а*, *б*) возрастает радиальная составляющая нагрузки $N = P\operatorname{tg}\alpha$ (P – действующая на виток сила). Таким образом, целесообразная область углов β (на рисунке заштрихована) $\beta = 25 \div 45°$, обеспечивающая малые шаги и низкие напряжения смятия ($s/H = 2{,}5 \div 2$) при малой радиальной составляющей силы ($N/P = 0{,}5 \div 1$).

Асимметричные резьбы применяют при нагрузке постоянного направления преимущественно в постоянных или редко разбираемых соединениях. В обычных крепежных соединениях применение асимметричных резьб усложняет монтаж, если только форма гайки не исключает возможности ее неправильного ориентирования.

У с и м м е т р и ч н ы х профилей (рис. 280, *а*) для полной разгрузки витков от изгиба необходимо, чтобы линия, перпендикулярная к несущей поверхности витка, проходящая через его крайнюю точку A (линия $AБ$), была каса-

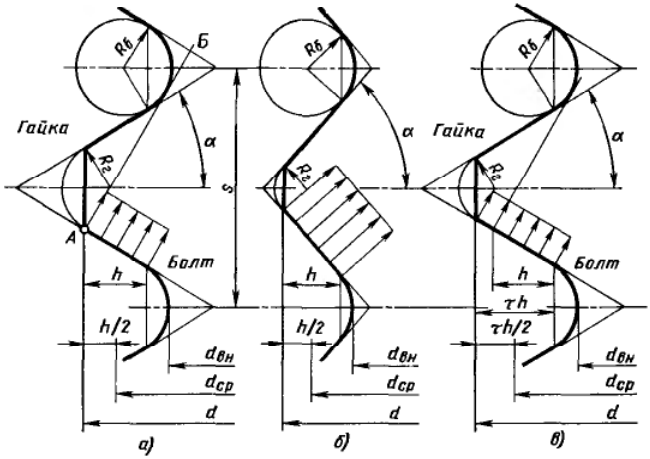


Рис. 280. Безызгибные симметричные резьбы

тельна к окружности впадины. Из тригонометрических соотношений условие безызгибности

$$\rho_г = \frac{0{,}5 - \sin^2\alpha - \rho_б(\cos\alpha - \sin\alpha)}{\cos\alpha}, \qquad (31)$$

где α – половина профильного угла у вершины витка; $\rho_г$ и $\rho_б$ – относительные радиусы впадин гайки и болта ($\rho_г = R_г/s$; $\rho_б = R_б/s$).

Формула (31) действительна для $\alpha < 45°$. Резьбы с $\alpha > 45°$ (рис. 280, *б*) являются безызгибными при любых значениях $\rho_г$ и $\rho_б$.

Напряжения смятия, повышенные у безызгибных резьб вследствие увеличенных значений $\rho_г$, можно без заметного нарушения безызгибности снизить путем некоторого увеличения h (рис. 280, *в*) по сравнению с расчетным для безызгибных резьб значением, приняв $h = \tau h$, где τ – коэффициент, равный 1,1 – 1,3.

Приняв в формуле (18) $\eta_1 = \tau\eta$, получаем для таких практически безызгибных резьб относительный радиус галтели в резьбе гайки

$$\rho_г = \frac{1 - 2\rho_б\cos\alpha - \tau\eta 2\,\mathrm{tg}\,\alpha}{2\cos\alpha}. \qquad (32)$$

На основании этой формулы построен график (рис. 281), изображающий связь между $\rho_г$ и $\rho_б$ для безызгибных резьб при $\alpha = 20 \div 45°$. Тонкими линиями показаны значения коэффициента перекрытия.

Восстанавливая перпендикуляр из точки оси абсцисс, соответствующей заданному значению $\rho_б$, получаем на оси ординат в точках встречи с линиями углов α значения $\rho_г$, а на сетке кривых η – соответствующие значения η.

Например, для $\rho_б = 0{,}2$ (штриховые линии):

$\alpha = 20°$	25°	30°
$\rho_г = 0{,}28$	0,247	0,204
$\eta = 0{,}13$	0,2	0,26
$\alpha = 35°$	40°	45°
$\rho_г = 0{,}148$	0,08	0
$\eta = 0{,}3$	0,34	0,365

На рис. 282, *а* приведены графики η при $\rho_г = 0{,}15$; 0,2; 0,25 в функции α. Для $\alpha \leqslant 40°$ значения $\rho_г$ взяты по формуле (31) вплоть до минимального технологически приемлемого значения $\rho_г = 0{,}08$. Для $\alpha > 40°$ величина

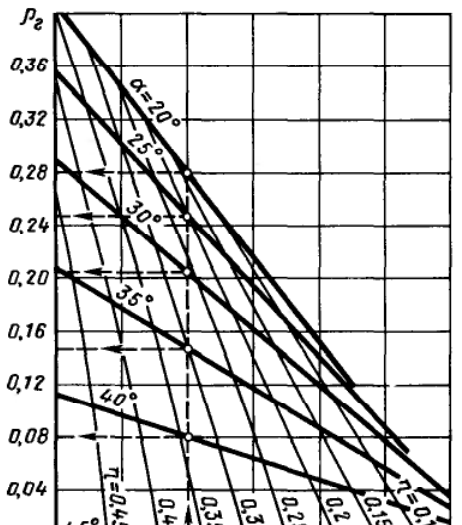


Рис. 281. Параметры безызгибных симметричных резьб

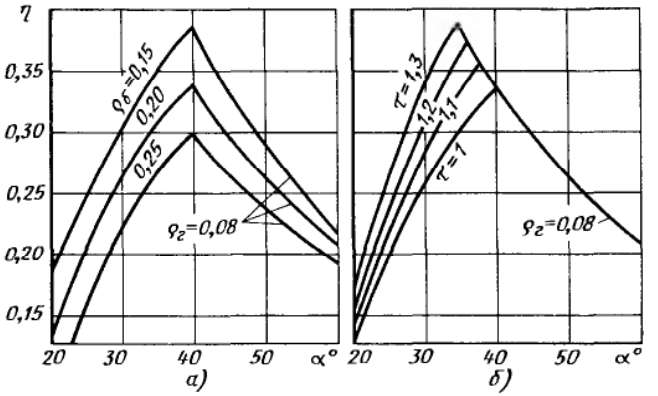


Рис. 282. Коэффициент перекрытия η безызгибных (*а*) и практически безызгибных (*б*) резьб

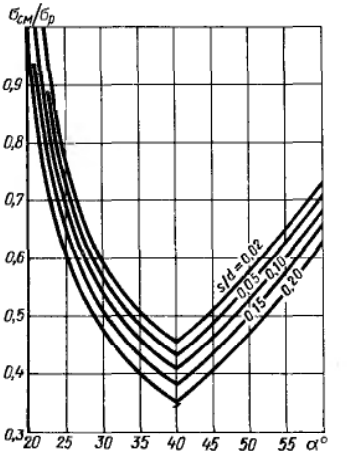


Рис. 283. Отношение $\sigma_{см}/\sigma_р$ для безызгибных резьб

η определяется по той же формуле из условия $\rho_т = 0{,}08$. Величина η максимальна при $\alpha = 40°$.

На рис. 282,*б* приведены значения η для практически безызгибных резьб с $\rho_б = 0{,}2$ и $\tau = 1 \div 1{,}3$. Ограничивающая линия по-прежнему определяется условием $\rho_т = 0{,}08$. По мере увеличения τ значения η возрастают, а их максимумы смещаются в сторону меньших значений α (при $\tau = 1{,}3$ величина $\eta = 0{,}375$; $\alpha = 35°$).

Критерием выгодности резьб по смятию являются напряжения смятия $\sigma_{см}$, которые целесообразно выразить в долях максимального напряжения растяжения $\sigma_р$ в стержне болта, представляющего собой главный показатель напряженности резьбового соединения.

Напряжение смятия на витке

$$\sigma_{см} = \frac{m}{n}\frac{P}{\pi d^2 \eta}\frac{1}{1-\eta\, s/d}. \qquad (33)$$

Напряжение растяжения в опасном сечении нарезанной части стержня болта

$$\sigma_р = \frac{P k_э}{0{,}785 d_{вн}^2}. \qquad (34)$$

Разделив почленно формулы (33) и (34), получим

$$\frac{\sigma_{см}}{\sigma_р} = 0{,}25\frac{m}{n}\frac{1}{k_э}\frac{d_{вн}^2}{\eta(1-\eta s/d)}. \qquad (35)$$

Подставляя значение $d_{вн}$ из формулы (17), находим

$$\frac{\sigma_{см}}{\sigma_р} = 0{,}25\frac{m}{n}\frac{1}{k_э} \times \times \frac{\left\{1-2\frac{s}{d}[\eta+\rho_б(1-\sin\alpha)]\right\}^2}{\eta(1-\eta\, s/d)}. \qquad (36)$$

На основании этой формулы составлен график (рис. 283) значений $\sigma_{см}/\sigma_р$ для безызгибных резьб в функции α при различных s/d (принято $\rho_б = 0{,}2$; $m = 1$; $n = 1$; $k_э = 1{,}5$). Значения η для $\alpha < 40°$ определены по формулам (18) и (31), а для $\alpha > 40°$ – из условия $\rho_т = 0{,}08$. Кривые $\sigma_{см}/\sigma_р$ строго следуют закону обратной пропорциональности коэффициенту перекрытия η, который, таким образом, является достоверным критерием напряжений смятия. Выгодный диапазон углов безызгибных резьб заключен в пределах $\alpha = 35 \div 40°$. Наиболее высокую прочность на смятие при практически полной безызгибности имеют резьбы с $\alpha = 35 \div 37{,}5°$.

Значения $\sigma_{см}/\sigma_р$ у мелких резьб ($s/d = 0{,}02 \div 0{,}05$) на 15–20 % выше, чем у крупных ($s/d = 0{,}1 \div 0{,}2$). Следовательно, у мелких резьб напряжения смятия при одинаковости напряжений $\sigma_р$ больше, а напряжения растяжения при одинаковости напряжений смятия меньше, чем у крупных.

6. СПОСОБЫ СТОПОРЕНИЯ КРЕПЕЖНЫХ ДЕТАЛЕЙ

ВИДЫ СТОПОРЕНИЯ

Все нарезные крепежные детали машин должны быть надежно застопорены от самоотвертывания. Несоблюдение этого правила приводит к самым серьезным последствиям; известны случаи, когда отвернувшиеся внутри механизма гайка или болт вызывали тяжелые аварии и выводили из строя дорогостоящие агрегаты.

Различают два основных способа стопорения. **Позитивное** (или жесткое) **стопорение** заключается в том, что стопоримая деталь соединяется со стопорящей деталью жесткой связью — стопором; отвертывание стопоримой детали невозможно без среза, разрушения или деформации стопора. К этому способу относится стопорение шплинтами, отгибными шайбами, пластинками, вязочной проволокой и т. д.

Другой способ заключается в создании повышенного трения между стопоримой и стопорящей деталями; этот способ называют **фрикционным стопорением.** К нему относится стопорение контргайками, упругими подкладными шайбами, самоконтрящимися гайками и т. д. Фрикционное стопорение менее надежно, чем позитивное; всегда существует опасность уменьшения силы трения и, как следствие, ослабление соединения. По этой причине во всех ответственных соединениях и в соединениях, расположенных внутри машины, применяют только позитивное стопорение (главным образом шплинтами). Менее ответственные соединения, ослабление которых не может вызвать аварии машины, а также наружные (доступные для наблюдения) соединения допускается стопорить фрикционным способом. Однако в этом случае необходим периодический контроль с подтяжкой ослабевших соединений.

Разновидностью фрикционного стопорения является **упругое стопорение,** заключающееся в том, что в соединение вводят упругий элемент, постоянно поддерживающий натяжение в системе. Чем больше податливость системы, тем надежнее фрикционное стопорение: сила трения между стопоримой и стопорящей деталью будет поддерживаться при появлении некоторых остаточных деформаций, вибрациях, пульсациях нагрузки и т. д. При стопорении контргайками система почти не обладает упругостью, при стопорении шайбами Гровера (пружинными шайбами) обладает незначительной упругостью; при некоторых видах фрикционного стопорения обеспечивается весьма большая упругость.

Существуют и смешанные способы стопорения, в которых сочетаются принципы позитивного и фрикционного стопорения. Таков, например, случай храповых шайб. Здесь стопорение осуществляется отчасти повышенным трением в резьбе в результате упругой деформации шайбы при затяжке и отчасти созданием жесткой связи между гайками и корпусом в результате врезания зубьев шайбы в торец гайки и опорную поверхность корпуса.

Гайку можно стопорить на болт и на корпус (стягиваемую деталь). Различают следующие случаи.

1. **Гайка удерживается за резьбу болта.** При этом способе между нитками резьбы гайки и болта теми или иными приемами создают повышенное трение, увеличивающее сцепление между гайкой и болтом. К данному способу относят, например, стопорение за счет натяга в соединении, контргайками, упругими подкладными шайбами, самоконтрящимися упругими гайками и т. д.

2. **Гайка удерживается за тело болта.** При этом способе применяют стопор той или иной формы, который одновременно входит в отверстия или выемки в теле болта и гайки. К данному способу относят стопорение шплинтами, шайбами с отгибными лапками и т. д. Этот способ стопорения позитивный.

3. **Гайка удерживается за корпус.** При этом способе создают жесткую или упругую связь между гайкой и стягиваемой деталью (корпусом) или установленными на ней элементами. К данному способу относят, например, стопорение гаек лепестковыми шайбами с отгибом лепестков на гайку и на корпус, стопорение привертными шайбами с вырезами под гайку, вязку гаек проволокой и т. д. При этом способе обязательна одновременная фиксация болта от проворота относительно корпуса; иначе возможно самопроизвольное вывертывание болта из гайки.

На рис. 284 изображены различные способы

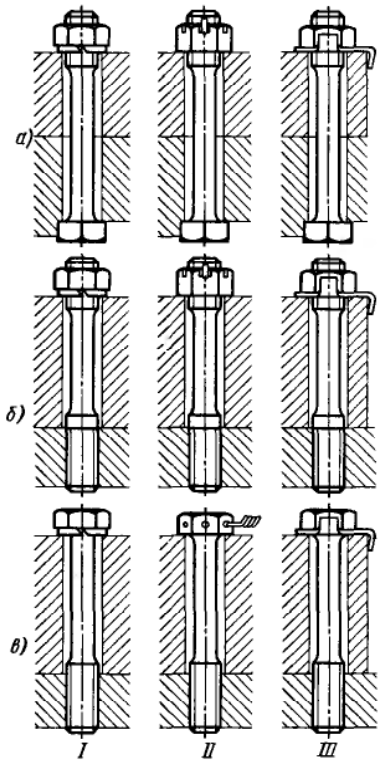


Рис. 284. Способы стопорения крепежных деталей

стопорения крепежных деталей. Здесь примером фрикционного способа является стопорение шайбой Гровера, примером позитивного способа – стопорение шплинтами, отгибной шайбой и проволочной вязкой. Для болтов (*а*) и шпилек (*б*) применимы все возможные способы стопорения: фрикционного, позитивного с фиксацией гайки на тело болта или шпильки, позитивного с фиксацией гайки на корпус. Для ввертных болтов (*в*) возможно фрикционное (*I*) и позитивное стопорение болта на корпус (*II*, *III*).

Во всех случаях целесообразно увеличивать податливость болта. Это повышает надежность стопорения, способствуя сохранению постоянного натяга в соединении.

Соединения с короткими жесткими болтами (рис. 285, *I*) быстро ослабевают в эксплуатации, так как остаточные деформации, неизбежно возникающие со временем в резьбе и на опорных поверхностях, соизмеримы с удлинением болта при затяжке; поддерживать постоянный натяг в соединениях такого типа невозможно, особенно в условиях тряски, вибраций и пульсации нагрузки. Не помогает в данном случае и позитивное стопорение (рис. 285, *II*), шплинты только предупреждают потерю болта или гайки, соединение же с течением времени все равно ослабевает и делается неработоспособным.

В тех случаях, когда применение коротких жестких болтов продиктовано необходимостью (например, случай крепления отъемных листовых элементов рам, облицовок и т. д.), приходится прибегать к периодическому осмотру и подтяжке ослабевших соединений (регулярная подтяжка всех болтовых соединений шасси и корпуса автомашин). Шплинтовку гаек в данном случае не применяют, так как она только затруднила бы подтяжку.

Рациональное решение задачи состоит в увеличении податливости системы. Длинные тонкие упругие болты (рис. 285, *III*) могут удерживать гайку от самоотвертывания; шплинтовка в данном случае является дополнительной

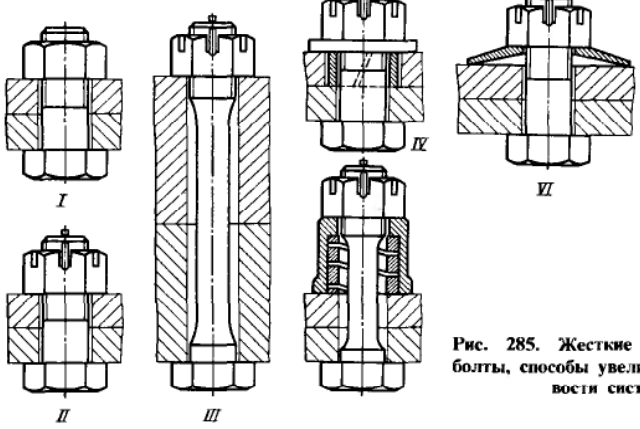


Рис. 285. Жесткие и податливые болты, способы увеличения податливости системы

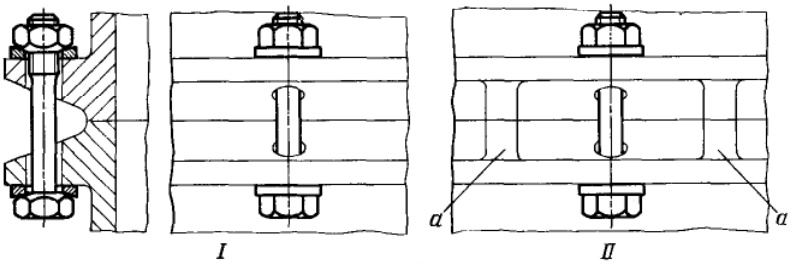


Рис. 286. Способы стягивания упругих фланцев (в случае *II* упругость фланцев ограничена перемычками *а*)

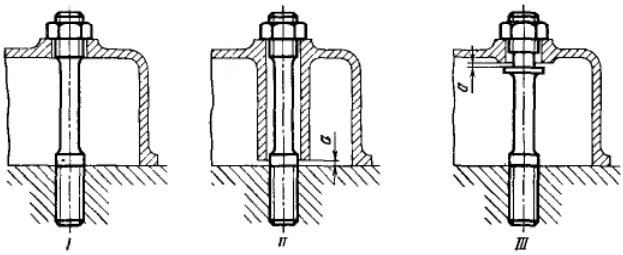


Рис. 287. Установка болта на упругой крышке

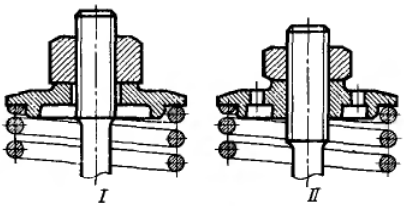


Рис. 288. Затяжка пружины. Стопорение гайки: *I* – силой упругости пружины; *II* – контргайкой

мерой предосторожности. Применение длинных болтов, однако, далеко не всегда возможно из-за габаритных условий; в этих случаях прибегают к установке специальных упругих элементов (рис. 285, *IV – VI*).

Аналогичный результат дает и повышение упругости стягиваемых деталей. На рис. 286, *I*, *II* приведены способы стягивания упругих фланцев; на рис. 287, *I*, *II*, *III* – прижима упругой крышки. Подобные конструкции, разумеется, применимы только в случае,

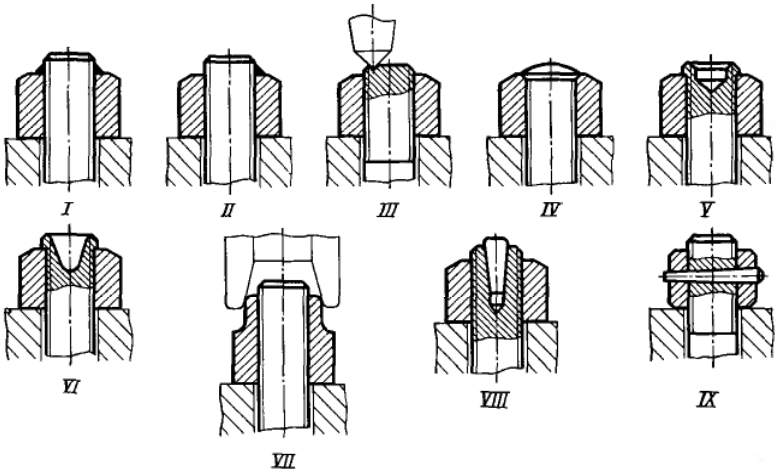


Рис. 289. Способы глухого стопорения гаек на болте

если детали изготовлены из прочного материала с высоким модулем упругости. В целях исключения перетяжки соединения вводят ограничители (рис. 287, *II*, *III*). Величина затяжки в данном случае определяется размером зазора *a*, выбираемого при затяжке.

Гайки, работающие под постоянным натягом сильных пружин (рис. 288, *I*), испытывают фрикционное стопорение. Однако при работе в условиях вибраций или под динамической нагрузкой целесообразно дополнительно стопорить гайку тем или иным способом (рис. 288, *II*).

Глухое стопорение применяют в случаях, когда гайку на болте устанавливают навсегда.

На рис. 289 показаны различные способы глухого стопорения: полной (*I*) или частичной (*II*) сваркой (пайкой) гайки и болта, раскернов кой (*III*), расклепкой (*IV*) или развальцовкой (*V*, *VI*), обжатием удлиненного «воротника» гайки (*VII*), расклиниванием конца болта коническим штифтом (*VIII*), прошпиливанием гайки и болта штифтом (*IX*).

Наиболее простым способом из указанных является сварка, особенно частичная (достаточно одной капли расплавленного металла).

СТОПОРЕНИЕ КОНТРГАЙКАМИ

Стопорение контргайками (рис. 290) применяют редко вследствие недостаточной надежности. Этому способу присущ и другой недостаток: при затяжке контргайка *1* (см рис. 290, *I*), вытягивая болт, принимает на себя всю нагрузку, в то время как основная гайка разгружается (рис. 291). Это заставляет иногда применять обратную схему: контргайку располагают под основной гайкой (см. рис. 290, *II*), что обеспечивает более благоприятное распределение сил. Иногда контргайку делают одной высоты с основной гайкой (рис. 290, *III*).

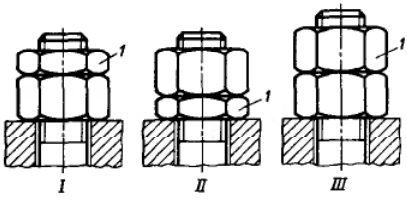


Рис. 290. Стопорение контргайками

Контргайки незаменимы в тех случаях, когда требуется бесступенчатая фиксация положения гайки на болте, особенно при значительном перемещении гайки вдоль болта. Примеры таких узлов изображены на рис. 292 (контргайка затягивает резьбу стержня, опираясь на деталь, в которую ввернут стержень).

Часто применяют стопорение контргайкой в узлах регулирования осевого натяга подшипников качения (рис. 293). На рис. 294, 295 показаны специальные конструкции контргаек.

На рис. 296 изображены конические контргайки, при применении которых увеличивается сцепление между контргайкой и основной гайкой. Для повышения сцепления в резьбе конические контргайки снабжают прорезями, увеличивающими податливость конуса в радиальном направлении (рис. 296, *II*, *III*). Излишняя податливость конуса может затруднить полную затяжку вследствие заклинивания гайки на резьбе на последних стадиях затяжки. Недостаток конических контргаек – усложнение обработки посадочных поверхностей конуса и возникновение повышенных напряжений смятия на опорных поверхностях.

На рис. 297 изображена упругая контргайка Палнэт (по названию фирмы «Polnut», выпускающей эти гайки). Гайку изготовляют из листовой закаленной стали. Она имеет один ви-

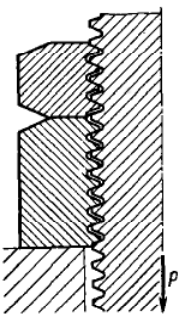


Рис. 291. Схема расположения витков контргайки и основной гайки относительно витков болта при затяжке контргайки

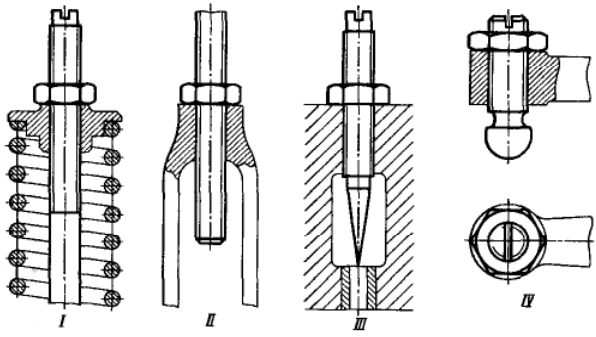


Рис. 292. Установка контргаек в узлах:
I – регулирования затяжки пружины; *II* – стяжного тендера; *III* – регулирования игольчатого клапана; *IV* – регулирования сферического толкателя

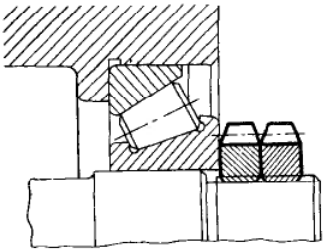


Рис. 293. Применение контргайки в узле регулирования осевого натяга конических роликовых подшипников качения

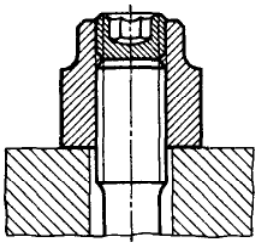


Рис. 294. Внутренняя контргайка, ввертываемая в нарезное отверстие

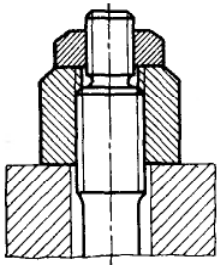


Рис. 295. Контргайка, навертываемая на хвостовик болта (резьба на хвостовике – левая, на болте – правая)

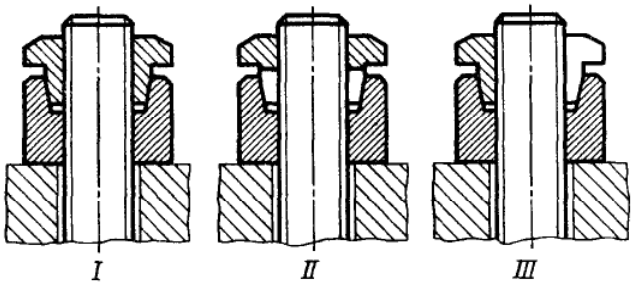


Рис. 296. Конические контргайки:
I – целая; *II* – с радиальными прорезями; *III* – разрезная

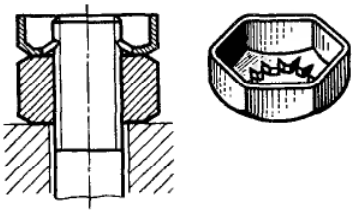


Рис. 297. Упругая контргайка Палиэт

ток резьбы, образованный отгибом по винтовой линии внутренних лепестков. К достоинствам этой конструкции следует отнести ее малую массу и наличие некоторой упругости, обеспечивающей более надежное сцепление гайки с болтом. В последнее время упругие контргайки выполняют как одно целое с основной гайкой.

СТОПОРЕНИЕ ШПЛИНТАМИ

Стопорение шплинтами (шплинтовка) гаек – надежный и очень распространенный способ стопорения, применяемый в наиболее ответственных узлах.

На рис. 298 для сравнения с более современными способами шплинтовки гаек приведен устаревший способ шплинтовки. Недостатки этого способа – ослабление болта на рабочем, напряженном участке, ограниченность хода гайки в пределах шплинтуемости.

В современных конструкциях (рис. 299) для увеличения хода затяжки (пределов шплинтуемости) в верхней части гайки делают пазы (обычно шесть – по числу граней гайки) глубиной h, существенно большей диаметра d шплинта. Шплинт, выполненный из проволоки полукруглого сечения, вводят в один из пазов гайки и в поперечное отверстие в верхней, ненагруженной, части болта; концы шплинта отгибают.

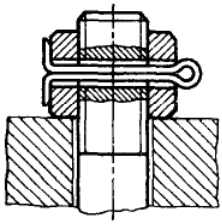


Рис. 298. Устаревший способ шплинтовки

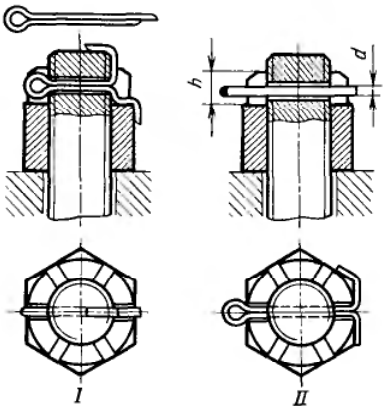


Рис. 299. Способы стопорения с отгибкой концов шплинта:
I – на торец болта и грань гайки; *II* – на грани гайки

Применяют два способа установки шплинтов. При первом способе (рис. 299, *I*) шплинт устанавливают плоскостью кольца параллельно оси болта; концы шплинта отгибают: один на грань гайки, другой на торец болта. При втором способе (рис. 299, *II*) шплинт устанавливают плоскостью кольца перпендикулярно к оси болта; концы шплинта отгибают на грани гайки.

Первый способ применяют чаще, так как он обеспечивает удобство монтажа и компактность конструкции. Однако второй способ увеличивает пределы шплинтуемости.

Гайки с шестью пазами (рис. 300, *I*) допускают возможность стопорения через каждые 60° поворота гайки. При шаге резьбы ~ 1,5 мм это соответствует вытяжке болта на 0,25 мм; регулировка силы затяжки, как видно, получается грубой.

Для увеличения дробности фиксации в болте иногда сверлят два взаимно перпендикулярных отверстия (рис. 300, *II*). В этом случае гайка может быть застопорена через каждые

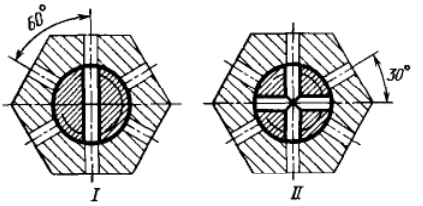


Рис. 300. Угол поворота гайки для шплинтовки:
I – при одном отверстии в болте; *II* – при двух взаимно перпендикулярных отверстиях

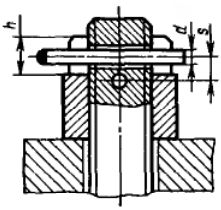


Рис. 301. Способ шплинтовки с увеличенным ходом гайки

30° поворота. Максимально возможное осевое перемещение гайки вдоль болта между крайними положениями стопорения составляет $t = h - d$ (где h – глубина паза; d – диаметр шплинта).

Для увеличения пределов шплинтуемости отверстия смещают относительно друг друга (рис. 301) на величину $s = h - d$ (не более). Этот способ применяют при длинных болтах, вытяжка которых при завертывании гайки может достигать значительной величины (0,5 мм и более).

Иногда применяют способ шплинтовки, при котором паз выполняют на конце болта, а отверстие – в гайке (рис. 302).

Шплинты изготовляют из мягкой стали и после однократного употребления заменяют новыми. На практике применяют и постоянные упругие шплинты из закаленной ста-

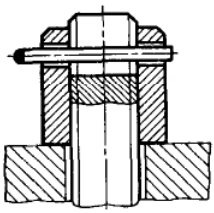


Рис. 302. Способ шплинтовки при наличии паза в болте и отверстий в гайке

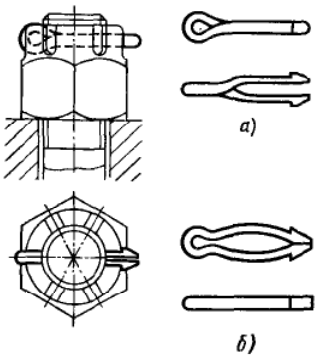


Рис. 303. Упругие шплинты (*а*, *б*)

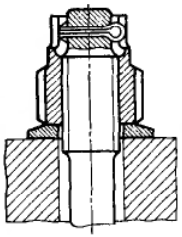


Рис. 304. Шлицевая гайка с упругим шплинтом

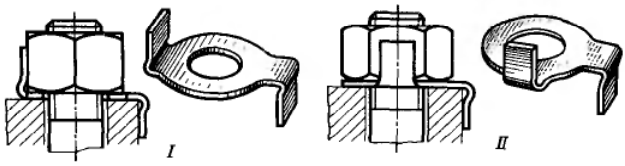


Рис. 305. Стопорение шайбой с отгибными лапками

ли (рис. 303). Концы упругих шплинтов снабжают зубчиками, которые надежно фиксируют шплинт после его установки.

На рис. 304 показан пример стопорения шлицевой гайки упругим шплинтом, проходящим через хвостовик болта.

СТОПОРЕНИЕ ШАЙБАМИ

Отгибные шайбы

Распространенным способом позитивного стопорения является стопорение отгибными шайбами.

Шайбы изготовляют из мягкой листовой стали и снабжают лапками. На рис. 305, *I*, *II* изображены наиболее часто применяемые формы отгибных шайб.

При установке шайбы под гайку одну из лапок фиксируют на стягиваемой детали (чаще всего отгибом на близлежащий уступ крепежного фланца), другую отгибают на грань гайки. Получается жесткая связь между гайкой и стягиваемой деталью (стопорение на корпус).

Помимо отгибки на фланец, практикуют и другие способы фиксации шайбы на стягиваемой детали, пользуясь для этого любыми подходящими элементами детали, находящимися поблизости от гайки. Иногда фиксирующие элементы приходится создавать искусственно: лапку заправляют в специально проделанное поблизости от гайки отверстие (рис. 306, *I*), или надевают ее на специально установленный для этой цели штифт (рис. 306, *II*), или фиксируют соседним болтом.

Фиксация стопорными шайбами применима для ввертных болтов и для гаек, навертываемых на шпильки. При стопорении гаек, навертываемых на болты (рис. 307), необходима одновременная фиксация головки болта от поворота. При стопорении одной гайки (рис. 307, *I*) болт может вывернуться из застопоренной гайки. Правильная конструкция с фиксацией гайки и болта показана на рис. 307, *II*. Фиксация стопорной шайбы на корпусе должна быть надежной и жесткой.

На рис. 308, *I* и *II* изображена неправильная установка шайбы: фиксирующая лапка отогнута на полукруглую бобышку корпуса; при от-

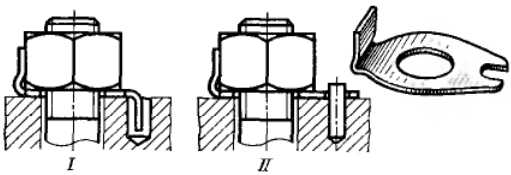


Рис. 306. Способы фиксации стопорной шайбы на корпусе

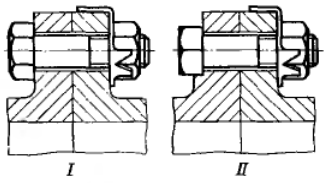


Рис. 307. Стопорение болта отгибной шайбой

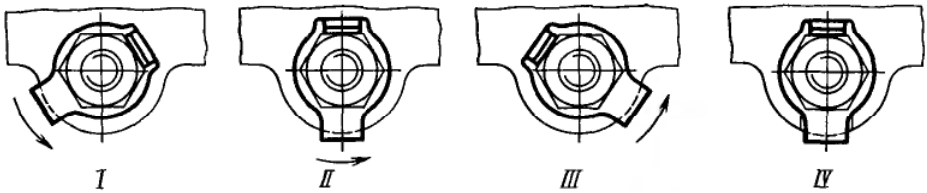


Рис. 308. Установка стопорной шайбы на фланце с полукруглыми бобышками

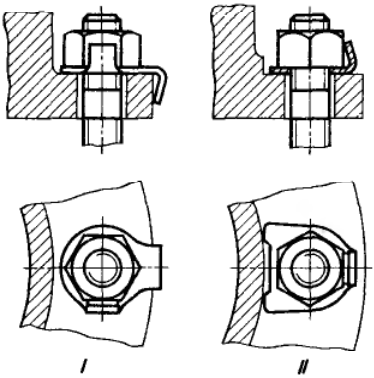


Рис. 309. Установка стопорной шайбы на цилиндрическом фланце:
I – неправильная; *II* – правильная

вертывании гайки лапка беспрепятственно проворачивается вокруг бобышки (в направлении, указанном стрелкой). На рис. 308, *III* показана более правильная установка: шайба не может повернуться вместе с гайкой, так как лапка упирается в прямолинейную часть корпуса. Но и эта установка не свободна от недостатков: при затяжке гайки приходится придерживать шайбу от проворота в направлении вращения гайки. На рис. 308, *IV* показана наиболее правильная конструкция: лапка заведена в наклонный паз, профрезерованный в теле бобышки; шайба зафиксирована от поворота в любом направлении.

Другой пример фиксации показан на рис. 309, *I*. Здесь лапка отогнута на уступ цилиндрического фланца. Несмотря на то, что центр фланца и ось поворота шайбы в данном случае не совпадают, фиксация шайбы неопределенна: шайба может провернуться на некоторый угол вокруг своей оси, достаточный для того, чтобы вызвать ослабление гайки. Правильной установкой в данном случае является или заведение фиксирующей лапки в паз на фланце, или (с целью сокращения механической обработки) упор шайбы в вертикальную пилиндрическую стенку детали (рис. 309, *II*).

На рис. 310 показана стопорная шайба с треугольным вырезом на лапке, позволяю-

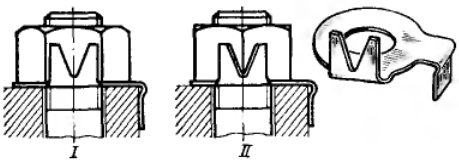


Рис. 310. Стопорная шайба с разрезной лапкой

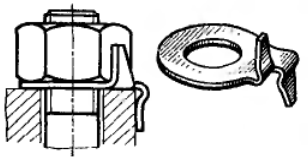


Рис. 311. Стопорная шайба с разрезной фиксирующей лапкой

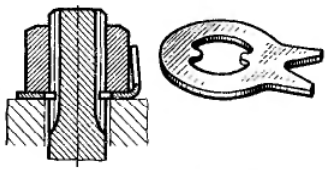


Рис. 312. Стопорение шайбой с отгибными лапками, фиксируемой канавками в теле болта

щим отгибать лапку не только на грань гайки (рис. 310, *I*), но и на угол шестигранника гайки (рис. 310, *II*), благодаря чему гайка может быть застопорена не через 60°, а через каждые 30° поворота.

На рис. 311 изображена стопорная шайба с разрезной лапкой: одну половину лапки отгибают на притягиваемую деталь, другую – на грань гайки.

На рис. 312 показан способ стопорения гайки на болт подкладной шайбой с отгибными лапками. Шайба имеет два усика, входящие в продольные канавки на болте; лапки отгибают на грани гайки. Недостаток этой конструкции – ослабление болта канавками.

На рис. 313 показана скоба с отгибными лапками для гаек, стягивающих цилиндрические фланцы. Симметричные скобы (рис. 313, *I*) вводят под головку болта и под гайку. Гайку

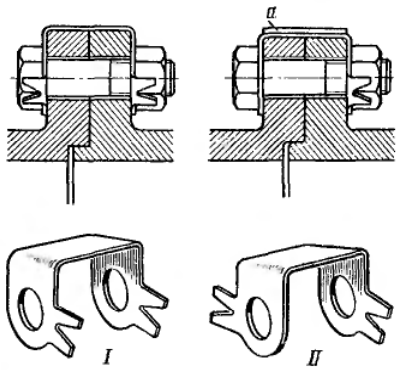


Рис. 313. Скобы для стопорения гайки и болта, стягивающего фланцы

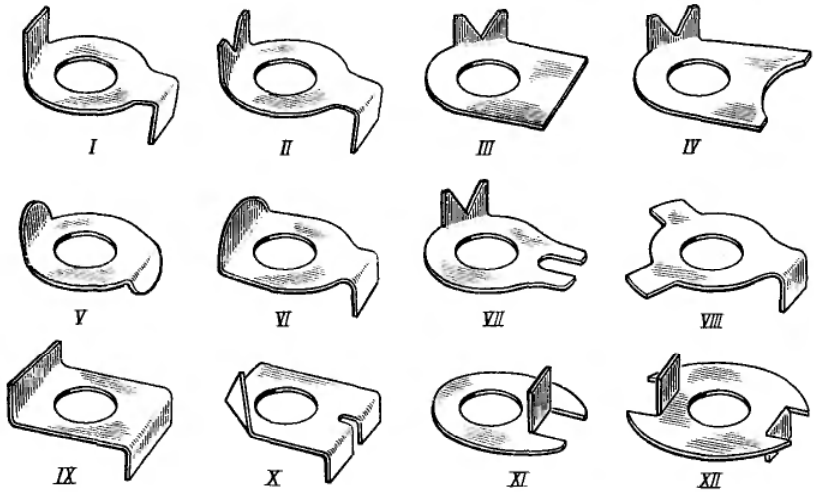


Рис. 314. Формы отгибных шайб

стопорят отгибом лапок. Сама скоба фиксируется от проворачивания отгибом лапок на головку болта.

Правильнее способ стопорения, показанный на рис. 313, *II*. Здесь скоба более надежно фиксируется от проворота пазом *а* во фланцах.

В зависимости от условия установки и способа фиксации на корпусе применяют отгибные шайбы различной формы (рис. 314, *I*–*XII*). Шайбы часто выполняют без лапок, в виде круглых, овальных или прямоугольных пластинок (рис. 314, *V*, *IX*, *X*). Фиксация шайбы на корпусе и гайки в данном случае достигается отгибом краев пластинок; иногда с вырубкой отгибаемых частей (рис. 314, *XI*, *XII*), что позволяет стопорить бесступенчато. Отгибные шайбы – стопоры разового применения. При каждой перетяжке соединения отгибные шайбы заменяют новыми.

Упругие шайбы

Стопорение упругими шайбами основано на создании постоянных сил трения в резьбе и на торце гайки. Таким образом, в данном случае сочетается принцип стопорения гайки «на болт» и «на корпус».

Силы трения препятствуют отвертыванию гайки при вибрациях, пульсации сил, действующих на соединение, а также при появлении остаточных деформаций в системе (например, при смятии опорных поверхностей). Чем больше упругость шайбы, тем надежнее стопорение.

За исключением особых случаев, упругие шайбы устанавливают так, чтобы при окончательной затяжке обеспечивался жесткий упор гайки в опорную поверхность стягиваемой детали.

Простейшая и наиболее часто применяемая (хотя далеко не самая совершенная) форма упругого стопорения – разрезная пружинная шайба – шайба Гровера (иногда называемая просто «гровером»). Шайба (рис. 315) представляет собой изготовленное из закаленной стали кольцо с косым разрезом под углом $\sim 15°$ к оси кольца. Наклон разреза делается левым для правой резьбы и правым для левой резьбы.

Концы шайбы слегка разведены и снабжены острыми кромками. При затяжке кольцо сжимается, кромки врезаются в тело гайки и в опорную поверхность (рис. 316), обеспечивая стопорение гайки «на корпус». Врезание заметно выражено в том случае, когда опорные поверхности имеют не слишком высокую твердость (HB < 300). В случае твердых металлов (закаленная, азотированная сталь и т. д.) дей-

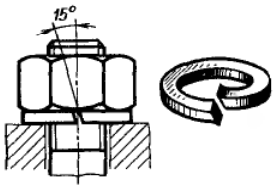


Рис. 315. Разрезная пружинная шайба (шайба Гровера)

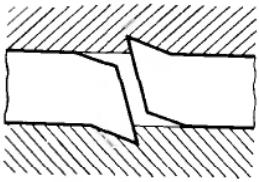


Рис. 316. К стопорящему эффекту шайбы Гровера

ствует только чисто упругое стопорение, отчего надежность контровки снижается.

Недопустима установка шайб Гровера на поверхностях мягких металлов (например, литые алюминиевые и магниевые сплавы): зубчики шайб портят такие поверхности. Применение стальных подкладных шайб (рис. 317, *I*) сводит на нет стопорящий эффект

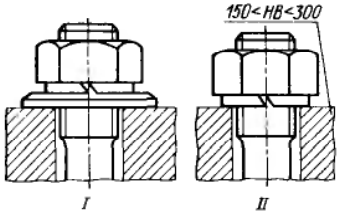


Рис. 317. Установка шайб Гровера с учетом твердости поверхностей

врезания зубчиков в тело корпуса. Нижняя граница применения шайб Гровера – металлы с твердостью HB≥150 (рис. 317, *II*).

Для работы соединения как упругой системы безразлично, где установлена шайба: под гайкой (рис. 318, *I*) или под головкой болта (рис. 318, *II*), или одновременно под гайкой и болтом (рис. 318, *III*); в последнем случае упругость системы увеличивается вдвое.

Основной недостаток шайбы Гровера заключается в том, что от увеличения сечения

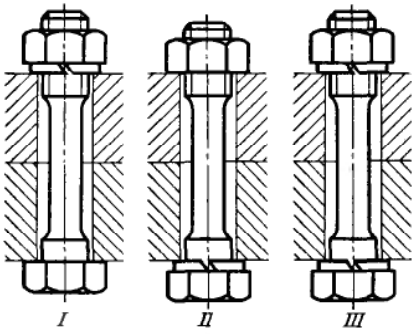


Рис. 318. Способы установки шайб Гровера

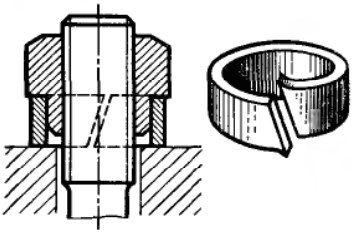


Рис. 319. Разрезная пружинная шайба повышенной жесткости

кольца в ширину и в высоту (рис. 319) возрастает развиваемая кольцом упругая сила, но не повышается упругая деформация. Другой существенный недостаток – неизбежность внецентренного приложения силы затяжки, вызванная тем, что сила затяжки передается гайке (и опорной поверхности) в большей степени на участке расположения храповых зубчиков, чем на остальной части окружности.

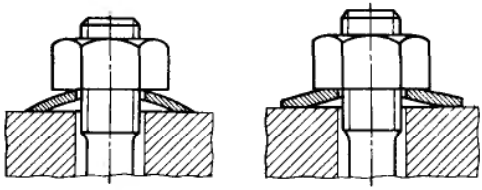


Рис. 320. Сферическая пружинная шайба

Рис. 321. Коническая пружинная шайба

Лучше в этом отношении пружинные шайбы сферические (рис. 320), конические (рис. 321), прямоугольные, выгнутые по цилиндру (рис. 322) и перекрученные плоские (рис. 323). Шайбы затягивают до расплющивания, что

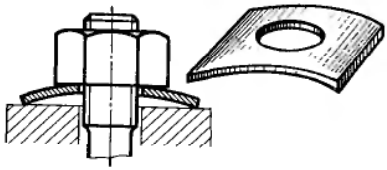


Рис. 322. Цилиндрическая пружинная шайба прямоугольной формы

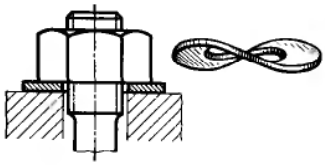


Рис. 323. «Перекрученная» пружинная шайба

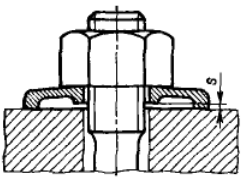


Рис. 324. Тарельчатая пружинная шайба

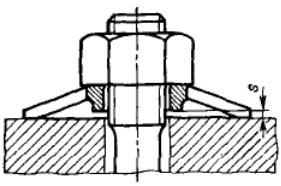


Рис. 325. Коническая пружинная шайба с радиальными прорезями

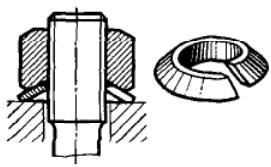


Рис. 326. Коническая разрезная пружинная шайба

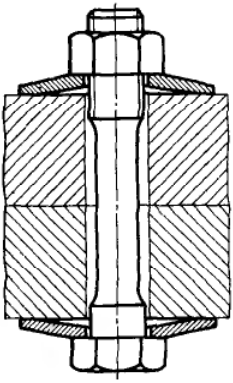


Рис. 327. Установка пружинных шайб под гайку и головку болта

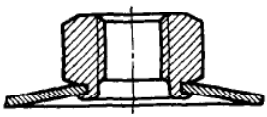


Рис. 328. Пружинная коническая шайба, вделанная в гайку

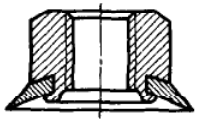


Рис. 329. Пружинная шайба, вделанная в гайку

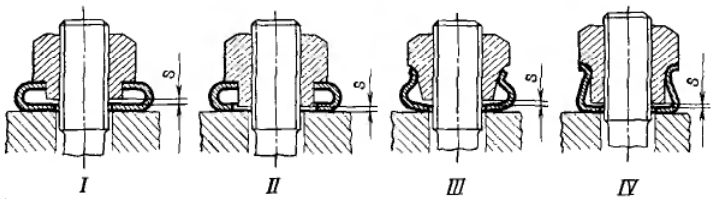


Рис. 330. Фасонные пружинные шайбы

обеспечивает жесткий упор гайки в опорную поверхность и возможность затяжки болта большой силой. В пружинной тарельчатой шайбе, изображенной на рис. 324, жесткий упор достигается после устранения зазора. Для увеличения упругости шайбы снабжают радиальными прорезями (рис. 325) или делают разрезными (рис. 326). Применяют установку шайб одновременно под гайку и под головку болта (рис. 327). Для удобства монтажа упругие шайбы иногда заделывают в гайку соединением, обеспечивающим возможность проворачивания гайки относительно шайбы (рис. 328, 329).

При необходимости увеличивать упругость применяют пружинные шайбы фасонного профиля (рис. 330, *I*–*IV*; 331). Конструкции по рис. 330, *II*, *III*, *IV* и 331 рассчитаны на применение «висячих» гаек, обладающих свойством более равномерного распределения нагрузки по виткам резьбы.

В узлах, требующих еще большей податливости, применяют набор тарельчатых пружин (рис. 332), цилиндрические (рис. 333) или конические (рис. 334) витые пружины или пружины сильфонного типа (рис. 335).

Применяют также конические кольцевые пружины (рис. 336) с одним кольцом (рис. 336, *I*) или с двумя, а иногда и с большим числом колец (рис. 336, *II*, *III*).

Конструкции на рис. 336, *I* и *III* приспособлены к применению «висячих гаек». Однако висящая часть гайки в данном случае подвергается сжатию действием сопрягающегося с ней конуса, что может свести на нет положительные свойства висячих гаек.

Для устранения сжатия резьбу на участке, соответствующем конической части гайки, удаляют, как показано на рис. 336, *IV*.

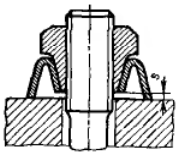


Рис. 331. Обратноконическая пружинная шайба

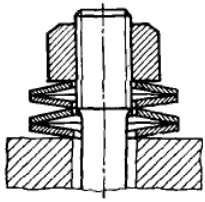


Рис. 332. Стопорение набором конических пружинных шайб

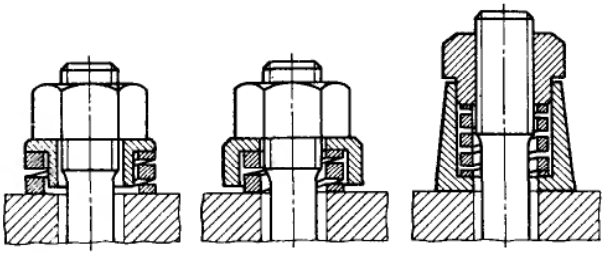


Рис. 333. Стопорение цилиндрической витой пружиной

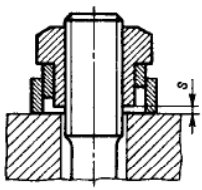


Рис. 334. Стопорение конической витой пружиной

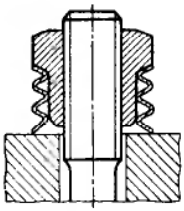


Рис. 335. Стопорение сильфонной пружиной

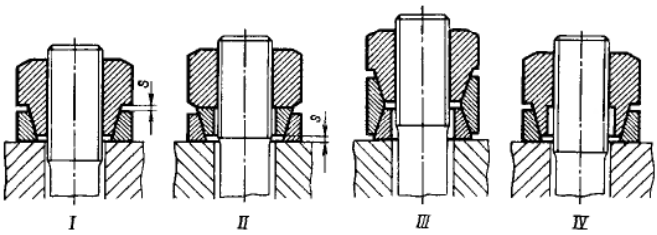


Рис. 336. Стопорение коническими кольцевыми пружинами

При групповой установке болтов (например, на цилиндрических фланцах) возможно упругое стопорение всей группы болтов введением между стягиваемыми фланцами цилиндрических витых пружин (рис. 337, *I*), упругих прокладок (рис. 337, *II*), кольцевых пружинных шайб разного профиля (рис. 337, *III*, *IV*).

Для стопорения гаек применяют упругие прокладки из синтетических материалов (найлона, капрона, акрилона и т. д.). Примеры таких конструкций показаны на рис. 338, 339.

В конструкции на рис. 338 под гайку устанавливают пластмассовую шайбу, первоначальная форма которой показана на рис. 338, *I*. После затяжки шайба деформируется (рис. 338, *II*). При этом материал шайбы затекает в витки резьбы, обеспечивая стопорение гайки и вместе с тем герметичность соединения, что бывает необходимым при определенных случаях установки. Аналогичным образом работает стопорно-герметизирующая прокладка, показанная на рис. 338, *III*.

В конструкциях на рис. 339, *I*, *II*, *III* применены втулки из пластмасс, заключенные в металлические корпуса. В свободном состоянии торцы втулок слегка выступают из корпусов. При затяжке втулки деформируются, создавая натяг и вместе с тем герметизируя соединение.

В некоторых случаях гайки затягивают до

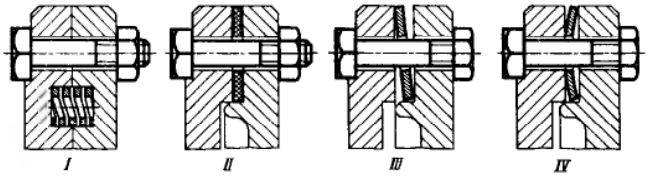


Рис. 337. Групповое упругое стопорение болтов на цилиндрическом фланце

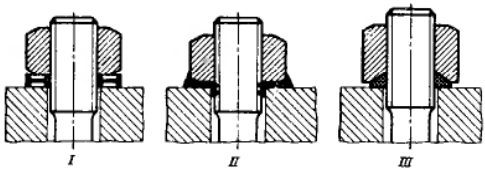


Рис. 338. Стопорение пластмассовой прокладкой

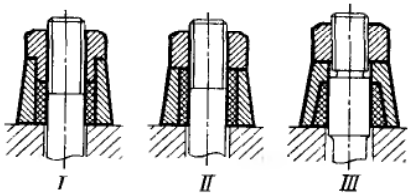


Рис. 339. Стопорение пластмассовыми втулками, заключенными в корпуса

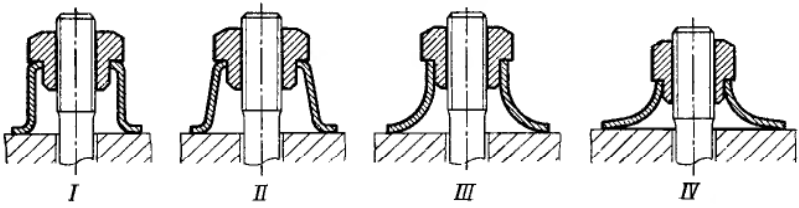


Рис. 340. Установка гаек с упором на полужесткие втулки

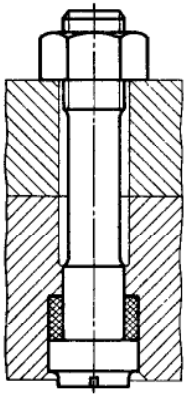


Рис. 341. Установка болта на упругой втулке

упора в упругий элемент, который в данном случае (в противоположность описанным выше конструкциям) нагружен полной силой затяжки и должен быть достаточно жестким и прочным. На рис. 340, *I – IV* показаны примеры подобных конструкций (в порядке возрастающей податливости).

На рис. 341 изображена установка болта с передачей полной силы затяжки на втулку из упругого материала, заведенную под головку болта. Возможность вытекания материала втулки из-под головки предупреждается плотной посадкой в корпус головки и прилегающего к ней цилиндрического пояска на теле болта.

Храповые шайбы

При этом способе под гайку подкладывают шайбы, выполненные из закаленной стали и снабженные зубчиками (рис. 342 – 344). Форма зубчиков такова, что они, не мешая завертыванию гайки, препятствуют ее отвертыванию, впиваясь своими острыми гранями в торец гайки и в опорную поверхность корпуса и действуя наподобие храповых собачек (откуда и возникло название шайб).

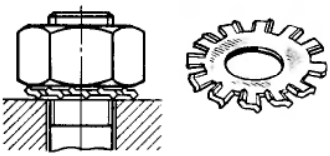


Рис. 342. Стопорение гайки храповой шайбой с наружными зубцами

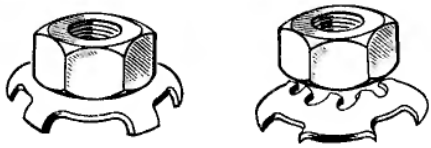


Рис. 343. Стопорение гайки выпуклой храповой шайбой с наружными зубцами

Рис. 344. Стопорение гайки выпуклой храповой шайбой с наружными и внутренними зубцами

Вместе с тем зубчикам, а иногда и шайбе в целом придают известную упругость, благодаря которой описанный эффект сохраняется и при небольшом ослаблении затяжки, а также при вибрациях и пульсации сил, действующих на соединение. Таким образом, стопорение осуществляется отчасти по принципу упругого стопорения, отчасти по принципу жесткой связи между гайкой и корпусом; гайка стопорится и «на болт» и «на корпус».

Рис. 345. Гайка со встроенной храповой шайбой

Для упрощения монтажа храповые шайбы иногда встраивают в гайку (рис. 345, 346), обеспечивая в соединении возможность вращения гайки относительно шайбы.

Рис. 346. Гайка со встроенной храповой шайбой квадратной формы

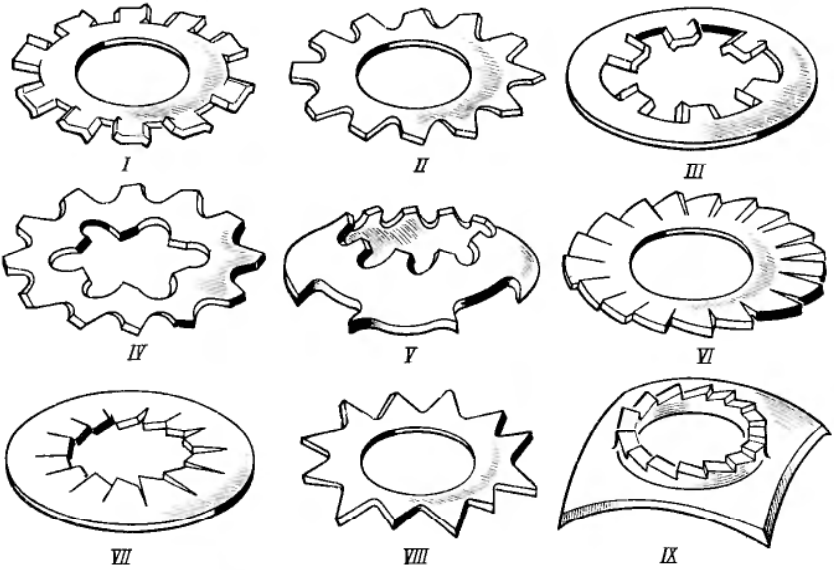


Рис. 347. Формы храповых шайб

Храповые шайбы не применяют, если притягиваемая деталь изготовлена из мягкого (алюминиевые и магниевые сплавы) или из очень твердого металла (закаленная сталь). В первом случае шайбы портят поверхность детали, во втором – эффективность стопорения значительно снижается: остается только пружинный эффект, а храповой исчезает. Целесообразная область применения храповых шайб – детали с твердостью в пределах HB 250–300. На рис. 347, *I – IX* показаны наиболее употребительные храповые шайбы.

ПЛАСТИНЧАТЫЕ СТОПОРЫ

Пластинчатый стопор представляет собой пластинку с вырезами под шестигранник гайки. Стопор устанавливают около гайки и крепят к корпусу обычно в двух точках (для того чтобы предупредить самопроворачивание стопора).

На рис. 348, *I – IV* показаны различные формы стопорных пластинок. Конструкция, изображенная на рис. 348, *IV*, увеличивает дробность фиксации.

К недостаткам стопоров относятся сложность крепления стопора и необходимость стопорения деталей, крепящих стопор. По этой причине пластинчатые стопоры применяют чаще всего для стопорения парных болтов, когда пластинка крепится самими стопоримыми гайками.

На рис. 349 показан удобный в монтаже (хотя и сложный) способ стопорения при помощи шайбы с вырезами под шестигранник. Шайба имеет усик *а*, фиксирующий ее на корпусе. При помощи трех лапок *б* к шайбе наглухо

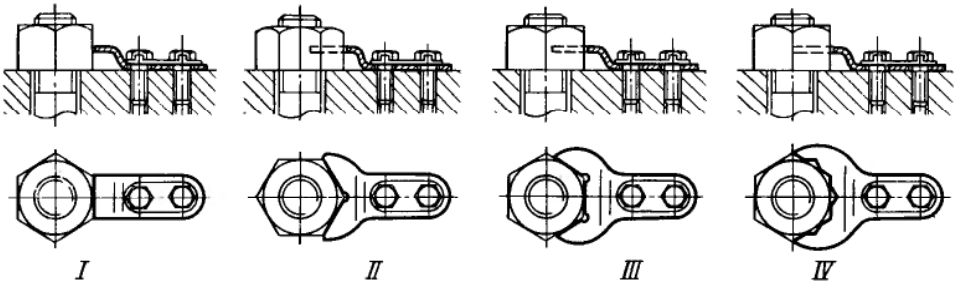


Рис. 348. Стопорение гаек пластинками

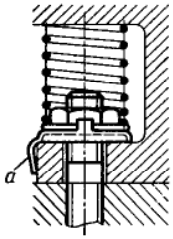
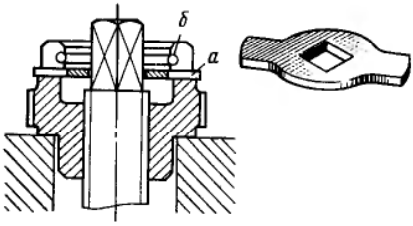


Рис. 349. Стопорение гайки накладной шайбой с заделанной пружиной

Рис. 350. Стопорение гайки фасонной шайбой



крепится пружина, фиксирующая гайку в осевом направлении.

Шайбу устанавливают на затянутую гайку, предварительно сжав пружину; после установки пружина расправляется, упираясь свободным концом в выступ детали, и фиксирует шайбу.

На рис. 350 изображен способ стопорения, применяемый для крупных болтов. Болту придан квадратный хвостовик, на который надевается стопорная шайба *а*; усики шайбы входят в прорези гайки. Шайба фиксируется в осевом направлении зегером *б*.

ВЯЗКА ПРОВОЛОКОЙ

Во многих случаях применяют стопорение гаек при помощи проволоки. Проволоку пропускают через отверстие в гранях стопоримой гайки и через отверстие в смежной гайке или в каком-нибудь близлежащем элементе детали, или в специально устанавливаемом элементе (винт, штифт и т. д.). Концы проволоки скручивают плоскогубцами (рис. 351).

Операцию сверления отверстий в гайках выполняют в специальных приспособлениях. Обычно сверлят три отверстия (рис. 351, *I*), реже шесть (рис. 351, *II*). При таком способе стопорения увеличение числа отверстий не имеет смысла, так как правильная вязка может быть осуществлена при большом угле поворота гайки; в отличие от большинства других позитивных способов стопорения вязка позволяет осуществить практически бесступенчатую угловую фиксацию гайки.

На рис. 351, *III* показан способ вязки через пазы корончатой гайки и отверстие в болте. Этот способ обеспечивает, с одной стороны, фиксацию гайки на болту, с другой – фиксацию болта относительно корпуса.

Отверстия под вязку в головках болтов обычно сверлят перпендикулярно граням (рис. 351, *IV*). Пример стопорения пробки вязкой проволокой показан на рис. 352.

При вязке надо соблюдать следующее правило: натяжение, возникающее при скручивании концов проволоки, должно создавать момент, способствующий завертыванию стопоримой гайки (рис. 353, *III*). При противоположном направлении вязки (рис. 353, *I*) проволока не предотвращает самоотвертывания гайки; напротив, появляется момент, способ-

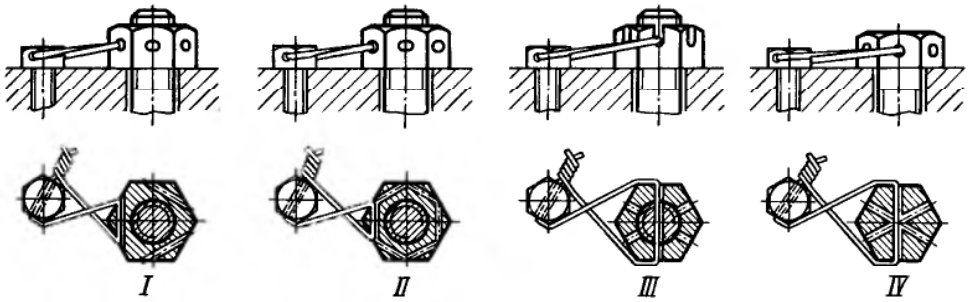


Рис. 351. Стопорение гаек вязкой проволокой

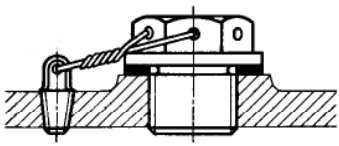


Рис. 352. Стопорение пробки вязкой проволокой ►

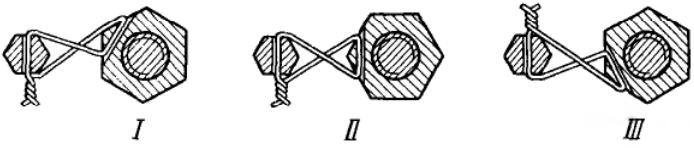


Рис. 353. Способы вязки: *I*, *II* – неправильные; *III* – правильный

ствующий отвертыванию гайки. Стопорение получается ненадежным и в случае «безразличного» направления натяжения (рис. 353, *II*).

САМОКОНТРЯЩИЕСЯ ГАЙКИ

Правильно сконструированные самоконтрящиеся гайки должны отвечать следующим условиям:

стопорение гайки должно быть надежным;

конструкция должна обеспечивать легкое завертывание гайки вплоть до последней стадии затяжки;

конструкция не должна мешать полной затяжке соединения;

конструкция должна допускать многократное применение гайки;

конструкция должна допускать применение стандартных ключей;

конструкция должна допускать применение механизированных способов завертывания (при помощи гайковертов и т. д.).

Как правило, действие самоконтрящихся гаек основано на принципе фрикционного стопорения, т. е. создания повышенного трения в витках резьбы. Наиболее совершенны гайки, у которых повышенное трение создается только в конце затяжки. В конструкциях подобного рода в большей или меньшей степени используют упругие свойства материала гайки, поэтому почти все самоконтрящиеся гайки нуждаются в термообработке.

Наиболее простой способ увеличения трения – это применение посадок с натягом для резьбовых деталей или резьб с разным шагом в гайке и на болте. В первом случае завинчивание деталей затруднительно, и поэтому этот способ применяют преимущественно в глухих соединениях (например, при установке шпилек в корпуса) или в тех случаях, когда необходимо фиксировать гайку в любом осевом положении на стержне.

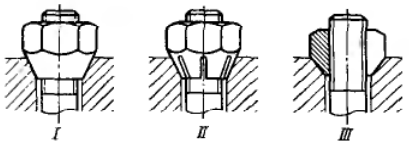


Рис. 354. Конические самоконтрящиеся гайки: *I* – целая; *II* – с прорезным конусом; *III* – разрезная коническая

Самоконтрящиеся гайки с коническими опорными поверхностями (рис. 354), основанные на принципе сжатия резьбы (а также создания повышенного трения на опорных поверхностях в конце затяжки), применяют в настоящее время редко в силу следующих присущих им недостатков:

необходимости специальной обработки посадочных поверхностей в корпусах;

создания дополнительных напряжений растяжения в корпусах; опасности смятия конических опорных поверхностей в корпусах (особенно при малых углах конуса);

невозможности в ряде случаев (особенно при разрезных конусах) полной затяжки соединения вследствие защемления резьбы на участке расположения конуса.

На рис. 355 показан простейший способ увеличения трения в резьбе к концу затяжки путем деформации последних (по ходу завертывания гайки) витков резьбы (например, керновкой). Недостаток этого способа – отсутствие упругости, необходимой для поддержания натяга в резьбе при всех условиях работы.

На рис. 356 изображены самоконтрящиеся гайки с удлиненной коронкой, целой или разрезной, которая при изготовлении обжимается. При завертывании гайки в момент, когда нарезная часть болта входит в обжатый участок, в резьбе возникает повышенное трение. Гайки с разрезными коронками (рис. 356, *II*) обеспечивают более надежное стопорение благодаря упругости лепестков коронки.

На рис. 357, *I* – *V* показаны самоконтрящиеся гайки с вставками из пластмассы. При завертывании гайки нарезной стержень болта нарезает резьбу во вставке; упругость вставки тормозит гайку и при повторных завертываниях.

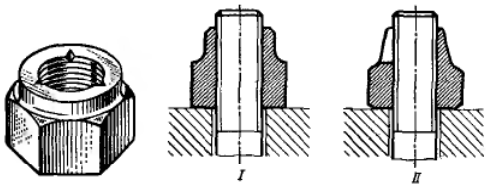


Рис. 355. Гайка с деформированной резьбой

Рис. 356. Гайка с обжатой коронкой: *I* – целой; *II* – разрезной

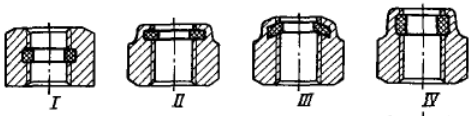


Рис. 357. Самоконтрящиеся гайки с пластмассовыми вставками:
I–IV – кольцевыми; *V* – штифтовыми

На рис. 358 изображены гайки с упругим нарезным венчиком. При изготовлении после нарезания резьбы венчик слегка осаживают так, что витки резьбы смещаются в осевом направлении относительно основной резьбы. При завертывании гайки нарезной конец болта приподнимает венчик, благодаря чему в резьбе создается осевой натяг.

Гайка на рис. 358, *I* приспособлена только под накидной ключ; гайка на рис. 358, *II* может быть завернута торцовым ключом; на рис. 358, *III* изображена гайка с повышенной упругостью венчика, скрепленного в данном случае с телом гайки узким мостиком *а*.

На рис. 359 показаны конструкции, в которых в верхней части гайки проделывают прорези, после чего подрезанную часть гайки обжимают или осаживают. Действие гайки в этом случае аналогично описанному выше.

В конструкциях, изображенных на рис. 360, гайки снабжены удлиненной коронкой, которая или осажена, или несколько перекручена относительно основной резьбы. Для увеличения податливости на пояске между коронкой и телом гайки проделывают радиальные отверстия.

На рис. 361 показаны самоконтрящиеся гайки, действие которых основано на известном явлении самозатягивания упругого витка при

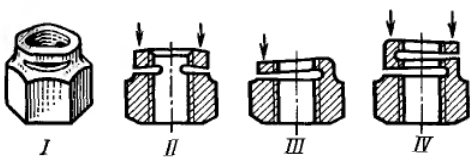


Рис. 359. Самоконтрящиеся прорезные гайки:
I – с тремя прорезями; *II* – с двумя прорезями; *III* – с одной прорезью; *IV* – с двойной прорезью

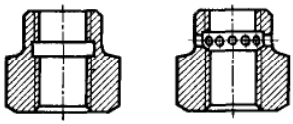


Рис. 360. Самоконтрящиеся гайки с осаженной и перекрученной коронками

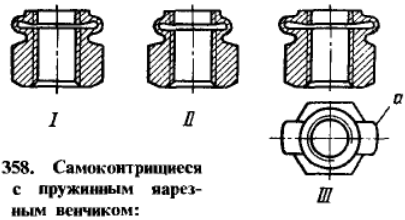


Рис. 358. Самоконтрящиеся гайки с пружинным нарезным венчиком:
I – под накидной ключ; *II* – под торцовый и накидной ключи; *III* – с венчиком повышенной упругости

вращении его по валу (этот принцип используют в некоторых конструкциях колес свободного хода). В верхней части гайки при помощи прорези образован виток, скрепленный с телом гайки короткой перемычкой; конец витка смещен к центру гайки для создания первоначального натяга. При завертывании гайки виток не препятствует вращению; при отвертывании возникает повышенное трение, тормозя-

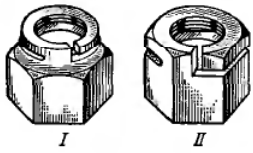


Рис. 361. Гайки с самозатягивающимся витком:
I – корончатая; *II* – шестигранная

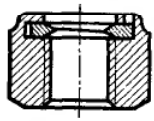


Рис. 362. Гайка с самозатягивающимся вставным витком

щее гайку. На рис. 362 представлена аналогичная по принципу действия конструкция. В данном случае пружинный виток выполнен отдельно и заделан в гайку завальцовкой.

На рис. 363 показаны гайки с упругим элементом, состоящим из нескольких лепестков, концы которых расположены по винтовой линии и образуют полный виток. Виток или несколько смещен в осевом направлении по отношению к основной резьбе, или поджат к центру гайки. При завертывании нарезной конец болта в первом случае раздвигает лепестки, а во втором – приподнимает их, бла-

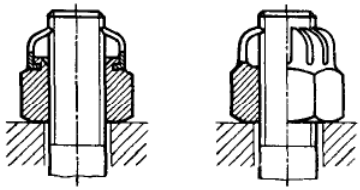


Рис. 363. Самоконтрящиеся лепестковые гайки

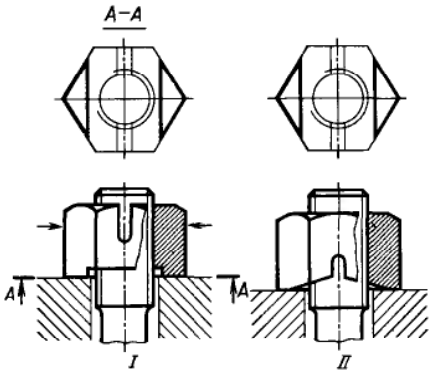


Рис. 364. Самоконтрящиеся гайки с двусторонним натягом в резьбе, пропорциональным силе затяжки гайки

годаря чему в соединении образуется упругий натяг.

На рис. 364, 365 изображены самоконтрящиеся гайки, действие которых основано на весьма целесообразном принципе создания в резьбе натяга, пропорционального силе затяжки.

Аналогично устроена гайка, изображенная на рис. 364, *II*.

В конструкциях, показанных на рис. 365, создается всесторонний кольцевой натяг в верхней части резьбы. У гайки на рис. 365, *I* опорная поверхность кольцевая. В верхней части гайки проделано несколько радиальных пазов. Силы затяжки, приложенные к кольцевой опорной поверхности, вызывают смещение верхних участков гайки к центру, сопровождающееся всесторонним зажимом резьбы. На аналогичном принципе основаны конструкции, представленные на рис. 365, *II*, *III*, *IV*.

Все конструкции гаек на рис. 364, 365 обладают дополнительным преимуществом – равномерным распределением нагрузки по виткам резьбы.

Для поддержания постоянного натяга при пульсациях осевой нагрузки и вибрациях необходимо применять упругие болты или упругие элементы (рис. 366).

На рис. 367, *I – IV* изображены самоконтрящиеся гайки, у которых торможение осуществляется упругими элементами, включенными

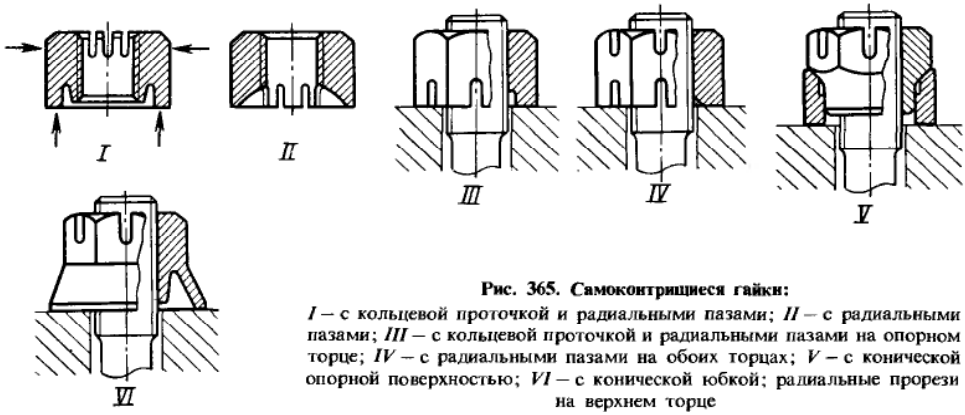


Рис. 365. Самоконтрящиеся гайки:

I – с кольцевой проточкой и радиальными пазами; *II* – с радиальными пазами; *III* – с кольцевой проточкой и радиальными пазами на опорном торце; *IV* – с радиальными пазами на обоих торцах; *V* – с конической опорной поверхностью; *VI* – с конической юбкой; радиальные прорези на верхнем торце

Создание такого натяга достигается разными способами. Например, в случае, представленном на рис. 364, *I*, в опорном торце гайки проделан продольный паз; гайка опирается на опорную поверхность двумя площадками (выделенными жирными линиями на разрезе *А – А*). В верхней части проделан сквозной шлиц, параллельный пазу. Таким образом, гайка получается как бы разрезанной на две половины, соединенные друг с другом перемычкой. Силы затяжки, приложенные к опорным площадкам, вызывают перекос половин, которые, действуя наподобие рычагов первого рода, сжимают резьбу в верхней части гайки силой, пропорциональной силе затяжки.

в конструкцию самой гайки. В гайке на рис. 367, *III* совмещены принципы упругого стопорения и зажима резьбы при затяжке. На рис. 367, *IV* показана упругая гайка с храповыми зубчиками на опорной поверхности. Общий недостаток гаек на рис. 367 – повышенное трение при затяжке из-за большого

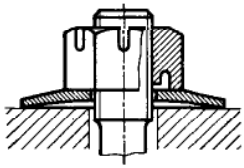


Рис. 366. Самоконтрящаяся гайка с упругой шайбой

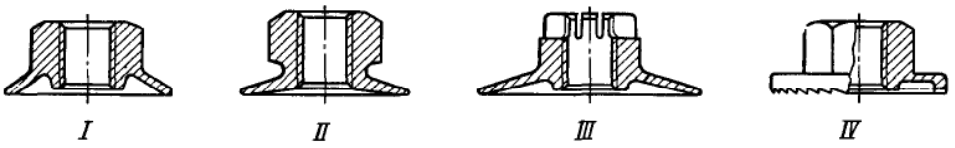


Рис. 367. Самоконтрящиеся упругие гайки

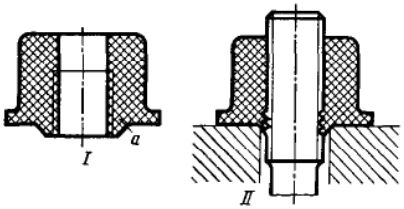


Рис. 368. Самонарезающиеся пластмассовые гайки

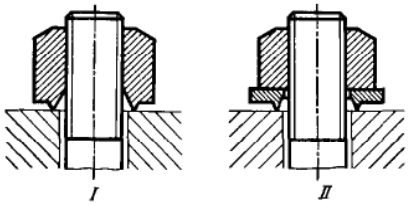


Рис. 369. Самоконтрящиеся герметизирующие гайки для глухих соединений

диаметра опорных поверхностей. Конструкции со встроенными упругими элементами в этом отношении значительно лучше.

На рис. 368, *I*, *II* представлены самоконтрящиеся гайки из пластика (найлона), предназначенные для несения небольших нагрузок. Гайка снабжена резьбой лишь на некотором участке внутреннего отверстия. При навертывании гайки болт нарезает резьбу на гладком участке отверстия, благодаря чему получается соединение с натягом. Кроме того, создается натяг вследствие затекания материала конического выступа *a* в резьбу болта.

На рис. 369, *I* изображена самоконтрящаяся гайка для глухих соединений с корпусами из пластичных металлов. На торце гайки имеется кольцевой выступ, который при затяжке загоняет материал корпуса на витки резьбы, обеспечивая натяг (и герметизацию) резьбы. На рис. 369, *II* изображена конструкция с подкладной шайбой, обеспечивающая только герметизацию резьбы.

СТОПОРЕНИЕ КОЛЬЦЕВЫХ ГАЕК

На рис. 370 представлены ныне почти вышедшие из употребления способы стопорения наружных кольцевых гаек нажимными винтами. Способ, изображенный на рис. 370, *I*, отличается тем, что нажимной винт сминает и портит резьбу; введение вставок (рис. 370, *II*, *III*) из мягкого материала (бронзы, пластиков и т. д.) устраняет этот дефект, но усложняет монтаж и демонтаж гайки.

На рис. 371 показан также редко применяемый способ, при котором гайка прорезается на некотором участке пазом; разрезанные части гайки стягиваются (рис. 371, *I*) или распираются (рис. 371, *II*) винтом, благодаря чему в витках на прорезанном участке создается натяг. Недостаток этого способа – значительное ослабление гайки.

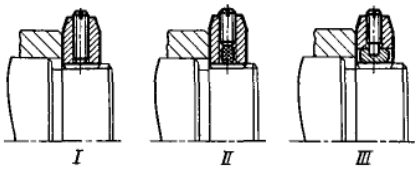


Рис. 370. Стопорение кольцевых гаек нажимом винта: *I* – на резьбу; *II*, *III* – через прокладки из мягкого материала

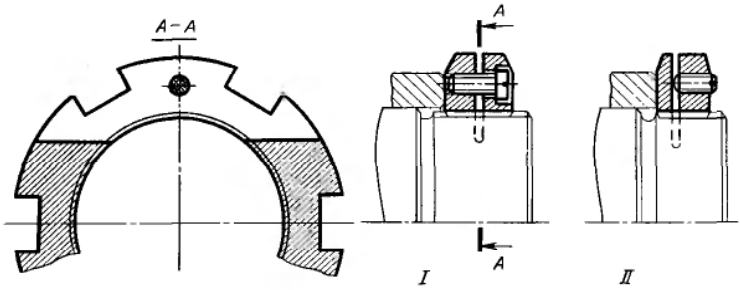


Рис. 371. Стопорение кольцевых гаек стяжным (*I*) и распорным (*II*) винтами

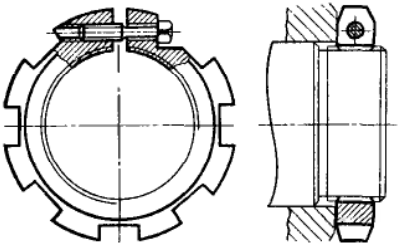


Рис. 372. Разрезная кольцевая гайка

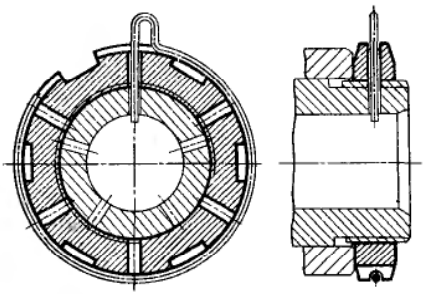


Рис. 373. Стопорение кольцевой гайки пружинным кольцом

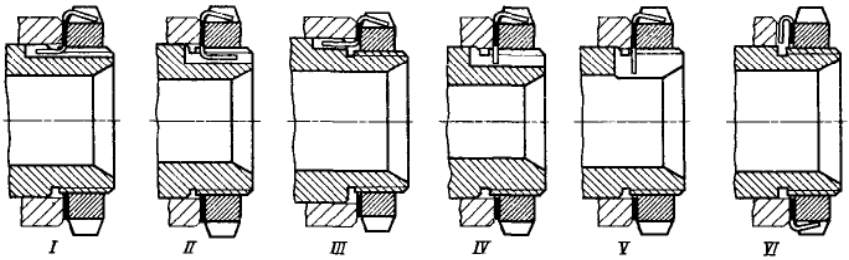


Рис. 374. Способы фиксации стопорной шайбы на валу:
I, *III* – введением лапки в паз в корпусе; *II* – введением лапки в паз в гайке; *IV* – введением лапки в глубокий паз; *V* – введением лапки в прорезь на торце вала; *VI* – введением лапки в прорезь на торце притягиваемой детали

По этой же причине вышли из употребления и разрезные гайки (рис. 372). Их изредка применяют в тех случаях, когда необходимо фиксировать осевое положение гайки на валу в пределах значительной длины нарезанного участка вала.

Редко применяют и способ стопорения пружинным разрезным кольцом (рис. 373). Недостаток этого способа – ненадежная фиксация кольца на гайке; способ неприменим для быстроходных валов вследствие того, что кольцо под действием центробежных сил выходит из канавки.

На рис. 374 показаны наиболее распространенные способы стопорения с помощью шайб с отгибными лапками (иногда называемых лепестковыми шайбами).

Стопорная шайба затягивается между устанавливаемой на вал деталью и гайкой. Одну из лапок, предупреждающую проворачивание шайбы на валу, заводят в паз на валу; другую лапку отгибают в паз гайки.

Стопорные шайбы изготовляют из мягкой листовой стали толщиной 0,5 – 1,2 мм. После разового употребления шайбы заменяют новыми.

Применяют два основных способа фиксации стопорной шайбы на валу. При первом способе фиксирующую лапку отгибают «от гайки» (рис. 374, *I*), при втором – «под гайку» (рис. 374, *II*). Паз во втором случае должен быть более глубоким, поэтому на практике предпочитают первый способ.

Иногда, если допускает толщина стенок вала, паз делают настолько глубоким, чтобы в него можно было ввести фиксирующую лапку без отгиба (рис. 374, *III*, *IV*). Это повышает надежность фиксации.

Иногда паз заменяют сквозной прорезью в валу (рис. 374, *V*). При этом способе фиксации сильно ослабляется вал. Этот способ применим только при концевой установке гайки, тогда как предыдущие способы используют и при промежуточной установке гайки, например на ступенчатых валах

На рис. 374, *VI* показан способ отгиба фиксирующей лапки стопорной шайбы в торцовый паз на затягиваемой детали (как правило, зафиксированной относительно вала шпонкой или шлицами). Способ технологичный и вполне надежный.

На рис. 375, *I* – *IV* представлены способы установки стопорной шайбы с подкладной массивной шайбой на ступенчатых валах.

Неправильно располагать шайбу в зоне выточки за резьбой (рис. 376, *I*); шайба в данном

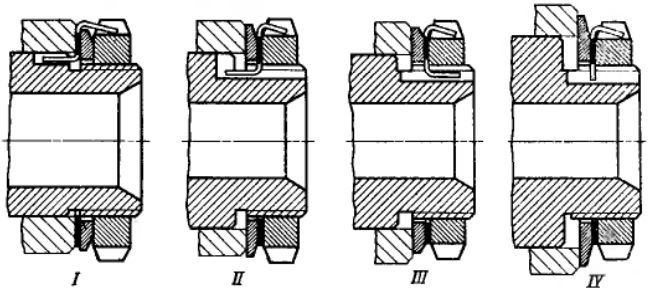


Рис. 375. Способы установки стопорной шайбы на ступенчатых валах с применением подкладной шайбы

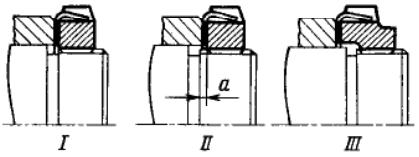


Рис. 376. Способы центрирования стопорной шайбы на валу:

I – без центрирования; *II* – по резьбе; *III* – посадочной поверхностью вала

случае может запасть в выточку. Шайбу следует центрировать на резьбе, для чего резьба должна выступать на некоторую длину *a* за гайку (рис. 376, *II*), или, лучше, на гладкой поверхности вала (рис. 376, *III*). В последнем случае гайка должна быть поднутрена.

При совместной установке стопорной и подкладной шайб они должны быть центрированы. Неправильная и правильные конструкции для этого случая показаны на рис. 377.

Описанные способы допускают фиксацию гайки через углы, равные углу между шлицами. Дробность фиксации можно повысить применением нониусного эффекта, т. е. приданием стопорной шайбе нескольких отгибных лапок, расположенных под углом, отличным от угла между шлицами. Лапки могут быть расположены пучком (рис. 378, *I*) или распределены по всей периферии шайбы (рис. 378, *II*). Во втором случае можно добиться практически сколь угодно высокой дробности.

Возможна также фиксация гайки в любом положении, если сделать стопорную шайбу

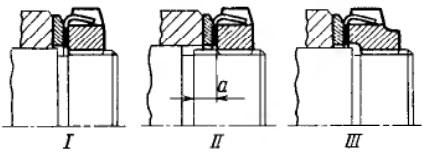


Рис. 377. Способы центрирования стопорной и подкладной шайб на валу:

I – без центрирования; *II* – по резьбе; *III* – посадочной поверхностью вала

круглой с диаметром, равным диаметру отгибных лапок (рис. 379, *I*). В этом случае, затянув гайку на нужный угол, намечают на шайбе чертилкой профиль любого паза гайки, делают на этом месте две просечки в шайбе, вторично устанавливают шайбу на вал и отгибают просеченный участок в паз. Этот способ – малопроизводительный, но допускает, помимо бесступенчатой установки, многократное использование шайбы. Иногда участки шайбы, находящиеся против пазов гайки, заминают во впадины (рис. 379, *II*).

На рис. 380, *I* – *IV* показаны способы изготовления пазов на валу. Из всех этих способов

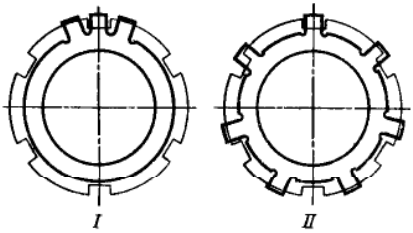


Рис. 378. Варианты расположения отгибных лапок на гайке:

I – пучком; *II* – по периферии с использованием нониусного эффекта

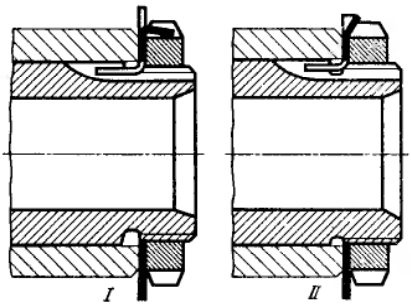


Рис. 379. Способы фиксации гайки в любом положении:

I – вырубкой лапки в круглой шайбе увеличенного диаметра; *II* – загибом кромки шайбы в паз гайки

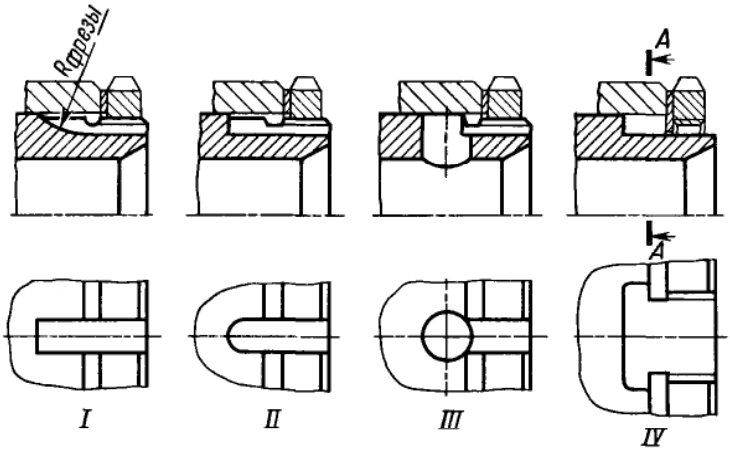


Рис. 380. Способы изготовления фиксирующего паза на валу:
I и *II* – фрезерованием соответственно дисковой и пальцевой фрезой; *III* – строганием; *IV* – паз заменен лыской по валу

предпочтителен первый, как наиболее технологичный. Изготовление паза по рис. 380, *III* непроизводительно; кроме того, отверстие для выхода резца сильно ослабляет вал. Способ изготовления по рис. 380, *IV* нельзя рекомендовать, потому что он сильно ослабляет вал; кроме того, фиксация лапки в радиальном направлении получается очень нежесткой.

Недостаток стопорения лепестковыми шайбами – вероятность среза (могущего остаться незамеченным) фиксирующей лапки при затяжке гайки. Эта опасность исключается, если между стопорной шайбой и гайкой установить зафиксированную от проворота жесткую шайбу (рис. 381). Подобную систему применяют в узлах, от которых требуется полная надежность. Иногда с этой же целью на шайбе делают несколько фиксирующих лапок и столько же пазов в вале. Надежно застрахованы от среза шайбы с зубчатым венчиком, сцепляющимся со шлицами на валу.

Для фиксации стопорной шайбы на валу используют элементы конструкции, например шпоночные канавки (рис. 382), впадины между шлицами на валах (рис. 383). При использовании для этой цели шлицев приходится или отодвигать венец шлицев от гайки на расстояние, обеспечивающее установку фиксирующей лапки (расстояние *a* на рис. 383, *I*), или срезать на эту же длину один из шлицев.

Наилучший способ фиксации обеспечивается в том случае, если стопорная шайба снабжается зубчатым венчиком, который входит в шлицы (рис. 383, *II*, *III*) и надежно стопорит шайбу.

Лепестковые шайбы с отгибом лепестков в наружные пазы гайки избегают ставить на

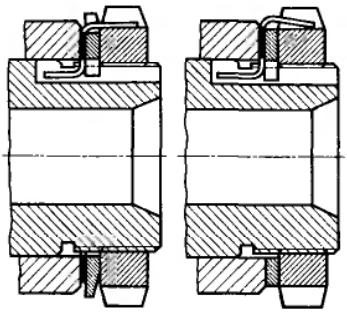


Рис. 381. Способ предупреждения среза фиксирующей лапки установкой промежуточной жесткой шайбы

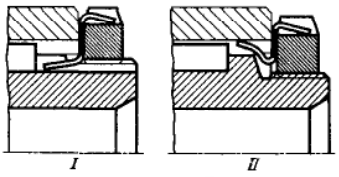


Рис. 382. Фиксация стопорной шайбы с помощью шпоночных пазов:
I – на валу; *II* – на насадной детали

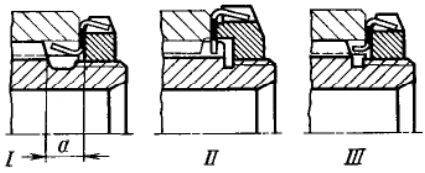


Рис. 383. Фиксация стопорной шайбы на шлицевых валах:
I – введением лапки в паз между шлицами насадной детали; *II* – зубчатым венчиком, входящим в шлицы вала; *III* – зубчатым венчиком, входящим в шлицы насадной детали

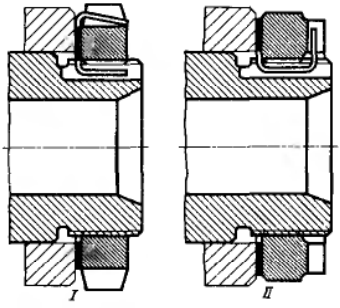


Рис. 384. Нерекомендуемый (*I*) и рекомендуемый (*II*) способы стопорения гаек лепестковыми шайбами на высокооборотных валах

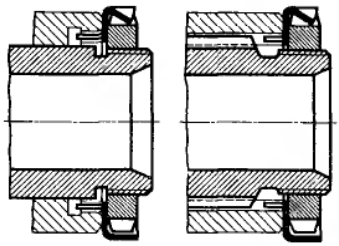


Рис. 385. Стопорение кольцевых гаек чашечными шайбами

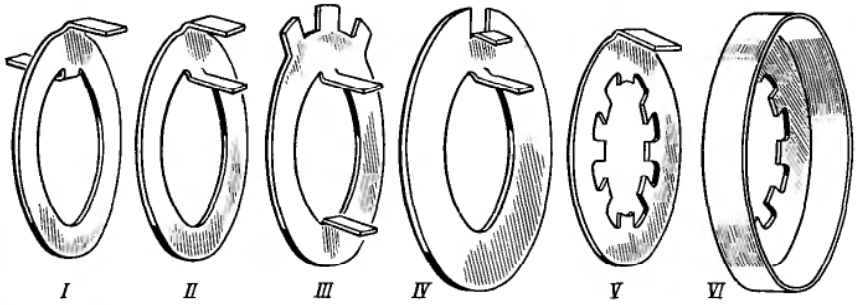


Рис. 386. Разновидности стопорных шайб:
I – с отгибом фиксирующей лапки «от гайки»; *II* – с отгибом фиксирующей лапки «под гайку»; *III* – многолепестковая; *IV* – с вырубкой лапки «по месту»; *V* – с фиксацией зубчатым венчиком на шлицах вала; *VI* – чашечная с фиксацией зубчатым венчиком на шлицах

быстроходных валах из-за опасности отгиба фиксирующего лепестка под действием центробежной силы. В таких случаях предпочитают применять кольцевые гайки с торцовыми пазами, у которых центробежная сила способствует сохранению формы, приданной лепестку при загибе (рис. 384, *II*).

Применяют удобные в установке и надежные чашечные стопорные шайбы (рис. 385). Шайбы фиксируют на валу чаще всего зубчатым венчиком, заводимым в шлицы вала или ступицы стягиваемой детали. Чашка шайбы охватывает гайку; ударом керна заго-

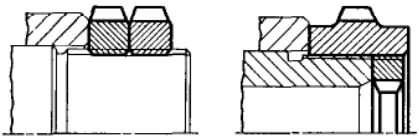


Рис. 387. Стопорение кольцевых гаек контргайками:
I – наружной; *II* – внутренней

няют материал шайбы во впадины на гайке, что обеспечивает надежное стопорение. Этот способ допускает стопорение гайки в любом положении. Стопорная шайба может быть использована неоднократно. Недостаток конструкции – нельзя пользоваться обычными накидными или трубчатыми ключами; гайки в этом случае можно завертывать и отвертывать только ключом с торцовыми зубьями. На рис. 386 изображены разновидности стопорных шайб.

Наряду со стопорными шайбами применяют и другие способы стопорения: контргайками (рис. 387), шплинтами (рис. 388), проволокой (рис. 389), привертными пластинками (рис. 390), винтами (рис. 391), штифтами (рис. 392), пружинными фиксаторами (рис. 393), вязкой (рис. 394) и т. д.

На рис. 395 показаны применяемые нередко в промежуточных креплениях на ступенчатых валах способы стопорения привертными шайбами с зубчиками, входящими в паз (рис. 395, *I*) или в шлицы на валу (рис. 395, *II*).

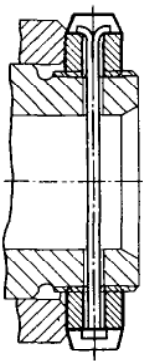


Рис. 388. Стопорение кольцевых гаек шплинтами

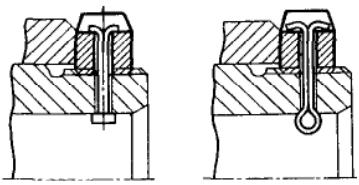


Рис. 392. Стопорение кольцевой гайки вставным штифтом (после затяжки гайку слегка отвертывают до перекрытия заплечика штифта выступом гайки)

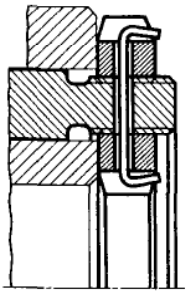


Рис. 389. Стопорение наружной и внутренней кольцевых гаек проволокой

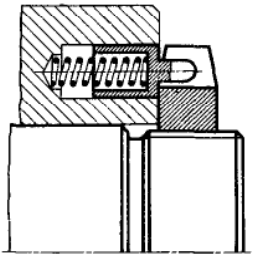


Рис. 393. Стопорение кольцевой гайки пружинным фиксатором (при завертывании и отвертывании гайки фиксатор утапливается зубьями торцового ключа)

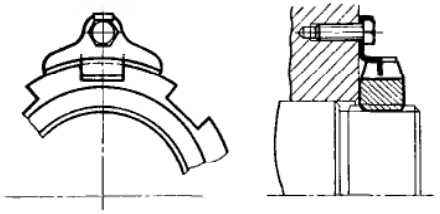


Рис. 390. Стопорение кольцевой гайки привертной пластинкой

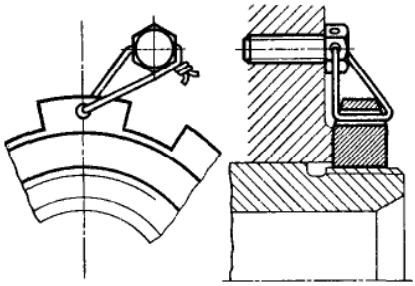


Рис. 394. Вязка кольцевой гайки проволокой

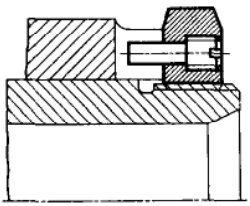


Рис. 391. Стопорение кольцевой гайки осевым винтом

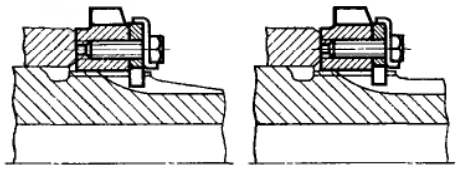


Рис. 395. Стопорение кольцевых гаек привертными шайбами с зубцом, заводимым в паз или в шлицы на валу

Болты, крепящие шайбы к гайке, контрятся при помощи лепестковых стопоров.

На рис. 396 представлен способ фрикционного стопорения кольцевой гайки при помощи пружины. В конструкции на рис. 397 гайка позитивно стопорится пружинным фиксатором *а*, сцепляющимся с зубчиками в теле гайки. При завертывании и отвертывании гайки применяют специальный ключ, утапливающий фиксатор, что позволяет беспрепятственно вращать гайку.

На рис. 398 показан способ стопорения кольцевой гайки при помощи пробки с конической резьбой. При завертывании пробка раз-

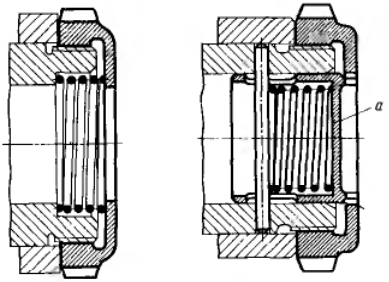


Рис. 396. Фрикционное стопорение кольцевой гайки пружиной

Рис. 397. Стопорение кольцевой гайки пружинным фиксатором

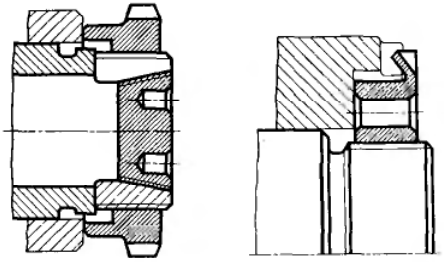


Рис. 398. Стопорение кольцевой гайки пробкой с конической резьбой

Рис. 399. Стопорение кольцевой гайки отгибом фланца гайки в паз

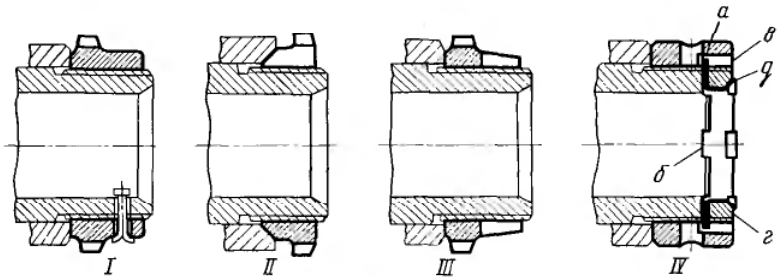


Рис. 400. Способы стопорения удлиненных кольцевых гаек:

I – стопорение шплинтом; *II* – самоконтрящаяся разрезная коническая гайка; *III* – самоконтрящаяся пружинная гайка; *IV* – стопорной шайбой *а* и контргайкой *г*

жимает прорезанный на этом участке вал и стопорит гайку.

На рис. 399 показан своеобразный способ стопорения: гайка снабжена тонким фланцем и стопорится ударом керна, загоняющего материал фланца в паз на детали.

Оригинальный способ стопорения удлиненных кольцевых гаек показан на рис. 400, *IV*. На торец вала устанавливают фигурную стопорную шайбу *а* из мягкой стали, которая выступами *б* заходит в торцовые пазы вала, а зубчиками *в* – в пазы на кольцевой гайке. Стопорную шайбу затягивают контргайкой *г*, которая, в свою очередь, стопорится отгибом краев шайбы *в* в наклонные пазы *д*.

Наружные кольцевые гайки с торцовыми шлицами стопорят способами (рис. 401 – 404), аналогичными описанным выше.

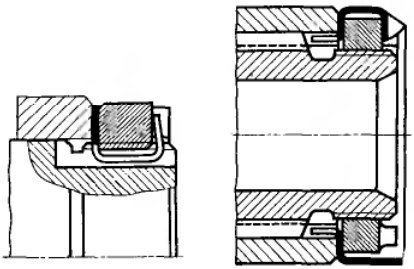


Рис. 401. Стопорение кольцевой гайки с торцовыми зубьями шайбой с отгибными лапками

Рис. 402. Стопорение кольцевой гайки с торцовыми зубьями чашечной шайбой

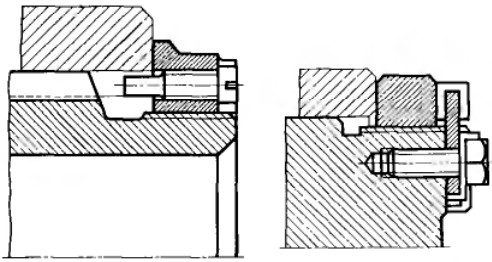


Рис. 403. Стопорение кольцевой гайки с торцовыми зубьями винтом

Рис. 404. Стопорение кольцевой гайки с торцовым зубом привертной пластиной

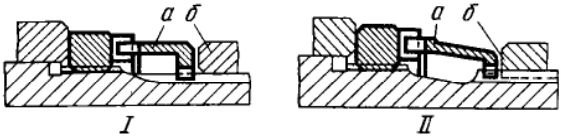


Рис. 405. Фиксация кольцевой гайки с торцовыми зубьями на ступенчатом валу промежуточной втулкой, сцепленной с пазом (*I*) или шлицами (*II*)

На рис. 405 показано стопорение промежуточной гайки на ступенчатом валу втулкой *а*, которая заходит своими зубчиками с одной стороны, в торцовые шлицы гайки, а с другой – в пазы (рис. 405, *I*) или шлицы (рис. 405, *II*) на валу. Стопорная втулка фиксируется на валу в осевом направлении смежной насадной деталью *б*.

Своеобразный способ стопорения показан на рис. 406. Стопор *а* представляет собой изготовленную из мягкой листовой стали пластинку Т-образной формы. Стопор заводится в неглубокий Т-образный паз *б* в вале; свободный конец стопора отгибается в торцовый шлиц гайки. Конструкция обладает существенным недостатком – отсутствует затяжка стопора (имеющаяся у лепестковых стопорных шайб). Для того чтобы стопор не «болтался» в пазу, необходима соответствующая посадка его в продольной части паза *б*.

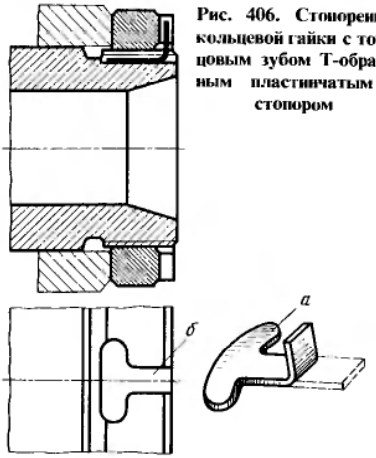


Рис. 406. Стопорение кольцевой гайки с торцовым зубом Т-образным пластинчатым стопором

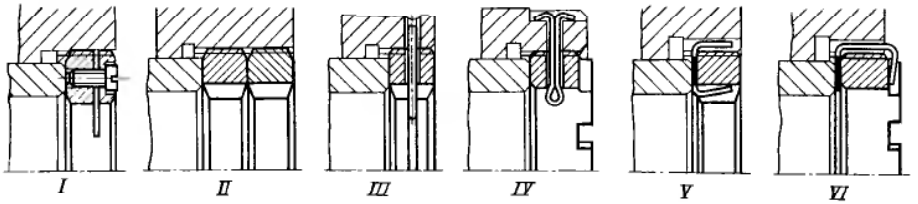


Рис. 407. Способы стопорения внутренних кольцевых гаек:

I – разрезной гайкой со стяжным винтом; *II* – контргайкой; *III* – пружинным разрезным кольцом; *IV* – шплинтом; *V* – шайбой с отгибными лапками; *VI* – шайбой с отгибными лапками (случай гайки с торцовым зубом)

Способы стопорения внутренних кольцевых гаек (рис. 407–412) такие же, как наружных. Из приведенных на рис. 407, *I – VI* способов наибольшее применение нашел способ стопорения шайбами с отгибными лапками (рис. 407, *V, VI*).

Стопорение пружинным разрезным кольцом (рис. 408) можно применять при высоких частотах вращения вала.

Гайки с торцовыми шлицами часто стопо-

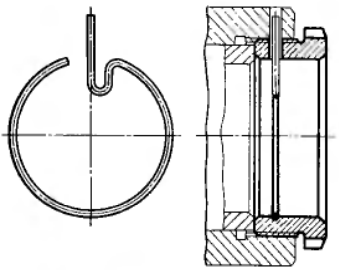


Рис. 408. Стопорение гайки пружинным разрезным кольцом

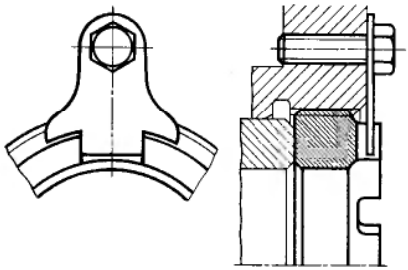


Рис. 409. Стопорение внутренней гайки с торцовым зубом при помощи привертной пластинки

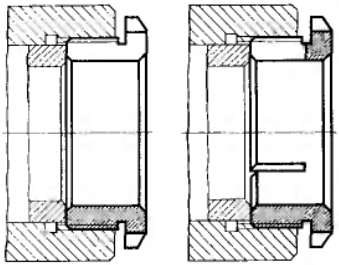
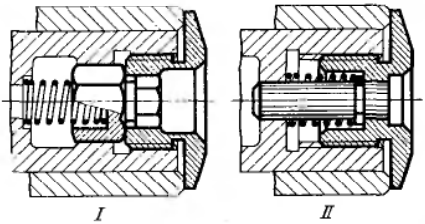


Рис. 410. Самоконтрящиеся пружинные внутренние гайки



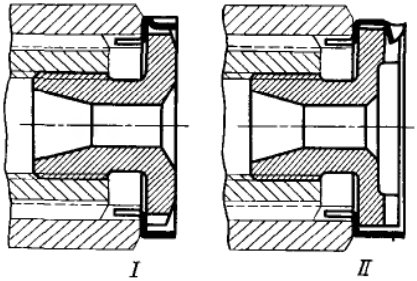
I *II*

Рис. 412. Стопорение гаек пружинным фиксатором: *I* – для гаек с внутренним шестигранником; *II* – для гаек с внутренними треугольными шлицами

рят привертными пластинками (рис. 409). Пластинки должны быть предохранены от проворачивания относительно крепящего их болта, например упором в цилиндрическую часть шлицев (см. рис. 409) или каким-нибудь иным способом. В отдельных случаях применяют самоконтрящиеся пружинные гайки (рис. 410).

На рис. 411 показано стопорение нередко применяемых в машиностроении грибовидных гаек при помощи чашечных шайб с отгибом кромок шайб в пазы гайки. Шайбы фиксируют от проворачивания зубчатым венчиком, заводимым в шлицы насадной детали.

На рис. 412 показано стопорение грибовидных гаек при помощи пружинных фиксаторов, сцепляющихся с завертными элементами гайки (шестигранник на рис. 412, *I* и треугольные шлицы на рис. 412, *II*). При завертывании и отвертывании ключ утапливает фиксатор, освобождая гайку. После завертывания фиксатор под действием пружины заскакивает в гайку и надежно стопорит ее.

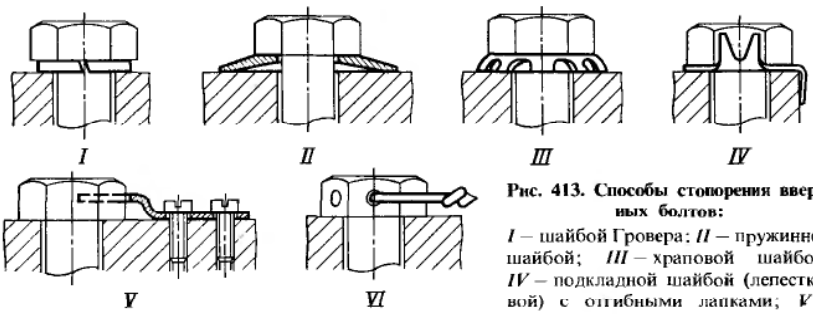


I *II*

Рис. 411. Стопорение гаек чашечной стопорной шайбой: *I* – гайка с наружными пазами; *II* – гайка с торцовыми пазами

СТОПОРЕНИЕ ВВЕРТНЫХ БОЛТОВ

Для стопорения ввертных болтов с шестигранной головкой применяют те же способы, что и для стопорения гаек: упругими шайбами (рис. 413, *I*, *II*), храповыми шайбами (рис. 413, *III*), лепестковыми шайбами (рис. 413, *IV*), пластинчатыми стопорами (рис. 413, *V*), вязкой (рис. 413, *VI*) и т. д. На

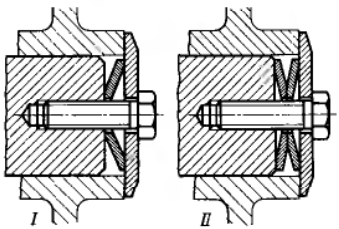


I *II* *III* *IV*

V *VI*

Рис. 413. Способы стопорения ввертных болтов:

I – шайбой Гровера; *II* – пружинной шайбой; *III* – храповой шайбой; *IV* – подкладной шайбой (лепестковой) с отгибными лапками; *V* – пластинчатыми стопорами; *VI* – вязкой



I *II*

Рис. 414. Стопорение пружинными шайбами болта, ввернутого в торец вала

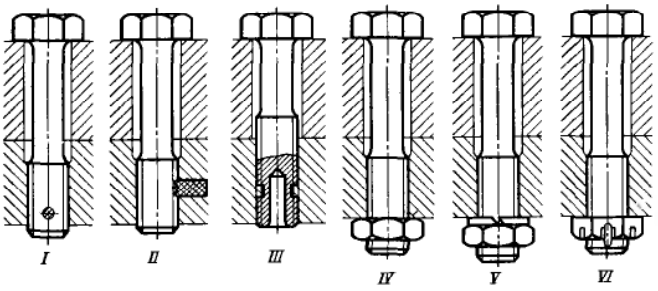


Рис. 415. Способы стопорения ввертных болтов с нарезного конца:
I – шплинтами; *II* – вставками из упругого материала; *III* – резьбой с осаженным пояском; *IV* – контргайкой; *V* – гайкой с шайбой Гровера; *VI* – корончатой гайкой со шплинтом

рис. 414. *I*, *II* привелен пример стопорения пружинными шайбами болта, ввернутого в торец вала.

Кроме того, возможно стопорение нарезного конца болта, который стопорят шплинтом (рис. 415, *I*), вставками из упругого материала (рис. 415, *II*) и т. д. На рис. 415, *III* представлен способ создания повышенного трения в резьбе смещением в осевом направлении одного пояска резьбы болта относительно другого. Если возможно выпустить нарезной конец, то его стопорят контргайкой (рис. 415, *IV*), гайкой с шайбой Гровера (рис. 415, *V*), корончатой гайкой со шплинтом (рис. 415, *VI*).

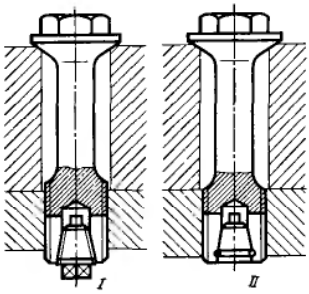


Рис. 416. Стопорение разрезного конца болта:
I – пробкой с конической резьбой; *II* – конической пробкой

На рис. 416 показан случай стопорения резьбы крупного болта завертыванием в разрезной конец болта пробки с конической резьбой (рис. 416, *I*) или запрессовкой конической пробки (рис. 416, *II*), зафиксированной зегером от выпадения.

Гораздо хуже поддаются стопорению болты с головкой с внутренним шестигранником. В этом случае возможно стопорение со стороны головки только упругими способами (рис. 417, *I*, *II*, *III*) и вязкой (рис. 417, *IV*); со стороны нарезного конца болта – всеми способами, показанными на рис. 415.

СТОПОРЕНИЕ ВИНТОВ

Винты с полусферической и цилиндрической головками стопорятся без затруднений упругими и храповыми шайбами (рис. 418, *I* – *V*). Винты с цилиндрической головкой можно стопорить также вязкой (рис. 418, *VI*).

Винты, устанавливаемые в сквозные отверстия, можно стопорить с нарезного конца (рис. 419).

Стопорить винты с потайной конической головкой довольно трудно; до сих пор еще не отработан универсальный прием стопорения таких винтов.

На рис. 420 показаны применяемые способы стопорения потайных винтов для случая завертывания винтов в глухие отверстия. На рис. 420, *I* – *III* представлены способы стопорения наглухо. По способу, показанному на рис. 420, *III*, под головку винта подкладывают кольцо из мягкого материала; при затяжке кольцо, деформируясь, выходит наружу и охватывает головку. От проворачивания относительно детали кольцо страхуется рифтами в гнезде.

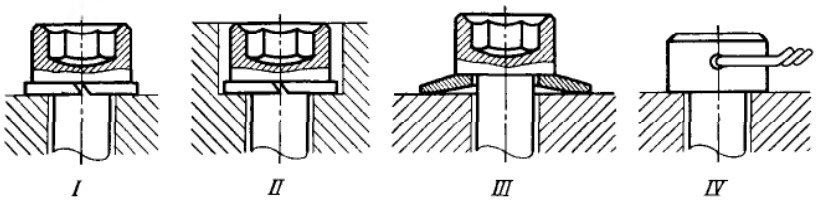


Рис. 417. Стопорение головок ввертных болтов с внутренним шестигранником

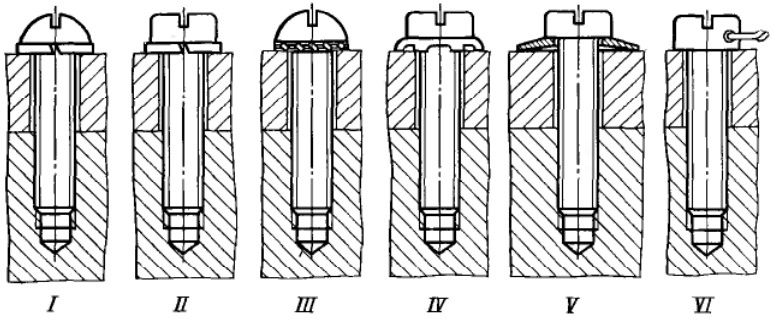


Рис. 418. Стопорение винтов с полусферической и цилиндрической головками:
I, *II* – шайбой Гровера; *III*, *IV* – храповой шайбой; *V* – пружинной шайбой; *VI* – вязкой

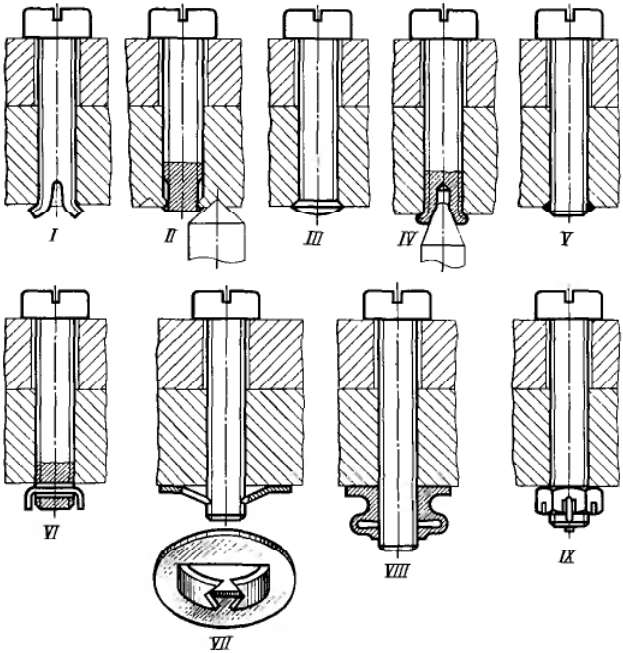


Рис. 419. Стопорение винтов с нарезного конца:
I – разведением разрезного конца винта; *II* – закерновкой материала детали в пазы на конце винта; *III* – расклепкой конца винта; *IV* – развальцовкой конца винта; *V* – заваркой (запайкой) конца винта; *VI* – шплинтом; *VII* – пружинной лепестковой гайкой; *VIII* – пружинной гайкой; *IX* – корончатой гайкой со шплинтом

На рис. 420, *IV* показано стопорение конической храповой шайбой (рис. 421). В конструкции на рис. 420, *V* разрезное пружинное кольцо с конической опорной поверхностью при затяжке винта раздается, плотно прижимаясь с одной стороны к головке, а с другой – к стенкам гнезда. Этот способ стопорения наиболее простой и эффективный.

На рис. 422, *I – IV* показаны применяемые конструкции храповых и пружинных шайб под винты с потайными головками.

Винты, устанавливаемые в сквозные отверстия, можно стопорить способами, показанными на рис. 419.

СТОПОРЕНИЕ РАЗНЫХ ДЕТАЛЕЙ

Стопорение полых винтов. На рис. 423, *I – IV* даны способы стопорения полых винтов, довольно часто применяемых в машиностроении. На рис. 423, *VI* показан способ стопорения пружинным фиксатором *a*, перемещающимся по треугольным шлицам в гайке и сцепляющимся квадратным хвостовиком с корпусом. Для освобождения гайки фиксатор утапливают.

Способы стопорения полых винтов для случая затяжки внутренних деталей в отверстиях показаны на рис. 424.

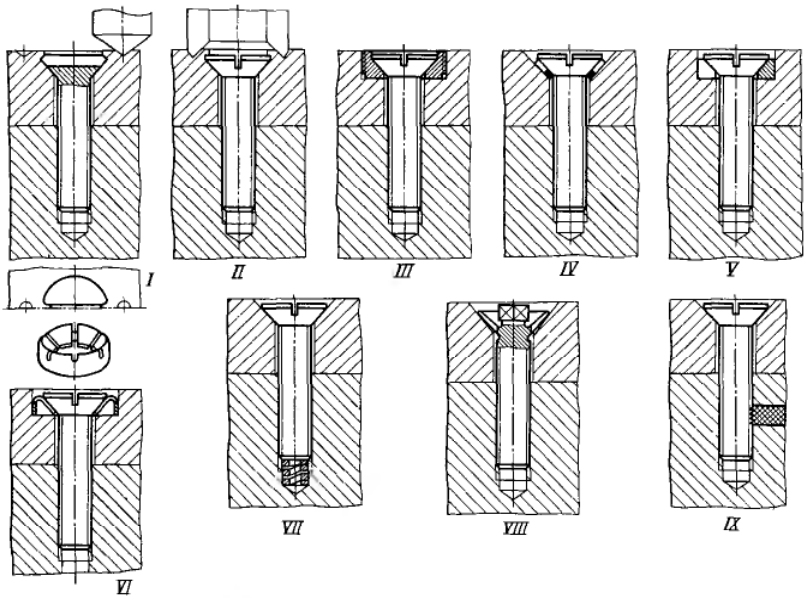


Рис. 420. Стопорение винтов с конической потайной головкой:

I – закерновкой материала детали в паз головки; *II* – обжимом головки; *III* – подкладным кольцом из мягкого металла; *IV* – храповой шайбой; *V* – разрезным пружинным кольцом; *VI* – пружинной шайбой; *VII* – цилиндрической витой пружиной; *VIII* – пружинным воротничком головки; *IX* – вставкой из упругого материала

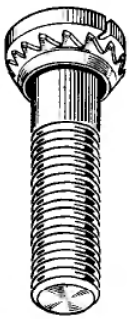


Рис. 421. Винт с храповой шайбой

На рис. 425, *I*, *II* приведены способы стопорения полых винтов для случая, когда винт должен фиксироваться в любом осевом положении. Стопорение достигается затяжкой (или распором) разрезной части винта при помощи конуса.

Стопорение ниппельных соединений. Для стопорения элементов ниппельных соединений чаще всего применяют вязку проволокой. На рис. 426–428 приведены примеры стопорения ниппельных соединений. На рис. 429 изображен гидроузел со стопорением всех завертных элементов вязкой.

Клеммное стопорение. Клеммное стопорение нарезных стержней применяется в тех случаях, когда конфигурация охватывающей детали допускает образование клеммы (рис. 430).

Этот способ обеспечивает бесступенчатую фиксацию стержня, и поэтому его часто применяют для стопорения нарезных толкателей в конструкциях привода рычагами, коромыслами, траверсами и т. д.

Стопорение пластически деформируемыми вставками. Для стопорения нарезных стержней часто применяют способ, показанный на рис. 431. Головка стержня делается рифленой

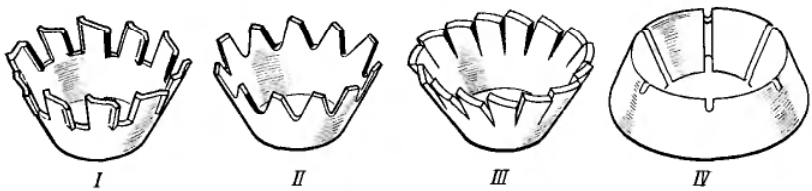


Рис. 422. Храповые и пружинные шайбы под конические головки винтов

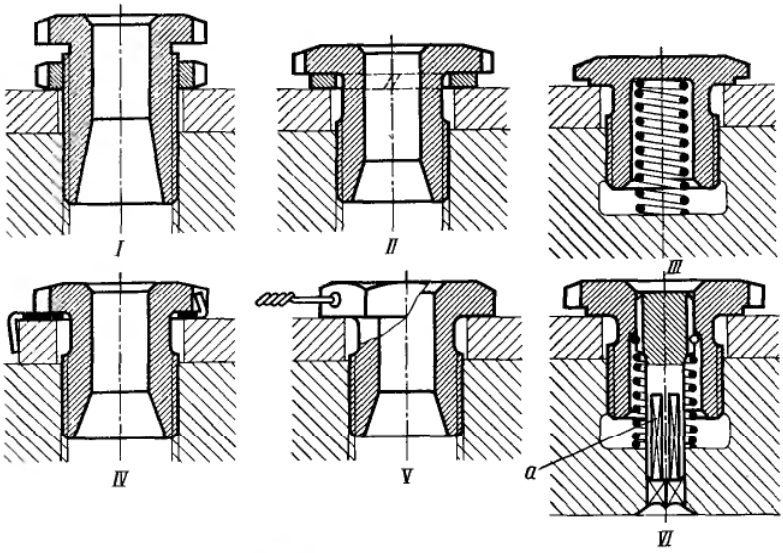


Рис. 423. Стопорение полых винтов:
I – контргайкой; *II* – шайбой Гровера; *III* – пружиной; *IV* – оттибной шайбой; *V* – вязкой; *VI* – пружинным фиксатором

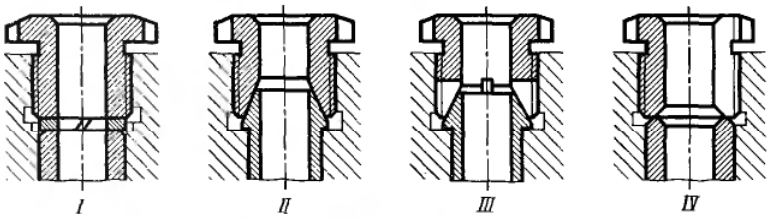


Рис. 424. Стопорение полых винтов при затяжке внутренних деталей:
I – шайбой Гровера; *II* – конусом; *III* – конусом при разрезном торце; *IV* – пружинным разрезным винтом

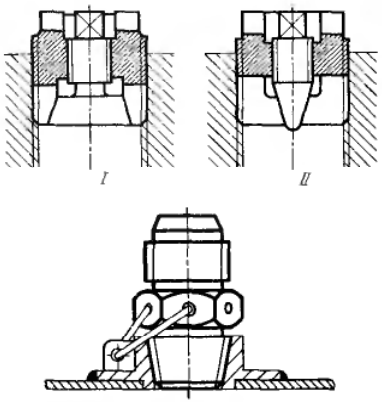


Рис. 426. Стопорение вязкой штуцера с конической резьбой

Рис. 425. Стопорение разрезных винтов конусом с остановкой его в произвольном осевом положении

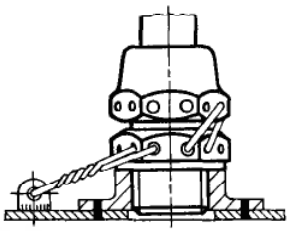


Рис. 427. Стопорение вязкой ниппельного соединения (штуцер стопорят вязкой к корпусу, накидную гайку – вязкой к штуцеру)

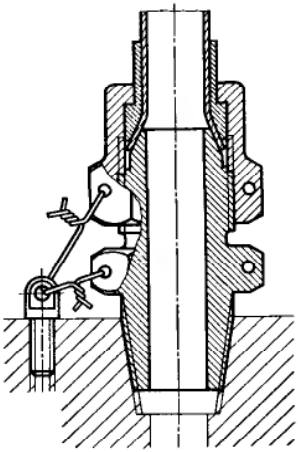


Рис. 428. Стопорение вязкой ниппельного соединения (штуцер и накидную гайку стопорят вязкой к корпусу)

стержень. Этот способ часто применяют в соединениях, нуждающихся в опломбировании, например в контрольных пробках приборов.

Иногда стопорение по этому способу осуществляется заливкой или опрессовкой головки пластиками.

На рис. 432, *I – IV* изображены способы **стопорения колпачковых и фасонных гаек на валах** центробежных машин. В конструкции на рис. 432, *III* гайку *а*, завертываемую за шлицы *б*, стопорят колпачком *в*. Колпачок надевают на гладкий хвостовик вала; он заходит своими шлицами в шлицы гайки и стопорится пружинными фиксаторами *г*. Стопорение может быть осуществлено на углах поворота гайки, соответствующих числу шлицев.

На рис. 432, *IV* показан способ, допускающий фиксацию через малые углы. В данном случае хвостовик вала шлицованный, число шлицев на единицу меньше числа шлицев гайки. По известному из теории нониусов (вернье-

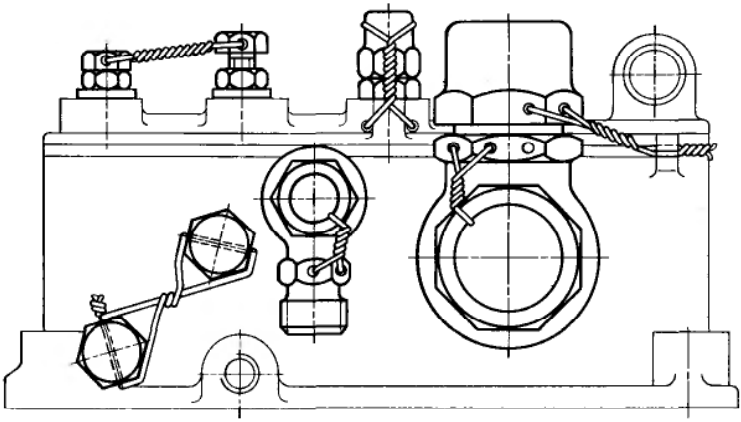


Рис. 429. Гидроузел с вязкой всех завертных элементов

и утапливается в отверстии с ответными рифлениями. В промежуток между рифлениями головки и отверстия зачеканивают кольцо из мягкого металла (чаще всего из свинца). Затекая в рифления, металл надежно стопорит

ров) соотношению, угол поворота между возможными последовательными положениями фиксации равен $1/(z_1 z_2)$, где z_1 и z_2 — соответственно число шлицев на валу и в гайке.

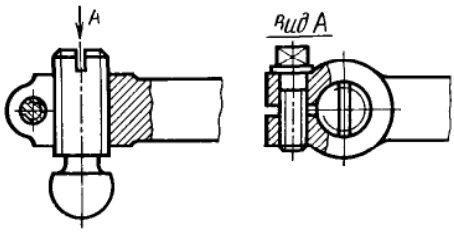


Рис. 430. Клеммное стопорение нарезного стержня

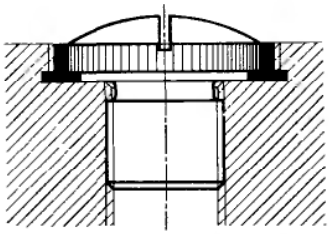


Рис. 431. Стопорение пластически деформируемой вставкой

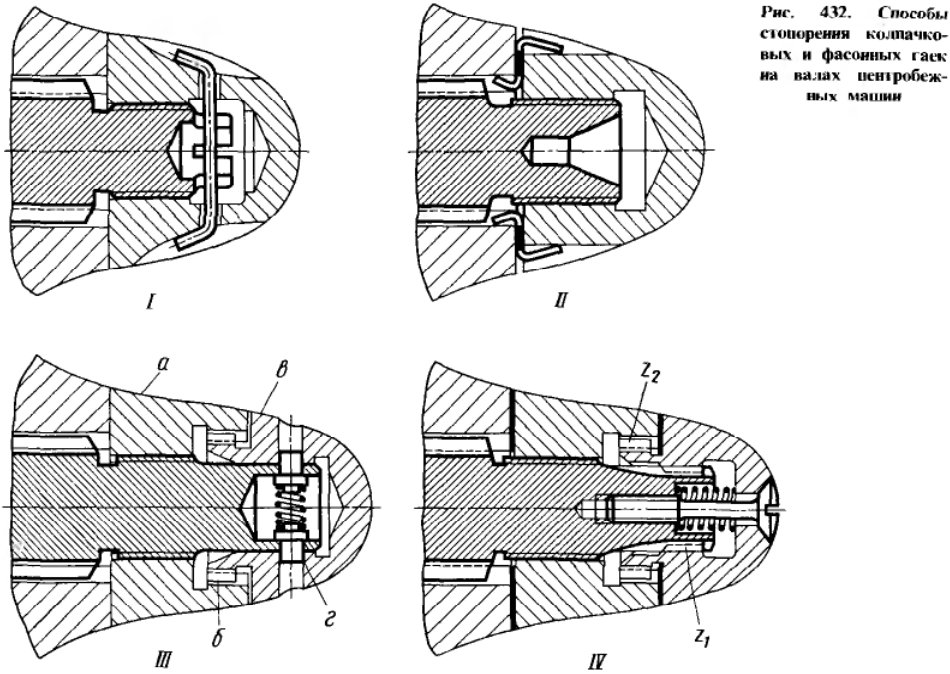


Рис. 432. Способы стопорения колпачковых и фасонных гаек на валах центробежных машин

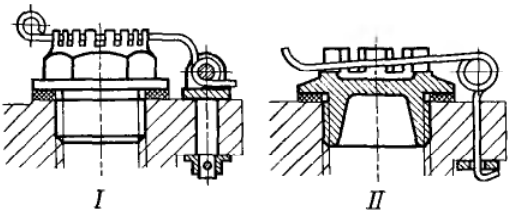


Рис. 433. Стопорение поворотной пружиной

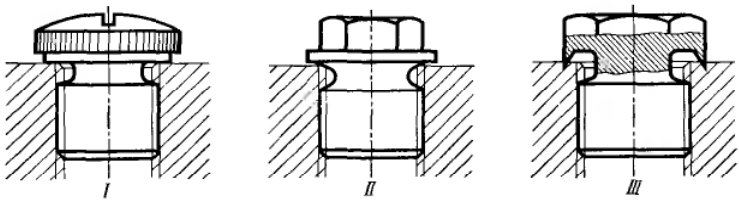


Рис. 434. Способы установки пробок с герметизацией соединения и со стопорением наглухо

Пробки. На рис. 433, *I*, *II* изображены способы стопорения поворотными пружинами часто отвертываемых пробок. Для освобождения пробки достаточно вывести пружину из зацепления с фиксирующими элементами пробки и отвести пружину в сторону.

На рис. 434 показаны способы установки пробок с герметизацией соединения и со стопорением наглухо. При затяжке пробка садится на опорную поверхность буртиком (рис. 434, *I*), конусом (рис. 434, *II*) или кольцевым шипом (рис. 434, *III*) и сминает металл корпуса, перемещая витки резьбы по направлению к центру пробки. Тем самым достигается герметичность соединения и надежное стопорение втулки. Способ применяется для пробок, устанавливаемых наглухо.

Парное и групповое стопорение. В случае парного или группового расположения крепежных деталей стопорение облегчается тем, что сто-

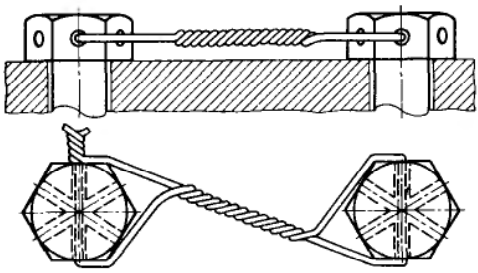


Рис. 435. Парная вязка гаек проволокой

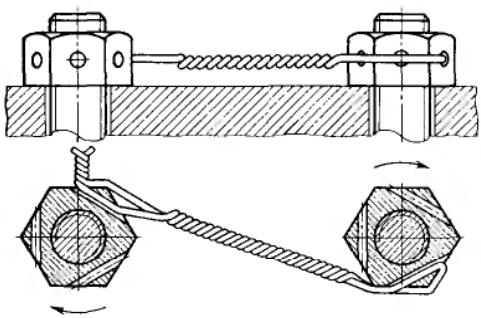


Рис. 436. Парная вязка болтов

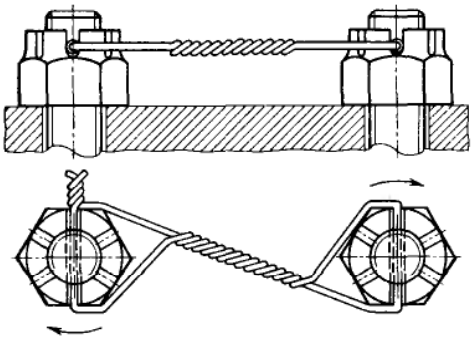


Рис. 437. Парная вязка корончатых гаек

пор может быть закреплен смежной крепежной деталью. На рис. 435—441 даны наиболее распространенные способы стопорения парных болтов и гаек.

Очень часто применяют вязку проволокой, пропускаемой через отверстия в гранях гаек (рис. 435) или в головках болтов (рис. 436). Для корончатых гаек применяют вязку через отверстия в болте и пазы в гайке (рис. 437).

Важно соблюдать следующее правило: при затяжке проволоки скручиванием ее концов должен создаваться момент, направленный

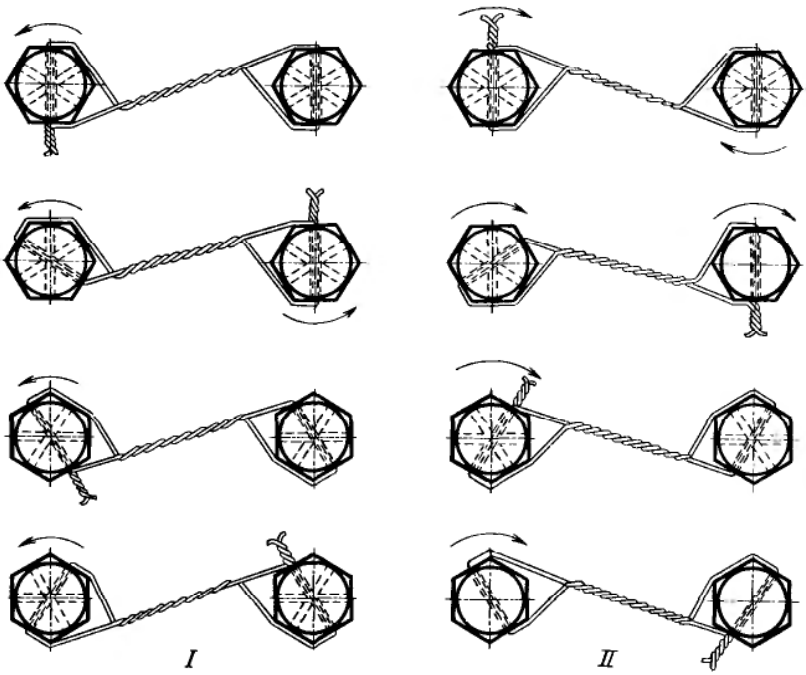


Рис. 438. Вязка парных деталей:
I — неправильная; *II* — правильная

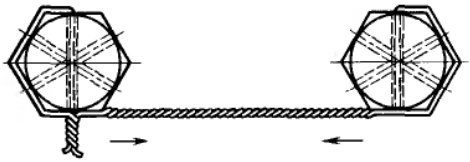


Рис. 439. Неправильная вязка парных болтов

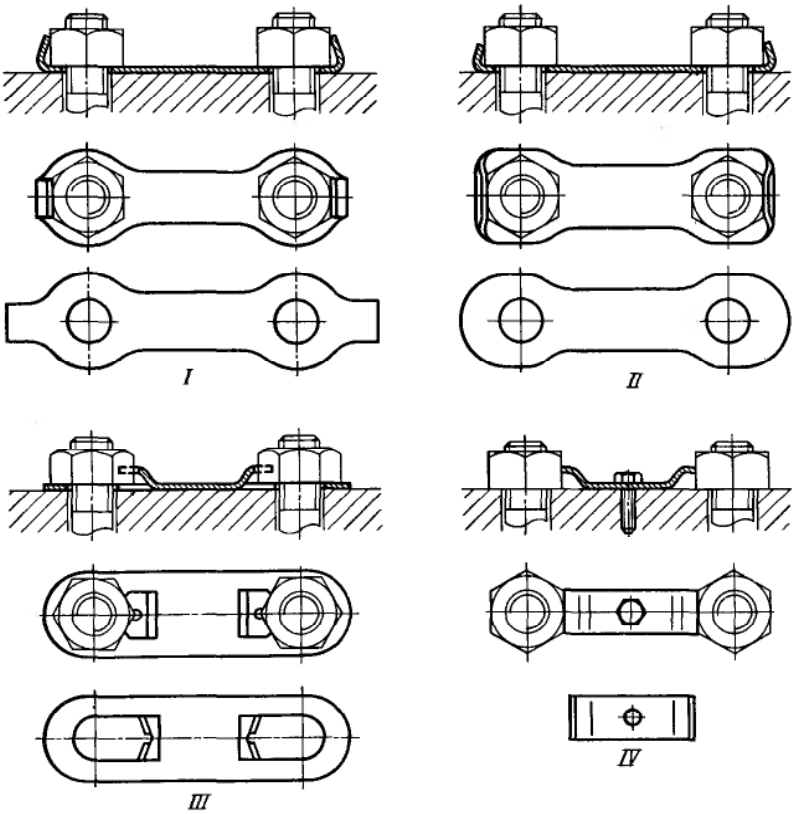


Рис. 440. Стопорение парных гаек подкладными пластинками с отгибными лапками

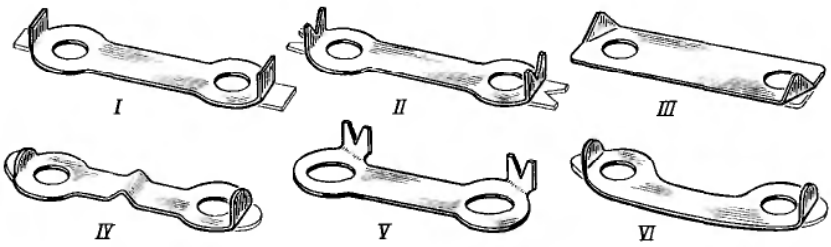


Рис. 441. Пластинки с отгибными лапками

в сторону завертывания гаек. Для гаек с правой резьбой это условие сводится к тому, что наклон вяжущей проволоки между смежными деталями (на виде сверху) должен быть левым (рис. 438, *II*). Обратное расположение (правый наклон) недопустимо, так как при скручивании концов проволоки возникает момент, стремящийся отвернуть гайку (рис. 438, *I*); стопорение в данном случае не обеспечивается.

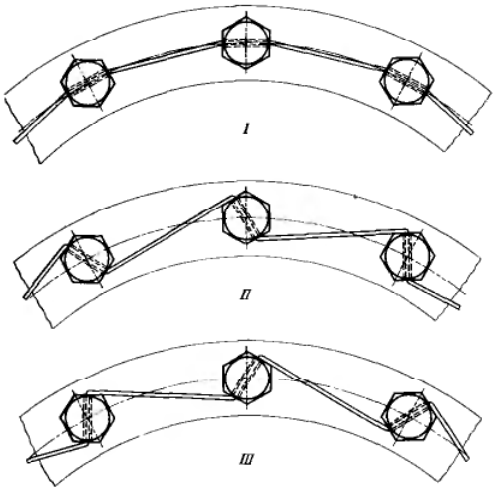


Рис. 442. Вязка болтов на цилиндрическом фланце: *I*, *II* – неправильная; *III* – правильная

Недопустимо и направление вязки показанное на рис. 439, при котором натяжение проволоки способствует отвертыванию одной из гаек.

С течением времени проволока ослабевает: стопорение становится ненадежным. По этой причине вязку применяют преимущественно для близко расположенных крепежных деталей, где этот недостаток выражен менее резко.

Надежнее стопорение подкладными пластинками с отгибными лапками, заводимыми на грани гаек (рис. 440, *I – IV*). Следует отметить, что конструкция на рис. 440, *III* вызывает довольно значительный эксцентриситет нагрузки на гайки и применима только для неответственных соединений.

На рис. 441, *I – VI* изображены применяемые формы пластинок с отгибными лапками. Пластинка на рис. 441, *IV* снабжена компенсатором, позволяющим регулировать расстояние между осями отверстий; в конструкции на рис. 441, *V* та же цель достигается приданием отверстиям продолговатой формы.

Стопорные пластинки изготовляют из мягкой листовой стали; после однократного пользования пластинки заменяют новыми.

Для группового стопорения (например, болтов, расположенных на цилиндрических фланцах) применяют те же приемы: вязку проволокой (рис. 442), стопорение подкладными элементами с отгибными лапками (рис. 443, *I*, *II*).

На рис. 444 изображено стопорение болтов привертной кольцевой пластиной с вырезами под шестигранники.

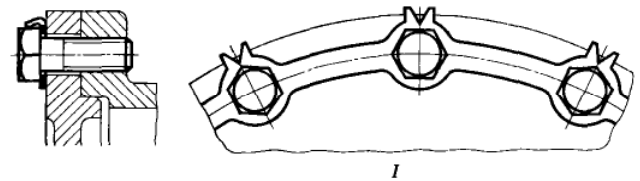


Рис. 443. Стопорение болтов на цилиндрическом фланце подкладным кольцом с отгибными лапками

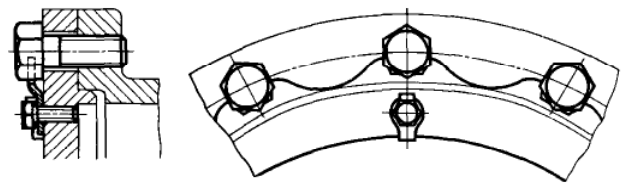


Рис. 444. Стопорение болтов на цилиндрическом фланце привертной пластиной с вырезами под шестигранники

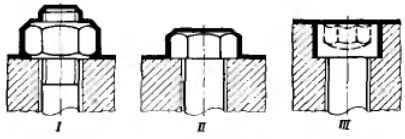


Рис. 445. Стопорение крепежных деталей покрытиями

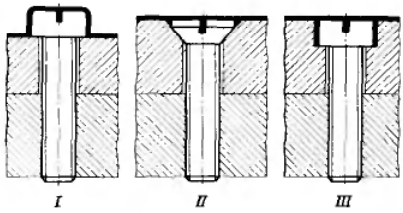


Рис. 446. Стопорение винтов покрытиями

СТОПОРЕНИЕ ПОКРЫТИЯМИ

В некоторых случаях для машин, работающих в закрытых помещениях без тряски и толчков, наружные крепежные детали специально не стопорят, а фиксируют лакокрасочными покрытиями, наносимыми на поверхность машины (рис. 445, *I – III*; 446, *I – III*). Способ этот, разумеется, не может гарантировать надежного стопорения; все же он предохраняет крепежные детали от самоотвертывания.

Применение современных покрытий на основе синтетических смол (в частности, кремнийорганических), создающих на поверхности машины прочную, эластичную пленку, устойчивую против внешних воздействий, значительно повышает надежность этого способа стопорения.

Особенно прочное сцепление между стопоримой деталью и корпусом получается в случае, когда материал покрытия затекает в кольцевой зазор между деталью и корпусом (рис. 445, *III* и 446, *III*), установленных заподлицо.

7. СТЯЖНЫЕ СОЕДИНЕНИЯ

НЕНАГРУЖЕННЫЕ СОЕДИНЕНИЯ

В ненагруженных соединениях (стыки крышек, ненесущих частей корпусов и др.) сила затяжки болтов (или шпилек) определяется условием плотного соединения стыков и нерасхождения их при возможных деформациях системы и ослаблении затяжки в результате происходящего с течением времени сминания витков резьбы и опорных поверхностей гайки и головки болта. Такие соединения в большинстве случаев не рассчитывают. Материал, диаметр и шаг болтов выбирают на основе существующей практики, а силу затяжки устанавливают такой, чтобы создать в болте напряжения, равные $(0{,}5-0{,}6)\sigma_{0,2}$.

В механизированных сборочных цехах для затяжки используют гайковерты и болтоверты электрического или пневматического действия с регулируемым и автоматически выдерживаемым моментом затяжки.

Момент затяжки, затрачиваемый на создание силы P, растягивающей болт (рис. 447):

$$M' = 0{,}5Pd_{ср}\operatorname{tg}\varphi = 0{,}5Ps/\pi, \qquad (37)$$

на преодоление трения по опорной поверхности гайки

$$M'' = 0{,}5PDf, \qquad (38)$$

на преодоление трения в резьбе

$$M''' = 0{,}5Pd_{ср}f_1, \qquad (39)$$

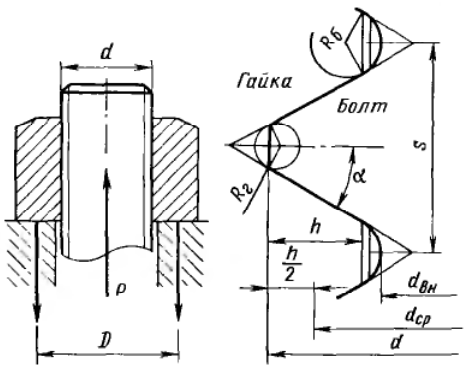


Рис. 447. К определению момента затяжки

где $d_{ср}$ – средний диаметр резьбы, мм; D – средний диаметр опорной поверхности, мм; f – коэффициент трения на опорной поверхности; f_1 – приведенный коэффициент трения в резьбе ($f_1 = f/\cos\alpha$), где α – половина профильного угла у вершины витка; φ – угол наклона витков по среднему диаметру резьбы ($\operatorname{tg}\varphi = s/\pi d_{ср}$, где s – шаг резьбы, мм).

Полный момент затяжки (Н·м)

$$M_{зат} = M' + M'' + M''' = 0{,}5\cdot 10^{-3}P(s/\pi + Df + d_{ср}f_1) \qquad (40)$$

или

$$M_{зат} = 0{,}5\cdot 10^{-3}Pd\left(\frac{1}{\pi}\frac{s}{d} + \frac{D}{d}f + \frac{d_{ср}}{d}f_1\right), \qquad (41)$$

где d – номинальный диаметр резьбы, мм.

Доля момента, затрачиваемая на создание осевой силы,

$$\beta = \frac{M'}{M_{зат}} = \frac{1}{1 + \frac{\pi d}{s}\left(\frac{D}{d}f + \frac{d_{ср}}{d}f_1\right)}. \qquad (42)$$

Средний диаметр резьбы $d_{ср} = d - h$, где h – рабочая высота профиля резьбы, равная

$$h = \frac{1}{2\operatorname{tg}\alpha}[s - 2(R_б + R_г)\cos\alpha], \qquad (43)$$

где $R_б$ и $R_г$ – радиусы галтелей в резьбе соответственно болта и гайки.

Для метрических резьб ($\alpha = 30°$; $R_б = 0{,}144s$; $R_г = 0{,}072s$) $h = 0{,}54s$ и

$$\frac{d_{ср}}{d} = 1 - 0{,}54\frac{s}{d}. \qquad (44)$$

Величина D/d для крепежных гаек равна 1,3 – 1,5, для кольцевых гаек 1,2 – 1,3.

Величины f и f_1 зависят от состояния поверхностей, а величина f_1, кроме того, от посадки в резьбе. При посадке с небольшим натягом можно принимать $f_1 = 1{,}5f$.

Подставляя в формулу (42) значение $d_{ср}/d$ из выражения (44) и принимая среднее значение $D/d = 1{,}3$ и $f_1/f = 1{,}5$, получаем

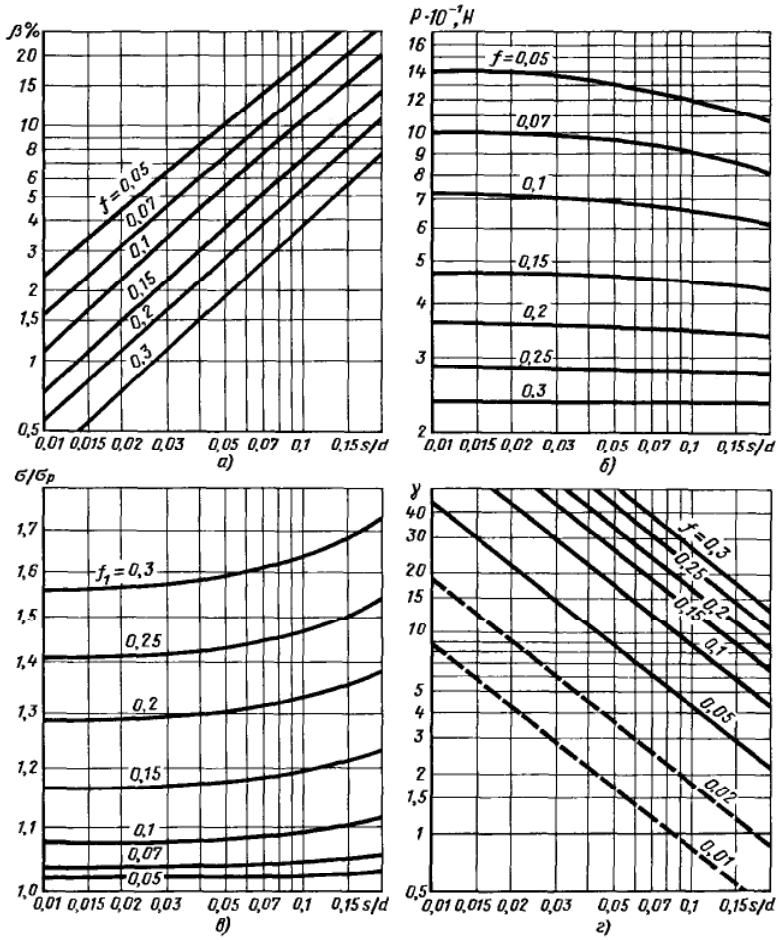


Рис. 448. Параметры резьбовых соединений

$$\beta = \frac{1}{1 + \pi \frac{d}{s} f \left(\frac{D}{d} + \frac{d_{ср}}{d} \frac{f_1}{f} \right)} = \frac{1}{1 + \pi \frac{d}{s} f \left[1{,}3 + 1{,}5 \left(1 - 0{,}54 \frac{s}{d} \right) \right]}. \quad (45)$$

Подсчитанные по формуле (45) значения β в процентах приведены на рис. 448, *а* в функции s/d для $f = 0{,}05 \div 0{,}30$. Доля $M_{зат}$, используемая для создания осевой силы, при самом большом s/d и малом f не превышает 25% и резко падает с уменьшением s/d и увеличением f. При $f = 0{,}1$ и $s/d = 0{,}12$ (среднее значение для крепежных болтов) $\beta \approx 10\%$, а при $s/d = 0{,}02 \div 0{,}03$ (кольцевые гайки) снижается до 2–3%. Преобладающая часть момента затяжки затрачивается на преодоление трения.

Сила растяжения болта согласно формулам (41) и (42)

$$P = 10^3 \frac{2 M_{зат}}{d} \pi \frac{d}{s} \beta. \quad (46)$$

Значения P показаны на рис. 448, *б* в функции s/d для $f = 0{,}05 \div 0{,}30$ (принято $M_{зат}/d = 1$). Сила P при заданном $M_{зат}$ определяется преимущественно коэффициентом трения f и слабо зависит от s/d, слегка снижаясь при $s/d > 0{,}1$. Сила P вызывает в резьбе напряжение растяжения

$$\sigma_р = \frac{P k_э}{0{,}785 d_{вн}^2},$$

где $k_э$ – эффективный коэффициент концентрации напряжения; $d_{вн}$ – внутренний диаметр резьбы, равный из тригонометрических соотношений

$$d_{вн} = d\left\{1 - \frac{2}{d}[h + R_б(1 - \sin\alpha)]\right\}. \quad (47)$$

Для метрической резьбы ($h = 0{,}54s$; $R_б = 0{,}144s$)

$$d_{вн} = d(1 - 1{,}22s/d). \quad (48)$$

Следовательно,

$$\sigma_р = \frac{Pk_э}{0{,}785d^2(1 - 1{,}22s/d)^2}. \quad (49)$$

Момент в резьбе, равный $0{,}5Pd_{ср}f$, вызывает в стержне болта напряжения кручения

$$\tau = \frac{0{,}5Pd_{ср}f_1k'_э}{W_{кр}} = 2{,}5Pf_1k'_э\frac{d_{ср}}{d^3_{вн}}, \quad (50)$$

где $k'_э$ – эффективный коэффициент концентрации напряжений; $W_{кр} = 0{,}2d^3_{вн}$ – полярный момент сопротивления сечения стержня.

Подставляя значения $d_{ср}$ из формулы (44) и $d_{вн}$ из формулы (48), находим

$$\tau = \frac{2{,}5Pf_1k'_э}{d^2}\frac{1 - 0{,}54\,s/d}{(1 - 1{,}22\,s/d)^3}. \quad (51)$$

Эквивалентное напряжение по 3-й теории прочности

$$\sigma = \sqrt{\sigma_р^2 + 4\tau^2} = \sigma_р\sqrt{1 + 4\left(\frac{\tau}{\sigma_р}\right)^2}.$$

Подставляя значение τ из формулы (51) и $\sigma_р$ из формулы (49) и принимая $k_э = k'_э$, получаем

$$\sigma = \sigma_р\sqrt{1 + 15{,}5f_1^2\left(\frac{1 - 0{,}54s/d}{1 - 1{,}22s/d}\right)^2}. \quad (52)$$

На рис. 448, *в* представлено подсчитанное по этой формуле отношение $\sigma/\sigma_р$ в функции s/d для различных коэффициентов трения f_1. Эквивалентное напряжение существенно превышает $\sigma_р$ только при высоких значениях f_1, слабо возрастая с увеличением s/d. При обычном значении $f_1 = 0{,}15$ и при $s/d = 0{,}12$ эквивалентное напряжение превышает $\sigma_р$ только на 20%.

Напряжения кручения возникают только при затяжке и в дальнейшем исчезают в результате упругой отдачи болта. Поэтому при расчете стяжных соединений на длительную прочность напряжения кручения обычно не учитывают, ограничиваясь расчетом болта на растяжение силой P [формула (46)], за исключением специальных случаев, например при посадке с натягом, когда при затяжке возникают значительные касательные напряжения.

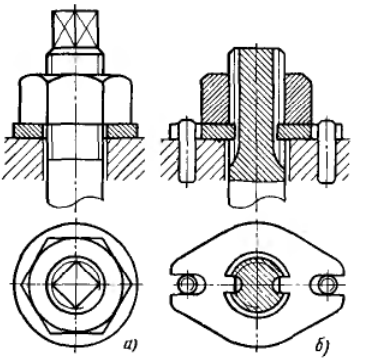


Рис. 449. Предупреждение скручивании болтов при затяжке

Скручивание болта можно устранить, если при затяжке придерживать конец болта за специальные элементы (рис. 449, *а*) или зафиксировать его относительно корпуса (рис. 449, *б*).

Подставляя в формулу (49) величину P из формулы (46), получаем

$$\sigma_р = 10^3\frac{2M_{зат}}{d^3}\frac{\pi d}{s}\beta\frac{k_э}{0{,}785(1 - 1{,}22s/d)^2}. \quad (53)$$

Принимая для крепежных болтов средние значения $s/d = 0{,}12$; $\beta = 0{,}1$ ($f = 0{,}1$) и полагая $k_э = 1{,}5$, находим

$$\sigma_р \approx 10^3\frac{14M_{зат}}{d^3}. \quad (54)$$

Эта формула может служить для ориентировочного определения напряжений растяжения, возникающих в болтах при различных $M_{зат}$. Для частных случаев напряжение следует определять по формуле (53).

Момент затяжки, необходимый для создания в болте заданного номинального напряжения растяжения (без учета концентрации напряжений, т. е. при $k_э = 1$), согласно формуле (54)

$$M_{зат} \approx 1{,}1 \cdot 10^{-4}\sigma_р d^3. \quad (55)$$

Согласно формуле (46) момент затяжки, необходимый для создания заданной силы P,

$$M_{зат} = 0{,}5 \cdot 10^{-3}Pd\frac{1}{\pi\beta}\frac{s}{d}.$$

Полагая по-прежнему $\beta = 0{,}1$ и $s/d = 0{,}12$, находим

$$M_{зат} = 1{,}9 \cdot 10^{-4}Pd. \quad (56)$$

Обратная кубическая зависимость напряжения от диаметра болта [формула (54)] обусловливает резкое возрастание напряжений, возникающих при затяжке, с уменьшением диаметра болта. При затяжке вручную можно создать в болтах малого диаметра чрезмерные напряжения, вытянуть и даже разорвать болты.

Ниже приведены подсчитанные по формуле (54) напряжения растяжения при затяжке стандартными ключами (сила, приложенная к ключу, принята 150 Н). В рамку заключены напряжения, превосходящие предел текучести конструкционных углеродистых сталей.

Напряжения а болтах при затяжке стандартными ключами, МПа

f	Резьба					
	М6	М8	М10	М12	М14	М16
0,10	1200	500	400	200	150	100
0,05	2400	1000	800	400	300	200

При ручной затяжке можно легко разорвать болты диаметром менее М8, а при пониженном трении и болты М10. Разрушение болтов более М12 при пользовании стандартными ключами практически исключено. Если по конструктивным условиям приходится применять мелкие болты, то нужно ограничивать $M_{зат}$ или выполнять болты из сталей повышенной прочности.

Сопротивление самоотвинчиванию гаек. Самоотвинчивание обусловливается действием осевой силы P (суммы рабочей силы и силы предварительной затяжки), создающей отвинчивающий момент, равный согласно формуле (37)

$$M_{отв} = M' = 0{,}5Pd\frac{s}{\pi d}. \qquad (57)$$

Отвинчиванию препятствует тормозящий момент трения на опорной поверхности гайки и в резьбе:

$$M_{торм} = M'' + M''' = 0{,}5Pd\left(\frac{D}{d}f + \frac{d_{ср}}{d}f_1\right). \qquad (58)$$

Сопротивление самоотвинчиванию характеризует коэффициент самоторможения $\gamma = M_{торм}/M_{отв}$. При $\gamma > 1$ соединение защищено от самоотвинчивания, а при $\gamma < 1$ наступает режим самоотвинчивания.

Разделив уравнение (58) на (57), получим

$$\gamma = \frac{\pi d}{s}f\left(\frac{D}{d} + \frac{d_{ср}}{d}\frac{f_1}{f}\right), \qquad (59)$$

т. е. согласно формуле (42)

$$\gamma = \frac{1}{\beta} - 1. \qquad (60)$$

Значения γ приведены на рис. 448, *г* в функции s/d и f. Как видно, коэффициент самоторможения возрастает при увеличении f и снижается с увеличением s/d. Для $f = 0{,}05$ и $s/d = 0{,}10 \div 0{,}15$ (крепежные гайки) $\gamma = 2 \div 8$, а для $s/d < 0{,}05$ (кольцевые гайки) $\gamma = 10 \div 50$. Таким образом, соединения работают в режиме самоторможения даже при наиболее низких, встречающихся в статических условиях, значениях f.

Все меры, способствующие увеличению трения (введение натяга в резьбе, покрытие резьб полимерными пленками, введение пластмассовых вставок), повышают сопротивление самоотвинчиванию. Смазывание резьбы жидкими или твердыми (MoS_2) смазками, кадмирование, цинкование и сульфидирование резьбы уменьшают сопротивление самоотвинчиванию.

Картина меняется, если соединение подвергается динамическим нагрузкам, которые резко снижают трение. Уменьшение трения обусловливается главным образом возникающими при периодических колебаниях нагрузки микросмещениями несущих поверхностей относительно друг друга в результате упругой радиальной деформации (дыхания) гайки. Трение покоя заменяется трением движения; наступает известное явление «исчезновения» трения под действием вибрации.

Степень падения трения зависит от динамичности нагрузки (скорости нарастания и спада нагрузки), амплитуды и частоты колебаний нагрузки. При пульсирующей нагрузке с частотой более 1000—1500 колебаний в минуту коэффициент трения, согласно опытным данным, снижается в 4—5 раз, достигая значений $f = 0{,}02 \div 0{,}01$ (штриховые линии на рис. 448, *г*). При $f = 0{,}01$ коэффициент самоторможения для резьб с $s/d > 0{,}08$ становится меньше 1, т. е. наступает режим самоотвинчивания. Ввиду приближенности расчетов можно считать предельным значение коэффициента самоторможения $\gamma = 2$. Тогда опасными по самоотвинчиванию являются все резьбы с $s/d > 0{,}04$.

Соединения, работающие при циклических нагрузках, нужно предохранять от самоотвинчивания методами позитивного стопорения (шплинты, отгибные шайбы). Для кольцевых гаек с $s/d < 0{,}04$ допустимо упругое стопорение (контргайки, пружинные шайбы).

Режим самоотвинчивания наступает и тогда, когда сила P снижается до нуля, что происходит чаще всего в результате пластической вытяжки болта под длительным воздействием нагрузки (релаксация). Хотя действующее на-

чало самоотвинчивания (сила P) здесь отсутствует, отвертывание гайки может произойти от любых случайных причин. Стопорение гаек в данном случае не помогает. Хотя гайка и остается связанной с болтом, соединение теряет работоспособность вследствие ослабления предварительной затяжки. Способы предотвращения релаксации описаны ниже.

НАГРУЖЕННЫЕ СОЕДИНЕНИЯ

К циклически нагруженным относятся соединения, подвергающиеся действию отнулевой или знакопеременной силы (давление рабочих газов в цилиндрах поршневых двигателей и компрессоров, силы инерции движущихся масс в головках шатунов и подшипниках кривошипно-шатунных механизмов).

На рис. 450 приведена схема болтового соединения, нагруженного силой $P_{раб}$ внутреннего давления. Для обеспечения правильной работы стыка болты предварительно затягивают силой $P_{зат}$, достаточной для того, чтобы после приложения силы $P_{раб}$ на стыке оставалось давление.

Для упрощения предположим, что деформации головок и навертных концов болтов незначительны по сравнению с деформациями стержня, и будем считать, что рабочая длина болтов равна высоте стягиваемых деталей.

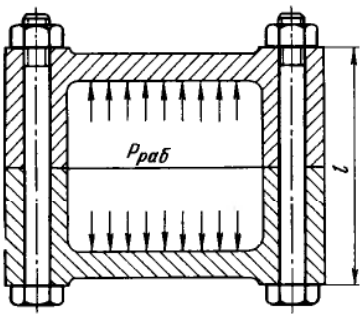


Рис. 450. Схема нагружения стяжного соединения

Это справедливо лишь для длинных болтов. У коротких болтов ($l/d < 4 \div 5$) деформации концевых элементов соизмеримы с деформациями стержня. Упругую характеристику таких болтов определяют экспериментально.

Работу соединения наглядно показывает диаграмма $P-e$ (рис. 451), по оси ординат которой отложены силы P, а по оси абсцисс – относительные деформации e. Растяжение болтов (a) изображается прямой ab, тангенс угла наклона которой к оси абсцисс (в соответствующем масштабе) равен

$$\operatorname{tg}\alpha = \lambda_1 = E_1 F_1, \qquad (61)$$

где λ_1 – коэффициент жесткости болтов; E_1 – модуль нормальной упругости материала болтов, МПа; F_1 – площадь сечения болтов, мм^2.

Сжатие корпуса изображается прямой bc, тангенс угла наклона которой

$$\operatorname{tg}\beta = \lambda_2 = E_2 F_2, \qquad (62)$$

где λ_2 – коэффициент жесткости корпуса; E_2 – модуль упругости материала корпуса; F_2 – площадь сечения корпуса.

Тангенсы противолежащих углов τ и ω равны коэффициентам податливости соответственно болтов ($\mu_1 = 1/\lambda_1$) и корпуса ($\mu_2 = 1/\lambda_2$). Относительное удлинение болтов под действием $P_{зат}$

$$e_1 = \frac{P_{зат}}{\operatorname{tg}\alpha} = \frac{P_{зат}}{\lambda_1} = \frac{\sigma_1}{E_1}, \qquad (63)$$

где σ_1 – напряжение растяжения в болтах.

Относительное сжатие корпуса

$$e_2 = \frac{P_{зат}}{\operatorname{tg}\beta} = \frac{P_{зат}}{\lambda_2} = \frac{\sigma_2}{E_2}, \qquad (64)$$

где σ_2 – напряжение сжатия в корпусе.

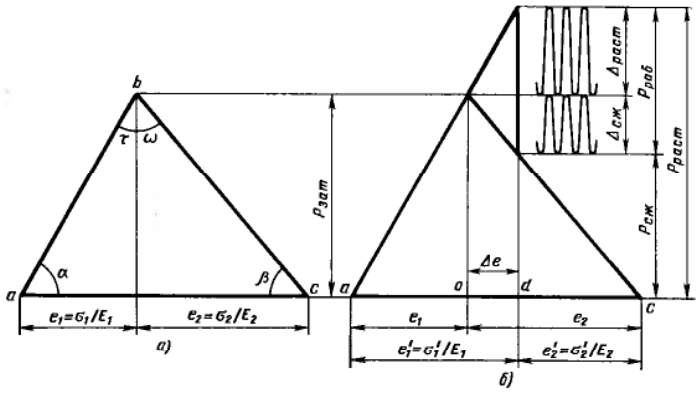


Рис. 451. Диаграмма $P-e$

После приложения $P_{раб}$ (рис. 451, *б*) сила, действующая на болты, возрастает:

$$P_{раст} = P_{зат} + \Delta_{раст}, \quad (65)$$

где $\Delta_{раст}$ – доля $P_{раб}$, передающаяся на болты.

Сила сжатия корпуса уменьшается:

$$P_{сж} = P_{зат} - \Delta_{сж}, \quad (66)$$

где

$$\Delta_{сж} = P_{раб} - \Delta_{раст}. \quad (67)$$

Относительная деформация растяжения болтов возрастает на величину

$$\Delta e = \frac{\Delta_{раст}}{\lambda_1}. \quad (68)$$

Деформация сжатия корпуса уменьшается на ту же величину

$$\Delta e = \frac{\Delta_{сж}}{\lambda_2}. \quad (69)$$

Из формул (67)–(69) находим значения $\Delta_{раст}$ и $\Delta_{сж}$, а затем подставляем их в формулы (65) и (66):

$$P_{сж} = P_{зат} - \frac{P_{раб}}{1 + \lambda_1/\lambda_2}; \quad (70)$$

$$P_{зат} = P_{сж} + \frac{P_{раб}}{1 + \lambda_1/\lambda_2}; \quad (71)$$

$$P_{раст} = P_{зат} + \frac{P_{раб}}{1 + \lambda_2/\lambda_1}. \quad (72)$$

Как видно, силы, действующие в соединении, определяются отношением λ_1/λ_2 (фактор жесткости соединения), равным согласно формулам (61) и (62)

$$\frac{\lambda_1}{\lambda_2} = \frac{E_1F_1}{E_2F_2} = \frac{\operatorname{tg}\alpha}{\operatorname{tg}\beta} = \frac{e_2}{e_1}, \quad (73)$$

который на диаграмме $P-e$ изображается отношением отрезков

$$\frac{oc}{ao} = \frac{e_2}{e_1}.$$

Если рабочая сила колеблется от нуля до $P_{раб}$, то переменная сила растяжения болтов пульсирует с размахом (волнистые линии на рис. 451, *б*)

$$\Delta_{раст} = P_{раст} - P_{зат} = \frac{P_{раб}}{1 + \lambda_2/\lambda_1}, \quad (74)$$

а переменная сила сжатия корпусов – с размахом

$$\Delta_{сж} = P_{зат} - P_{сж} = \frac{P_{раб}}{1 + \lambda_1/\lambda_2}. \quad (75)$$

Коэффициент асимметрии цикла:

для болтов

$$r_1 = \frac{P_{зат}}{P_{раст}}, \quad (76)$$

для корпуса

$$r_2 = \frac{P_{сж}}{P_{зат}}. \quad (77)$$

Расчетным для болтов является напряжение после приложения рабочей нагрузки

$$\sigma_1' = \frac{P_{расч}}{F_1} = e_1' E_1, \quad (78)$$

пропорциональное отрезку *ad*.

Расчетным для корпусов является напряжение при затяжке

$$\sigma_2 = \frac{P_{зат}}{F_2} = e_2 E_2, \quad (79)$$

пропорциональное отрезку *oc*.

Основные соотношения

Условие правильной работы стяжных соединений заключается в том, чтобы при максимуме рабочей силы $P_{раб}$ на стыке оставалось давление ($P_{сж} > 0$), предупреждающее периодическое раскрывание стыка, потерю герметичности, нарушение жесткости системы, а в стыках «металл по металлу» – контактную коррозию, наклеп и разбивание стыковых поверхностей. Поэтому при определении силы затяжки $P_{зат}$ целесообразно исходить непосредственно из минимальной силы сжатия стыка $P_{сж}$, приняв ее пропорциональной рабочей силе:

$$P_{сж} = \vartheta P_{раб}, \quad (80)$$

где ϑ – коэффициент затяжки, $\vartheta = 0{,}5 \div 2{,}0$.

В безразмерных обозначениях ($P_{раб} = 1$) сила сжатия стыка

$$P_{0сж} = \vartheta. \quad (81)$$

Согласно формуле (71) сила затяжки

$$P_{0зат} = \vartheta + \frac{1}{1 + \lambda_1/\lambda_2}. \quad (82)$$

Сила растяжения болтов

$$P_{0раст} = \vartheta + 1. \quad (83)$$

Размах пульсации силы растяжения болтов

$$\Delta_{0раст} = \frac{1}{1 + \lambda_2/\lambda_1}. \quad (84)$$

Размах пульсации силы сжатия корпуса

$$\Delta_{0сж} = \frac{1}{1 + \lambda_1/\lambda_2}. \quad (85)$$

Коэффициенты асимметрии циклов, определяющие циклическую прочность:

болтов

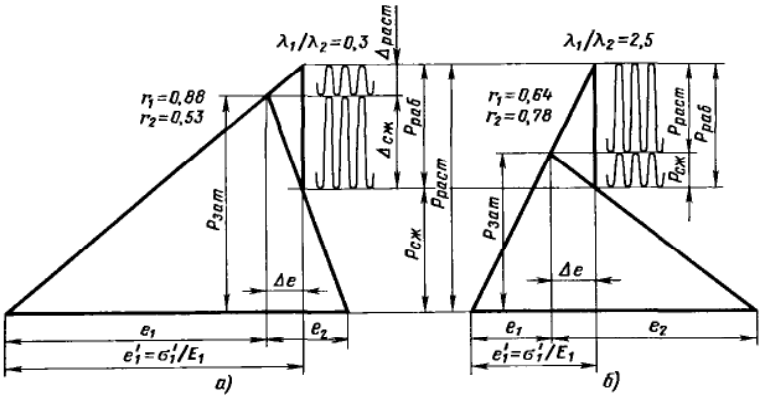


Рис. 452. Влияние λ_1/λ_2 на параметры соединений

$$r_1 = \frac{P_{0\text{зат}}}{P_{0\text{раст}}} = \frac{\vartheta + \dfrac{1}{1+\lambda_1/\lambda_2}}{\vartheta + 1}, \qquad (86)$$

корпусов

$$r_2 = \frac{P_{0\text{сж}}}{P_{0\text{зат}}} = \frac{\vartheta}{\vartheta + \dfrac{1}{1+\lambda_1/\lambda_2}}. \qquad (87)$$

Величина r_2, определяющая циклическую прочность корпусов и надежность стыка, столь же важна, как и величина r_1. Поэтому при проектировании стяжных соединений целесообразно добиваться достаточно высоких и по возможности равных значений r_1 и r_2.

Из формул (81) и (83) следует, что минимальная сила сжатия стыка $P_{\text{сж}}$ и максимальная сила растяжения болтов $P_{\text{раст}}$ не зависят от λ_1/λ_2 и определяются только величиной ϑ. Фактор λ_1/λ_2 влияет на размах пульсаций $\Delta_{\text{раст}}$ и $\Delta_{\text{сж}}$, коэффициенты асимметрии r_1 и r_2, напряжения в болтах σ_1 и в корпусе σ_2.

С уменьшением λ_1/λ_2 (податливые болты, жесткие корпуса) уменьшаются $\Delta_{\text{раст}}$, r_2, σ_2 и возрастают $\Delta_{\text{сж}}$, r_1, σ_1 и $P_{\text{зат}}$ (рис. 452, *а*). С увеличением λ_1/λ_2 (жесткие болты, податливые корпуса) уменьшаются $\Delta_{\text{сж}}$, r_1, σ_1 и $P_{\text{зат}}$ и возрастают $\Delta_{\text{раст}}$, r_2 и σ_2 (рис. 452, *б*).

При $\lambda_1/\lambda_2 = 0$ (абсолютно податливые болты или абсолютно жесткие корпуса) $\Delta_{0\,\text{раст}} = 0$ и $\Delta_{0\,\text{сж}} = 1$, т. е. нагрузка на болты статическая, а пульсация нагрузки на корпуса максимальная ($\Delta_{\text{сж}} = P_{\text{раб}}$). При $\lambda_1/\lambda_2 = \infty$ (абсолютно жесткие болты или абсолютно податливые корпуса) $\Delta_{0\,\text{сж}} = 0$ и $\Delta_{0\,\text{раст}} = 1$, т. е. нагрузка на корпуса статическая, а пульсация нагрузки на болты максимальная ($\Delta_{\text{раст}} = P_{\text{раб}}$).

Одинаковые параметры соединения можно получить при различных значениях λ_1 и λ_2, если отношение последних одинаково. Уменьшить жесткость исходной конструкции *1* (рис. 453) можно как снижением λ_1 (уменьшение диаметра болтов *2*; увеличение шага их расположения *3*), так и повышением λ_2 (увеличение площади сечения корпуса *4*). Увеличить жесткость можно как повышением λ_1 (увеличение диаметра болтов *5*; уменьшение шага их расположения *6*), так и снижением λ_2 (уменьшение площади сечения корпуса *7*).

Однако есть существенная разница между способами регулирования жесткости. Снижение жесткости системы уменьшением λ_2 повышает напряжение в болтах. Целесообразнее способ увеличения λ_2, при котором напряжения в болтах не меняются, а напряжения в корпусе уменьшаются.

Для повышения жесткости системы целесообразно увеличивать λ_1, так как напряжения в болтах при этом снижаются, а напряжения в корпусе не меняются. При уменьшении λ_2 напряжения в болтах остаются постоянными, а напряжения в корпусе возрастают.

На рис. 454 показаны в функции λ_1/λ_2 безразмерные ($P_{\text{раб}} = 1$) параметры соединений для случая $\vartheta = 1$ (принято $E_1 = E_2 = 1$).

Максимальное напряжение в болтах (рис. 454, *а*)

$$\sigma_{01} = \frac{P_{0\,\text{раст}}}{F_1} = \frac{P_{0\,\text{раст}} E_1}{\lambda_1} = (\vartheta + 1)\frac{E_1}{\lambda_1} \qquad (88)$$

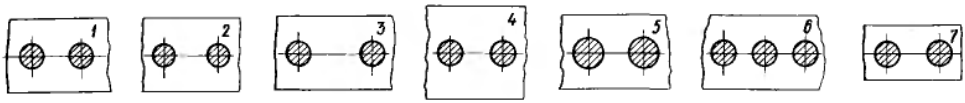


Рис. 453. Регулирование жесткости стяжных соединений

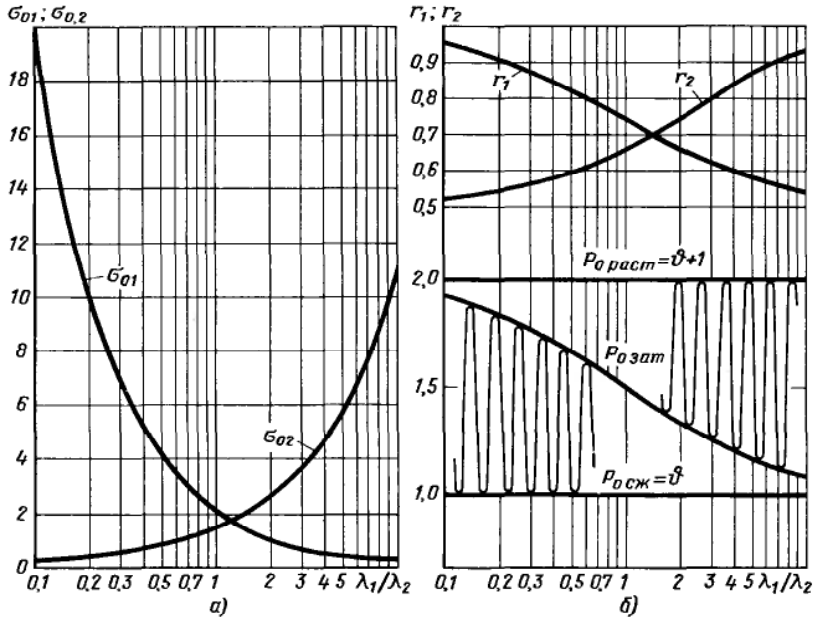


Рис. 454. Параметры соединений в функции λ_1/λ_2 ($\vartheta = 1$)

резко возрастает с уменьшением λ_1/λ_2 (уменьшение λ_1 при $\lambda_2 = \text{const}$).

Напряжение σ_1 можно привести к допускаемому за счет увеличения площади сечения F_1 болтов. Однако это вызывает увеличение площади сечения F_2 корпуса, связанной с F_1 соотношением

$$\frac{F_2}{F_1} = \frac{E_1}{E_2}\frac{\lambda_2}{\lambda_1}. \qquad (89)$$

Таким образом, снижение λ_1/λ_2 лимитируется увеличением площади F_2, в основном определяющей размеры и массу соединения.

Максимальное напряжение в корпусе

$$\sigma_{02} = \frac{P_{0\text{зат}}}{F_2} = \frac{P_{0\text{зат}}E_2}{\lambda_2} = \left(\vartheta + \frac{1}{1+\lambda_1/\lambda_2}\right)\frac{E_2}{\lambda_2} \qquad (90)$$

резко возрастает с увеличением λ_1/λ_2 (уменьшение λ_2 при $\lambda_1 = \text{const}$).

Величины r_1 и r_2 (рис. 454, *б*), определяющие циклическую прочность болтов и корпусов, колеблются во всем диапазоне $\lambda_1/\lambda_2 = 0{,}1 \div 10$ незначительно (0,55 – 0,95).

Как видно из приведенной на рис. 455 типичной диаграммы Смита для стали (область растяжения), такие колебания не отражаются на пределах выносливости σ_D, которые при $r_1 > 0{,}5 \div 0{,}6$ практически постоянны и равны пределу текучести $\sigma_{0,2}$. Это справедливо и для сжатия.

Значения r_1 и $r_2 > 0{,}6$ практически полностью устраняют влияние пульсаций на сопротивление усталости. Повышение r_1 и r_2 более 0,7 – 0,8 не имеет смысла, так как не отражается на сопротивлении усталости.

Выбор параметров

На рис. 456 приведены параметры стяжных соединений в зависимости от λ_1/λ_2 и ϑ. Верхние кривые показывают значения r_1 и r_2 [формулы (86), (87)], левые нижние кривые – отношение F_2/F_1 сечений корпусов и болтов

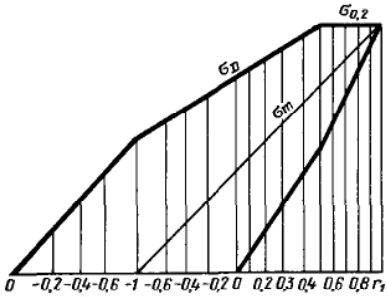


Рис. 455. Диаграмма Смита

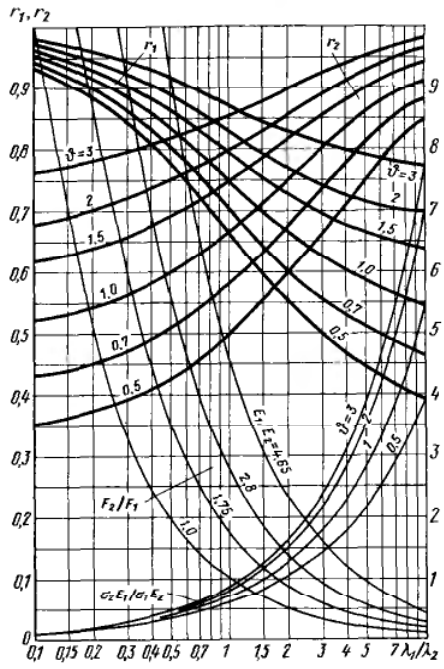


Рис. 456. Параметры соединений в функции λ_1/λ_2 и ϑ

[формула (89)] для следующих сочетаний материалов болтов и корпусов: $E_1/E_2 = 4{,}65$ (сталь – сплавы Mg); $E_1/E_2 = 2{,}8$ (сталь – Al; сталь – чугун; Ti – Mg); $E_1/E_2 = 1{,}75$ (сталь – Ti; Ti – Al) и $E_1/E_2 = 1{,}0$ (сталь – сталь; Ti – Ti).

Правые нижние кривые показывают отношение σ_2/σ_1 в виде фактора $\dfrac{\sigma_2}{\sigma_1}\dfrac{E_1}{E_2}$, равного

$$\frac{\sigma_2}{\sigma_1}\frac{E_1}{E_2} = \frac{\lambda_1}{\lambda_2}\,\frac{\vartheta + \dfrac{1}{1+\lambda_1/\lambda_2}}{\vartheta+1}. \qquad (91)$$

Величина $\lambda_1/\lambda_2 \approx 1$ разделяет график на две области. Область $\lambda_1/\lambda_2 < 1$ характеризуется высокими значениями r_1, которые при самых малых затяжках ($\vartheta = 0{,}5$) превышают 0,6, т. е. надежно исключают влияние пульсаций на циклическую прочность болтов. При $\lambda_1/\lambda_2 = 0{,}2 \div 0{,}1$ коэффициент r_1 достигает очень высоких, по существу избыточных значений $r_1 = 0{,}9 \div 0{,}95$.

Величина r_2 в области $\lambda_1/\lambda_2 < 1$ значительно ниже и достигает значений $r_2 = 0{,}6$ лишь при повышенных коэффициентах затяжки $\vartheta = 1{,}0 \div 1{,}5$.

По суммарным показателям (достаточно высокие значения r_2, приемлемые величины F_2/F_1) нижним пределом λ_1/λ_2 можно для средних условий считать $\lambda_1/\lambda_2 = 0{,}5$.

Область $\lambda_1/\lambda_2 > 1$ характеризуется повышенными значениями r_2 и пониженными r_1.

При $\lambda_1/\lambda_2 > 1$ возрастают напряжения в корпусах $\left(\text{увеличение } \dfrac{\sigma_2}{\sigma_1}\dfrac{E_1}{E_2}\right)$. Ниже приведены подсчитанные по формуле (91) предельные по прочности корпусов значения λ_1/λ_2 для корпусов из различных материалов (принято $\vartheta = 1$).

Материал корпуса	Допустимое напряжение σ_2, МПа	Предельное значение λ_1/λ_2 при σ_1, МПа		
		100	200	300
Сплавы Al	80	3,7	1,7	1,0
Сплавы Mg	50	3,9	1,8	1,1
Сталь	300	5,0	2,4	1,5
Чугуны	300	16,0	7,5	4,7

Как видно, предельные по прочности корпусов значения λ_1/λ_2 довольно велики, и их можно еще больше увеличить снижением σ_1. Для чугунных корпусов предела повышения λ_1/λ_2 практически нет. Таким образом, крайние верхние значения λ_1/λ_2 определяются преимущественно снижением r_1 при $\lambda_1/\lambda_2 > 1$. С этой точки зрения верхним пределом надо считать $\lambda_1/\lambda_2 = 1 \div 1{,}5$. Нижним пределом можно считать $\lambda_1/\lambda_2 = 0{,}5$. Следовательно, в качестве самого общего правила можно рекомендовать диапазон $\lambda_1/\lambda_2 = 0{,}5 \div 1{,}0$. Нижние значения целесообразно применять для стальных болтов и стальных корпусов, верхние – для сочетания стальных болтов с корпусами из легких сплавов и чугунов.

Изменяя затяжку ϑ, можно получить приемлемые параметры соединения и в более широком диапазоне λ_1/λ_2.

Повышение коэффициента затяжки ϑ в области $\lambda_1/\lambda_2 < 1$ увеличивает r_1 и особенно r_2 и, следовательно, является действенным средством повышения надежности стыка в этой области (см. рис. 456). Однако с увеличением ϑ при заданной величине σ_1 возрастает площадь F_1 сечения болтов

$$F_1 = \frac{(\vartheta+1)P_{раб}}{\sigma_1} \qquad (92)$$

и связанная с ней соотношением (89) площадь сечения корпуса

$$F_2 = F_1\frac{E_1}{E_2}\frac{\lambda_2}{\lambda_1}. \qquad (93)$$

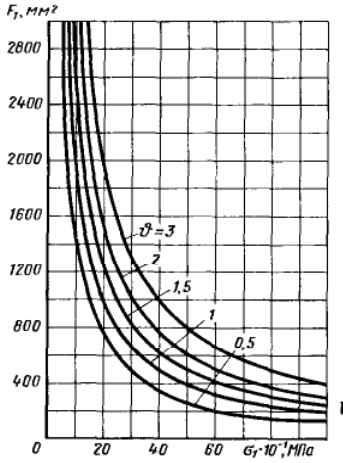


Рис. 457. Влияние σ_1 и ϑ на F_1

С другой стороны, согласно формуле (92) величина F_1 зависит от коэффициента затяжки ϑ.

Совместное влияние σ_1 и ϑ на F_1, подсчитанное по формуле (92), представлено на рис. 457 (принято $P_{раб} = 10^5$ Н).

Повышение ϑ с 0,5 до 2,0, т. е. в 4 раза, увеличивает при том же σ_1 площадь F_1 в 2 раза. Увеличение σ_1 с 50–100 МПа до 300 МПа очень резко снижает F_1. С дальнейшим повышением σ_1 снижение замедляется и при $\sigma_1 > 400 \div 500$ МПа становится малоощутимым.

Правила конструирования

На основе предшествующего анализа можно рекомендовать следующие правила проектирования циклически нагруженных стяжных соединений.

1. Величину λ_1/λ_2 целесообразно выбирать в пределах 0,5–1,0. Оптимальным можно считать $\lambda_1/\lambda_2 \approx 1$, при котором достигаются примерно равновысокие значения r_1 и r_2 при наиболее низких коэффициентах затяжки ϑ и, следовательно, наименьших напряжениях, габаритах и массе соединения.

2. Коэффициент затяжки ϑ следует выбирать так, чтобы при данной величине λ_1/λ_2 значения r_1 и r_2 были бы не ниже 0,6. При $\lambda_1/\lambda_2 \approx 1$ можно принимать $\vartheta = 0{,}5 \div 1$, а при $\lambda_1/\lambda_2 < 1$ $\vartheta = 1 \div 1{,}5$.

3. Напряжения σ_1 в болтах рекомендуется с целью повышения релаксационной стойкости принимать небольшими, учитывая, однако, сопутствующее снижению σ_1 увеличение габаритов и массы соединения. Нижним пределом можно считать $\sigma_1 = 100$ МПа, меньше которого площадь F_1 резко возрастает. Для конструкций общего машиностроения, а также для корпусов из легких сплавов, стягиваемых стальными болтами, можно принимать $\sigma_1 = 120 \div 150$ МПа, т. е. изготовлять болты из углеродистых сталей. Для конструкций малой массы и габаритов, а также при чугунных и стальных корпусах целесообразно принимать $\sigma_1 = 200 \div 300$ МПа (легированные стали). Увеличение σ_1 свыше 400 МПа существенного выигрыша в габарите и массе не дает.

Для практических расчетов составлен график (рис. 458) величин $P_{0раст}$, $P_{0сж}$ (жирные линии) и $P_{0зат}$ (тонкие линии) в функции ϑ для различных значений λ_1/λ_2.

Коэффициенты асимметрии определяют из соотношений

$$r_1 = \frac{P_{зат}}{P_{раст}};\quad r_2 = \frac{P_{сж}}{P_{зат}}.$$

Пример. Корпус из алюминиевого сплава ($E_2 = 7{,}5 \cdot 10^4$ МПа), стягиваемый стальными болтами ($E_1 = 2{,}1 \cdot 10^5$ МПа), подвергается действию силы $P_{раб}$, изменяющейся от 0 до 10^5 Н.

Принимаем коэффициент затяжки $\vartheta = 1$. Минимальная сила сжатия стыка $P_{сж} = \vartheta P_{раб} = 10^5$ Н; максимальная сила растяжения болтов $P_{раст} = (\vartheta + 1) P_{раб} = 2 \cdot 10^5$ Н. Напряжение в болтах принимаем $\sigma_1 = 200$ МПа. Площадь сечения болтов

$$F_1 = \frac{P_{раст}}{\sigma_1} = \frac{2 \cdot 10^5}{200} = 1000 \text{ мм}^2.$$

Диаметры стержней болтов определяют из соотношения $d = \sqrt{\dfrac{1000}{n \cdot 0{,}785}}$, где n – число болтов. При $n = 4$; 6; 8 соответственно $d = 18$; 14,5; 11 мм.

По рис. 458 находим параметры соединений для $\lambda_1/\lambda_2 = 0{,}1$; 0,5; 1 (построения указаны штриховой линией). Параметры см. в табл. на с. 184.

При $\lambda_1/\lambda_2 = 0{,}1$ параметры соединения неблагоприятны (излишне высокое значение r_1, малое r_2, чрезмерная величина $F_2 = 28\,000$ мм²). Приемлема область $\lambda_1/\lambda_2 = 0{,}5 \div 1$. Вследствие близости численных значений r_1 и r_2 и малой величины F_2 предпочтительнее значение $\lambda_1/\lambda_2 = 1$. Повышенное напряжение в корпусе ($\sigma_2 = 54$ МПа) можно снизить путем уменьшения σ_1. Согласно формулам (92) и (93) при $\sigma_1 = 100$ МПа σ_2 снижается вдвое вследствие увеличения вдвое F_1 и F_2.

Упругие элементы

Упругие характеристики системы можно до некоторой степени изменять установкой упругих элементов *1*, *3* на болтах *2* (рис. 459) и на корпусах *4* или увеличением упругости корпусов посредством гофрирования стенок *5*.

Принадлежность упругих элементов к системе болтов или корпусов определяется

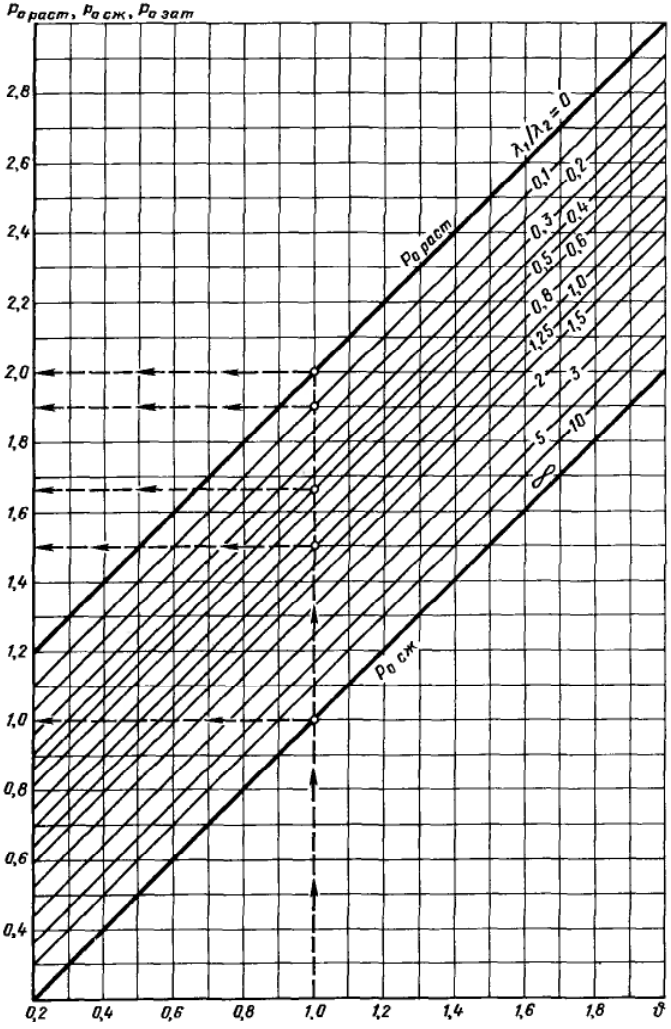


Рис. 458. График для расчета стяжных соединений

λ_1/λ_2	0,1	0,5	1
$P_{зат}$, Н	190 000	167 000	150 000
r_1	0,96	0,84	0,75
r_2	0,52	0,6	0,67
$F_2 = F_1 \frac{\lambda_2}{\lambda_1} \frac{E_1}{E_2}$, мм^2	28 000	5600	2800
$\sigma_2 = \frac{P_{зат}}{F_2}$, МПа	7	30	54

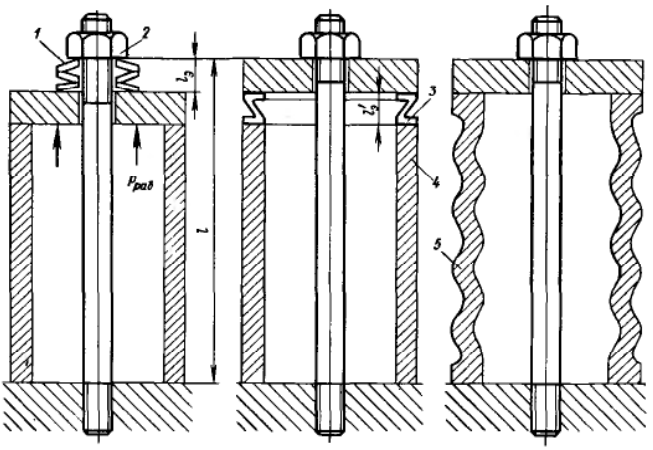


Рис. 459. Упругие элементы

следующим признаком: если приложение $P_{раб}$ вызывает в упругом элементе изменение нагрузки в ту же сторону, что и в болтах, то этот элемент относится к системе болтов. Элементы, у которых приложение $P_{раб}$ вызывает изменение нагрузки в ту же сторону, что и в корпусе, принадлежит к системе корпуса.

Например, нагрузка на элемент *1* с приложением $P_{раб}$ увеличивается, как и в болтах (хотя он подвергается сжатию, а не растяжению, как болты), следовательно, этот элемент относится к системе болтов, и его упругость необходимо ввести в упругость болтов. Элемент *3*, напротив, разгружается с приложением $P_{раб}$ и, следовательно, относится к системе корпуса.

Установка упругих элементов на болтах и на корпусах не влияет на величины $P_{раст}$, $P_{сж}$ и напряжения σ_1 в болтах, но изменяет коэффициенты асимметрии r_1 и r_2, силу затяжки $P_{зат}$ и напряжение σ_2 в корпусе.

Установка упругих элементов на болтах, снижая их собственный коэффициент жесткости λ_1 до кажущейся величины λ_1^*, уменьшает исходное значение λ_1/λ_2 до λ_1^*/λ_2 и повышает r_1 при одновременном снижении r_2. Сила $P_{зат}$ и напряжение σ_2 в корпусе возрастают.

Установка упругих элементов на корпусе, снижая его собственный коэффициент жесткости λ_2 до кажущейся величины λ_2^*, увеличивает исходное значение λ_1/λ_2 до λ_1/λ_2^* и повышает r_2 при одновременном снижении r_1. Сила $P_{зат}$ и напряжение σ_2 в корпусе уменьшаются. Коэффициенты жесткости упругих элементов, необходимые для получения заданных величин λ_1^* и λ_2^*,

$$\lambda_э = \frac{l_э/l}{\frac{1}{\lambda_1^*} - \frac{1}{\lambda_1}}; \qquad (94)$$

$$\lambda'_э = \frac{l'_э/l}{\frac{1}{\lambda_2^*} - \frac{1}{\lambda_2}}, \qquad (95)$$

где λ_1 и λ_2 – собственные коэффициенты жесткости соответственно болтов и корпусов; $l_э/l$ и $l'_э/l$ – отношение высоты элементов к длине болта.

Изменение λ_1/λ_2 установкой упругих элементов не затрагивает основных параметров соединения и, как показано выше, вообще слабо влияет на r_1 и r_2. Поэтому введение элементов даже очень большой упругости сравнительно мало изменяет параметры системы.

Установка упругих элементов на болтах имеет смысл только при высоких исходных значениях λ_1/λ_2 как средство повышения низких в этой области значений r_1. Введение упругих элементов при $\lambda_1/\lambda_2 < 0{,}5$ приводит к снижению и без того низких значений r_2 и бесполезному повышению и без того высоких значений r_1. Установка упругих элементов на корпусах целесообразна при $\lambda_1/\lambda_2 < 0{,}5$ как средство увеличения r_2 (повышение надежности стыка).

Примеры.

1. Установка упругих элементов на болтах. Корпус из алюминиевого сплава ($E_2 = 7{,}5 \cdot 10^4$ МПа; $F_2 = 2250$ мм^2), стянутый стальными болтами ($E_1 = 2{,}1 \cdot 10^5$ МПа; $F_1 = 2000$ мм^2), подвергается действию силы $P_{раб} = 10^5$ Н. Фактор $\lambda_1/\lambda_2 = \frac{21}{7{,}5} \cdot \frac{2000}{2250} = 2{,}5$. Коэффициент затяжки $\vartheta = 1$.

Напряжение в болтах $\sigma_1 = \frac{(\vartheta + 1)P_{раб}}{F_1} = \frac{2 \cdot 10^5}{2000} =$ $= 100$ МПа. Диаграмма P – e системы представлена на рис. 460, *а*.

Установим на болтах упругие элементы, снижающие их жесткость в 2,5 раза ($\lambda_1^*/\lambda_2 = 1$). – штриховая линия на рисунке. Сравнительные характеристики соединений приведены ниже.

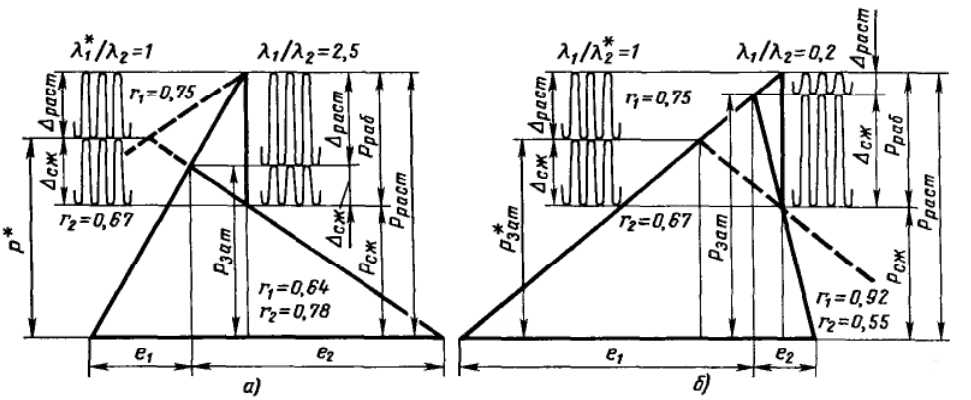


Рис. 460. Влияние упругих элементов на параметры соединений

Параметры	$\lambda_1/\lambda_2 = 2{,}5$	$\lambda_1^*/\lambda_2 = 1$
r_1	0,64	0,75
r_2	0,78	0,67
$P_{зат}$, кН	128,5	150
σ_2, МПа	57	67

Таким образом, установка упругих элементов обеспечивает несколько более благоприятные значения коэффициентов асимметрии (сближение численных значений r_1 и r_2). Напряжение σ_2 возрастает.

2. Установка упругих элементов на корпусе. Соединение то же, но с $F_1 = 1000$ мм^2 ($\sigma_1 = 200$ МПа) и $F_2 = 14000$ мм^2. Фактор $\lambda_1/\lambda_2 = 0{,}2$ (рис. 460, *б*).

Установим на корпусе упругие элементы, снижающие его жесткость в 5 раз ($\lambda_1/\lambda_2^* = 1$).

Сравнительные характеристики соединений приведены ниже.

Параметры	$\lambda_1/\lambda_2 = 0{,}2$	$\lambda_1/\lambda_2^* = 1$
r_1	0,92	0,75
r_2	0,55	0,67
$P_{зат}$, кН	183, 5	150
σ_2, МПа	13,1	10,7

Введение упругих элементов сближает величины r_1 и r_2 и уменьшает напряжение σ_2 (впрочем, и без того низкое, как во всех системах с $\lambda_1/\lambda_2 < 1$).

Как видно из примеров 1 и 2, установка упругих элементов незначительно изменяет параметры соединений и как способ их улучшения — малоэффективна.

Гораздо большее значение имеют упругие элементы как средство уменьшения термических сил и повышения релаксационной стойкости соединений.

Термические силы

Если соединение работает при повышенных температурах, причем болты и корпуса имеют различную температуру или выполнены из материалов с разными коэффициентами линейного расширения, то в соединении возникает термическая сила P_t:

$$P_t = \frac{e_t}{\frac{1}{\lambda_1} + \frac{1}{\lambda_2}}, \qquad (96)$$

где e_t — относительная термическая деформация (температурный натяг),

$$e_t = \alpha_2 \Delta t_2 - \alpha_1 \Delta t_1, \qquad (97)$$

где α_1 и α_2 — коэффициенты линейного расширения материалов соответственно болтов и корпуса; $\Delta t_2 = t_2 - t_0$ — разность рабочей температуры t_2 корпусов и температуры t_0 сборки; $\Delta t_1 = t_1 - t_0$ — разность рабочей температуры болтов t_1 и температуры t_0 сборки.

Термические напряжения в болтах

$$\sigma_{t1} = \frac{E_1 e_t}{1 + \lambda_1/\lambda_2}$$

снижаются с увеличением фактора λ_1/λ_2 (жесткие болты, упругие корпуса) и возрастают с его уменьшением.

Термические напряжения в корпусах

$$\sigma_{t2} = \frac{E_2 e_t}{1 + \lambda_2/\lambda_1},$$

напротив, возрастают с увеличением λ_1/λ_2 и падают с его уменьшением.

Для прочности болтов в термически нагруженных соединениях целесообразно придерживаться повышенных значений λ_1/λ_2.

При построении диаграммы $P - e$ с учетом термической силы (рис. 461) линии растяжения

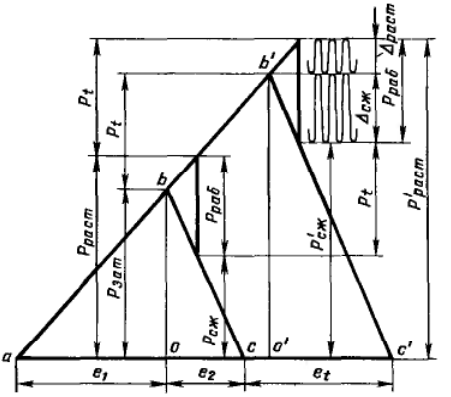


Рис. 461. Влияние нагрева на параметры соединения

ab и сжатия bc исходного соединения раздвигают на отрезок $cc' = e_t$. Треугольник $ab'c'$ изображает состояние системы после нагрева. Далее построение ведут по предыдущему.

Силы затяжки, растяжения и сжатия при нагреве

$$P'_{зат} = P_{зат} + P_t;$$

$$P'_{раст} = P_{раст} + P_t;$$

$$P'_{сж} = P_{сж} + P_t.$$

Коэффициент затяжки $\vartheta' = \vartheta + P_t/P_{раб}$, где ϑ – коэффициент затяжки в холодном состоянии.

Коэффициенты асимметрии циклов после нагрева возрастают:

$$r_1 = \frac{P'_{зат}}{P'_{раст}} = \frac{P_{зат} + P_t}{P_{раст} + P_t};$$

$$r_2 = \frac{P'_{сж}}{P'_{зат}} = \frac{P_{сж} + P_t}{P_{зат} + P_t}.$$

При охлаждении до минусовых температур термическая сила становится отрицательной, и силы $P_{зат}$, $P_{раст}$ и $P_{сж}$ уменьшаются, т. е. соединение становится ослабленным.

Пример. Корпус из алюминиевого сплава ($E_2 = 7{,}5 \cdot 10^4$ МПа; $\alpha_2 = 23 \cdot 10^{-6}$ 1/°C; $F_2 = 6100$ мм^2), стягиваемый стальными болтами ($E_1 = 21 \cdot 10^4$ МПа; $\alpha_1 = 11 \cdot 10^{-6}$ 1/°C; $F_1 = 1100$ мм^2), подвергается действию силы $P_{раб} = 100$ кН. Коэффициенты жесткости $\lambda_1 = E_1F_1 = 2{,}3 \cdot 10^8$ Н; $\lambda_2 = E_2F_2 = 4{,}6 \cdot 10^8$ Н; фактор жесткости $\lambda_1/\lambda_2 = 0{,}5$. Коэффициент затяжки $\vartheta = 1$. При работе соединение нагревается до 80 °C; температура болтов и корпуса одинакова. Температура сборки 20 °C.

Температурный натяг по формуле (97) $e_t = (80 - 20)(23 - 11)\,10^{-6} = 7{,}2 \cdot 10^{-4}$.

Термическая сила по формуле (96)

$$P_t = \frac{7{,}2 \cdot 10^{-4} \cdot 10^8}{\frac{1}{2{,}3} + \frac{1}{4{,}6}} = 110 \text{ кН}.$$

Параметры соединения до и после нагрева приведены ниже.

Параметры	До нагрева	После нагрева
$P_{раст}$, кН	200	310
$P_{сж}$, кН	100	210
$P_{зат}$, кН	166,6	276,6
ϑ	1	2,1
$\sigma_1 = \frac{P_{раст}}{F_1}$, МПа	180	280
$\sigma_2 = \frac{P_{зат}}{F_2}$, МПа	27	45
r_1	0,83	0,9
r_2	0,6	0,7

Предположим теперь, что соединение подвергается охлаждению до -30 °C (разность температур сборки и охлаждения $20 + 30 = 50$ °C). Тогда

$$P_t = -50 \cdot 12 \cdot 10^{-6} \frac{2{,}3 \cdot 10^8}{1{,}5} = -92 \text{ кН}.$$

Сила сжатия становится равной $P''_{сж} = P_{сж} + P_t = 100 - 92 = 8$ кН, т. е. снижается до $\frac{8}{100} \cdot 100 = 8\,\%$ первоначального значения.

Этот пример показывает, что для машин, эксплуатируемых на открытом воздухе, обязательна проверка на ослабление соединения при минусовых температурах.

Из формулы (96) следует, что термическая сила снижается с увеличением податливости болтов (уменьшение λ_1) и корпуса (уменьшение λ_2). При $\lambda_1 = 0$ или $\lambda_2 = 0$ величина $P_t = 0$. Однако возможности маневрирования этими параметрами ограничены, так как уменьшение λ_1 вызывает повышение напряжений в болтах, а уменьшение λ_2 – в корпусах.

Действенным средством снижения термических сил является установка на болтах или корпусах упругих элементов. Установка упругих элементов на болтах и корпусах одинаково эффективна, но конструктивно проще устанавливать упругие элементы на болтах. В некоторых случаях задача решается гофрированием корпуса (см. рис. 459).

При установке упругих элементов на болтах термическая сила снижается в отношении

$$n = \frac{P'_t}{P_t} = \frac{\frac{1}{\lambda_1} + \frac{1}{\lambda_2}}{\frac{1}{\lambda_1^*} + \frac{1}{\lambda_2}} = \frac{1 + \lambda_1/\lambda_2}{\frac{\lambda_1}{\lambda_1^*} + \lambda_1/\lambda_2}, \quad (98)$$

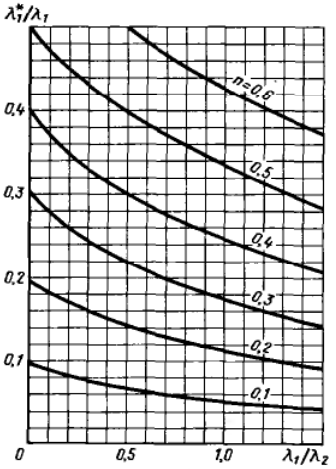


Рис. 462. Отношение λ_1^*/λ_2 в зависимости от λ_1/λ_2 и n

где λ_1^* – коэффициент жесткости болтов с упругими элементами; λ_1 и λ_2 – исходные коэффициенты жесткости.

Коэффициент жесткости λ_1^*, необходимый для получения заданного значения n,

$$\lambda_1^* = \frac{\lambda_1 n}{1 + \frac{\lambda_1}{\lambda_2}(1-n)}. \qquad (99)$$

Отношение λ_1^*/λ_2 приведено на рис. 462 в функции λ_1/λ_2 и n.

Пример. Пусть $\lambda_1 = 6 \cdot 10^7$ Н ($E_1 = 21 \cdot 10^4$ МПа; $F_1 = 290$ мм^2); $\lambda_2 = 12 \cdot 10^7$ Н ($E_2 = 7{,}5 \cdot 10^4$ МПа; $F_2 = 1600$ мм^2); $P_{раб} = 25\,000$ Н; $\vartheta = 1$. Длина болта $l = 200$ мм. Термический натяг по-прежнему $e_t = 7{,}2 \cdot 10^{-4}$.

Термическая сила

$$P_t = \frac{7{,}2 \cdot 10^{-4} \cdot 6 \cdot 10^7}{1{,}5} \approx 30 \text{ кН}.$$

Параметры соединения до и после нагрева приведены ниже.

Параметры	До нагрева	После нагрева
$P_{раст}$, кН	50	80
$P_{сж}$, кН	25	55
$P_{зат}$, кН	41,75	71,75
$\sigma_1 = \frac{P_{раст}}{F_1}$, МПа	170	275
$\sigma_2 = \frac{P_{зат}}{F_2}$, МПа	26	45
r_1	0,835	0,9
r_2	0,6	0,77

Таким образом, напряжения в болтах при нагреве повышаются в $\frac{275}{170} = 1{,}6$ раза, а напряжения в корпусе в $\frac{45}{26} = 1{,}7$ раза.

Снизим термическую силу в 5 раз ($P_t = 6$ кН) путем установки упругих элементов на болтах. Необходимый коэффициент жесткости λ_1^* болтов с упругими элементами определяем по рис. 462 или по формуле (94):

$$\lambda_1^* = \frac{1}{\frac{7{,}2 \cdot 10^{-4}}{6000} - \frac{1}{12 \cdot 10^7}} = 8 \cdot 10^6 \text{ Н}.$$

Новое значение фактора жесткости

$$\frac{\lambda_1^*}{\lambda_2} = \frac{8 \cdot 10^6}{12 \cdot 10^7} = 0{,}075.$$

Сила затяжки в холодном соединении с упругими элементами

$$P_{зат} = P_{раб}\left(\vartheta + \frac{1}{1 + 0{,}075}\right) = 48 \text{ кН}.$$

Параметры соединения до и после нагрева приведены ниже.

Параметры	До нагрева	После нагрева
$P_{раст}$, кН	50	56
$P_{сж}$, кН	25	31
$P_{зат}$, кН	48	54
$\sigma_1 = \frac{P_{раст}}{F_1}$, МПа	170	190
$\sigma_2 = \frac{P_{зат}}{F_2}$, МПа	30	33,5
r_1	0,96	0,97
r_2	0,52	0,57

Как видно, при нагреве соединения с упругими элементами напряжения в болтах повышаются только на $\frac{190 - 170}{170} \cdot 100 = 12\%$ по сравнению с напряжениями в холодном соединении без упругих элементов.

Необходимый коэффициент жесткости $\lambda_э$ упругого элемента определяем по формуле (94). Принимая $l_э/l = 0{,}1$, находим

$$\lambda_э = \frac{l_э/l}{\frac{1}{\lambda_1^*} - \frac{1}{\lambda_1}} = \frac{0{,}1}{\frac{1}{8 \cdot 10^6} - \frac{1}{6 \cdot 10^7}} = 1{,}06 \cdot 10^6 \text{ Н}.$$

Относительная деформация сжатия элемента при нагреве

$$e_э = \frac{P_t}{\lambda_э} = \frac{6000}{1{,}06 \cdot 10^6} = 0{,}0057.$$

Абсолютная деформация (при $l_э = 20$ мм) $f_э = 0{,}0057 \cdot 20 = 0{,}114$ мм.

Полная свободная деформация элемента при сжатии от нуля до $P_{зат} = 54$ кН

$$e'_э = \frac{P_{зат}}{\lambda_э} = \frac{54\,000}{1{,}06 \cdot 10^6} = 0{,}05.$$

Абсолютная деформация $f'_э = e'_э l_э = 0{,}05 \cdot 20 = 1$ мм.

С запасом на колебания силы затяжки и термической силы принимаем $f'_э = 1{,}5$ мм.

Таким образом, установка элементов достаточной упругости позволяет почти полностью устранить влияние термических сил и сделать соединение практически температуронезависимым в широком диапазоне плюсовых и минусовых температур.

Релаксация

Стяжные соединения (особенно работающие при повышенных температурах) с течением времени ослабевают вследствие медленно развивающейся пластической деформации болтов (а иногда и стягиваемых деталей) под длительным воздействием напряжений, значительно меньших предела текучести материала при однократной и кратковременной нагрузке. Это явление называют р е л а к с а ц и е й (ослаблением).

Обычное определение релаксации как «самопроизвольного изменения во времени напряжений при неизменной деформации» неверно. Релаксация всегда сопровождается возникновением пластических деформаций, которые и являются ее первопричиной. Правильно говорить о явлении х о л о д н о й п о л з у ч е с т и металлов, аналогичном явлению ползучести при высоких температурах, с тем различием, что деформации при холодной ползучести развиваются медленнее и имеют меньшее значение.

Проследим процесс релаксации на примере стяжки болтом корпусной детали. Предположим сначала, что корпус абсолютно жесткий. С течением времени болт пластически вытягивается. Первоначальная, созданная предварительной затяжкой относительная упругая деформация Δe болта уменьшается на относительную пластическую деформацию $\Delta_{пл}$, и новая упругая деформация становится равной $\Delta' e = \Delta e - \Delta_{пл}$. Напряжение в болте снижается в отношении $\Delta' e / \Delta e = 1 - \Delta_{пл}/\Delta e$, и в том же отношении снижается сила затяжки стыка.

В соединениях с упругими корпусами стягиваемые детали, распрявляясь по мере вытяжки болта, продолжают оказывать на болт давление, хотя и умеьшенное по сравнению с первоначальным, вследствие чего процесс релаксации затухает при относительно бо́льших вытяжках, чем в предыдущем случае. В системах с постоянно действующей внешней нагрузкой, статической и, особенно, циклической, процесс релаксации происходит еще интенсивнее и приостанавливается при еще больших вытяжках.

На рис. 463 показана вытяжка образца из аустенитной стали (0,1%C; 23%Cr; 15%Ni; $\sigma_{0,2} = 480$ МПа) в функции продолжительности выдержки под статической растягивающей нагрузкой. Как видно, вытяжка резко возрастает с увеличением напряжения. При $\sigma = 300$ МПа ($\sim 0{,}6\sigma_{0,2}$) вытяжка крайне незначительна.

Вытяжка зависит от материала, вида термообработки, характера нагружения и рабочей температуры. Вытяжка при циклическом нагружении больше, чем при статическом. Прямой зависимости между ползучестью и показателями прочности материала не наблюдается.

Обычно релаксационную стойкость определяют путем длительной (5—10 тыс. ч) выдержки образцов под напряжением, равным 0,5—0,8 предела текучести материала при заданной температуре.

При к о л ь ц е в о м м е т о д е применяют образцы в виде колец, профилированных как тело равного сопротивления изгибу, с клино-

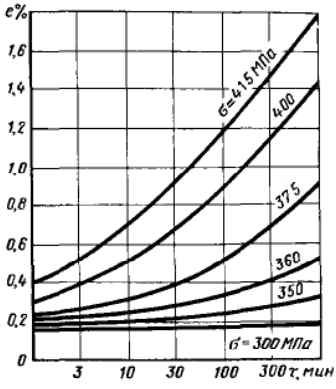


Рис. 463. Общая деформация e образца из хромоникелевой стали после выдержки под растягивающими напряжениями σ. Температура испытания 20 °С (Маттинг и Шпанхаке)

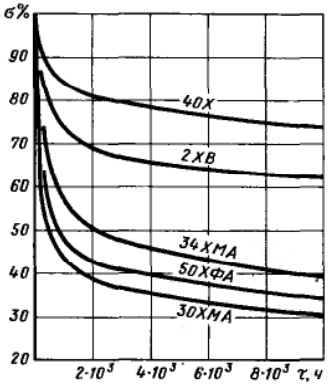


Рис. 464. Остаточные напряжения в процентах от первоначального напряжения ($\sigma_0 = 250$ МПа) в функции продолжительности выдержки; температура испытания 400 °С

видным разрезом. Напряжение создают введением в разрез клина. Через определенные промежутки времени нагрузку снимают и измеряют остаточные деформации, по которым находят напряжение, остающееся в образце после данного этапа испытания [$\sigma_{ост} = \sigma_0(1 - f_{пл}/f_0)$, где σ_0 – первоначальное напряжение; f_0 и $f_{пл}$ – соответственно первоначальная и пластическая деформации].

Итогом испытания является диаграмма остающихся напряжений в функции времени (рис. 464). Чем выше остаточные напряжения, тем больше считается релаксационная стойкость. Остаточные напряжения резко снижаются в первые 1000 ч испытания, после чего снижение замедляется (вследствие падения действующих напряжений и отчасти вследствие деформационного упрочнения материала).

Релаксационная стойкость материалов колеблется в широких пределах. Например, после выдержки под нагрузкой в течение 10 тыс. ч образец из стали 40Х сохраняет ~ 75% первоначальных напряжений (пластическая вытяжка 25%), а образец из стали 30ХМА – 30% первоначальных напряжений (пластическая вытяжка 70%). Высокой релаксационной стойкостью обладают сплавы Ti.

Оценка релаксационной стойкости по остаточным напряжениям является спорной. Для отражения физической сущности явлений, а также для удобства расчетов целесообразно исходить прямо из *остаточных деформаций* и оценивать релаксационную стойкость *пределом ползучести* – напряжение, при котором пластическая вытяжка за регламентированный, достаточно большой промежуток времени (3000 – 5000 ч) не превышает определенного малого значения (0,5 – 1‰).

Испытания следует проводить под нагрузкой, соответствующей реальным условиям нагружения (для нагруженных стяжных соединений – под отнулевой нагрузкой, при напряжениях, соответствующих рабочим и с обязательным учетом податливости стягиваемой системы).

Рабочие напряжения в болтах должны быть меньше найденного таким способом предела ползучести.

При повышенных напряжениях и температурах следует применять релаксационно-стойкие материалы (хромистые и кремнистые стали), подвергнутые улучшению или изотермической закалке на верхний бейнит.

Для предотвращения пластических микродеформаций целесообразно применять подкладные шайбы большого диаметра. Резьбу, опорные поверхности шайб, гаек, головок болтов, а также поверхности стыков рекомендуется обрабатывать не ниже 6-го класса шероховатости и обеспечивать строгую перпендикулярность опорных поверхностей относительно оси болтов. Болты следует затягивать регламентированной силой. Соединения рекомендуется подвергать предварительной осадке путем затяжки болтов под напряжением, близким к пределу текучести материала, с целью расплющивания микронеровностей в резьбе и на опорных поверхностях и деформационного упрочнения материала болтов.

Релаксация сильно зависит от упругой характеристики системы. Относительная пластическая вытяжка болтов $\Delta_{пл}$ уменьшает силу затяжки на величину ΔP. При этом у болтов упругая деформация уменьшается на величину $\Delta e_1 = \Delta P/\lambda_1$, а корпус удлиняется на величину $\Delta e_2 = \Delta P/\lambda_2$.

Сумма упругих деформаций болтов и корпуса равна $\Delta_{пл}$:

$$\frac{\Delta P}{\lambda_1} + \frac{\Delta P}{\lambda_2} = \Delta_{пл},$$

откуда

$$\Delta P = \frac{\Delta_{пл}}{1/\lambda_1 + 1/\lambda_2}. \qquad (100)$$

При $\lambda_1 = 0$ или $\lambda_2 = 0$ величина $\Delta P = 0$, т. е. даже при пластической вытяжке ослабление системы не наступает.

При построении диаграммы $P - e$ с учетом релаксации (рис. 465) прямые растяжения ab и bc сближают на отрезок $cc' = \Delta_{пл}$. Треугольник $ab'c'$ изображает состояние системы после релаксации.

Силы, действующие в соединении,

$$P'_{зат} = P_{зат} - \Delta P;$$

$$P'_{сж} = P_{сж} - \Delta P;$$

$$P'_{раст} = P_{раст} - \Delta P.$$

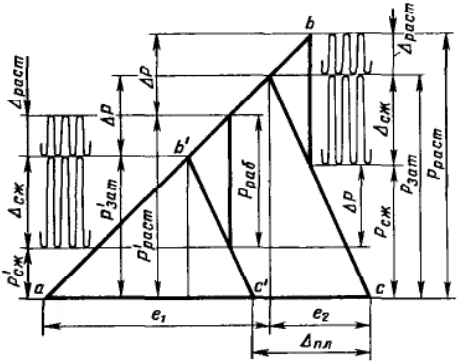


Рис. 465. Влияние релаксации на параметры соединения

Коэффициенты асимметрии циклов r_1 и r_2 снижаются, вследствие чего циклическая прочность болтов и корпусов падает.

Наибольшую опасность представляет уменьшение натяга на стыке. Коэффициент затяжки после релаксации

$$\vartheta' = \vartheta - \frac{\Delta P}{P_{раб}}, \qquad (101)$$

где ϑ – первоначальный коэффициент затяжки.

Представляя формулу (100) в виде

$$\Delta P = \frac{\Delta_{пл}\lambda_1}{1+\lambda_1/\lambda_2} \qquad (102)$$

и вводя в нее

$$\lambda_1 = \frac{E_1 P_{раст}}{\sigma_1} = \frac{E_1 P_{раб}(\vartheta+1)}{\sigma_1},$$

находим

$$\frac{\Delta P}{P_{раб}} = \frac{\Delta_{пл}(\vartheta+1)}{1+\lambda_1/\lambda_2}\frac{E_1}{\sigma_1},$$

откуда

$$\vartheta' = \vartheta - \frac{\Delta_{пл}(\vartheta+1)}{1+\lambda_1/\lambda_2}\frac{E_1}{\sigma_1}. \qquad (103)$$

По этой формуле определены значения $\Delta_{пл}$, при которых $\vartheta' = 0$ (полное исчезновение натяга) и $\vartheta' = 0{,}5$ (натяг, равный 0,5 первоначального). Принято $\vartheta = 1$; $\lambda_1/\lambda_2 = 1$; $E_1 = 2 \times 10^5$ МПа. Ниже приведены также абсолютная вытяжка для болта длиной 200 мм ($f_{пл} = 200\Delta_{пл}$).

Параметры		σ_1, МПа		
		100	200	300
$\vartheta = 0$	$\Delta_{пл}$	0,0005	0,001	0,0015
	$f_{пл}$, мм	0,1	0,2	0,3
$\vartheta = 0{,}5$	$\Delta_{пл}$	0,00025	0,0005	0,00075
	$f_{пл}$, мм	0,05	0,1	0,15

Как видно, совершенно незначительные пластические вытяжки (в рассматриваемом случае 0,1–0,3 мм) приводят к полному исчезновению натяга. Для сохранения натяга, равного 0,5 первоначального, вытяжка не должна превышать 0,05 мм при низких значениях σ_1 и 0,15 мм при высоких. Ослабление стыка можно предупредить повышением начальной силы затяжки. Для получения нужного коэффициента затяжки ϑ после релаксации исходный коэффициент затяжки должен быть равен

$$\vartheta = \vartheta' + \frac{\Delta P}{P_{раб}}. \qquad (104)$$

Пример. Пусть $E_1 = 2{,}1 \cdot 10^5$ МПа; $F_1 = 290$ мм^2 ($\lambda_1 = E_1F_1 = 6 \cdot 10^7$ Н); $E_2 = 7{,}5 \cdot 10^4$ МПа; $F_2 = 1600$ мм^2 ($\lambda_2 = E_2F_2 = 12 \cdot 10^7$ Н). Рабочая сила $P_{раб} = 25$ кН; коэффициент затяжки $\vartheta = 1$. Пластическая вытяжка болта по истечении длительного времени $\Delta_{пл} = 0{,}0005$ (при длине болта 200 мм абсолютная вытяжка $f_{пл} = 0{,}1$ мм).

Согласно формуле (100)

$$\Delta P = \frac{0{,}0005 \cdot 10^7}{\frac{1}{6}+\frac{1}{12}} = 20 \text{ кН}.$$

Параметры соединения до и после вытяжки приведены ниже.

Параметры	До вытяжки	После вытяжки
$P_{раст}$, кН	50	30
$P_{сж}$, кН	25	5
$P_{зат}$, кН	42	22
r_1	0,84	0,73
r_2	0,6	0,23
σ_1, МПа	172	104
σ_2, МПа	26,5	13,8
ϑ	1	0,2

После вытяжки на стыке остается только 20% первоначальной затяжки; стык работает при очень низком значении коэффициента асимметрии ($r_2 = 0{,}23$). Для получения после вытяжки значения $\vartheta' = 1$ необходимо согласно формуле (104) увеличить первоначальный коэффициент затяжки до

$$\vartheta = 1 + \frac{\Delta P}{P_{раб}} = 1 + \frac{20}{25} = 1{,}8;$$

тогда параметры соединения до и после вытяжки будут:

Параметры	До вытяжки	После вытяжки
$P_{раст}$, кН	70	50
$P_{сж}$, кН	45	25
$P_{зат}$, кН	62	42
r_1	0,88	0,84
r_2	0,73	0,6
σ_1, МПа	240	172
σ_2, МПа	38,6	26,5
ϑ	1,8	1

В этом случае после вытяжки сохраняются все параметры исходного соединения (см. предыдущую таблицу), но за счет повышения на 40–45% начальных напряжений σ_1 и σ_2.

Другой способ заключается в уменьшении ΔP путем установки упругих элементов на болтах или корпусах (конструктивно удобнее установка на болтах).

Сохраняя численные значения предыдущего примера, уменьшим ΔP в 5 раз ($\Delta P' = 4000$ Н). Необходимый для этого коэффициент жесткости λ_1^* болта с упругим элементом

$$\lambda_1^* = \frac{1}{\frac{\Delta_{\text{пл}}}{\Delta P'} - \frac{l}{\lambda_2}} = \frac{1}{\frac{0{,}0005}{4000} - \frac{1}{12 \cdot 10^7}} = 8{,}6 \cdot 10^6 \text{ Н}.$$

Новое значение фактора жесткости системы

$$\frac{\lambda_1^*}{\lambda_2} = \frac{8{,}6 \cdot 10^6}{12 \cdot 10^7} = 0{,}072.$$

Новое значение силы затяжки (при том же коэффициенте затяжки $\vartheta = 1$)

$$P_{\text{зат}} = P_{\text{раб}}\left(1 + \frac{1}{1{,}072}\right) = 25 \cdot 1{,}93 = 48 \text{ кН}.$$

Параметры соединения до и после вытяжки приведены ниже.

Параметры	До вытяжки	После вытяжки
$P_{\text{раст}}$, кН	50	46
$P_{\text{сж}}$, кН	25	21
$P_{\text{зат}}$, кН	48	44
r_1	0,96	0,92
r_2	0,52	0,48
σ_1, МПа	172	158
σ_2, МПа	30	27,5
ϑ	1	0,84

Установка упругих элементов обеспечивает после релаксации вполне удовлетворительную затяжку стыка ($\vartheta' = 0{,}84$) без существенного изменения напряжений в болтах и корпусах. Однако уменьшение фактора жесткости системы вызывает снижение коэффициента асимметрии цикла сжатия ($r_2 = 0{,}48$), который можно повысить до $r_2 = 0{,}6$ путем небольшого увеличения исходного коэффициента затяжки (с 1,0 до 1,4).

Коэффициент жесткости упругого элемента $\lambda_э$, необходимый для получения $\lambda_1^* = 8{,}6 \cdot 10^6$ Н, находим из формулы (94). Полагая $l_э/l = 0{,}1$, получаем

$$\lambda_э = \frac{0{,}1}{\frac{1}{8{,}6 \cdot 10^6} - \frac{1}{6 \cdot 10^7}} = 10^6 \text{ Н}.$$

Относительное удлинение элемента после вытяжки

$$e_э = \frac{\Delta P}{\lambda_э} = \frac{4000}{10^6} = 0.004.$$

Абсолютное удлинение (при $l_э = 20$ мм) $f_э = 0{,}004 \cdot 20 = 0{,}08$ мм.

Полная свободная деформация элемента при монтаже (сжатие от 0 до $P_{\text{зат}} = 48\,000$ Н)

$$e'_э = \frac{P_{\text{зат}}}{\lambda_э} = \frac{48000}{10^6} = 0{,}048.$$

Абсолютная деформация $f_э = e'_э l_э = 0{,}048 \cdot 20 = 0{,}96$ мм. С запасом на колебания вытяжки и сил затяжки принимаем $f'_э = 1{,}5$ мм.

Как видно из этого примера, можно, придавая элементам достаточную податливость, застраховаться с большим резервом от релаксации. Кроме того, упругие элементы, амортизируя нагрузку, уменьшают пластическую вытяжку болтов и, поддерживая в системе постоянный натяг, предупреждают самоотвинчивание гаек, что не освобождает от необходимости их жесткого стопорения.

Корпуса переменного сечения

Стягиваемые детали нередко имеют разные сечения (рис. 466) или могут быть выполнены из материалов с различным модулем упругости.

Пусть l', l''... – длины разнородных участков ($l' + l'' + \ldots = l$) и λ', λ''... – их коэффициенты жесткости.

Полная деформация корпуса под действием силы P

$$f = f' + f'' + \ldots = \frac{Pl'}{\lambda'} + \frac{Pl''}{\lambda''} + \ldots$$

Относительная деформация

$$e = \frac{f}{l} = \frac{P}{l}\left(\frac{l'}{\lambda'} + \frac{l''}{\lambda''} + \ldots\right).$$

Фактор жесткости λ_2^* корпуса в целом

$$\lambda_2^* = \frac{P}{e} = \frac{1}{\frac{l'}{\lambda'} + \frac{l''}{\lambda''} + \ldots}. \qquad (105)$$

Вводя эту величину в предыдущие уравнения вместо λ_2, можно выполнить расчет подобно предыдущему. Температурный натяг в этом случае

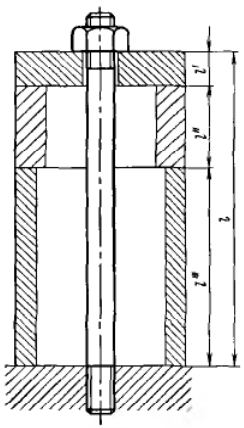


Рис. 466. Корпус с переменными сечениями

$$\Delta^* e = \frac{l'}{l}\alpha_2'\Delta t_2' + \frac{l''}{l}\alpha_2''\Delta t_2'' + \ \ldots - \alpha_1 \Delta t_1, \quad (106)$$

где α_1 – коэффициент линейного расширения материала болтов; Δt_1 – разность их рабочей температуры t_1 и температуры сборки t_0; α_2'; $\alpha_2'' \ldots$; $\Delta t_2'$; $\Delta t_2''$ – соответствующие параметры для частей корпуса.

Подставляя значения λ_2^* из выражения (105) и Δe^* из (106) в формулу (96), получаем формулу для определения термической силы

$$P_t = \frac{\Delta e^*}{1/\lambda_1 + 1/\lambda_2^*}. \quad (107)$$

Фланцевые соединения

В соединениях с низкими, отнесенными от стенок фланцами (б о р т о в ы е ф л а н ц ы) величина λ_1/λ_2 определяется соотношением между сечением болта и сечением фланца, воспринимающим нагрузку, и не зависит от диаметра, числа и расположения болтов (за исключением случая очень малого шага расположения болтов).

Как показывает опыт, сила затяжки распространяется в теле фланца на конический объем с верхним диаметром, равным диаметру D гайки или подкладной шайбы (рис. 467, *а*), и с центральным углом α, который колеблется в пределах 20–60°, повышаясь с увеличением силы затяжки, жесткости материала фланца (высокие значения E_2) и уменьшаясь с увеличением высоты фланца, как, например, в асимметричных фланцах (рис. 467, *б*).

Средний диаметр конуса (сечение AA) $D_2 = D + h\operatorname{tg}\frac{\alpha}{2}$.

Средняя площадь конуса

$$F_2 = \frac{\pi}{4}(D_2^2 - d^2) =$$

$$= \frac{\pi}{4}\left(D^2 + 2Dh\operatorname{tg}\frac{\alpha}{2} + h^2\operatorname{tg}^2\frac{\alpha}{2} - d^2\right).$$

Отношение

$$\frac{F_1}{F_2} = \frac{d^2}{D_2^2 - d^2} =$$

$$= \frac{1}{\left(\frac{D}{d}\right)^2 + \frac{2D}{d}\frac{h}{d}\operatorname{tg}\frac{\alpha}{2} + \left(\frac{h}{d}\right)^2\operatorname{tg}^2\frac{\alpha}{2} - 1}.$$

При обычном значении $D/d = 2$

$$\frac{F_1}{F_2} = \frac{1}{4\frac{h}{d}\operatorname{tg}\frac{\alpha}{2} + \left(\frac{h}{d}\right)^2\operatorname{tg}^2\frac{\alpha}{2} + 3}.$$

Фактор жесткости соединеиия

$$\frac{\lambda_1}{\lambda_2} = \frac{E_1F_1}{E_2F_2} =$$

$$= \frac{E_1/E_2}{4\frac{h}{d}\operatorname{tg}\frac{\alpha}{2} + \left(\frac{h}{d}\right)^2\operatorname{tg}^2\frac{\alpha}{2} + 3}$$

показан на рис. 468 в функции h/d для среднего значения $\alpha = 30°$ и $E_1/E_2 = 1$ (сталь – сталь; Ti – Ti); 1,75 (сталь – Ti; Ti – Al); 2,8 (сталь – Al; сталь – чугун; Ti – Mg); 4,65 (сталь – Mg).

Для улучшения работы стыка (повышение r_2) в соединениях с малыми E_1/E_2 целесообразно

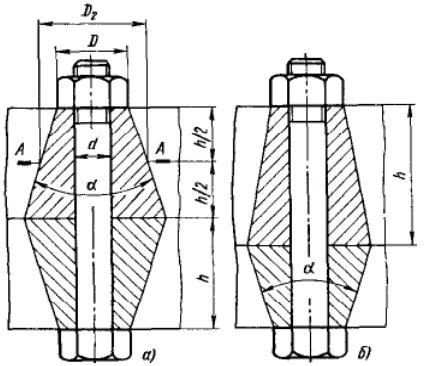


Рис. 467. Распределение сил затяжки в теле фланца

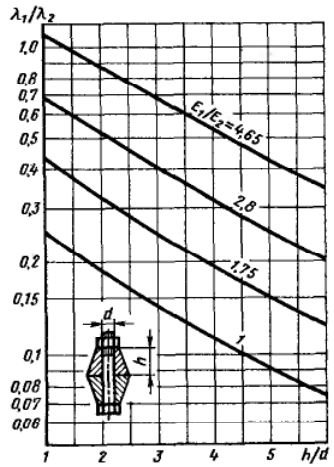


Рис. 468. Фактор λ_1/λ_2 в зависимости от h/d ($\alpha = 30°$)

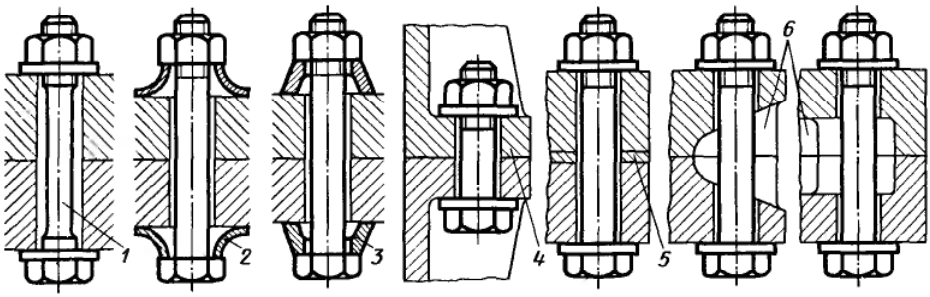


Рис. 469. Регулирование жесткости фланцевых соединений

применять низкие фланцы или повышать фактор λ_1/λ_2 увеличением упругости фланца.

В соединениях с $E_1/E_2 = 2{,}8 \div 4{,}65$ (легкие сплавы) фактор λ_1/λ_2 имеет более благоприятную, а для $E_1/E_2 = 4{,}65$ (магниевые сплавы) даже избыточную величину ($\lambda_1/\lambda_2 > 1$).

Способы регулирования величины λ_1/λ_2 показаны на рис. 469. Снизить λ_1/λ_2 можно увеличением упругости болта путем уменьшения диаметра стержня *1* или установки упругих элементов *2*, а также увеличением диаметра несущего объема введением жестких подкладных шайб *3* с большим опорным диаметром. Повысить λ_1/λ_2 можно уменьшением высоты фланца *4*, установкой на стыке упругих прокладок *5* или введением выборок *6* во фланце.

Способы повышения упругости болтов и корпусов применяют для увеличения релаксационной стойкости фланцевых соединений.

В соединениях с болтами, заключенными в колонки (рис. 470), фактор λ_1/λ_2 не зависит от высоты колонок, так как сила затяжки воспринимается цилиндрическим объемом колонки с площадью $F_к = \frac{\pi}{4}(D_к^2 - d^2)$, где $D_к$ – диаметр колонки. Фактор λ_1/λ_2 равен

$$\lambda_1/\lambda_2 = \frac{E_1}{E_2}\frac{d^2}{D_к^2 - d^2} = \frac{E_1/E_2}{\left(\frac{D_к}{d}\right)^2 - 1}.$$

При обычном значении $D_к/d = 2{,}5$ $\lambda_1/\lambda_2 \approx \approx 0{,}2\,\frac{E_1}{E_2}$ и для $E_1/E_2 = 1;\ 1{,}75;\ 2{,}8;\ 4{,}65$ λ_1/λ_2 равен соответственно 0,2; 0,35; 0,56; 0,93.

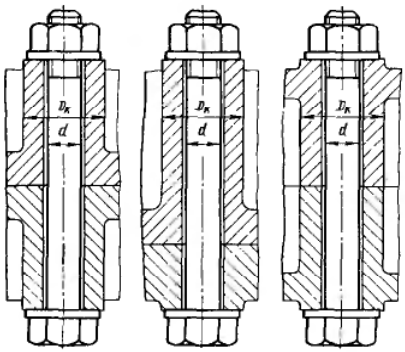


Рис. 470. Фланцы с колонками

Контроль силы затяжки

При сборке необходимо точно выдерживать расчетные параметры затяжки. Применяют три основных способа контроля силы затяжки: 1) затяжкой гаек динамометрическим ключом; 2) завертыванием гаек на расчетный угол; 3) измерением упругого удлинения болта при затяжке.

При затяжке динамометрическим ключом выдерживают момент завинчивания $M_{зат}$, определяемый по заданной силе затяжки болтов расчетом [см. формулу (55)] или экспериментально. Этот способ недостаточно точен. Момент, необходимый для завертывания гаек, зависит от трения в резьбе и на опорной поверхности гайки, которое может колебаться в значительных пределах. Поэтому болты, затянутые одним и тем же моментом, фактически могут быть нагружены различно.

Для уменьшения влияния трения резьбу перед затяжкой покрывают дисульфидом молибдена, коллоидальным графитом и другими смазочными веществами. Такие соединения необходимо надежно стопорить, так как присутствие смазки увеличивает склонность к самоотвинчиванию.

Применяют также виброзатяжку (например, гайковертами ударно-вращательного действия). Уменьшение сил трения в результате вибраций необходимо учитывать при расчете момента затяжки.

При завертывании на расчетный угол гайку сначала доводят до плотного соприкосновения с опорной поверхностью, т. е. до такого положения, с которого начинается вытяжка болта. После этого гайку завертывают на расчетный угол с помощью угломерного ключа со стрелкой, перемещающейся по лимбу, установленному на корпусе. Угол завертывания определяют по заданной силе $P_{зат}$ из следующих соображений: при затяжке гайки необходимо установить деформацию болта $f_1 = lP_{зат}/\lambda_1$ и корпуса $f_2 = lP_{зат}/\lambda_2$ (где l – длина соединения).

Осевое перемещение гайки относительно болта

$$f = f_1 + f_2 = lP_{зат}\left(\frac{1}{\lambda_1} + \frac{1}{\lambda_2}\right). \quad (108)$$

Этому перемещению соответствует поворот гайки на угол

$$\nu = 360° \frac{f}{s} = 360° P_{зат} \frac{l}{s}\left(\frac{1}{\lambda_1} + \frac{1}{\lambda_2}\right), \quad (109)$$

где s – шаг резьбы.

Практически гайки затягиваются следующим образом. Сначала выбирают зазор в системе затяжкой всех гаек от руки до плотного соприкосновения с опорными поверхностями. После этого все гайки в последовательности, зависящей от расположения болтов и обеспечивающей по возможности равномерную затяжку стыка (в шахматном порядке, крест-накрест, змейкой), завертывают сначала на угол 0,5ν, а затем в той же последовательности на угол ν.

Этот способ точнее первого, хотя в нем имеется источник ошибок (затруднительность определения фактического начала затяжки).

При завертывании корончатых гаек в большинстве случаев приходится дополнительно затягивать гайку до совмещения отверстия под шплинт в болте и пазов в гайке, причем максимальный угол дотягивания составляет 60° при одном отверстии в болте и 30° при двух крестообразно расположенных отверстиях (рис. 471, *а*). Таким образом, при дотягивании возможно значительное превышение расчетного угла завертывания. Кроме того, болты соединения оказываются затянутыми различной силой.

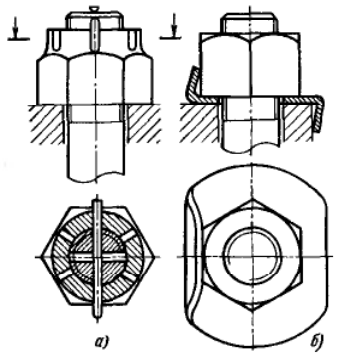


Рис. 471. Стопорение гаек в стяжных соединениях

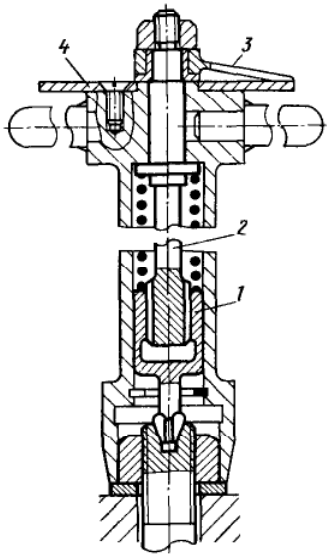


Рис. 472. Угломерный ключ

Регулирование угла дотягивания с помощью мерных подкладных шайб усложняет монтаж. При необходимости точно выдерживать расчетный угол надо применять бесступенчатое стопорение, например, отгибными шайбами увеличенного диаметра, допускающими стопорение гайки в любом положении (рис. 471, *б*).

У длинных и тонких болтов на точность измерения влияет их скручивание под действием сил трения, возникающих в резьбе при затяжке. Придерживание конца болта ключом при затяжке (см. рис. 449) усложняет монтаж. На рис. 472 представлена конструкция ключа, исключающая влияние скручивания на точность замера. В стержне ключа установлен подпружиненный фиксатор *1* с пирамидальным хвостовиком крестообразного сечения, входящим в соответствующее гнездо на торце болта. Фиксатор соединен со штоком *2*, на наружном конце которого фрикционно установлена стрелка *3*, перемещающаяся по лимбу *4*, закрепленному на торце ключа.

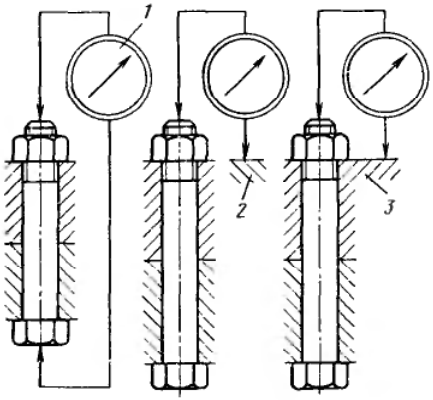


Рис. 473. Измерение вытяжки болтов

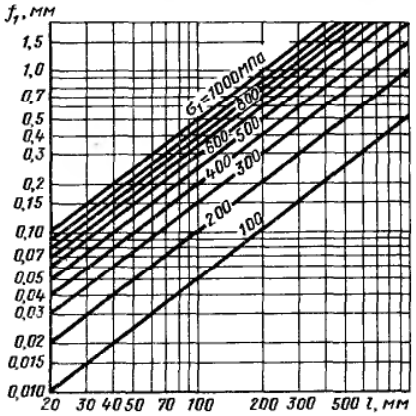


Рис. 475. Упругая вытяжка болтов в функции l и σ_1

При наложении ключа на гайку хвостовик фиксатора заскакивает в гнездо болта, обеспечивая прямую связь между болтом и стрелкой. Перед силовой затяжкой стрелку устанавливают на нулевое деление лимба. При затяжке стрелка показывает угол поворота гайки относительно болта, т. е. угол, определяющий значение затяжки.

Наиболее точен способ измерения вытяжки болта

$$f_1 = \frac{P_{зат} l}{E_1 F_1}. \qquad (110)$$

Удлинение коротких болтов измеряют микрометром *1* (рис. 473), если можно подвести губки микрометра к торцам болта (болты шатунных головок, клеммных соединений и др.).

Вытяжку длинных болтов и шпилек измеряют индикаторами или оптическими приборами, установленными на независимом основании *2*. Индикатор показывает сумму вытяжки болта и сжатия корпуса *3*. Замеры производят по шарикам, закладываемым в конические гнезда на торцах болта (рис. 474), или по сферическим поверхностям, выполненным заодно с торцами (способ более удобный).

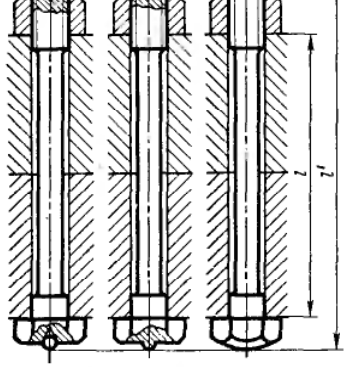


Рис. 474. Способы замера вытяжки болтов

Так как жесткость головки болта и участка расположения гайки значительно выше жесткости стержня, то измерение по крайним точкам (длина l') достаточно верно отражает вытяжку болта на длине l соединения.

На рис. 475 показана упругая вытяжка f_1 болтов в функции их длины и напряжения растяжения σ_1 (принято $E_1 = 2 \cdot 10^5$ МПа). Микрометры обычной точности позволяют с погрешностью не более $\pm 10\%$ измерять вытяжку порядка 0,03 мм. При $\sigma_1 = 100$ МПа такую вытяжку приобретают болты длиной 60 мм, а при $\sigma_1 = 200$ МПа – болты длиной 30 мм. Следовательно, этот способ позволяет достаточно уверенно определять вытяжку даже коротких болтов. При обычных же параметрах ($l > 80 \div 100$ мм; $\sigma_1 = 200$ МПа) вытяжка может быть определена с высокой степенью точности.

Иногда применяют систему деформируемых подкладных колец (рис. 476). Под гайку устанавливают жесткие шайбы *1*, *2*, мерное кольцо

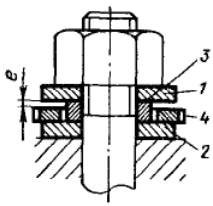


Рис. 476. Контроль затяжки с помощью деформируемых колец

3 из пластичного металла и сигнальную шайбу *4*. Высоту кольца *3* выбирают так, чтобы при предварительной легкой затяжке между кольцом и сигнальной шайбой оставался расчетный зазор *e*, равный сумме упругих деформаций болта и стягиваемой системы под действием силы затяжки. При силовой затяжке мерное кольцо сплющивается. Затяжку прекращают тогда, когда выбирается зазор *e*, о чем судят по потере подвижности сигнальной шайбы.

Другой способ мерной затяжки – нагрев болтов до температуры

$$t = \frac{f_1}{\alpha l} + t_0,$$

где f_1 – расчетная вытяжка, мм; l – длина болта, мм; α – коэффициент линейного расширения материала болта; t_0 – температура сборки, °С.

Подставляя в это выражение значение f_1 из формулы (110), получаем

$$t = \frac{P_{зат}}{\alpha E_1 F_1} + t_0.$$

Нагрев производят ТВЧ, паром или горячей жидкостью, пропускаемой через центральное сверление болта (последний способ применим при болтах большого диаметра). На нагретый болт навертывают гайку до плотного смыкания стыков, после чего дают соединению остыть.

Недостатки способа: значительное усложнение технологии сборки; затруднительность точного выдерживания температуры нагрева.

Предварительная осадка

Перед затяжкой на расчетную величину целесообразно произвести осадку соединения затяжкой болтов силой, превышающей расчетную. Силовая осадка вызывает пластическую деформацию металла на участках точечного контакта и тем самым увеличивает релаксационную стойкость соединения.

Силу осадки P_{oc} выбирают так, чтобы создать в болтах напряжение, равное 0,6–0,8 предела текучести материала болтов. Обязательна проверка напряжений, возникающих при этом в корпусах. Подставляя $P_{oc} = (0{,}6 \div 0{,}8)\sigma_{0,2} F_1$ в формулы (109) и (110), получают расчетные параметры при осадке: с завертыванием гаек на расчетный угол ν_{oc}

$$\nu_{oc} = 360^\circ (0{,}6 \div 0{,}8)\sigma_{0,2} F_1 \frac{l}{s}(1/\lambda_1 + 1/\lambda_2); \quad (111)$$

с измерением удлинения f_{oc} болтов

$$f_{oc} = \frac{(0{,}6 \div 0{,}8)\sigma_{0,2} l}{E_1 F_1}. \quad (112)$$

Гайки завертывают в несколько приемов в определенной последовательности. Соединение выдерживают под затяжкой не менее 2–3 ч, после чего гайки отпускают и завертывают снова, уже на расчетную величину ν или f_1 [формулы (109) и (110)].

Графический расчет стяжных соединений

Графический расчет заключается в построении диаграммы $P-e$.

Выбрав удобный масштаб сил, проводят на заготовке горизонтали $P_{сж} = \vartheta P_{раб}$ и $P_{раст} = (\vartheta + 1)P_{раб}$ (рис. 477, *а*). Из произвольной точки *m* на горизонтали $P_{раст}$ строят вертикаль *mn* до пересечения с горизонталью $P_{сж}$ и прямую *ma* растяжения болтов под углом α к оси абсцисс. Затем через точку *n* проводят прямую *bc* сжатия корпуса под углом β к оси абсцисс (рис. 477, *б*). Это построение дает величины $P_{зат}$ (ордината точки *b*), e_1 и e_2 (отрезки *ao* и *oc*).

Углы α и β определяют из соотношений

$$\operatorname{tg}\alpha = \frac{ob}{ao} = \frac{P_{зат}}{\eta}\frac{\mu}{e_1} = \frac{\mu}{\eta}\lambda_1;$$

$$\operatorname{tg}\beta = \frac{ob}{oc} = \frac{P_{зат}}{\eta}\frac{\mu}{e_2} = \frac{\mu}{\eta}\lambda_2,$$

где η – масштаб сил; μ – масштаб относительных деформаций.

Если, например, масштаб сил 1 мм $\approx$ 1000 Н ($\eta = 10^3 \frac{\text{Н}}{\text{мм}}$), а масштаб относительных деформаций 1 мм = 0,00001 ($\mu = 10^{-5}$ мм$^{-1}$), то величина $\mu/\eta = \frac{1}{10^3 \cdot 10^5} = 10^{-8}$ 1/Н.

Пусть $E_1 = 2{,}1 \cdot 10^5$ МПа, $F_1 = 475$ мм^2 и $\lambda_1 = E_1 F_1 = 2{,}1 \cdot 10^5 \cdot 475 = 10^8$ Н. Тогда $\operatorname{tg}\alpha = 10^{-8} \cdot 10^8 = 1 (\alpha = 45^\circ)$.

Пусть $\lambda_1/\lambda_2 = 0{,}5$, т. е. $\lambda_2 = 2 \cdot 10^8$ Н. Тогда $\operatorname{tg}\beta = 10^{-8} \cdot 2 \cdot 10^8 = 2 (\beta = 63^\circ)$.

Проще следующий способ. На заготовке наносят горизонтали $P_{сж}$, $P_{раст}$ и $P_{зат}$ (рис. 477, *в*). Из произвольной точки *b* на линии $P_{зат}$ проводят под углом 45° (для $\lambda_1/\lambda_2 < 1$) или 60° (для $\lambda_1/\lambda_2 > 1$) прямую растяжения *ab*, получая на оси абсцисс отрезок $ao = e_1$. По правую сторону от линии *bo* откладывают отрезок $oc = e_2 = ao\frac{\lambda_1}{\lambda_2}$ и проводят через точку *n* вертикаль

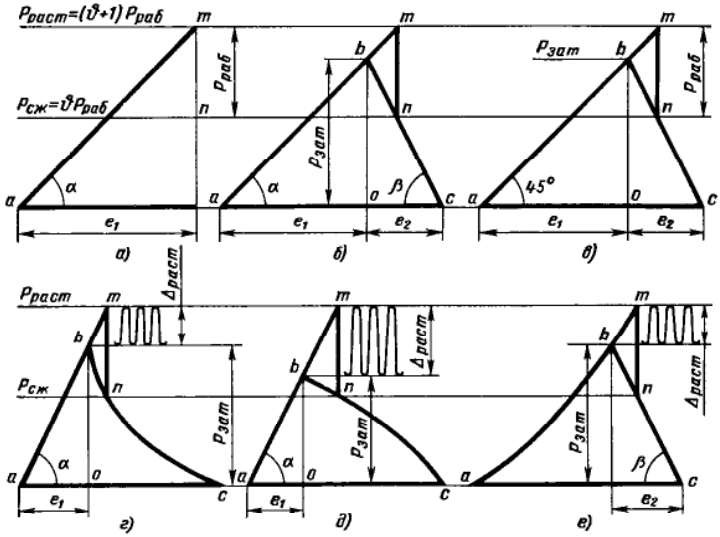


Рис. 477. Построение диаграммы $P-e$

до пересечения с линией $P_{раст}$. Масштаб относительных деформаций находят из соотношения $\mu = e_1/ao$, где $e_1 = P_{зат}/\lambda_1$.

В большинстве случаев в этом нет необходимости, так как при расчете определяют только силу.

При наличии в корпусе элементов переменной упругости характеристика корпуса становится криволинейной. Упругую характеристику подобных систем определяют экспериментально. Корпус подвергают сжатию на испытательном стенде с приложением нагрузки на участках расположения болтов и строят по точкам его характеристику.

Для расчета конструкций с криволинейной характеристикой применим только графический метод. Экспериментальную характеристику bc наносят на заготовку (рис. 477, *г* и *д*) и через точку n пересечения характеристики с линией $P_{сж}$ проводят вертикаль до встречи с линией $P_{раст}$. Из точки встречи m проводят линию ba растяжения болтов под углом α к оси абсцисс и находят $P_{зат}$ (ординату точки b).

Вогнутость характеристики (рис. 477, *г*) снижает амплитуду пульсации силы растяжения болтов $\Delta_{раст}$ и повышает r_1. Выпуклость характеристики (рис. 477, *д*) действует противоположно.

Кривые растяжения коротких болтов, на упругость которых влияет деформация головки и резьбовой части, а также болтов с упругими элементами нелинейной характеристики определяют экспериментально. Растягивающую силу прикладывают через упругие элементы. Экспериментальную кривую наносят на заготовку диаграммы (рис. 477, *е*) и через точку m встречи с линией $P_{раст}$ проводят вертикаль mn, а через точку n — линию bc сжатия под углом β к оси абсцисс. Ордината точки b представляет собой $P_{зат}$.

Пример расчета

Блок цилиндров двигателя, имеющий в поперечном сечении вид, изображенный на рис. 478, притягивается к картеру шпильками длиной 400 мм с диаметром 18 мм и резьбой М24 (шаг $s = 1{,}5$ мм).

Предполагаем, что силу вспышки $P_{раб} = 100$ кН воспринимают четыре ближайшие к цилиндру шпильки с общим сечением $F_1 = 4 \cdot 0{,}785 \cdot 18^2 = 1000$ мм^2 и сила затяжки шпилек распространяется на участок блока, ограниченный линиями $0-0$, с площадью сечения $F_2 = 7000$ мм^2.

Блок выполнен из сплава АЛ5 ($E_2 = 7{,}5 \cdot 10^4$ МПа; $\sigma_{0,2сж} = 150$ МПа; $\alpha_2 = 24 \cdot 10^{-6}$), шпильки — из стали 30ХГС ($E_1 = 21 \cdot 10^4$ МПа; $\sigma_{0,2} = 900$ МПа; $\alpha_1 = 11 \cdot 10^{-6}$). Температура блока и шпилек на работающем двигателе 80 °С. Требуется найти максимальные напряжения в шпильках и блоке у холодного и горячего двигателя. При расчете см. график на рис. 479.

Учитывая нагрев соединения при работе, принимаем умеренный коэффициент затяжки $\vartheta = 0{,}5$. Минимальная сила сжатия стыка $P_{сж} = 0{,}5$, $P_{раб} = 50$ кН.

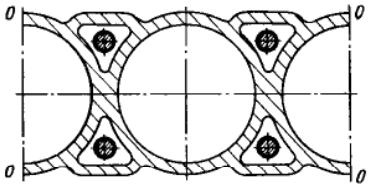


Рис. 478. Сечение блока цилиндров

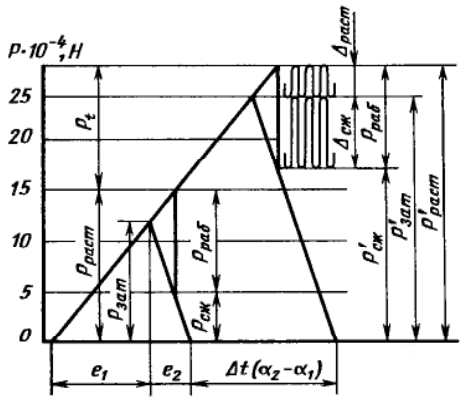


Рис. 479. Диаграмма $P-e$

Общая сила растяжения шпилек $P_{раст} = (1 + 0{,}5)P_{раб} = 150$ кН.

Напряжение растяжения в шпильках

$$\sigma_1 = \frac{P_{раст}}{F_1} = \frac{150\,000}{1000} = 150 \text{ МПа}.$$

Коэффициенты жесткости $\lambda_1 = E_1F_1 = 21 \cdot 10^4 \times 1000 = 2{,}1 \cdot 10^8$ Н; $\lambda_2 = E_2F_2 = 7{,}5 \cdot 10^4 \cdot 7000 = 5{,}3 \cdot 10^8$ Н.

Фактор жесткости $\lambda_1/\lambda_2 = 2{,}1/5{,}3 = 0{,}4$.

Необходимая общая сила затяжки

$$P_{зат} = P_{раб}\left(\vartheta + \frac{1}{1+\lambda_1/\lambda_2}\right) = 100\left(0{,}5 + \frac{1}{1{,}4}\right) = 120 \text{ кН}.$$

Напряжения сжатия в блоке $\sigma_2 = P_{зат}/F_2 = 12 \cdot 10^4/7000 = 17$ МПа.

Угол, на который необходимо завернуть гайки при затяжке,

$$\nu^\circ = 360^\circ P_{зат}\frac{l}{s}\left(\frac{1}{\lambda_1} + \frac{1}{\lambda_2}\right) =$$

$$= 360^\circ \cdot 12 \cdot 10^4 \frac{400}{1{,}5} 10^{-8}\left(\frac{1}{2{,}1} + \frac{1}{5{,}3}\right) = 77^\circ$$

При завертывании с измерением вытяжки шпилек расчетное удлинение

$$f_1 = \frac{P_{зат}l}{\lambda_1} = \frac{12 \cdot 10^4 \cdot 400}{2{,}1 \cdot 10^8} = 0{,}23 \text{ мм}.$$

Для силовой осадки принимам напряжение в шпильках $\sigma_{ос} = 0{,}6\sigma_{0,2} = 540$ МПа. Общая сила затяжки при осадке $P_{ос} = \sigma_{ос}F_1 = 540 \cdot 1000 = 540$ кН.

Напряжение в корпусе при этом $\sigma_{ос_2} = P_{ос}/F_2 = 5{,}4 \cdot 10^5/7000 = 77$ МПа.

Угол завертывания гайки при осадке

$$\nu^\circ_{ос} = \nu^\circ \frac{P_{ос}}{P_{зат}} = 77^\circ \frac{540}{120} = 350^\circ.$$

Удлинение шпильки при осадке

$$f_{ос} = f_1 \frac{P_{ос}}{P_{зат}} = 0{,}23 \frac{540}{120} = 1{,}05 \text{ мм}.$$

Термический натяг при нагреве до 80 °С (т. е. на 60°С по сравнению с температурой сборки 20 °С)

$$e_t = \Delta t(\alpha_2 - \alpha_1) = 60(24 - 11) \cdot 10^{-6} = 7{,}8 \cdot 10^{-4}.$$

Термическая сила

$$P_t = \frac{7{,}8 \cdot 10^{-4} \cdot 10^8}{\frac{1}{2{,}1} + \frac{1}{5{,}3}} = 120 \text{ кН}.$$

Силы растяжения, сжатия и затяжки после нагрева:

$$P'_{раст} = P_{раст} + P_t = 150 + 120 = 270 \text{ кН};$$

$$P'_{сж} = P_{сж} + P_t = 50 + 120 = 170 \text{ кН};$$

$$P'_{зат} = P_{зат} + P_t = 120 + 120 = 240 \text{ кН}.$$

Коэффициенты асимметрии циклов:

$$r_1 = \frac{P'_{зат}}{P'_{раст}} = \frac{240}{270} = 0{,}9;$$

$$r_2 = \frac{P'_{сж}}{P'_{зат}} = \frac{170}{240} = 0{,}7.$$

Максимальное напряжение растяжения шпилек $\sigma'_1 = P'_{раст}/F_1 = 2{,}7 \cdot 10^5/1000 = 270$ МПа.

Максимальное напряжение сжатия блока $\sigma'_2 = P'_{зат}/F_2 = 2{,}4 \cdot 10^5/7000 = 34$ МПа.

Из-за высоких значений коэффициентов асимметрии запасы прочности определяем по показателям статической прочности ($\sigma_{0,2}$). Запас надежности для шпилек $n_1 = \sigma_{0,2}/\sigma'_1 = 900/270 = 3{,}3$; для блока $n_2 = \sigma_{0,2сж}/\sigma'_2 = 150/34 = 4{,}4$.

8. ФЛАНЦЕВЫЕ СОЕДИНЕНИЯ

При конструировании фланцевых соединений необходимо обеспечить прочность и жесткость фланцев, а также жесткость участков их присоединения к стенкам детали при минимальной массе конструкции.

На рис. 480 приведены типовые конструкции фланцев точеных стальных цилиндрических деталей (стакан, притягиваемый к корпусу) примерно в порядке возрастающей жесткости.

Конструкция *а* неудовлетворительна: вылет шпилек чрезмерно велик; фланец тонкий, присоединение его к стенкам недостаточно жестко. Основные способы усиления: увеличение толщины фланцев (*б*), введение галтелей (*в*) и конусов (*г*) на участках сопряжения фланцев со стенками. При больших галтелях и конусах с целью приближения крепежных шпилек к стенкам зенкеруют опорные поверхности под гайки (*д*—*ж*).

Массу фланцев уменьшают введением облегчающих отверстий на участках между крепежными шпильками (*з*); удалением излишнего материала с периферии (*и*, *к*) и поверхности (*л*, *м*); торцовым и радиальным поднутрением (*н*, *о*).

Типовые конструкции литых фланцев показаны на рис. 481. Низкие плоские фланцы (*а*) с целью уменьшения массы иногда делают фигурными (в плане), сокращая их ширину *b* на участках между крепежными бобышками (*б*, *в*). Пользоваться этим приемом следует очень осторожно, так как при этом снижаются жесткость и прочность фланца, нарушается равномерная затяжка и герметичность стыка. При сокращении ширины фланцев рекомендуется не переходить за центровую линию крепежных отверстий и придавать бобышкам увеличенную высоту (*г*). Предпочтительнее сплошные фланцы (*д*), обеспечивающие более высокую жесткость, устойчивое крепление детали и надежную герметизацию стыка.

Жесткость фланцев повышают увеличением их высоты (*е*, *ж*). Для устранения массивов вводят выборку *1* между бобышками. Связь

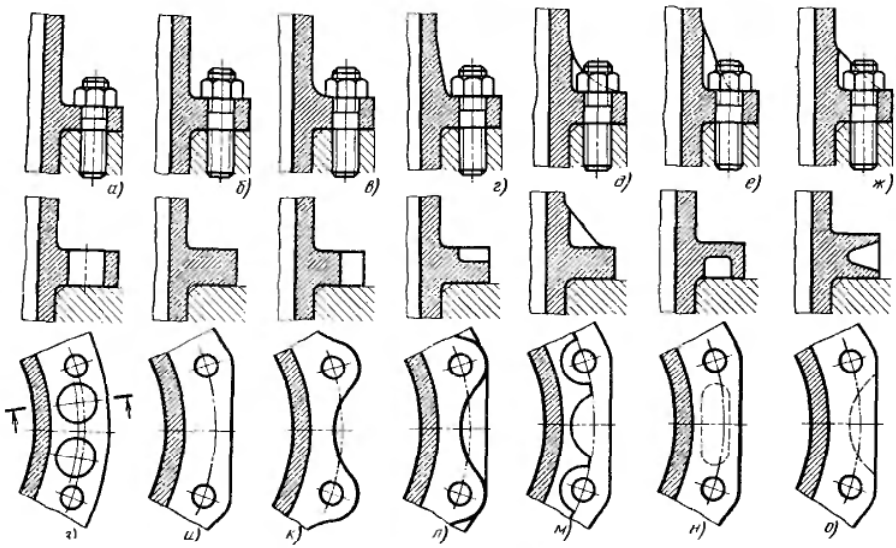


Рис. 480. Стальные точеные фланцы

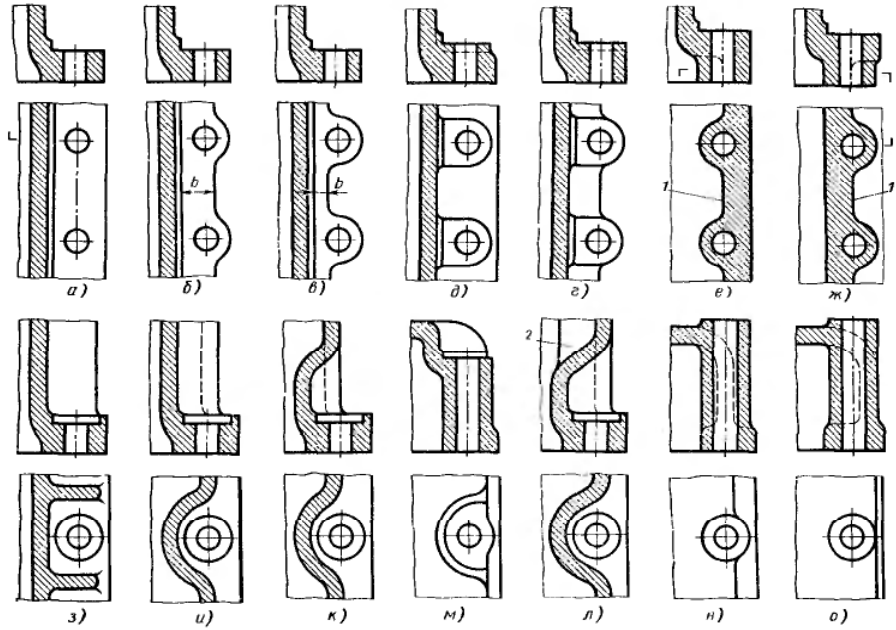


Рис. 481. Литые фланцы

фланцев со стенками усиливают ребрами (*з*), гофрированием стенок (*и*), расположением крепежных деталей в нишах, имеющих в поперечном сечении полукруглую форму (*к*). Для достижения наибольшей жесткости и прочности ниши углубляют в стенки, а потолок ниш связывают со стенками ребрами (*л*).

В деталях небольшой высоты (типа крышек), а также в деталях с наклонными стенками (конические и сферические детали) крепежные шпильки заключают в колонки, прилитые к стенкам (*м*). В конструкции *н* опорные поверхности под гайки приподняты над верхней горизонтальной стенкой детали, что позволяет обрабатывать торцы колонок напроход, а также облегчает завертывание гаек.

Жесткость узлов крепления сильно зависит от расположения стенок относительно колонок. В конструкции *н* стенки расположены по осевой линии колонок. Наибольшая прочность (и наиболее красивый внешний вид) получается при совмещении стенок с крайними точками колонок (*о*).

При расположении крепежных деталей в нишах размеры ниш по высоте и в поперечном сечении должны допускать удобный монтаж. Высота h ниш (рис. 482, *а*) должна быть больше суммы удвоенной высоты h_0 гайки, выступания s шпильки и толщины t подкладной шайбы. При недостаточной высоте ниши собрать конструкцию можно только крайне непроизводительным способом, приподняв деталь на высоту h', достаточную для заведения гаек, и наживив одновременно все гайки на концы шпилек (рис. 482, *б*). При креплении ввертными болтами высота ниш должна быть больше длины болтов $l_б$ (рис. 482, *в*).

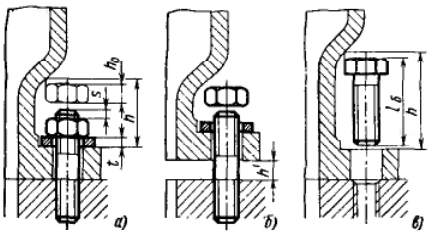


Рис. 482. Установка крепежных деталей в нишах

ЦЕНТРИРОВАНИЕ ФЛАНЦЕВ

Цилиндрические фланцы чаще всего центрируют буртиком, выполненным на одном из фланцев и входящим в ответную выточку на другом (рис. 483, *а*). Диаметр D_1 обработанной поверхности под головки болтов устанавливают так, чтобы обеспечить фиксацию болтов от проворачивания при затяжке. Диаметр D_2

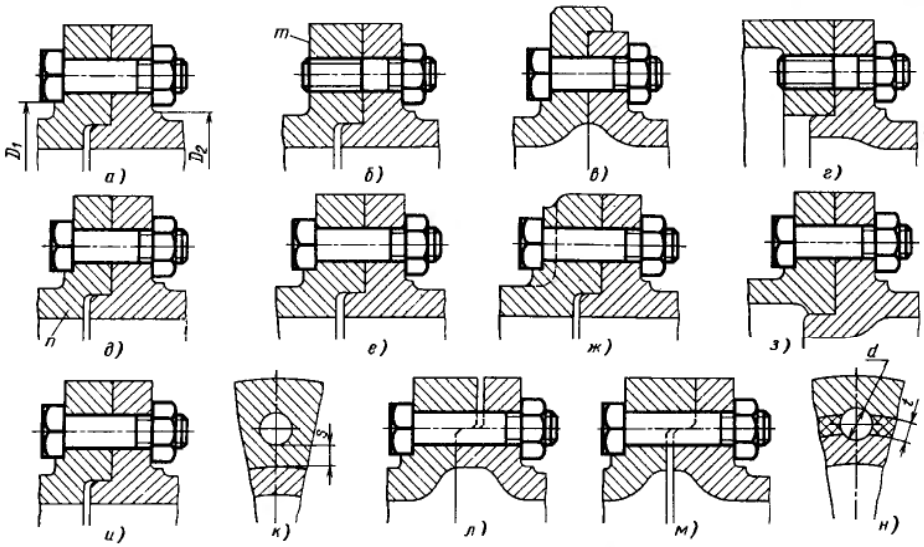


Рис. 483. Центрирование фланцев

поверхности под гайки выбирают из условия свободной затяжки гайки торцовым ключом.

В соединениях на шпильках (*б*) или ввертных болтах заднюю поверхность *m* фланца обычно оставляют необработанной. Применяют также центрирование фланцев наружным буртиком (*в*). Часто центрирующую выточку замеияют сквозной проточкой по наименьшему диаметру одного из фланцев (*г*).

Ошибкой является ослабление фланца центрирующей выточкой (*д*, участок *n*). Ослабление предотвращают утолщением фланца (*е*), введением усиливаюших бобышек на участках расположения болтов (*ж*), или (если допускают габаритные размеры и условия отливки) – уменьшением диаметра центрирующей поверхности (*з*).

Стяжные болты лучше всего располагать в центре стыка (*и*). Если по конструктивным условиям необходимо смещение болтов с центровой линии, то расстояние *s* от крайних точек отверстий под болты (*к*) следует делать не менее 5–6 мм.

В отдельных случаях с целью сокращения габаритов центрирующую ступеньку выполняют на участке расположения крепежных болтов (*л*, *м*). Этот способ применим только для соединений на болтах; нарезание резьбы в ступенчатых отверстиях, а также ввертывание в них крепежных деталей затруднительно. Ступенчатые отверстия обрабатывают в сборе, что усложняет изготовление. Следует избегать расположения центрирующего уступа для соединений *л* выше центровой линии, а для соединений *м* – ниже центровой линии, так как возле отверстий появляются острые усы, легко ломающиеся в эксплуатации и ухудшающие форму уплотнительных прокладок. Приемлемый интервал расположения центрирующего уступа $t = 0{,}5d$, где d – диаметр отверстия (*н*).

Фланцы некруглой формы фиксируют установочными (контрольными) штифтами. Неответственные детали (крышки, кожухи и т. д.) фиксируют отиосительно привалочных поверхностей крепежными болтами.

ОБРАБОТКА ОПОРНЫХ ПОВЕРХНОСТЕЙ

При проектировании фланцевых соединиений необходимо заранее определить и отразить в чертеже способ обработки опорных поверхностей под гайки и головки крепежных болтов.

Цилиндрические фланцы проще всего обрабатывать точеиием (рис. 484, *а*). У литых деталей точение ослабляет фланец вследствие удаления наиболее прочной поверхностной корки и подрезки фланца на участке перехода в черную поверхность. Не рекомендуется обрабатывать точением фланцы с выступающими бобышками (*б*, *в*). Резец, испытывая многократно повторные удары при подходе к обрабатываемым поверхностям, быстро тупится; получить чистые и точные поверхности при этом способе обработки затруднительно.

Обработка фрезой (*г*, *д*) применима, если конфигурация стенок допускает подвод шпинделя фрезы. Расстояние между центром отверстия и крайним следом фрезы должно не-

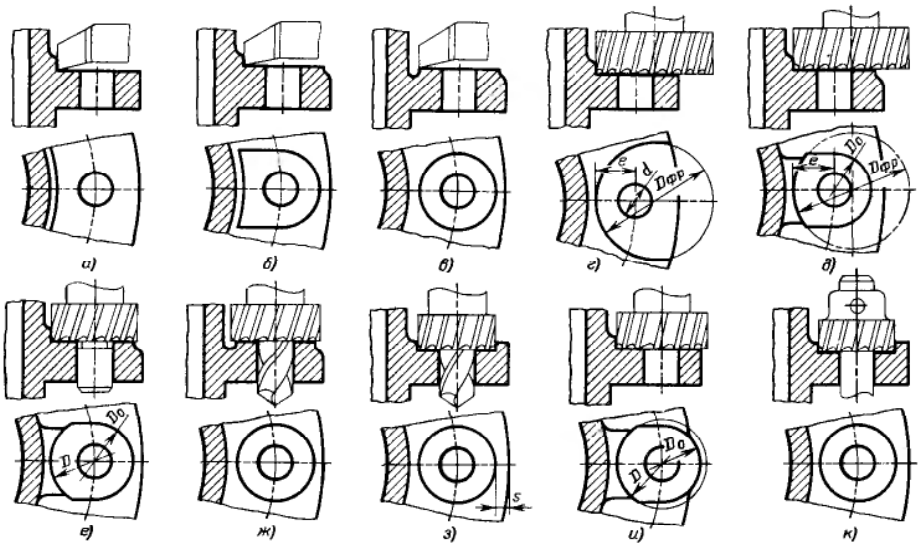


Рис. 484. Обработка опорных поверхностей

сколько превышать половину диаметра D_0 бобышки (в среднем $D_0 = 1{,}2d$, где d – диаметр отверстия).

При обработке зенкером, центрируемым по отверстию (*е*), диаметр D зенкера делают несколько больше номинального диаметра D_0 бобышки (в среднем $D = 1{,}2D_0$). Это должно быть учтено при назначении радиальных размеров фланца.

Наиболее производительна обработка комбинированным инструментом – зенкером со сверлом (*ж*). Обработку необходимо вести в приспособлении, обеспечивающем точность расположения отверстий.

При зенкеровании низких опорных поверхностей (*з*) контур фланца должен отстоять от крайних точек обработанных поверхностей на $s = 3 \div 4$ мм. Иначе возможно образование легко ломающихся тонких перемычек или острых усов. Их можно избежать некоторым уменьшением наружного диаметра фланца (*и*).

Если нельзя подвести зенкер со стороны обрабатываемой поверхности, то применяют обратное зенкерование. Зенкер устанавливают на оправке, пропущенной через предварительно просверленное отверстие (*к*). Однако производительность обработки при этом резко снижается. Способ применим при диаметре отверстия не менее 10 – 12 мм.

Торцы отверстий, расположенных в полузакрытых нишах, обрабатывают фрезерованием (рис. 485, *а*) или обратным зенкерованием (рис. 485, *б*). Высота и радиус R ниш в поперечном сечении должны быть согласованы с размерами режущего инструмента.

В табл. 5 приведены конструктивные соотношения элементов литых фланцев, рекомендуемые для обычного диапазона диаметров крепежных болтов ($d = 10 \div 20$ мм). Припуск t на механическую обработку зависит от габаритов и класса точности отливки (в среднем $t = 2 \div 3$ мм). На чертежах литых деталей размер t обычно не наносят, что, однако, не освобождает конструктора от необходимости учесть эту величину при определении размеров детали.

Минимальное расстояние s обработанных поверхностей от ближайших черных поверхно-

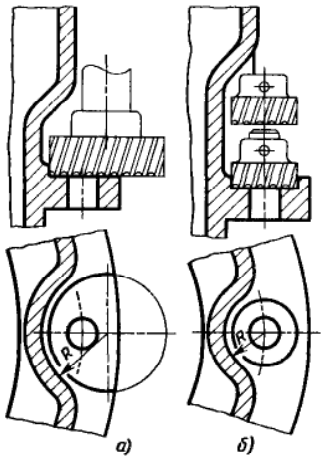
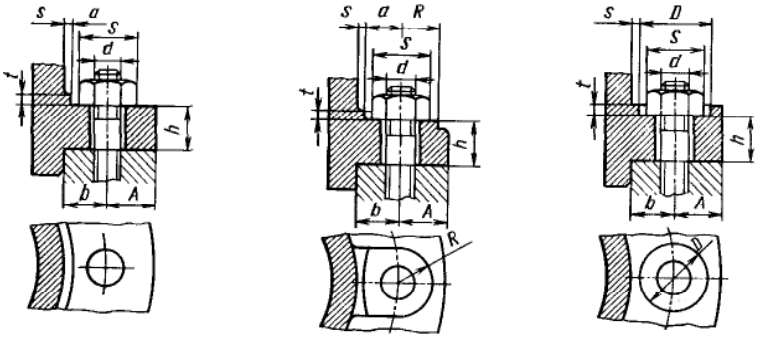


Рис. 485. Обработка опорных поверхностей в нишах

5. Минимальные размеры литых фланцев



Элементы фланцев	Материал детали	
	Серые чугуны, легкие сплавы, бронзы	Сталь, высокопрочные чугуны
Размеры a, R, $D/2$ опорных поверхностей	$0{,}6s$	
Высота h фланца	$1{,}5d$	$1{,}2d$
Расстояние b обработанной стенки от оси болта	$1{,}5d$	$1{,}3d$
Расстояние A конца фланца от оси болта	$1{,}7d$	$1{,}5d$

стей устанавливают в зависимости от точности литья, размеров детали и расстояния поверхностей от черных баз и баз механической обработки. Для деталей средних размеров (200 – 500 мм) при литье в песчаные смеси $s = 3 \div 5$ мм; при литье повышенной точности эти величины можно уменьшить на 30 – 50%.

ДИАМЕТР И ШАГ БОЛТОВ

Выбор диаметра крепежных болтов и шага их расположения зависит от многих факторов, главными из которых являются условия работы, материал деталей и жесткость конструкции. Требования совершенно различны для соединений, подверженных действию небольших статических нагрузок, и силовых соединений, испытывающих высокие циклические и динамические нагрузки, работающих под давлением и нуждающихся в полной герметичности.

Для простейших случаев (фланцевые соединения, нагруженные небольшими силами, не подверженные действию внутреннего давления и повышенных температур) можно рекомендовать следующие ориентировочные соотношения.

Диаметр болтов крепления цилиндрических фланцев $d = 6 + (0{,}015 \div 0{,}018)D$, где D – средний диаметр фланца.

Толщина фланцев для деталей: из серого чугуна и легких сплавов $h = 6 + (0{,}022 \div 0{,}025)D$; стальных и из высокопрочного чугуна $h = 4 + (0{,}022 \div 0{,}025)D$.

Шаг болтов $l = ad$. Для нежестких фланцев малого размера (рис. 486, *а*) $a = 5 \div 6$; для фланцев средней жесткости $a = 6 \div 8$

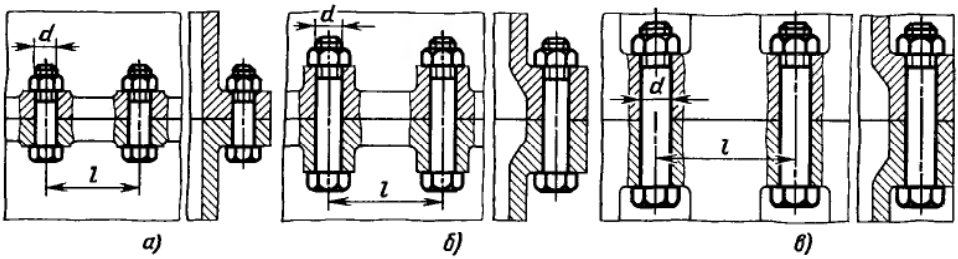


Рис. 486. Шаг болтов

(рис. 486, *б*); для фланцев повышенной жесткости, стягиваемых крупными болтами, $a = 8 \div 10$ (рис. 486, *в*).

Параметры соединений, подверженных действию циклических нагрузок и работающих в условиях повышенных температур, определяют расчетом (см. раздел 7).

ТРЕХФЛАНЦЕВЫЕ СОЕДИНЕНИЯ

При конструировании корпусных деталей часто приходится соединять в одном узле три фланца. Рассмотрим в качестве примера установку промежуточной перегородки (диафрагмы) на стыке двух корпусов (рис. 487). Простейший способ заключается в защемлении диафрагмы между фланцами корпусов (*а-г*) с центрированием виутренними или наружными буртиками. Точность установки наиболее высокая в конструкции *б* (центрирование по одной цилиндрической поверхности).

Конструкцию *г* применяют, когда допустима установка диафрагмы с осевым люфтом. Для предупреждения натяга при затяжке болтов фланец устанавливают с зазором 0,1 – 0,2 мм, вследствие чего точной фиксации диафрагмы этот способ не обеспечивает.

Конструкции *д – ж* с креплением диафрагмы к одному из корпусов применяют, когда требуется сохранить целостность механизмов при разборке. При разъеме корпусов диафрагма остается закрепленной на одном из корпусов вместе со всеми монтированными на ней механизмами. По точности установки преимущество имеет конструкция *е*.

Независимую установку диафрагмы можно осуществить и в конструкциях с защемленным фланцем креплением диафрагмы к одному из корпусов болтами с заплечиками (*и*), нарезными втулками *1* (*к*), в которые завертывают болты крепления второго корпуса, или независимыми болтами *2*, *3* (*л*, *м*), расположенными в промежутках между болтами *4*, *5* стяжки корпусов. Головки болтов типа *2* располагают в окнах фланца корпуса, а типа *3* утапливают в диафрагме.

КОНУСНО-ФЛАНЦЕВЫЕ СОЕДИНЕНИЯ

Для стыкования часто разбираемых трубопроводов, цилиндрических отсеков, а также силовых соединений применяют быстросъемное соединение разводными хомутами, действую-

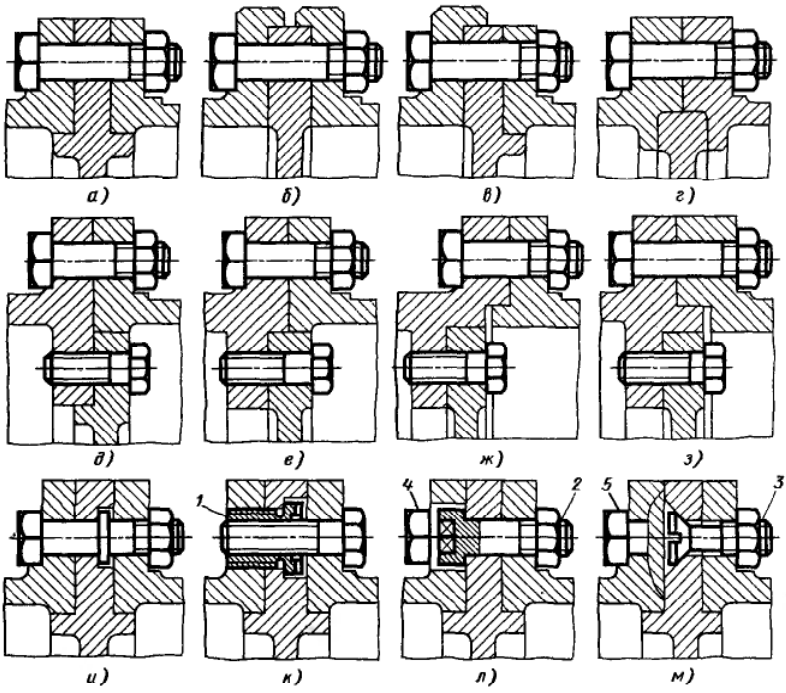


Рис. 487. Трехфланцевые соединения

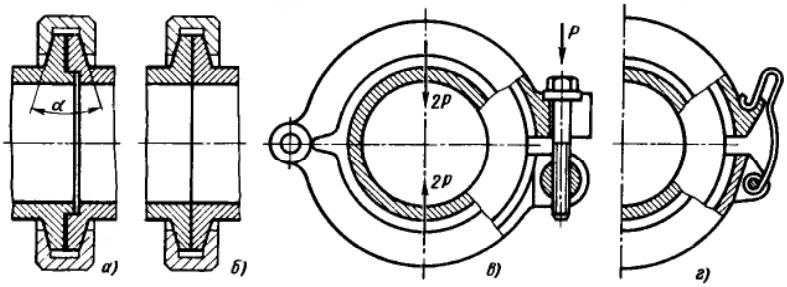


Рис. 488. Конусно-фланцевые соединения

щими на наружные конические поверхности фланцев (рис. 488). Собираемые детали можно соединять под любым углом в плоскости стыка. При необходимости угловой фиксации, а также в соединениях, передающих момент, на стыке устанавливают контрольные штифты.

Стыкуемые детали центрируют цилиндрическими буртиками (*а*). Иногда стык делают гладким (*б*), полагаясь на центрирование коническими поверхностями хомутов. Последний способ применяют преимущественно в тех случаях, когда по условиям сборки невозможно соединить сближением детали по оси, а только сдвигом в плоскости разъема.

Конусно-фланцевые соединения обеспечивают силовую затяжку стыков при относительно небольшой силе на стяжном устройстве. Если принять простейшую схему (рис. 488, *в*) передачи силы P затяжки в двух точках (жесткий хомут), то осевая сила затяжки

$$P_{\text{ос}} = \frac{4P}{\operatorname{tg}\alpha/2},$$

где α – угол конуса. При обычных значениях $\alpha = 20 \div 30°$, $P_{\text{ос}} = (15 \div 20)P$. Столь большая мультипликация обеспечивает возможность сильной затяжки стыка с помощью пружинных затворов с ручным приводом быстрого действия (*г*).

Угол конуса α' на хомутах делают на $1-2°$ меньше, чем на фланцах (рис. 489, *а*), для того, чтобы переместить точки приложения сил к основанию фланцев с целью увеличения жесткости стыка и надежности уплотнения. Аналогичный результат получается, если сделать стенки хомута плоскими (*б*).

На рис. 489, *в, г* приведены конусно-фланцевые соединения с упругими герметизирующими прокладками.

В схеме *д* соединяемые детали снабжены обратноконическими фланцами с торцовыми прорезями. При сборке выступы одного фланца заходят в прорези другого; между фланцами образуется кольцевая коническая полость, в которую закладывают центральный стяжной хомут *1*.

На рис. 489, *е-з* показаны конструктивные разновидности конусно-фланцевых соединений тонкостенных труб.

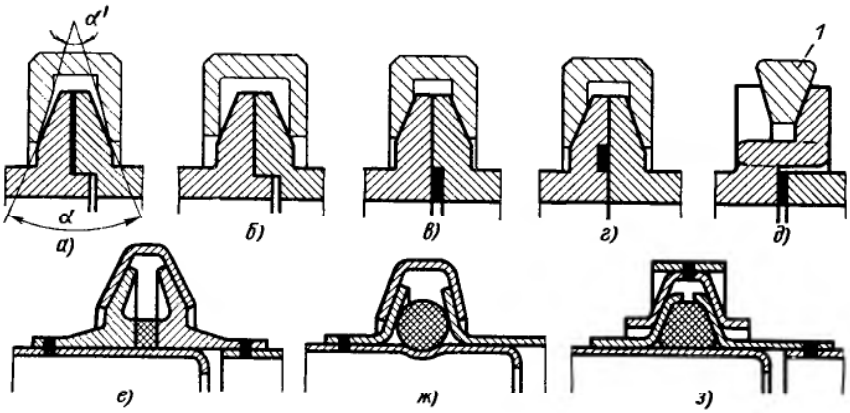


Рис. 489. Конусно-фланцевые соединения

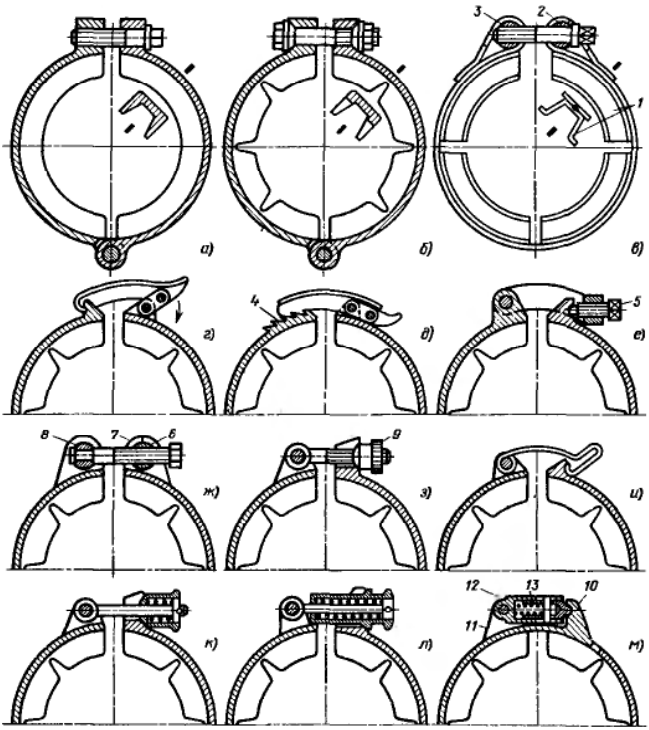


Рис. 490. Стяжные хомуты

Стяжной хомут конусно-фланцевых соединений должен раскрываться полностью так, чтобы его можно было завести на фланцы сбоку и по оси, и обеспечивать по возможности равномерную затяжку фланцев по окружности, т. е. быть податливым в радиальных направлениях. Хомуты обычно делают из половин, соединенных осью и стягиваемых болтом (рис. 490, *а*). В конструкции *б* в стенках хомута проделаны радиальные прорези для увеличения податливости; для предотвращения изгиба болт оперт на сферические шайбы. Гибкий хомут (рис. 490, *в*) состоит из стальной ленты с приварными секторами *1* корытного сечения. Стяжной болт пропущен через шарнирную ось *2* и ввертывается в цилиндрическую гайку *3*.

В конструкциях *г*—*з* применены быстродействующие затворы. В конструкции *г* хомут стягивается откидным трехзвенным механизмом («лягушкой»). В данном случае обязательна установка на стыке фланцев упругой прокладки, компенсирующей присущую этому механизму жесткость фиксации в положении запора.

В конструкции *д* сила затяжки регулируется перестановкой откидного рычага в кремальере *4* хомута. Совершеннее системы с винтовой затяжкой хомута после запора, например с помощью откидного рычага с нажимным винтом *5* (конструкция *е*).

В конструкции *ж* стяжной болт ввертывается в цилиндрическую гайку *6* с левой резьбой, установленную в полуоткрытой чашке *7*; хвостовик болта зафиксирован в шарнире *8*. При отвертывании болта гайка выходит из чашки, после чего болт откидывают поворотом вокруг шарнира. В конструкции *з* болт затягивается ручной гайкой *9*, входящей в сферическое гнездо на хомуте.

В легких соединениях применяют быстродействующие пружинные затворы с пластинчатыми (конструкция *и*) или цилиндрическими (конструкции *к*, *л*) пружинами.

В конструкции *м* применен пружинный затвор обращенной схемы. В правой половине хомута профрезерован паз, в который входит хвостовик *10* левой половины. В щеках *11* удлиненной правой половины установлен трубчатый рычаг *12* с подпружиненным плунжером *13*. При запирании рычаг ставят в горизонтальное положение, причем сферический конец плунжера заходит в чашку хвостовика *10*, стягивая хомут.

9. СОЕДИНЕНИЯ ТРУБОПРОВОДОВ

СОЕДИНЕНИЯ МЯГКИМИ РУКАВАМИ

Для прокладки масляных, водяных, пневматических и вакуумных коммуникаций применяют трубопроводы из стали, латуни, дуралюмина и пластиков.

Соединения мягкими рукавами (рис. 491, *I*, *II*) применяют при небольших и умеренных давлениях для трубопроводов диаметром 10–60 мм. На концы трубопроводов надевают отрезок рукава из эластичного материала (резины, дюрита, пластиков), который затягивают проволочной вязкой или хомутиками.

Упругость рукава допускает некоторую несоосность и перекос трубопроводов. Способность нести осевые нагрузки такого соединения незначительна. Если соединение нагружено осевыми силами (например, угловое соединение трубопроводов), то необходима жесткая фиксация трубопроводов.

Для облегчения надевания рукава концы трубопроводов снабжают заходными конусами; с целью улучшения уплотнения и более надежной фиксации рукава на трубопроводах делают кольцевые выступы (зиги) или гребешки (рис. 491, *I*, *II*).

На рис. 491, *III* – *V* показан способ соединения трубопроводов с помощью колец из упругого материала, стягиваемых хомутиками. Соединение применяют в случаях жестко зафиксированных трубопроводов; оно требует довольно точной соосности и малого осевого зазора между трубопроводами. При затяжке возникают силы, вызывающие распор трубопроводов.

Надежность рукавных соединений и удобство монтажа и демонтажа во многом зависят от конструкции стягивающих хомутиков. Замкнутые хомутики (рис. 492, *I*) с затяжкой нажимом винта на подвижный сухарик *1*, опирающийся через подкладку *2* на рукав, применяют в соединениях трубопроводов, раздвигающихся в осевом направлении. Монтаж и демонтаж хомутика в соединениях с жестко зафиксированными трубопроводами затруднителен. Другой недостаток – неравномерная затяжка рукава (на участках перехода от круговой ленты к сухарику рукав плохо затягивается).

В конструкции, изображенной на рис. 492, *II*, концы ленты фиксируются в отверстиях смежных участков ленты. Перестановкой концов ленты можно регулировать хомутик по диаметру трубопроводов. Кроме того, эта конструкция облегчает монтаж. Затяжку производят с помощью винта, ввернутого в планку *3*, приваренную к ленте. При завертывании винт, упираясь в сегмент *4*, натягивает ленту на рукав. Неравномерность затяжки меньше, чем в предыдущей конструкции, так как лента зафиксирована в направляющих *m* сегмента.

Открытые хомутики с отогнутыми под стяжной болт концами (рис. 492, *III*) неудобны в монтаже (необходимо применять болты с гайками). На участке расположения болта рукав не затягивается. Соединение не поддается сильной затяжке, так как концы ленты при затяжке отгибаются.

Для увеличения жесткости стяжного узла хомутики делают штампованными (рис. 492, *IV*). В конструкции, приведенной на

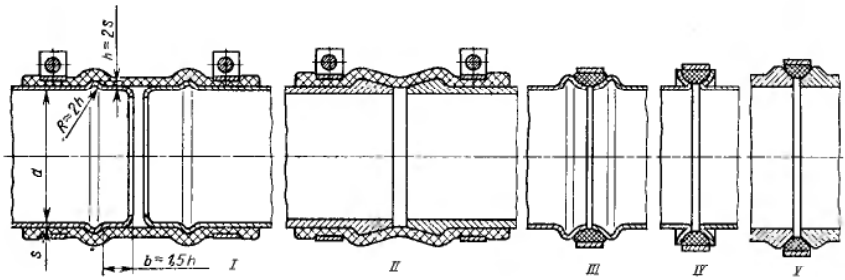


Рис. 491. Соединения мягкими рукавами

Рис. 492. Стяжные хомутики

рис. 492, *V*, к концам ленты приварены коробчатые кронштейны; в нижний кронштейн, усиленный вкладкой *n*, ввертывают стяжной болт. Для обеспечения равномерной затяжки один из концов ленты *q* заводят под другой.

В конструкции на рис. 492, *VI* для облегчения монтажа и демонтажа на одном конце хомутика установлен нажимной винт *5*, действующий на сухарик *6*, приваренный к другому концу хомутика и пропущенный через продолговатое отверстие в первом конце.

В хомутике (рис. 492, *VII*) на концах ленты образованы петли, в которые закладывают цилиндрические сухарики под стяжной винт. Отверстие в сухарике *7* гладкое, а в сухарике *8* – нарезное. При завертывании винт, упираясь заплечиком в сухарик *7*, притягивает сухарик *8*. Благодаря провороту сухариков при затяжке винт разгружен от изгиба и работает только на растяжение. На рис. 492, *VIII* показана аналогичная конструкция для случая установки нажимного винта.

В быстродействующем затворе (рис. 492, *IX*) верхний сухарик *9* введен в чашечную деталь *10*, приваренную к концу хомутика. В сухарике нарезана левая резьба под стяжной винт, конец которого пропущен через гладкое отверстие в сухарике *11* и зафиксирован в нем от осевого перемещения. Для разъема соединения достаточно отвернуть винт на несколько оборотов так, чтобы верхний сухарик вышел из чашки, и откинуть винт в направлении, указанном стрелкой.

В аналогичной конструкции с нажимным винтом (рис. 492, *X*) на оси *12* хомутика расположен откидной рычаг *13*. Винт, установленный в верхней части рычага, действует на сухарик *14*, приваренный к противоположному концу хомутика и пропущенный через отверстие в рычаге.

Сильную затяжку без применения инструмента обеспечивает двухрычажный механизм («лягушка»), показанный на рис. 492, *XI*. Приводной рычаг *15*, установленный на оси *16* на верхнем конце хомутика, шарнирно соединен с зацепным рычагом *17*. При монтаже крючок рычага *17* вводят в одно из отверстий *s* в нижнем конце ленты и, повертывая рычаг *15* в направлении, указанном стрелкой, затягивают хомутик. Ложась на верхнюю ленту, рычаг *15* переходит за мертвую точку и запирает соединение.

В конструкции, изображенной на рис. 492, *XII*, затяжка осуществляется винтом *18* с левой резьбой, установленным в гладком отверстии втулки *19* и зафиксированным в ней в осевом направлении. Витки винта сцепляются со спиральными прорезями *t* на ленте хомутика. При вращении винт, действуя на прорезной конец ленты, как на гайку, стягивает

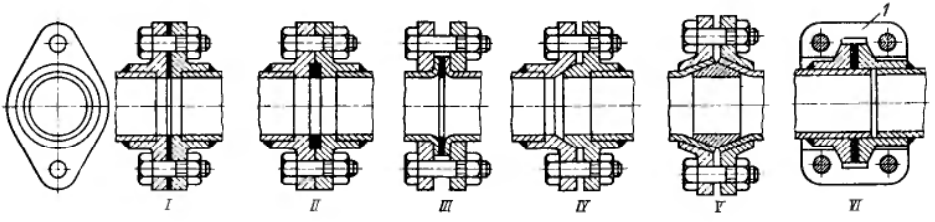


Рис. 493. Фланцевые соединения

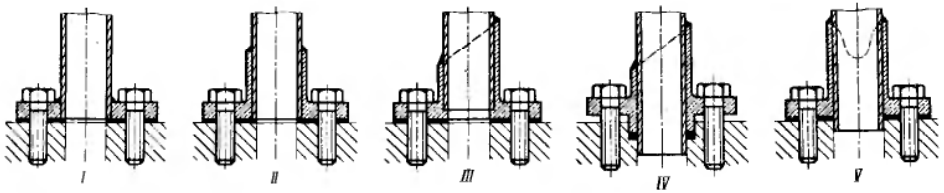


Рис. 494. Фланцевые соединения трубопроводов к корпусам

хомутик. Во избежание быстрого износа прорезей ленту термообрабатывают до твердости более HRC 45. При достаточно большом числе прорезей хомутик можно использовать для стяжки соединений с большим диапазоном диаметров.

Для полного разъема соединения необходимо вращать винт до тех пор, пока прорезной конец ленты не выйдет из зацепления с винтом.

ФЛАНЦЕВЫЕ СОЕДИНЕНИЯ

Фланцевые соединения (рис. 493) используют преимущественно для трубопроводов большого диаметра. В коммуникациях из трубок малого диаметра их применение ограничено вследствие неудобства монтажа (большое число крепежных точек, необходимость установки болтов с гайками). Трубопроводы малого диаметра соединяют обычно с помощью фланцев ромбической формы. Фланцы уплотняют прокладками листовыми (рис. 493, *I*) или кольцевыми (рис. 493, *II*). На рис. 493, *III* показано соединение съемными фланцами трубопроводов с развальцованными торцами.

В конструкции, приведенной на рис. 493, *IV*, уплотнения достигают затяжкой фланцев на конус; в конструкции на рис. 493, *V* развальцованные на конус концы трубопроводов стягивают на биконический вкладыш. В конусно-фланцевом соединении (рис. 493, *VI*) фланцы стягивают разъемными полумуфтами *1* с коническими выточками, действующими на конические поверхности фланцев.

Более широко применяют фланцевые соединения для крепления трубопроводов к корпусам. Фланцы присоединяют к трубопроводам пайкой или сваркой (рис. 494, *I*). Для повышения прочности и жесткости соединения на фланцах делают воротники (рис. 494, *II*). Прочность шва увеличивают, выполняя воротники косыми (рис. 494, *III*, *IV*) или фигурными (рис. 494, *V*).

НИППЕЛЬНЫЕ СОЕДИНЕНИЯ

Трубопроводы небольшого диаметра (5 – 20 мм) с толщиной стенок 0,2 – 0,5 мм чаще всего соединяют с помощью ниппелей. Ниппельные соединения выдерживают давление до 3 – 5 МПа; они имеют небольшие габариты и удобны в монтаже.

Для соединения трубопроводов из материалов, поддающихся пайке и сварке, применяют ниппели с наружным конусом (рис. 495). Нип-

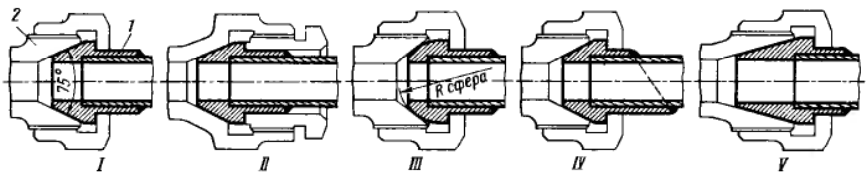


Рис. 495. Ниппели с наружным конусом

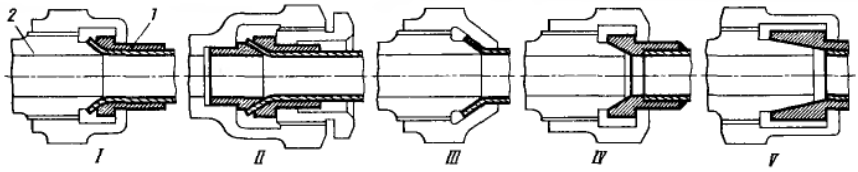


Рис. 496. Ниппели с внутренним конусом

пель *1* припаивают к концу трубопровода и затягивают на внутренний конус штуцера *2* с помощью накидной гайки, наружной (рис. 495, *I*), или внутренней (рис. 495, *II*). Применение наружных гаек уменьшает осевые габариты соединения и увеличивает радиальные. Соединения с внутренними гайками, наоборот, имеют увеличенные осевые габариты и малые радиальные. Угол конуса делают равным 75°. Для улучшения уплотнения ниппель обычно изготовляют из пластичного материала (красной меди, латуни).

В целях увеличения давления на поясе контакта и обеспечения некоторой свободы самоустанавливаемости уплотняющую поверхность ниппеля делают сферической (рис. 495, *III*). Прочность шва повышают тем, что выполняют ниппель со скосом (рис. 495, *IV*). При высоких давлениях применяют ниппели с углом конуса 30–40° (рис. 495, *V*).

Для компенсации неточностей изготовления и тепловых деформаций трубопроводы выполняют слегка изогнутыми; на трубопроводах большой длины предусматривают компенсаторные петли или спирали с двумя-тремя витками.

Ниппели с внутренним конусом (рис. 496) не требуют пайки. Ниппель *1* надевают на трубопровод, конец которого развальцовывают на конус, и притягивают к штуцеру *2* накидной гайкой (рис. 496, *I*, *II*). Такие ниппели обычно изготовляют из стали. В упрощенной конструкции без ниппеля (рис. 496, *III*) развальцованный конец трубопровода притягивают с помощью конического воротника накидной гайки. Так как уплотнение происходит по поверхности трубопровода, последний должен быть выполнен из пластичного материала.

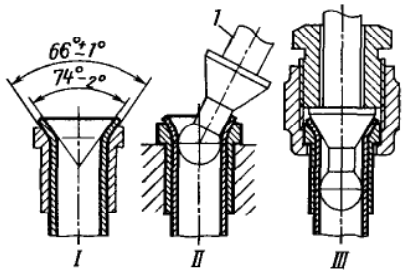


Рис. 497. Разделка концов трубопроводов на конус

Более надежное уплотнение обеспечивают ниппели из пластичного металла, припаиваемые к трубопроводу и затягиваемые непосредственно на штуцер (рис. 496, *IV*, *V*).

На рис. 497, *I* приведены размеры конусов. Концы трубопроводов раздают с помощью конических пуансонов под прессом. В мелкосерийном производстве и в ремонтных условиях развальцовку производят сфероконической оправкой *1* (рис. 497, *II*), которую устанавливают в трубопровод с надетым на него ниппелем и, вращая вокруг центра сферы, как вокруг оси, образуют раструб. Конус калибруют затяжкой конического пояса оправки накидной гайкой (рис. 497, *III*).

Способы соединения трубопроводов напрямую с помощью ниппелей показаны на рис. 498, *I*–*IV*.

Для прокладки коммуникаций сложной формы применяют штуцеры, угольники, тройники и другие переходные элементы (рис. 499).

Ниппельные соединения для высоких давлений. Трубопроводы для больших давлений выполняют из стальных цельнотянутых труб с толщиной стенок 1–2 мм и соединяют с помощью ниппелей, имеющих плоские уплотняющие поверхности (рис. 500, *I*–*III*). Нип-

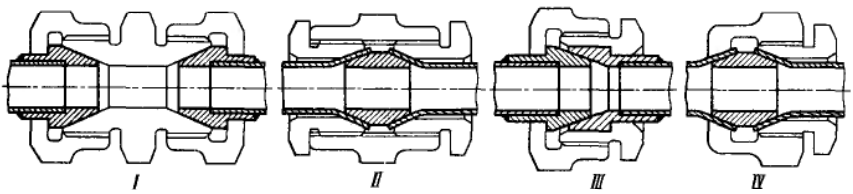


Рис. 498. Соединения трубопроводов напрямую с помощью ниппелей

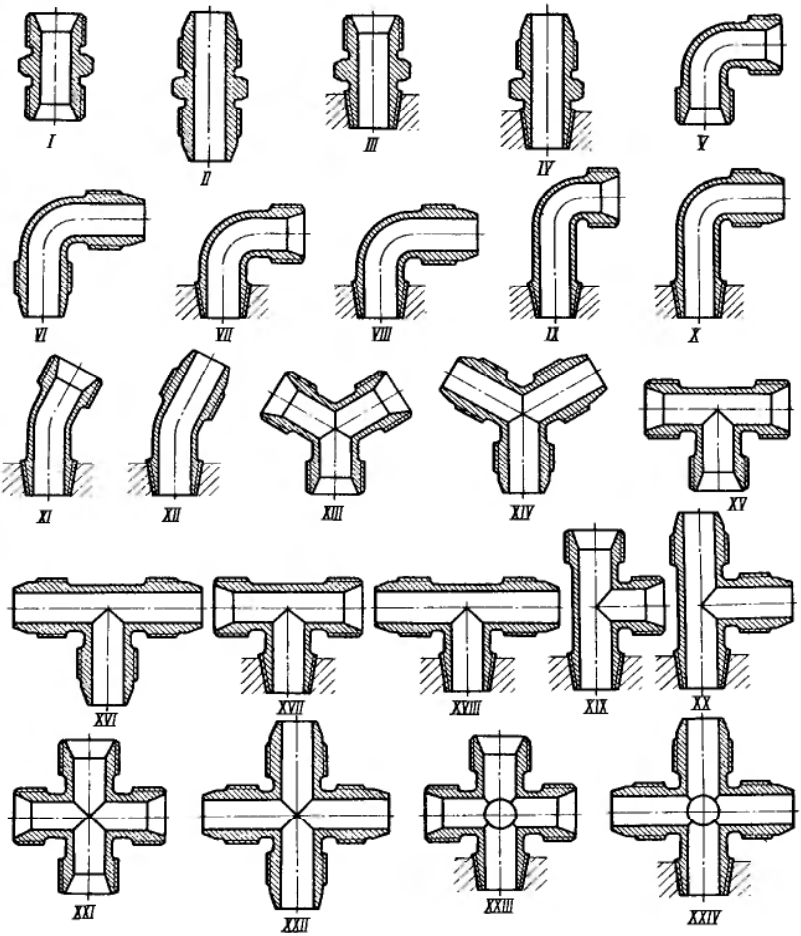


Рис. 499. Переходные элементы трубопроводов:

I, II – переходные штуцеры; *III, IV* – ввертные штуцеры; *V, VI* – угольники; *VII–XII* – ввертные угольники; *XIII–XVI* – тройники; *XVII–XX* – ввертные тройники; *XXI, XXII* – крестовики; *XXIII, XXIV* – многоточечные соединения

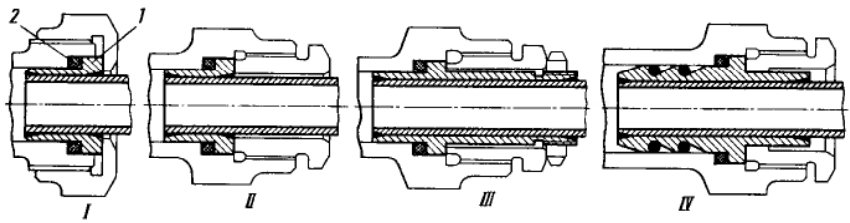


Рис. 500. Ниппельные соединения для высоких давлений

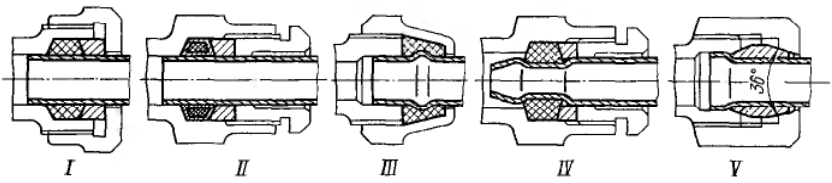


Рис. 501. Сальниковые соединения

пель *1* напаивают на трубопровод (предпочтительно пайкой бронзовыми сплавами). Уплотнение осуществляют кольцами *2* из эластомеров или мягкого металла (свинца, отожженной красной меди), устанавливаемыми в замкнутом пространстве между уплотняющими поверхностями. Соединение затягивают накидными гайками.

В соединении на рис. 500, *IV* для уплотнения используют манжетный эффект. Эластомерные кольца закладывают в канавки клиновидного профиля.

Под действием давления в трубопроводе кольца, надвигаясь на конические поверхности канавок, прижимаются к стенкам ниппеля и штуцера с силой, пропорциональной уплотняемому давлению.

САЛЬНИКОВЫЕ СОЕДИНЕНИЯ

Сальниковые соединения (рис. 501) не требуют предварительной разделки концов трубопроводов и могут применяться для трубопроводов из любого материала. Сальник выполняют из эластомеров, устанавливают в замкнутом пространстве между штуцером и трубопроводом и затягивают накидной гайкой через грундбуксу (рис. 501, *I*). Для облегчения монтажа сальники заключают в оболочку из пластичного металла (свинца, красной меди) (рис. 501, *II*). Конструкции с гладкими трубками (см. рис. 501, *I, II*) применимы, если трубопроводы зафиксированы в осевом направлении.

Для осевой фиксации на трубках делают зиги (рис. 501, *III*) или закладывают сальник в шейку, обжатую на трубке (рис. 501, *IV*). Почти аналогично описанным схемам выполняют соединение при помощи биконической втулки (рис. 501, *V*) с малым углом конуса (~36°). Втулку надевают на трубопровод, конец которого развальцовывают. При затяжке накидной гайки втулка обжимает стенки трубки, уплотняя и фиксируя трубопровод в осевом направлении.

ПОВОРОТНЫЕ СОЕДИНЕНИЯ

Угловые **соединения с поворотными ниппелями** (рис. 502) допускают установку трубопроводов под любым углом к штуцеру в плоскости, перпендикулярной к его оси.

Ниппель *1* (рис. 502, *I*), имеющий вид полой сферы со срезанными плоскостями, притягивают к корпусу полым болтом *2* с радиальными отверстиями, сообщающими полость ниппеля с каналом в корпусе. Стыки уплотняют прокладками.

В корпусах из легких сплавов ниппель устанавливают на полой шпильке *3* (рис. 502, *II*) и притягивают к корпусу колпачковой гайкой *4*. Для облегчения обработки внутреннюю полость ниппеля делают открытой (рис. 502, *III*) и уплотняют по ступеньке *m* на шпильке. С помощью поворотных ниппелей можно выполнять многоточечные (практически не более чем четырехточечные) соединения (рис. 592, *IV*), а также соединения трубопроводов напрямую (рис. 502, *V*).

В угловых поворотных **соединениях на конических штуцерах** уплотнение осуществляется затяжкой ниппелей на конус штуцера

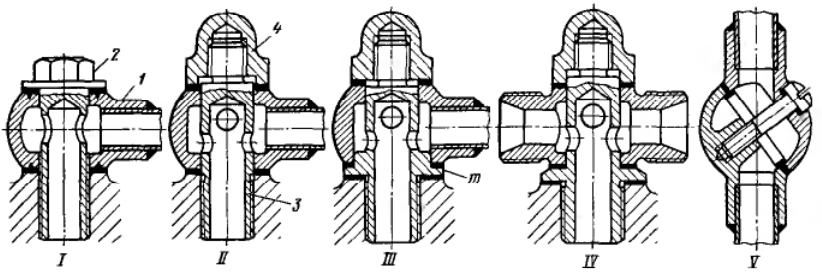


Рис. 502. Соединения поворотными ниппелями

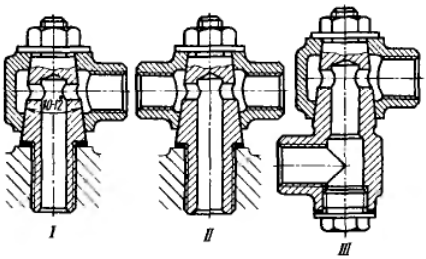


Рис. 503. Соединения на конических штуцерах

ции, приведенной на рис. 504, *II*, ниппель для уменьшения осевых габаритов соединения выполнен бисферическим.

Угловое сферическое соединение, изображенное на рис. 504, *III*, обеспечивает возможность перекоса трубопровода относительно штуцера *1* в пределах зазора *n* и допускает установку трубопровода в любом положении в плоскости, перпендикулярной к оси штуцера.

На рис. 504, *IV* показано угловое соединение двух трубопроводов, допускающее перекос каждого из трубопроводов и установку узла тру-

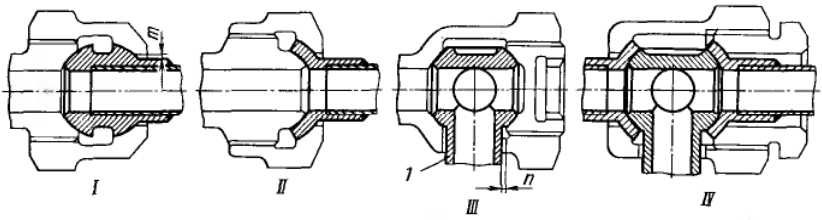


Рис. 504. Соединения со сферическими ниппелями

(рис. 503, *I, II*). Угол конуса обычно равен 10–12°. Конусы на ниппелях и штуцере притирают. Во избежание перенапряжения соединение затягивают нормированной силой.

Соединение можно использовать для установки трубопроводов под произвольным углом относительно друг друга (рис. 503, *III*).

Соединении со сферическими ниппелями (рис. 504, *I*) обеспечивают возможность установки трубопроводов под некоторым углом друг к другу, зависящим от радиального зазора *m* между ниппелем и гайкой. В конструкции трубопроводов в произвольном угловом положении к оси штуцера. Соединение может быть выполнено многоточечным.

ПРИСОЕДИНЕНИЕ ТРУБОПРОВОДОВ К КОРПУСАМ

Штуцеры крепят к корпусам пайкой или сваркой (рис. 505, *I*), на резьбе (рис. 505, *II – IV*), на фланцах (рис. 505, *V, VI*).

Способы непосредственного крепления трубопроводов к корпусам показаны на рис. 506.

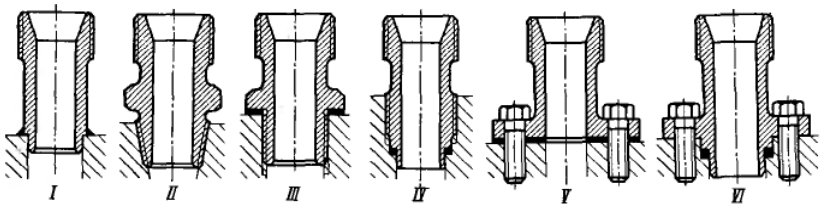


Рис. 505. Присоединение штуцеров к корпусам

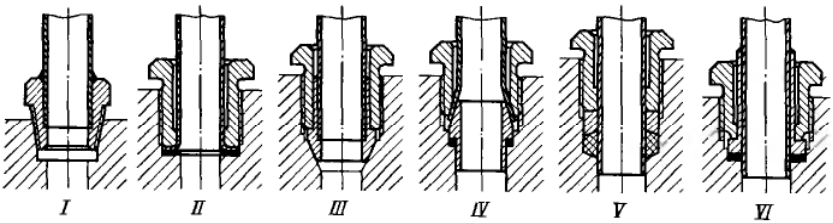


Рис. 506. Присоединение трубопроводов к корпусам

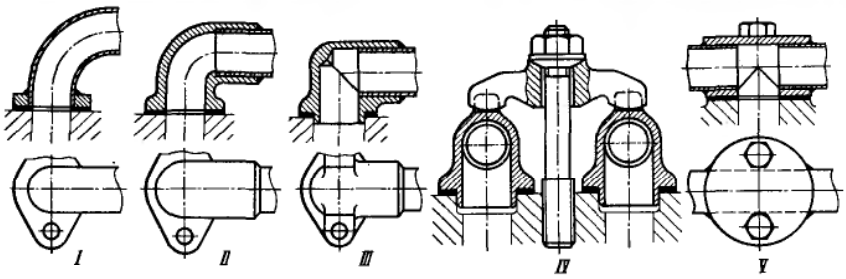


Рис. 507. Угловые соединения трубопроводов

Завертывание трубопровода резьбовой приварной втулкой (рис. 506, *I*) применимо в случае, если при монтаже можно вращать трубопровод. В остальных случаях используют ниппельные (рис. 506, *II – IV*) или сальниковые (рис. 506, *V*) соединения. При высоких давлениях применяют ниппельные соединения с упругим уплотнительным кольцом, затягиваемым в замкнутом кольцевом пространстве (рис. 506, *VI*).

Угловые соединения выполняют с помощью фланцев (рис. 507, *I*) или угольников (рис. 507, *II*, *III*), притягиваемых к корпусу фланцами. Угольники парных трубопроводов крепят траверсами (рис. 507, *IV*). На рис. 507, *V* показано *T*-образное соединение, состоящее из диска с вшаянными трубопроводами, притягиваемого к корпусу болтами.

СТОПОРЕНИЕ НИППЕЛЬНЫХ СОЕДИНЕНИЙ

Герметичность ниппельных соединений нередко нарушается вследствие самоотвертывания резьбовых элементов. Поэтому все резьбовые элементы соединений должны быть надежно застопорены, не исключая и соединений на конической резьбе, а также соединений, затягиваемых на упругие прокладки, которые в некоторой мере, но не полностью, предупреждают самоотвертывание.

Так как соединения трубопроводов состоят преимущественно из полых деталей (штуцеров, накидных гаек) и редко подвергаются разборке, то для стопорения чаще всего применяют проволочную вязку через отверстия, просверленные на углах шестигранников (рис. 508). Проволоку закрепляют на ближайших неподвижных деталях или в специальных ушках. Концы проволоки скручивают плоскогубцами. Обычно делают три отверстия (рис. 508, *I*), в сложных узлах – шесть (рис. 508, *II*).

Натяжение, возникающее при скручивании концов проволоки, должно создавать момент, направленный в сторону завертывания (рис. 508, *I*). Обратное натяжение (рис. 508, *II*) способствует самоотвертыванию. Не предотвращает ослабления резьбы и натяжение, перпендикулярное к направлению вращения стопорной детали (рис. 508, *III*).

Накидные гайки стопорят (с соблюдением того же правила) на ушки (рис. 508, *IV*) или на шестигранник штуцера (рис. 508, *V*, *VI*).

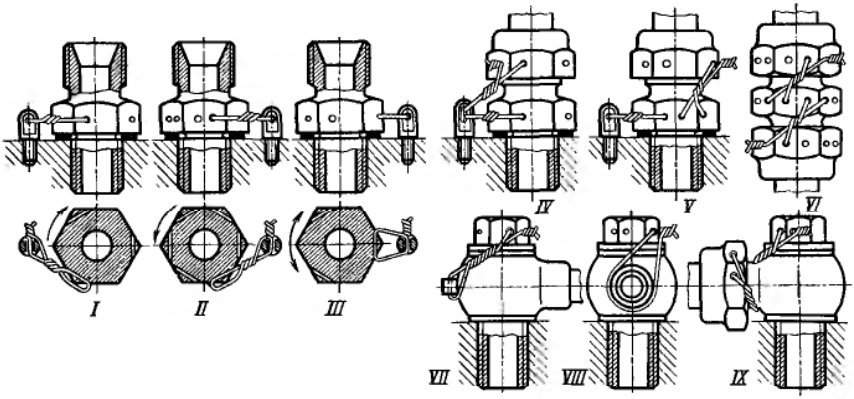


Рис. 508. Стопорение ниппельных соединений

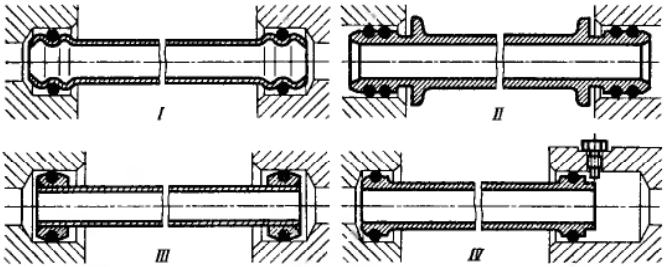


Рис. 509. Соединение внутренних каналов

Болты поворотных ниппельных соединений стопорят привязкой к ушкам, выполненным на ниппеле (рис. 508, *VII*), или закруткой на втулку ниппеля (рис. 508, *VIII*). На рис. 508, *IX* показан способ одновременного стопорения болта и накидной гайки проволокой, перекинутой через втулку ниппеля.

СОЕДИНЕНИЕ ВНУТРЕННИХ КАНАЛОВ

Для соединения внутренних масляных каналов в разъемных корпусах применяют переходные трубки, на концах которых установлены уплотнительные кольца из маслостойкой резины или синтетического материала (рис. 509, *I*, *II*). Для компенсации возможных смещений соединяемых каналов головки трубок делают сферическими (рис. 509, *III*).

Монтаж трубок в закрытых корпусах вызывает трудности, так как свободные концы трубок, предварительно установленных в одной половине корпуса, приходится вводить вслепую в гнезда второй половины.

Если возможен подвод трубки сбоку через отверстия в корпусе, то одно из гнезд делают достаточно глубоким для того, чтобы завести трубку при собранном корпусе, после чего трубку фиксируют в рабочем положении стопором (рис. 509, *IV*).

ГИБКИЕ ШЛАНГИ

Для прокладки коммуникаций сложной формы и большой длины широко используют гибкие шланги. Их можно располагать в самых труднодоступных участках снаружи и внутри машины и изгибать в соответствии с конфигурацией стенок. Шланги крепят к стенкам с помощью скоб, хомутиков и т. д., которые должны быть расположены достаточно часто, чтобы исключить вибрацию шланга при работе.

Простейшим видом гибких шлангов являются упругие гладкие шланги (рис. 510, *I*) из эластичных пластиков (поливинилхлоридов, полиамидов, полиолефинов). Толстостенные

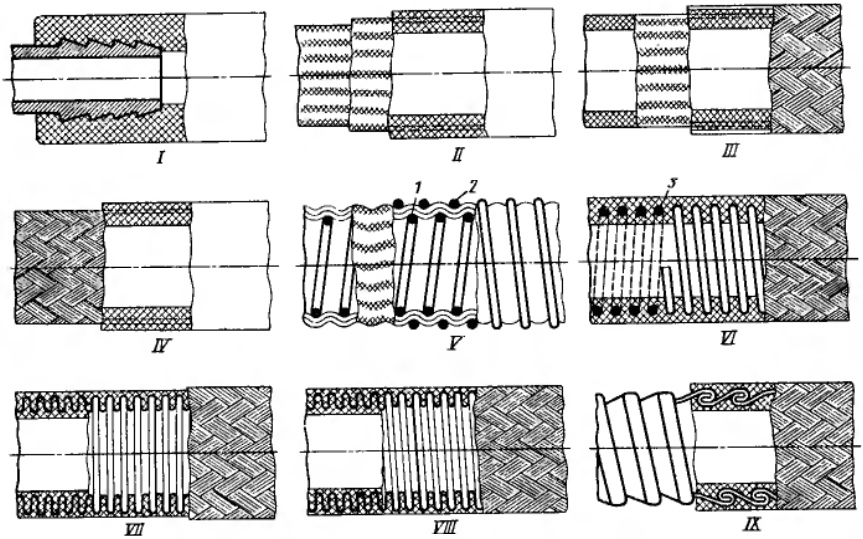


Рис. 510. Гибкие шланги

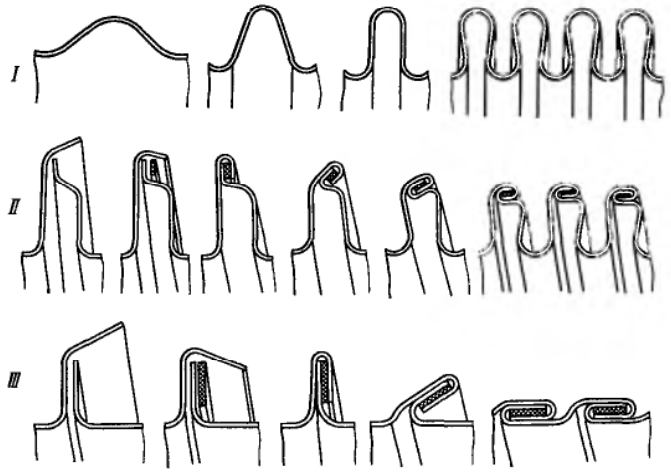


Рис. 511. Схемы изготовления сильфонов (*I*) и витых рукавов (*II, III*)

шланги (толщина стенок 5 – 8 мм) с диаметром проходного сечения 8 – 12 мм выдерживают давление 0,6 – 1,0 МПа и глубокий вакуум. При повышенном давлении применяют шланги, усиленные несколькими слоями кордовой ткани (рис. 510, *II*), металлической оплеткой (рис. 510, *III*) или металлическим плетеным рукавом, опрессованным пластиком (рис. 510, *IV*).

Шланг, изображенный на рис. 510, *V*, изготовляют намоткой нескольких слоев тканевых лент, пропитанных синтетической смолой или карбинольным клеем, на спираль *1* из оцинкованной (или кадмированной) проволоки. После намотки навивают наружную спираль *2* и подвергают шланг отверждению. В конструкции, приведенной на рис. 510, *VI*, каркасом служит проволочная спираль *3*, опрессованная пластиком.

Наибольшей прочностью обладают шланги с каркасом в виде сильфонов с кольцевыми (рис. 510, *VII*) или спиральными (рис. 510, *VIII*) гофрами. Сильфоны изготовляют из тонкостенных латунных или томпаковых трубок, в ответственных соединениях – из монель-металла. В конструкции на рис. 510, *IX* каркасом служит рукав из тонких металлических лент, навиваемых спиралью с загибом смежных кромок в замок, уплотняемый эластичной ленточной прокладкой.

На рис. 511, *I, II, III* показаны последовательные стадии изготовления сильфонов и витых металлических рукавов.

Сильфоны и рукава обычно опрессовывают пластиком и для увеличения прочности и предупреждения истирания наружной поверхности заключают в металлическую оплетку (бронированные шланги). Шланги этого типа выдерживают давление 10 – 20 МПа.

Гладкие шланги присоединяют надеванием на штуцеры с уплотняющими кольцевыми зигами (рис. 512, *I – VI*) или гребешками (рис. 512, *VII – XII*). При вакууме и небольших давлениях для уплотнения достаточна собственная упругость шланга. При повышенном давлении шланги дополнительно стягивают на штуцерах проволокой или хомутиками.

Шланги с металлическим каркасом заправляют в фитинги (ниппели с наружным или внутренним конусом, поворотные ниппели и др.). Способы заделки шлангов приведены в табл. 6.

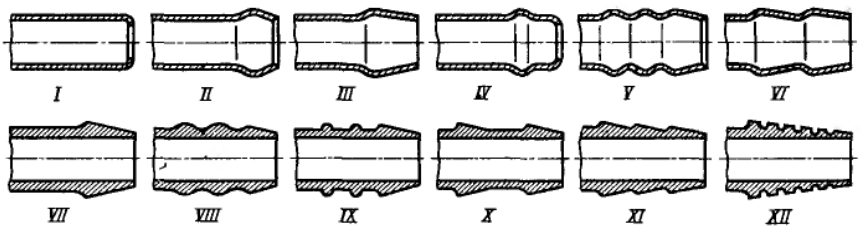
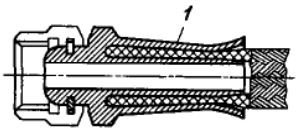
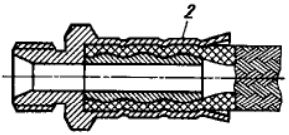
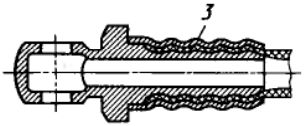
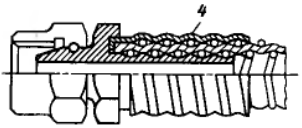
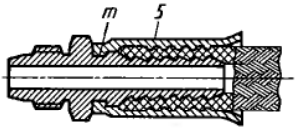
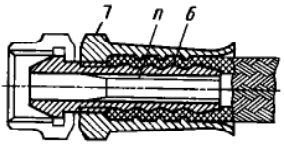
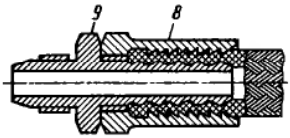
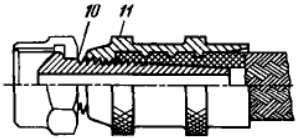
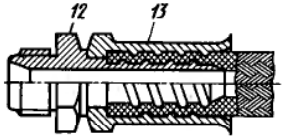
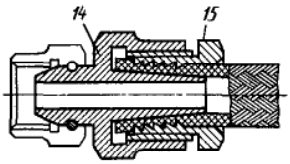
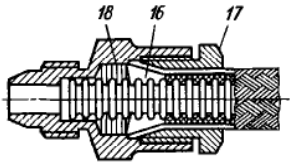
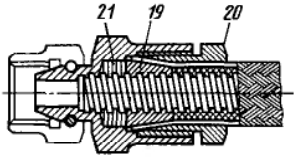


Рис. 512. Штуцеры для гладких шлангов

6. Заделка шлангов

Эскиз	Характеристика заделки
	Заделка посредством обжатия втулки *1* штуцера
	Завальцовка на кольцевые гребешки вставной втулки *2*
	Завальцовка приварной втулки *3* на кольцевые гребешки штуцера
	Шланг с каркасом из спиральных проволок. Крепление винтовой завальцовкой втулки *4* на спиральную поверхность штуцера
	Заделка посредством обжатия втулки *5*, зачеканенной в кольцевую выточку *m* штуцера
	Крепление посредством раздачи припуска *n* в отверстие ниппеля *6*, ввернутого во втулку *7*
	Разборное соединение. Шланг ввертывают в пиловидную резьбу втулки *8* и затем навинчивают на ниппель *9* с коническим наконечником
	Разборное соединение. Крепление ввертыванием конического ниппеля *10* во втулку *11*
	Разборное соединение. Крепление ввертыванием штуцера *12* с резьбой большого шага в шланг, предварительно ввинченный во втулку *13*

Продолжение табл. 6

Эскиз	Характеристика заделки
	Разборное соединение. Шланг надевают на конический хвостовик *14* штуцера и затягивают гайкой *15* с пиловидной резьбой
	Шланг с сильфонным каркасом. Оплетку, разведенную на конус, надевают на полукольцо *16*, заведенное в гофры сильфона, и затягивают гайкой *17*. Уплотнение – сальником *18*
	Шланг с каркасом из спирального сильфона. Шланг ввертывают в гайку *19* и затягивают конической гайкой *20*. Уплотнение – сальником *21*

На рис. 513 показаны способы установки накидных наружных гаек на толстостенных ниппелях. Обычный способ захвата ниппеля за заплечик (рис. 513, *I*) применим, если гайку можно надеть со стороны, противоположной ниппелю. Гайки, устанавливаемые со стороны ниппеля, фиксируют с помощью разрезных пружинных колец (рис. 513, *II*).

В конструкции на рис. 513, *III* гайку фиксируют в обоих направлениях посредством пружинного кольца *1*, заведенного в углубленную канавку гайки и попадающего в кольцевую канавку ниппеля при ее надевании на ниппель.

Применяют также фиксацию при помощи проволоки *2* (рис. 513, *IV*), вводимой через отверстие в грани гайки в кольцевые канавки ниппеля и гайки; конец проволоки, выходящий на грань, затягивают.

В конструкции на рис. 513, *V* гайку фиксируют завальцовкой материала ниппеля в кольцевую канавку *m* гайки.

БЫСТРОДЕЙСТВУЮЩИЕ СОЕДИНЕНИЯ

В системах, использующих гибкие шланги, применяют быстродействующие муфты, позволяющие соединять и разъединять трубопроводы вручную.

Муфта со штыковым затвором (рис. 514, *I*) состоит из штуцера *1*, в котором запрессованы штифты *2*, сцепляющиеся с крючками *m* корпуса *3*. Уплотнение осуществляется сальником *4*, нагруженным пружиной. При сборке штуцер с присоединенным к нему шлангом вводят штифтами в вырезы между крючками и пово-

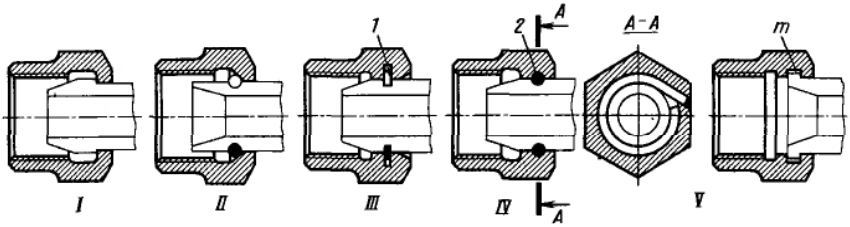


Рис. 513. Крепление накидных гаек

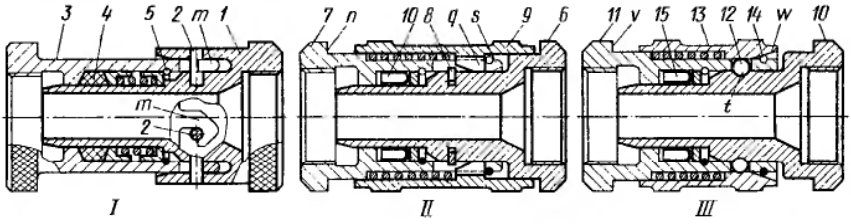


Рис. 514. Быстродействующие соединения

рачивают по часовой стрелке до упора в тело крючков, после чего пружина замыкает соединение.

Для размыкания муфты штуцер подают вперед, преодолевая натяжение пружины, поворачивают против часовой стрелки, выводя штифты из крючков, и вынимают его из корпуса. Сальник, удерживаемый стопором *5*, остается в корпусе.

В конструкции, изображенной на рис. 514, *II*, штуцер *6* при введении в корпус *7* фиксируется заведенным в него пружинным стопором *8*, заскакивающим в кольцевую выточку корпуса. Для размыкания муфты оттягивают подпружиненную втулку *9* до упора в буртик *n* корпуса, причем зубья *q*, скользящие в прорезях *s* штуцера, утапливают стопор *8* в канавке штуцера, после чего последний беспрепятственно выходит из корпуса. Уплотнение осуществляется манжетой *10*.

В быстродействующей муфте, показанной на рис. 514, *III*, штуцер *10* фиксируется в корпусе *11* шариками *12*, установленными в радиальных сверлениях корпуса и входящими в кольцевую канавку *t* штуцера. Шарики запираются в канавке при помощи подвижной втулки *13*, постоянно подаваемой пружиной в положение замыкания. Ход втулки ограничивается стопором *14*. Уплотнение осуществляется манжетой *15*.

Для размыкания муфты втулку *13* отводят влево до упора в буртик *v* корпуса, после чего штуцер выходит из корпуса, отжимая шарики на коническую поверхность *w* втулки *13*.

Шарики предохранены от выпадения из своих гнезд (при вынутом штуцере) закернов-кой отверстий с внутренней стороны корпуса.

При сборке втулку *13* сдвигают влево, вводят штуцер и отпускают втулку, которая под действием пружины перемещается вправо и, находя своим конусом на шарики, запирает соединение.

САМОЗАПИРАЮЩИЕСЯ СОЕДИНЕНИЯ

В системах, заполненных жидкостью, необходимо предупредить вытекание жидкости при разъединении, а также проникновение воздуха в трубопроводы, не прибегая к установке запорных вентилей.

На рис. 515, *I* показана быстродействующая муфта с самозапиранием одного из трубопроводов. В полости корпуса *1* установлен подпружиненный клапан *2*. В собранном виде клапан отжат упором торца штуцера *3* в направляющий хвостовик *m* клапана. При разъеме соединения (механизм разъема такой же, как и в конструкции на рис. 514, *III*) клапан под действием пружины садится на седло *4*, запирая левый трубопровод.

В конструкции, приведенной на рис. 515, *II*, применен цилиндроконический клапан *5* с отверстиями *n* для пропуска жидкости.

В быстродействующей муфте с самозапиранием обоих трубопроводов (рис. 515, *III*) клапаны *6* и *7* в собранном виде открываются в результате упора своих хвостовиков *s*, *t* друг в друга. Пружины клапанов оперты на дисках *8*, *9* с отверстиями *v* для пропуска жидкости. При разъеме муфты клапаны садятся на седла, отсекая вытекание жидкости.

В самозапирающейся муфте, показанной на

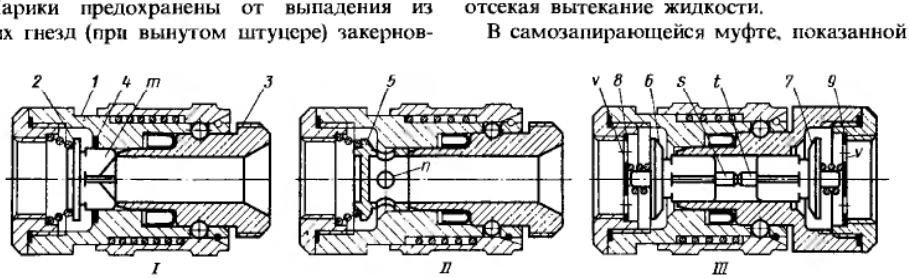


Рис. 515. Самозапирающиеся соединения

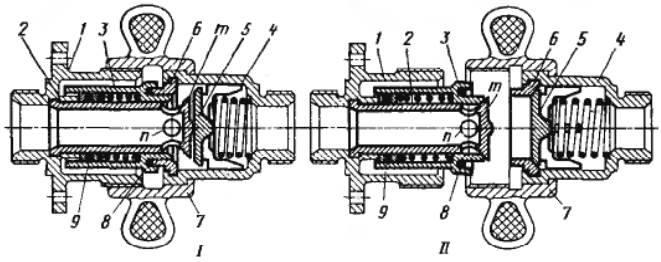


Рис. 516. Самозапирающаяся муфта

рис. 516, в корпусе *1* завальцован клапан *2* с конической тарелкой *m*. В разомкнутом состоянии (рис. 516, *II*) клапан запирается подвижным седлом *3*, подаваемым пружиной до упора в тарелку клапана. Во втором корпусе *4* установлен подвижный клапан *5*, подаваемый пружиной до упора в коническое седло *6*, завальцованное в корпусе.

При стягивании обоих корпусов накидной гайкой *7* (рис. 516, *I*) клапан *5* наталкивается на тарелку *m* неподвижного клапана *2* и, преодолевая сопротивление пружины, открывается. Неподвижное седло *6* отодвигает подвижное седло *3* первого корпуса, которое открывает отверстия *n* клапана *2*, вследствие чего устанавливается сообщение между внутренними полостями корпусов.

Уплотнение осуществляется упругой прокладкой *8*, установленной в кольцевой канавке подвижного седла *3*, и сальником *9*. Оба уплотнения находятся под действием пружины подвижного седла *3*.

При размыкании муфты седло *6* освобождает подвижное седло *3*, которое, садясь под действием пружины на тарелку *m* неподвижного клапана *2*, перекрывает отверстия *n*, запирая первый корпус. Одновременно клапан *5* отходит от тарелки *m*, садится на седло *6* и запирает второй корпус.

10. СОЕДИНЕНИЯ С НАТЯГОМ

ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

Соединения с натягом применяют для неразборных или редко разбираемых сопряжений. Сопротивление взаимному смещению деталей в этих соединениях создается и поддерживается силами упругой деформации сжатия (в охватываемой детали) и растяжения (в охватывающей детали), пропорциональными величине натяга в соединении.

Посадки с натягом. ЕСДП СЭВ устанавливает следующие посадки с натягом: от *p* до *z* (в системе отверстия) и от *P* до *Z* (в системе вала).

На рис. 517, *а* приведены средние значения натягов $\Delta_{ср}$ в функции диаметра вала *d* для различных посадок, а на рис. 517, *б* – средние значения относительных натягов $\Delta_{ср}/d$.

Относительные натяги резко возрастают в области малых диаметров. Это заставляет особенно осторожно подходить к расчету соединений малого диаметра, так как прочность деталей соединений зависит прежде всего от относительного натяга.

Несущая способность. Наибольшая осевая сила, которую может выдержать соединение,

$$P_{oc} = kFf, \tag{113}$$

где k – давление на посадочной поверхности, МПа; $F = \pi dl$ – площадь посадочной поверхности, мм^2 (d и l – диаметр и длина посадочной поверхности); f – коэффициент трения между сопрягающимися поверхностями (для сталей и чугунов в среднем $f = 0{,}10 \div 0{,}15$).

Наибольший крутящий момент, передаваемый соединением,

$$M_{кр} = 0{,}5 \cdot 10^{-3} kFdf = 5 \cdot 10^{-4} k\pi d^2 lf. \tag{114}$$

Давление k на посадочных поверхностях зависит от натяга и толщины стенок охватывающей и охватываемой деталей. Согласно формуле Ламе

$$k = \frac{\Delta}{d}\theta, \tag{115}$$

где Δ/d – относительный диаметральный натяг; θ – коэффициент; Δ – в мм; d – в мм;

$$\theta = \frac{1}{\frac{c_1 - \mu_1}{E_1} + \frac{c_2 + \mu_2}{E_2}}; \tag{116}$$

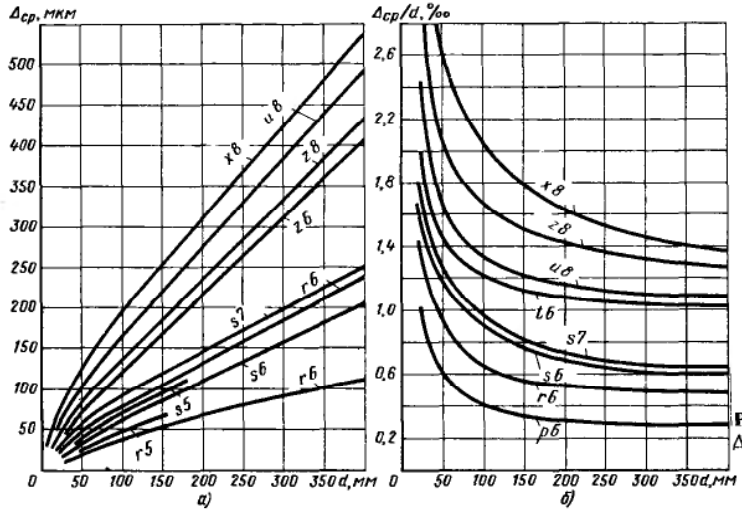


Рис. 517. Средние натяги $\Delta_{ср}$ (*а*) и относительные натяги $\Delta_{ср}/d$ (*б*)

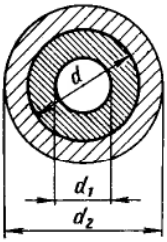


Рис. 518. Параметры соединения с натягом

здесь E_1, E_2 и μ_1, μ_2 – соответственно модули нормальной упругости и коэффициенты Пуассона материалов охватываемой и охватывающей деталей; c_1 и c_2 – коэффициенты;

$$c_1 = \frac{1+\left(\frac{d_1}{d}\right)^2}{1-\left(\frac{d_1}{d}\right)^2}; \qquad (117)$$

$$c_2 = \frac{1+\left(\frac{d}{d_2}\right)^2}{1-\left(\frac{d}{d_2}\right)^2}, \qquad (118)$$

причем d_1 и d_2 – соответственно внутренний диаметр охватываемой детали и наружный диаметр охватывающей детали (рис. 518).

Следовательно,

$$k = \frac{\Delta}{d}\,\frac{1}{\frac{c_1-\mu_1}{E_1}+\frac{c_2+\mu_2}{E_2}} = \frac{E_2\Delta}{d}\,\frac{1}{(c_1-\mu_1)\frac{E_2}{E_1}+c_2+\mu_2}. \qquad (119)$$

Давление k, а следовательно, и несущая способность соединения пропорциональны относительному диаметральному натягу Δ/d, возрастают с увеличением модуля упругости материалов и уменьшаются с увеличением c_1 и c_2, т. е. с увеличением тонкостенности.

Решение Ламе (соединение бесконечной длины) предполагает равномерное распределение давления по длине соединения и дает средние значения k. В соединениях конечной длины, как показывает точный расчет (Парсонс), на кромках возникают скачки давления, пропорциональные жесткости втулки и величине k. Максимальное давление на кромках превышает номинальное давление k в 2–3,5 раза (рис. 519). Скачки можно практически устранить и сделать давление приблизительно постоянным с помощью разгружающих фасок на втулке, утонения втулки к краям и бомбинированиия вала.

Назовем $a_1 = d_1/d$ и $a_2 = d/d_2$ относительной тонкостенностью соответственно охватываемой и охватывающей деталей. Значения $a_1 = a_2 = 0$ соответствуют случаю массивных охватываемой и охватывающей деталей; значения a_1 и a_2, близкие к 1, – случаю тонкостенных деталей.

Коэффициенты c_1 и c_2 можно представить в общем виде следующим образом:

$$c = c_1 = c_2 = \frac{1+a^2}{1-a^2}.$$

Это соотношение представлено графически на рис. 520.

Напряжение сжатия в охватываемой детали максимально на внутренней поверхности:

$$\sigma_1 = \frac{2k}{1-a_1^2}. \qquad (120)$$

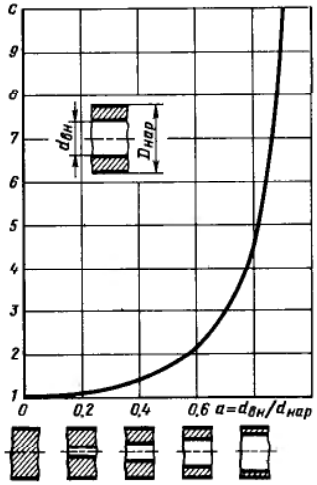


Рис. 519. Распределение давления по длине деталей соединения. Относительный натяг $\Delta/d = 1\%$; $l/d = 1$. Вал и ступица стальные. Вал массивный. Относительная тонкостенность втулки a_2:
1 – 0,7; *2* – 0,75; *3* – 0,8; *4* – 0,85. (Штриховые линии – решение Ламе)

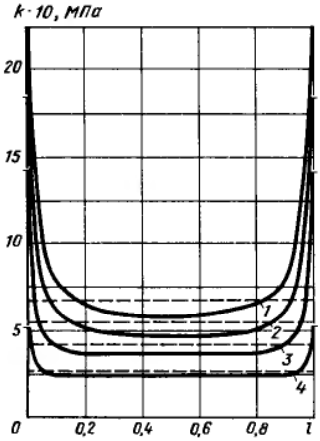


Рис. 520. Коэффициент c в функции фактора тонкостенности a

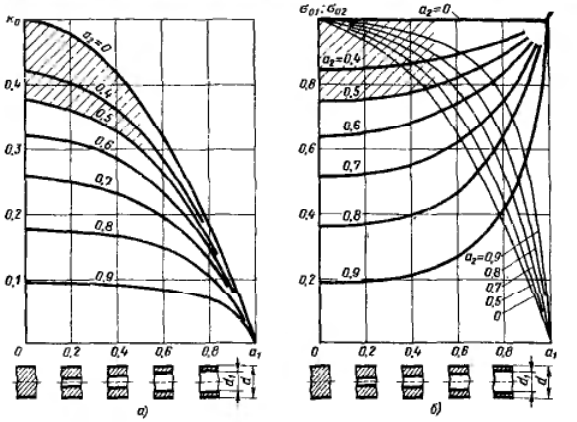


Рис. 521. Влияние факторов a_1 и a_2 на величины k_0; σ_{01} (жирные линии) и σ_{02} (тонкие линии)

Напряжение растяжения в охватывающей детали максимально на внутренней поверхности:

$$\sigma_2 = \frac{2k}{1-a_2^2}. \qquad (121)$$

Уменьшение внутреннего диаметра охватываемой детали

$$\delta_1 \approx \frac{\sigma_1}{E_1} d_1.$$

Увеличение наружного диаметра охватывающей детали

$$\delta_2 \approx \frac{\sigma_2}{E_2} d_2.$$

Максимально допустимое давление на посадочной поверхности определяется прочностью на смятие $k_{max} = \sigma_{см}$, где $\sigma_{см}$ – предел прочности на смятие наиболее слабого из двух сопряженных материалов. Для улучшенных сталей можно принимать $\sigma_{см} = 200 \div 250$ МПа; для серых чугунов $\sigma_{см} = 20 \div 50$ МПа и алюминиевых сплавов $\sigma_{см} = 10 \div 20$ МПа.

Чаще всего несущую способность соединения лимитируют не напряжения смятия на контактных поверхностях, а напряжения растяжения в охватывающей детали или сжатия в охватываемой.

Если охватывающая и охватываемая детали выполнены из одинакового материала ($E_1 = E_2 = E$; $\mu_1 = \mu_2 = \mu$), то тогда $\theta = E/(c_1 + c_2)$ и согласно формулам (119) – (121)

$$k = \frac{E\Delta}{d} \frac{1}{c_1 + c_2}; \qquad (122)$$

$$\sigma_1 = \frac{E\Delta}{d} \frac{2k}{1-a_1^2}; \qquad (123)$$

$$\sigma_2 = \frac{E\Delta}{d} \frac{2k}{1-a_2^2}. \qquad (124)$$

На рис. 521, *а* приведено в функции a_1 и a_2 относительное давление $k_0 = \dfrac{1}{c_1 + c_2}$, представляющее собой величину давления k при $E\Delta/d = 1$. Давление (а следовательно, и несущая способность соединения) максимально при $a_1 = a_2 = 0$, слабо снижается при увеличении a_1 и a_2 до $\sim 0{,}5$ (заштрихованный участок), а с дальнейшим увеличением a_1 и a_2 (тонкостенные детали) резко падает, стремясь к нулю при $a_1 = a_2 = 1$.

Снижение давления с уменьшением толщины стенок охватываемой и охватывающей деталей можно компенсировать увеличением диаметра и длины посадочной поверхности. Если, как это обычно бывает, длина соединения пропорциональна диаметру, т. е. $l = nd$ (n – коэффициент пропорциональности), то согласно формулам (113) и (114) $P_{oc} = kfnd^2$ и $M_{кр} = 0{,}5kfnd^3$. Следовательно, сопротивление осевому сдвигу пропорционально квадрату, а кручение – кубу диаметра соединения. Таким образом, увеличение диаметра представляет очень эффективный способ увеличения несущей способности и снижения напряжений в охватывающей и охватываемой деталях.

Согласно формулам (123) и (124) относительные напряжения (напряжения при $E\Delta/d = 1$)

$$\sigma_{01} = \frac{2k_0}{1-a_1^2}; \qquad (125)$$

$$\sigma_{02} = \frac{2k_0}{1-a_2^2}. \qquad (126)$$

Эти соотношения приведены на рис. 521, *б*. Из графика можно сделать следующие выводы:

напряжения σ_{01} в охватываемой детали (жирные линии) максимальны ($\sigma_{01} = 1$) при массивной охватывающей детали ($a_2 = 0$), снижаются с уменьшением толщины ее стенок ($a_2 \to 1$) и возрастают с уменьшением толщины стенок охватываемой детали ($a_1 \to 1$);

напряжения σ_{02} в охватывающей детали (тонкие линии) максимальны ($\sigma_{02} = 1$) при массивной охватываемой детали ($a_1 = 0$), снижаются с уменьшением толщины ее стенок ($a_1 \to 1$) и возрастают с уменьшением толщины стенок охватывающей детали ($a_2 \to 1$).

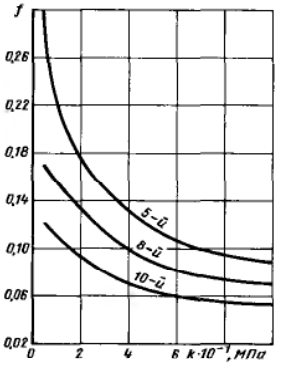


Рис. 522. Коэффициент трения в зависимости от шероховатости поверхности и удельной нагрузки k (сталь по стали)

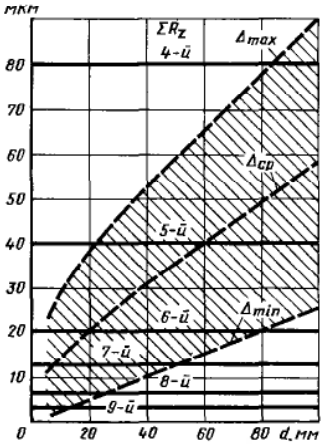


Рис. 523. Величины ΣR_z (сплошные линии) и натяги (пунктир). Посадки H7/r6 или H7/s6

Называя охватываемую деталь валом, а охватывающую корпусом, можно сформулировать следующие практические правила:

для увеличения прочности вала целесообразно увеличивать толщину его стенок и уменьшать толщину стенок корпуса (*массивный вал – тонкостенный корпус*);

для увеличения прочности корпуса целесообразно увеличивать толщину его стенок и уменьшать толщину стенок вала (*массивный корпус – тонкостенный вал*).

Существенное снижение напряжений происходит только при увеличении a_1 и a_2 свыше 0,5. При меньших значениях a_1 и a_2 (заштрихованный участок) напряжения мало отличаются от напряжений в массивных деталях.

Коэффициент трения. Несущая способность прямо пропорциональна коэффициенту трения на посадочной поверхности.

Коэффициент трения зависит от давления на контактных поверхностях, размеров и профиля микронеровностей, материала и состояния сопрягающихся поверхностей (наличие смазки), а также способа сборки (соединение под прессом, с нагревом или охлаждением деталей).

Коэффициент трения возрастает с увеличением шероховатости поверхностей и снижается с повышением давления (рис. 522), так что иной раз целесообразны меньшие натяги с выгодой для прочности вала и втулки. При сборке с нагревом или охлаждением деталей коэффициент трения в 1,3 – 2,5 раза выше, чем при сборке под прессом. Коэффициент трения можно значительно повысить нанесением гальванических покрытий. В зависимости от перечисленных факторов коэффициент трения $f = 0{,}06 \div 0{,}25$, а иногда и выше. Ценность расчета точности состоит в том, что он позволяет определить влияние геометрических параметров и жесткости элементов соединения на несущую способность и прочность, а также наметить рациональные пути упрочнения. При расчетах придерживаются значений $f = 0{,}10 \div 0{,}15$, относя возможное повышение коэффициента сверх этих значений в запас прочности.

Влияние качества поверхностей. Несущая способность соединения с натягом зависит от обработки сопрягающихся поверхностей.

В измеряемые диаметры отверстия и вала входит высота микронеровностей, которые при запрессовке сминаются. Если высота микронеровностей соизмерима с натягом, фактический натяг в соединении значительно уменьшается.

На рис. 523 приведены натяги Δ_{min}, $\Delta_{ср}$ и Δ_{max} (штриховые линии) при посадке $\frac{H7}{r6}$ или $\frac{H7}{s6}$ для различных диаметров валов, а также нанесены суммарные высоты неровностей вала и отверстия (сплошные линии) при обработке по 4 – 9-му классу шероховатости ($Ra = 0{,}2 \div 6{,}3$ мкм). Для соединений малого диаметра (менее 30 – 40 мм) обработка ниже 9-го класса ($Ra = 0{,}2$ мкм) исключается, так как суммарная высота микронеровностей становится близкой к величине Δ_{min}. Натяг в таких соединениях может значительно уменьшиться или исчезнуть в результате смятия микронеровностей.

Соединения с диаметром более 50 мм, а также соединения с большим натягом можно обрабатывать несколько грубее. Практически поверхности валов в соединениях с натягом среднего размера обрабатывают по 8 – 10-му классу ($Ra = 0{,}1 \div 0{,}4$ мкм), а отверстий – по 7 – 9-му классу шероховатости ($Ra = 0{,}2 \div 0{,}8$ мкм).

Микронеровности в известной мере положительно влияют на прочность соединения, действуя наподобие шипов, увеличивающих связь

между сопрягающимися поверхностями. Как установлено опытами, повышение класса шероховатости свыше 11-го ($Ra = 0{,}05$ мкм) снижает несущую способность соединения вследствие уменьшения коэффициента трения на поверхностях контакта.

В формулы (119)–(121) входит *действительный* натяг. Поэтому при расчете заданный *номинальный* натяг $\Delta_{ном}$ следует *уменьшить* на величину смятия микронеровностей $\Delta' = 2\varphi(Rz_1 + Rz_2)$, где Rz_1 и Rz_2 – высоты микронеровностей поверхности соответственно вала и отверстия, мкм; φ – коэффициент смятия.

Величина смятия микронеровностей зависит от натяга в соединении, высоты неровностей, их формы, профиля и плотности распределения, твердости и прочности материала сопрягающихся поверхностей, соотношения между твердостью поверхностей охватывающей и охватываемой деталей, а также от условий сборки. При сборке под прессом неровности последовательно подвергаются срезу при продольном перемещении и сминаются гораздо больше, чем при сборке с нагревом или охлаждением деталей (когда неровности смыкаются в радиальном направлении).

Фактическая, устанавливающаяся после некоторого периода эксплуатации величина смятия, определяющая эксплуатационную надежность соединения, зависит от нагрузок, действующих на соединение. Высота неровностей уменьшается после каждой разборки-сборки, стабилизируясь на определенном уровне после трех-четырех разборок.

Учесть все эти многообразные факторы невозможно. В качестве первого приближения при расчете принимают, что смятие микронеровностей составляет 0,5 – 0,6 первоначальной средней высоты микронеровностей. Влияние последующей эксплуатации учитывают коэффициентом запаса, который при расчете принимают равным 1,5 – 3.

При $\varphi = 0{,}5\,\Delta' = Rz_1 + Rz_2$. Введем величину $\Delta_{ном} - \Delta'$ в формулу (115):

$$k = \frac{\Delta_{ном} - (Rz_1 + Rz_2)}{1000d}\theta.$$

Если при расчете определяют *необходимый* номинальный натяг, то к найденному натягу следует *прибавить* величину смятия микронеровностей: $\Delta_{ном} = \Delta_{расч} + Rz_1 + Rz_2$.

По номинальному натягу, определенному таким образом, подбирают соответствующую посадку по ЕСДП СЭВ.

Поправка на смятие микронеровностей имеет существенную величину для соединений малого диаметра. Для диаметров > 50 мм при обработке по 8-му классу шероховатости и выше поправка не превышает 10% (рис. 524), и ею можно пренебрегать, особенно если сборка производится с нагревом или охлаждением деталей.

Влияние тепловых деформаций. В соединениях, подвергающихся нагреву, следует учитывать влияние температуры на посадку. Если охватывающая деталь изготовлена из материала с более высоким коэффициентом линейного расширения или нагревается при работе больше, чем охватываемая, то при нагреве первоначальный (холодный) натяг уменьшается. Напротив, если охватываемая деталь изготовлена из материала с более высоким коэффициентом линейного расширения или нагревается при работе больше, чем охватывающая, то первоначальный натяг в соединении при нагреве увеличивается.

Если соединение при работе подвергается нагреву, то в формулы (119)–(121) следует ввести температурный натяг (с его знаком) $\Delta_t = 10^3 d(\alpha_1 \Delta t_1 - \alpha_2 \Delta t_2)$, где α_1 и α_2 – коэффициенты линейного расширения мате-

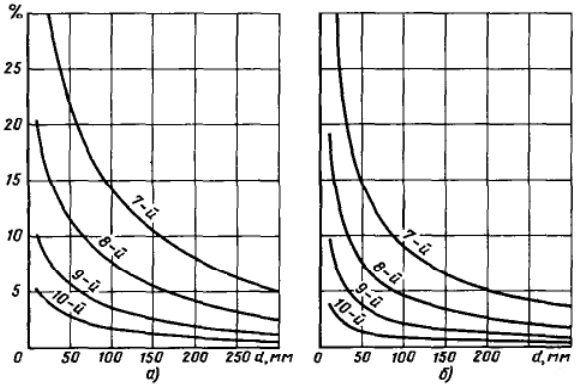


Рис. 524. Поправки на смятие микронеровностей в зависимости от диаметра соединения и качества обработки:

а – посадка r6; *б* – посадка t7

риала соответственно охватываемой и охватывающей деталей; Δt_1 и Δt_2 – увеличение температуры при нагреве соответственно охватываемой и охватывающей деталей.

Формула (115) при этом приобретает вид

$$k = 10^{-3}\frac{\theta}{d}[\Delta_{ном} - (Rz_1 + Rz_2) + \Delta_t]. \quad (127)$$

Первоначальный относительный натяг, необходимый для поддержания заданного давления k при нагреве:

$$\Delta_{ном} = 10^3\frac{kd}{\theta} + Rz_1 + Rz_2 - \Delta_t. \quad (128)$$

При посадке на валы быстроходных роторов следует еще учитывать расширение ступицы под действием центробежных сил и соответственно увеличивать первоначальный натяг.

ВЫБОР ПОСАДОК

Как правило, следует избегать применения посадок с большим натягом. Предпочтительнее обеспечивать необходимую несущую способность увеличением диаметра соединения. Так как несущая способность пропорциональна кубу диаметра, то в большинстве случаев для получения умеренных натягов достаточно небольшого увеличения диаметра.

Особенно следует избегать больших натягов при низкой точности, так как из-за большого поля допусков при этих квалитетах при неблагоприятном сочетании допусков могут получиться натяги, опасные для прочности охватывающей или охватываемой детали.

При необходимости больших натягов целесообразно применять посадки H7/t6, H7/u6, H8/u8.

Большие натяги применяют в случае посадок в тонкостенные корпуса, корпуса из легких металлов, корпуса, расширяющиеся при нагреве, и в ступицы быстроходных роторов.

Особая осторожность необходима при выборе посадок тонкостенных втулок (например, втулок подшипников скольжения). При запрессовке внутренний диаметр втулок уменьшается, что заставляет вводить дополнительную операцию развертывания отверстия после запрессовки (или заранее увеличивать внутренний диаметр втулки на величину сжатия). При больших натягах могут возникнуть пластические деформации; втулка усаживается, вследствие чего прочность соединения резко падает. В процессе эксплуатации часто наблюдается ослабление посадки из-за расширения втулки при нагреве, особенно если она выполнена из материала с высоким коэффициентом линейного расширения (например, из бронзы).

Тонкостенные втулки обычно устанавливают на посадке H7/r6. Часто необходима страховка втулок от проворачивания и продольного сдвига. В каждом отдельном случае соединение следует рассчитывать с учетом всех факторов, влияющих на работу при эксплуатации.

Несущую способность (сцепную силу) соединения рассчитывают по минимальному натягу, могущему возникнуть при неблагоприятном сочетании размеров отверстия и вала (отверстие выполнено по верхнему пределу допуска; вал – по нижнему пределу допуска).

Напряжения, возникающие в охватывающей и охватываемой деталях, а также силу, необходимую для запрессовки и распрессовки соединения, рассчитывают по максимальному натягу (отверстие выполнено по номинальному размеру; вал – по верхнему пределу допуска).

РАСЧЕТНЫЕ ДИАГРАММЫ

С учетом формул (119)–(121) построены диаграммы (рис. 525–530) для наиболее распространенных случаев соединений с натягом. Принято для стали $E = 21 \cdot 10^4$, чугуна $E = 8 \cdot 10^4$, алюминиевых сплавов $E = 7{,}2 \cdot 10^4$, бронз $E = 11 \cdot 10^4$ МПа. Для чугуна принято $\mu = 0{,}15$; для всех остальных материалов $\mu = 0{,}3$.

В нижней части диаграмм приведено относительное давление $k_0 = \dfrac{1}{c_1 + c_2}$ в функции a_1 для различных значений a_2, а в верхней – относительные напряжения σ_0, равные для охватываемой и охватывающей деталей:

$$\sigma_{01} = \frac{2k_0}{1 - a_1^2};\ \sigma_{02} = \frac{2k_0}{1 - a_2^2}.$$

Абсолютные величины k, σ_1 и σ_2 получают умножением k_0, σ_{01} и σ_{02} на фактор $E\Delta/d$.

Приведем примеры расчета. Для упрощения рассчитываем по натягам, средним для данного вида посадки. При проектировании рассчитывать следует по крайним пределам натягов, а также вводить запас надежности n с увеличением в n раз заданного крутящего момента и осевой силы или (что то же самое) снижением в n раз расчетного коэффициента трения.

Соединения с натягом деталей, выполненных из одинакового материала (рис. 525).

1. Стальной полый вал с наружным диаметром $d = 100$ мм и внутренним $d_1 = 70$ мм ($a = 0{,}7$) запрессован в стальную ступицу с наружным диаметром $d_2 = 125$ мм ($a_2 = 0{,}8$) на посадке H7/u6. Длина соединения $l = 100$ мм. Вал и отверстие обработаны по 8-му классу шероховатости ($Rz_1 + Rz_2 = 6{,}4$ мкм). Коэффициент трения $f = 0{,}1$.

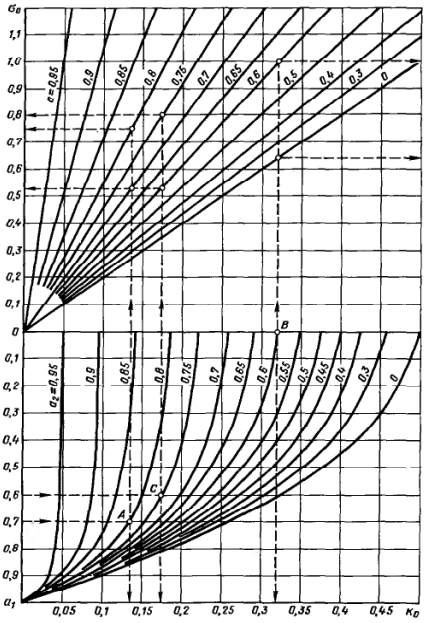


Рис. 525. Графики для расчета соединений с натягом (детали, выполнены из одинакового материала)

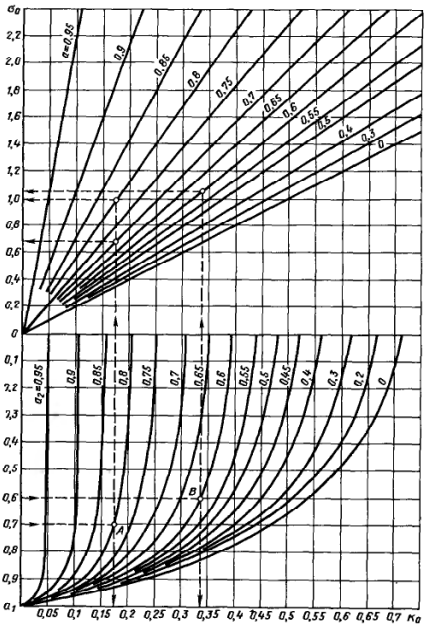


Рис. 526. Расчетный график (запрессовка стальных деталей в чугунные)

Требуется найти давление k на посадочной поверхности; средний крутящий момент $M_{кр}$, который может передать соединение, максимальные напряжения σ_1 в вале и σ_2 в ступице.

Прежде всего определяем величину $E\Delta/d$. При посадке H7/u6 средний диаметральный натяг для $d = 100$ мм равен 137 мкм. Действительный натяг $137 - 6{,}4 = 130{,}6$ мкм. Модуль упругости $E = 21 \cdot 10^4$ МПа. Следовательно,

$$\frac{E\Delta}{d} = \frac{E\Delta}{1000d} = \frac{21 \cdot 10^4 \cdot 130{,}6}{10^5} = 274 \text{ МПа}.$$

От точки $a_1 = 0{,}7$ (нижняя часть диаграммы) проводим горизонталь до пересечения с кривой $a_2 = 0{,}8$ (точка A) и находим на оси абсцисс значение $k_0 = 0{,}135$. Давление

$$k = \frac{E\Delta}{d} k_0 = 274 \cdot 0{,}135 = 37 \text{ МПа}.$$

Средний крутящий момент, который может передать соединение, $M_{кр} = 5 \cdot 10^{-4} \cdot 37\pi \cdot 100^2 \cdot 100 \cdot 0{,}1 = 5800$ Н·м.

Для определения напряжений проводим от точки A вертикаль до встречи с прямыми $a = 0{,}7$ (вал) и $a = 0{,}8$ (ступица). На оси ординат находим $\sigma_{01} = 0{,}52$ и $\sigma_{02} = 0{,}75$.

Напряжения в вале и ступице $\sigma_1 = 274 \cdot 0{,}52 = 144$ МПа и $\sigma_2 = 274 \cdot 0{,}75 = 205$ МПа.

Сделаем вал массивным ($a_1 = 0$); наружный диаметр ступицы увеличим до 165 мм ($a_2 = 0{,}6$).

Точка B пересечения абсциссы $a_1 = 0$ с кривой $a_2 = 0{,}6$ дает $k_0 = 0{,}32$. Следовательно, $k = 274 \cdot 0{,}32 = 87{,}5$ МПа.

Передаваемый крутящий момент возрастает в $87{,}5/37 = 2{,}4$ раза.

Проводя через точку B вертикаль до пересечения с прямой $a = 0$ (вал) и $a = 0{,}6$ (ступица), находим на оси ординат $\sigma_{01} = 0{,}64$ и $\sigma_{02} = 1$.

Следовательно, напряженне в вале увеличивается в $0{,}64/0{,}52 = 1{,}23$ раза, а в ступице – в $1/0{,}75 = 1{,}33$ раза по сравненню с предыдущим случаем. Увеличение очень небольшое, если учесть, что несущая способность соединения возрастает в 2,4 раза.

2. Задан крутящий момент $M_{кр} = 2$ кН·м. Наружный диаметр вала $d = 100$ мм, внутренний $d_1 = 60$ мм ($a_1 = 0{,}6$). Наружный диаметр ступицы $d_2 = 130$ мм ($a_2 = 0{,}75$). Вал и отверстие обработаны по 8-му классу шероховатости ($Rz_1 + Rz_2 = 6{,}4$ мкм). Длина соединения $l = 100$ мм. Коэффициент трения $f = 0{,}1$. Найти посадку, необходимую для передачи заданного крутящего момента.

Принимая коэффициент запаса $n = 1{,}5$, получаем расчетное значение $M_{кр} = 3$ кН·м.

Давление k на посадочной поверхности, необходимое для передачи $M_{кр}$,

$$k = 2 \cdot 10^3 \frac{M_{кр}}{\pi d^2 l f} = 2 \cdot 10^3 \frac{3000}{\pi 100^2 \cdot 100 \cdot 0{,}1} = 19 \text{ МПа}.$$

Проводя из точки $a_1 = 0{,}6$ горизонталь до пересечения с кривой $a_2 = 0{,}75$ (точка C), находим на оси абсцисс $k_0 = 0{,}175$.

Фактор

$$\frac{E\Delta}{d} = \frac{k}{k_0} = \frac{19}{0{,}175} = 109 \text{ МПа}.$$

Следовательно,

$$\Delta = 10^3 \frac{109d}{E} = 10^3 \frac{10900}{210000} = 52 \text{ мкм}.$$

С поправкой на смятие микронеровностей $\Delta' = 52 + 6{,}4 = 58{,}4$ мкм. Такой натяг обеспечивает (с запасом) посадка H7/t6 ($\Delta_{min} = 69$ мкм; $\Delta'_{min} = 69 - 6{,}4 = 62{,}6$ мкм).

Соответствующее этому натягу значение

$$\frac{E\Delta'_{min}}{d} = \frac{21 \cdot 10^4 \cdot 62{,}6}{1000 \cdot 100} = 131 \text{ МПа}.$$

Давление на посадочной поверхности

$$k = \frac{E\Delta}{d} k_0 = 131 \cdot 0{,}175 = 23{,}0 \text{ МПа}.$$

Передаваемый крутящий момент $M_{кр} = 5 \cdot 10^{-4} k\pi d^2 l f = 5 \cdot 10^{-4} \cdot 23\pi \cdot 10^6 \cdot 0{,}1 = 3580$ Н·м.

Максимальный натяг при посадке $\Delta_{max} = 126$ мкм ($\Delta'_{max} = 126 - 6{,}4 = 119{,}6$ мкм). Соответствующее этому натягу значение $\frac{E\Delta'_{max}}{d} = \frac{21 \cdot 10^4 \cdot 119{,}6}{1000 \cdot 100} = 250$ МПа.

Давление на посадочной поверхности $k = 250 \cdot 0{,}175 = 43{,}8$ МПа.

Передаваемый крутящий момент $M_{кр} = 3580 \frac{43{,}8}{23{,}0} = 6830$ Н·м.

Для определения напряжений в вале и ступице проводим из точки $k_0 = 0{,}175$ вертикаль до встречи с прямыми $a = 0{,}6$ (вал) и $a = 0{,}75$ (ступица) и находим на оси ординат $\sigma_{01} = 0{,}52$ и $\sigma_{02} = 0{,}8$.

Максимальные напряжения в вале и ступице $\sigma_1 = 250 \cdot 0{,}52 = 130$ МПа; $\sigma_2 = 250 \cdot 0{,}8 = 200$ МПа.

Запрессовка стальных деталей в чугунные (рис. 526). Пустотелая стальная колонна с наружным диаметром $d = 100$ мм и внутренним $d_1 = 70$ мм ($a_1 = 0{,}7$) запрессована в ступицу чугунной станины. Наружный диаметр ступицы $d_2 = 125$ мм ($a_2 = 0{,}8$). Посадка H8/u8 (средний натяг $\Delta = 148$ мкм). Посадочная поверхность колонны обработана по 8-му классу шероховатости ($Rz_1 = 3{,}2$ мкм), отверстие – по 7-му классу ($Rz_2 = 6{,}3$ мкм); $Rz_1 + Rz_2 = 9{,}5$ мкм.

Фактор

$$\frac{E_2\Delta}{d} = \frac{8 \cdot 10^4 (148 - 9{,}5)}{1000 \cdot 100} = 111 \text{ МПа}.$$

По значениям $a_1 = 0{,}7$ и $a_2 = 0{,}8$ (точка A) находим на диаграмме $k_0 = 0{,}175$. Давление $k = 111 \cdot 0{,}175 = 19{,}5$ МПа.

По значениям $k_0 = 0{,}175$, $a_1 = 0{,}7$ и $a_2 = 0{,}8$ находим $\sigma_{01} = 0{,}69$ и $\sigma_{02} = 1$. Напряжения $\sigma_1 = 111 \cdot 0{,}69 = 77$ МПа; $\sigma_2 = 111 \cdot 1 = 111$ МПа.

Уменьшим внутренний диаметр колонны до 60 мм ($a_1 = 0{,}6$), а наружный диаметр ступицы увеличим до 165 мм ($a_2 = 0{,}6$). В этом случае (точка B) $k_0 = 0{,}34$ и $\sigma_{01} = \sigma_{02} = 1{,}06$. Следовательно, $k = 111 \cdot 0{,}34 = 38$ МПа; $\sigma_1 = \sigma_2 = 111 \cdot 1{,}06 = 118$ МПа.

Несущая способность соединнения увеличивается в $\frac{38}{19{,}5} \approx 2$ раза, напряжения в колонне и ступице возрастают соответственно в $\frac{118}{77} = 1{,}53$ и $\frac{118}{111} = 1{,}06$ раза.

Запрессовка стальных деталей в деталь из алюминиевых сплавов (рис. 527). Стальной пустотелый вал с $d = 100$ мм и $d_1 = 70$ мм ($a_1 = 0{,}7$) запрессован в ступицу литой корпусной детали из алюминиевого сплава. Наружный диаметр ступицы $d_2 = 150$ мм ($a_2 = 0{,}65$). Посадка H8/u8 (максимальный натяг $\Delta = 198$ мкм). Обработка вала по 8-му классу шероховатости ($Rz_1 = 3{,}2$ мкм), отверстия – по 7-му классу ($Rz_2 = 6{,}3$ мкм); $Rz_1 + Rz_2 = 9{,}5$ мкм.

По диаграмме для $a_1 = 0{,}7$ и $a_2 = 0{,}65$ (точка A) находим $k_0 = 0{,}275$; $\sigma_{01} = 1{,}09$; $\sigma_{02} = 0{,}95$.

Фактор

$$\frac{E_2\Delta}{d} = \frac{7{,}2\cdot 10^4 (198 - 9{,}5)}{1000\cdot 100} = 136 \text{ МПа}.$$

Следовательно, $k = 136\cdot 0{,}275 = 37{,}4$ МПа; $\sigma_1 = 136\cdot 1{,}09 = 148$ МПа; $\sigma_2 = 136\cdot 0{,}95 = 128$ МПа.

Напряжение σ_2 в ступице превышает предел текучести на растяжение литых алюминиевых сплавов ($\sigma_{0,2} = 100$ МПа). Для снижения напряжений применим посадку H8/s7 с меньшим натягом ($\Delta = 73$ мкм). Тогда

$$\frac{E_2\Delta}{d} = \frac{7{,}2\cdot 10^4 (73 - 9{,}5)}{1000\cdot 100} = 46{,}3 \text{ МПа}.$$

Величины k, σ_1 и σ_2 уменьшаются в отношении $\frac{136}{46{,}3} \approx 3$. Давление k снижается до $37{,}4/3 = 12{,}5$ МПа, а напряжение σ_2 приобретает приемлемую величину $\sigma_2 = 128/3 = 43$ МПа.

Рассмотрим теперь случай напрессовки диска из кованого алюминиевого сплава на стальной пустотелый вал с наружным диаметром 100 мм и внутренним 70 мм ($a_1 = 0{,}7$). Диск можно рассматривать как массивную деталь ($a_2 = 0$). Посадка H7/s6 (минимальный натяг $\Delta = 72{,}5$ мкм). Вал обработан по 9-му классу шероховатости ($Rz_1 = 1{,}6$ мкм), отверстие – по 8-му классу ($Rz_2 = 3{,}2$ мкм); $Rz_1 + Rz_2 = 4{,}8$ мкм.

По диаграмме (точка B) находим $k_0 = 0{,}465$; $\sigma_{01} = 1{,}82$; $\sigma_{02} = 0{,}92$.

Фактор

$$\frac{E_2\Delta}{d} = \frac{7{,}2\cdot 10^4 (72{,}5 - 4{,}8)}{1000\cdot 100} = 48{,}7 \text{ МПа}.$$

Следовательно, $k = 48{,}7\cdot 0{,}465 = 22{,}6$ МПа; $\sigma_1 = 48{,}7\cdot 1{,}82 = 88{,}7$ МПа; $\sigma_2 = 48{,}7\cdot 0{,}92 = 44{,}7$ МПа.

Пусть диск при работе нагревается на 80 °С по сравнению с температурой сборки; температура вала не меняется. При коэффициенте линейного расширения алюминиевого сплава $\alpha_2 = 22\cdot 10^{-6}$ 1/°С диаметр отверстия при нагреве возрастает на величину

$$\Delta_t = \alpha_2 t d\cdot 10^3 = \frac{22\cdot 80\cdot 100\cdot 10^3}{10^6} = 176 \text{ мкм}.$$

Первоначальный прессовый натяг теряется; в соединении образуется зазор $176 - (72{,}5 - 4{,}8) = 108{,}5$ мкм.

Для сохранения центрирования следует применить посадку с более высоким натягом, например H7/u6 ($\Delta = 109$ мкм). Тогда в соединении при нагреве возникает зазор, равный $176 - (109 - 4{,}8) = 71{,}8$ мкм, при котором центрирование практически не нарушается.

Фактор

$$\frac{E_2\Delta}{d} = \frac{7{,}2\cdot 10^4 (109 - 4{,}8)}{1000\cdot 100} = 75 \text{ МПа}.$$

Величины k, σ_1 и σ_2 увеличиваются в отношении $\frac{75}{48{,}7} \approx 1.5$. Напряжение σ_2 в ступице диска (в холостом состоянии) становится равным $\sigma_2 = 44{,}8\cdot 1{,}5 = 67$ МПа, что приемлемо для кованого алюминиевого сплава.

Запрессовка бронзовых деталей в стальные (рис. 528). Втулка из оловянной бронзы с наружным диаметром 40 мм и внутренним 35 мм ($a_1 = 0{,}87$) запрессована в стальную ступицу с наружным диаметром 53 мм ($a_2 = 0{,}75$). Посадка H8/u8 (средний натяг $\Delta = 70$ мкм). Посадочная поверхность втулки обработана по 9-му классу шероховатости ($Rz_1 = 1{,}6$ мкм), ступицы – по 8-му классу ($Rz_2 = 3{,}2$ мкм); $Rz_1 + Rz_2 = 4{,}8$ мкм.

По диаграмме для $a_1 = 0{,}87$ и $a_2 = 0{,}75$ (точка A) находим: $k_0 = 0{,}06$; $\sigma_{01} = 0{,}49$ и $\sigma_{02} = 0{,}27$.

Фактор

$$\frac{E_2\Delta}{d} = \frac{21\cdot 10^4 (70 - 4{,}8)}{1000\cdot 40} = 343 \text{ МПа}.$$

Следовательно, $k = 343\cdot 0{,}06 = 20{,}5$ МПа; $\sigma_1 = 343\cdot 0{,}49 = 167$ МПа; $\sigma_2 = 343\cdot 0{,}27 = 93$ МПа.

Напряжение σ_1 во втулке превышает предел текучести оловянной бронзы при сжатии ($\sigma_{0,2} = 150$ МПа).

Уменьшим внутренний диаметр втулки до 30 мм ($a_1 = 0{,}75$). По диаграмме (точка B) находим $k_0 = 0{,}1$; $\sigma_{01} = \sigma_{02} = 0{,}46$.

Следовательно, $k = 343\cdot 0{,}1 = 34{,}3$ МПа; $\sigma_1 = \sigma_2 = 343\cdot 0{,}46 = 157$ МПа.

Как видно, увеличение толщины стенок втулки помогает мало; напряжение снижается только на 6% и по-прежнему превышает предел текучести материала. Не решает дела и уменьшение толщины стенок ступицы. Пусть $a_2 = 0{,}85$ ($d_2 = 47$ мм). По диаграмме для $a_1 = 0{,}87$ находим $\sigma_{01} = 0{,}41$, откуда $\sigma_1 = 343\cdot 0{,}41 = 140$ МПа, т. е. напряжения достаточно большие.

Примем посадку H7/t6 со средним натягом $\Delta = 50$ мкм. Тогда фактический натяг уменьшается в отношении $\frac{50 - 4{,}8}{70 - 4{,}8} = 0{,}69$; напряжение во втулке (при исходных значениях $a_1 = 0{,}87$ и $a_2 = 0{,}75$) $\sigma_1 = 0{,}69\cdot 167 = 115$ МПа.

Допустим, что соединение при работе подвергается нагреву на 100 °С. Коэффициент линейного расширения бронзы $\alpha_1 = 18\cdot 10^{-6}$ 1/°С, стали $\alpha_2 = 11\cdot 10^{-6}$ 1/°С Температурный натяг $\Delta_t = 1000\cdot 100\cdot 40(18 - 11)\cdot 10^{-6} = 28$ мкм. Натяг в соединении $\Delta = 50 - 4{,}8 + 28 = 73$ мкм.

Давление и напряжение увеличиваются в $\frac{73}{50 - 4{,}8} = 1.6$ раза. Для втулки с $a_1 = 0{,}87$ напряжение становится равным $\sigma_1 = 1{,}6\cdot 115 = 184$ МПа, т. е. превышает предел текучести материала.

Применим посадку H7/s6 (средний натяг $\Delta = 38{,}5$ мкм). По сравнению с предыдущим случаем фактический натяг уменьшается в отношении $\frac{38{,}5 - 4{,}8 + 28}{73} = 0{,}85$, и напряжение во втулке ста-

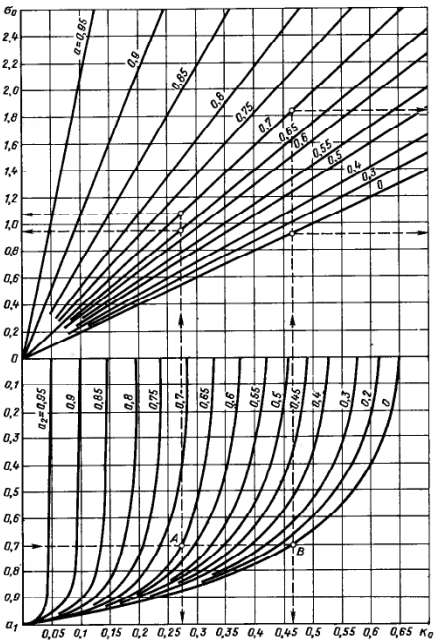


Рис. 528. Расчетный график (запрессовка бронзовых деталей в стальные)

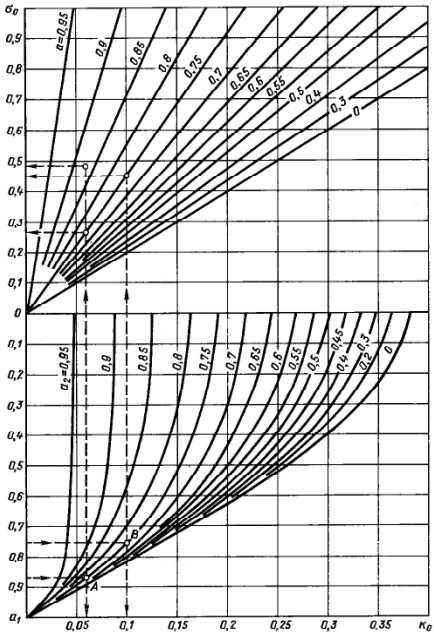


Рис. 527. Расчетный график (запрессовка стальных деталей в детали из алюминиевых сплавов)

новится равным $\sigma_1 = 0{,}85 \cdot 184 = 156$ МПа, что еще высоко.

Применим посадку H7/p6 (средний натяг $\Delta = 21{,}5$ мкм). Тогда фактический натяг при нагреве становится равным $21{,}5 - 4{,}8 + 28 = 44{,}7$ мкм, и напряжение во втулке снижается до $156\frac{44{,}7}{73} = 96$ МПа. Втулку в данном случае необходимо застопорить от проворачивания в холодном состоянии.

Запрессовка бронзовых деталей в чугунные (рис. 529). Бронзовая втулка с теми же параметрами, что и в предыдущем примере ($d = 40$ мм; $\alpha_1 = 0{,}87$), запрессована в чугунную ступицу ($a_2 = 0{,}75$). Посадка H8/u8 (средний натяг $\Delta = 70$ мкм). Шероховатость поверхности та же ($Rz_1 + Rz_2 = 4{,}8$ мкм).

По диаграмме для $a_1 = 0{,}87$ и $a_2 = 0{,}75$ (точка А) находим $k_0 = 0{,}11$; $\sigma_{01} = 0{,}92$ и $\sigma_{02} = 0{,}5$.

Фактор

$$\frac{E_2\Delta}{d} = \frac{8 \cdot 10^4 (70 - 4{,}8)}{1000 \cdot 40} = 125 \text{ МПа}.$$

Следовательно, $k = 125 \cdot 0{,}11 = 13{,}8$ МПа; $\sigma_1 = 125 \cdot 0{,}92 = 115$ МПа; $\sigma_2 = 125 \cdot 0{,}5 = 62{,}5$ МПа.

Благодаря меньшей величине модуля упругости чугуна напряжения здесь значительно ниже, чем в случае запрессовки втулки в стальную деталь (предыдущий пример). Все же напряжения во втулке близки к пределу текучести бронзы. Применим посадку H7/t6 (средний натяг $\Delta = 50$ мкм). Тогда фактический натяг уменьшается в отношении $\frac{50 - 4{,}8}{70 - 4{,}8} = 0{,}69$, и напряжение во втулке становится равным $\sigma_1 = 0{,}69 \cdot 115 = 80$ МПа.

Пусть соединение при работе нагревается на 100°С. Возникает температурный натяг, равный 28 мкм (коэффициент линейного расширения чугуна примерно такой же, как у стали). Согласно предыдущему, напряжение во втулке увеличивается в 1,6 раза и становится равным $\sigma_1 = 1{,}6 \cdot 80 = 128$ МПа (по сравнению с $\sigma_1 = 184$ МПа, как при нагреве в случае стальной ступицы). При посадке H7/s6 напряжение уменьшается в отношении 0,86 и становится равным $\sigma_1 = 0{,}86 \cdot 128 = 109$ МПа.

Возьмем случай массивной чугунной детали ($a_2 = 0$). Параметры втулки оставим прежними ($a_1 = 0{,}87$). Посадка H7/s6 (средний натяг $\Delta = 38{,}5$ мкм). По диаграмме (точка *B*) находим $k_0 = 0{,}15$; $\sigma_{01} = 1{,}25$ и $\sigma_{02} = 0{,}3$.

Фактор

$$\frac{E_2\Delta}{d} = \frac{8 \cdot 10^4 (38{,}5 - 4{,}8)}{1000 \cdot 40} = 67{,}4 \text{ МПа}.$$

Следовательно, $k = 67{,}4 \cdot 0{,}15 = 10{,}1$ МПа; $\sigma_1 = 67{,}4 \cdot 1{,}25 = 84$ МПа; $\sigma_2 = 67{,}4 \cdot 0{,}3 = 20$ МПа.

Допустим, что втулка в пусковой период нагревается на 60°С; температура корпуса не меняется. В соединении возникает температурный натяг $\Delta_t = 1000 \cdot 18 \cdot 10^{-6} \cdot 60 \cdot 40 = 43$ мкм.

Фактический натяг становится равным $38{,}5 - 4{,}8 + 43 \approx 76{,}7$ мкм. Напряжения увеличиваются в отношении $\frac{76{,}7}{38{,}5 - 4{,}8} = 2{,}3$. Следовательно, напряжение во втулке $\sigma_1 = 2{,}3 \cdot 84 = 193$ МПа, т. е. превышает предел текучести материала. Очевидно, в данном случае велик и первоначальный натяг.

Применим посадку H7/p6 (средний натяг $\Delta = 21{,}5$ мкм). Тогда фактический натяг при нагреве становится равным $21{,}5 - 4{,}8 + 43 = 59{,}7$ мкм, и напряжение во втулке снижается до $193 \cdot \frac{59{,}7}{76{,}7} = 150$ МПа, что приемлемо. Втулку необходимо застраховать от проворачивания.

Запрессовка бронзовых деталей в детали из алюминиевых сплавов (рис. 530). Бронзовая втулка запрессована в массивную корпусную деталь из алюминиевого сплава ($a_2 = 0$). Параметры втулки те же, что и в предыдущем примере ($d = 40$ мм; $a_1 = 0{,}87$). Посадка H7/s6 (средний натяг $\Delta = 38{,}5$ мкм). Шероховатость поверхности та же ($Rz_1 + Rz_2 = 4{,}8$ мкм). По диаграмме для $a_1 = 0{,}87$ и $a_2 = 0$ (точка А) находим $k_0 = 0{,}175$; $\sigma_{01} = 1{,}45$ и $\sigma_{02} = 0{,}35$.

Фактор

$$\frac{E_2\Delta}{d} = \frac{7{,}2 \cdot 10^4 (38{,}5 - 4{,}8)}{1000 \cdot 40} \approx 60 \text{ МПа}.$$

Следовательно, $k = 60 \cdot 0{,}175 = 10{,}5$ МПа; $\sigma_1 = 60 \times 1{,}45 = 87$ МПа; $\sigma_2 = 60 \cdot 0{,}35 = 21$ МПа.

Пусть соединение при работе нагревается на 100°С. Диаметр втулки увеличивается на $1000 \cdot 18 \cdot 10^{-6} \cdot 100 \cdot 40 = 72$ мкм. Диаметр отверстия (при коэффициенте линейного расширения алюминиевого сплава $\alpha_2 = 22 \cdot 10^{-6}$) увеличивается на $1000 \cdot 22 \cdot 10^{-6} \cdot 100 \cdot 40 = 88$ мкм. Следовательно, первоначальный натяг уменьшается на $88 - 72 = 16$ мкм и становится равным $38{,}5 - 4{,}8 - 16 \approx 18$ мкм. Втулку необходимо застопорить от проворачивания.

ВЕРОЯТНОСТНЫЙ РАСЧЕТ ПРЕССОВЫХ СОЕДИНЕНИЙ

Расчет по крайним пределам допусков на изготовление вала и отверстия не учитывает закономерностей рассеивания и частоты распределения размеров. Вероятность появления в производстве валов и отверстий с предельными размерами, как правило, очень мала. Еще меньше вероятность сочетания валов и отверстий с предельными размерами.

Во многих случаях распределение размеров можно выразить кривой нормального распределения Гаусса, которую строят в координатах: размеры — частота появления размеров (рис. 531).

Уравнение кривой Гаусса (с центром координат в оси симметрии)

$$y = \frac{1}{\sigma\sqrt{2\pi}} \mathbf{e}^{-\frac{x^2}{2\sigma^2}},$$

где σ — среднеквадратичное отклонение размеров; $\mathbf{e} = 2{,}718$ — основание натуральных логарифмов.

Ординаты y представляют вероятность появления каждого данного размера. Площадь кривой численно равна единице (100% деталей). Максимальная ордината

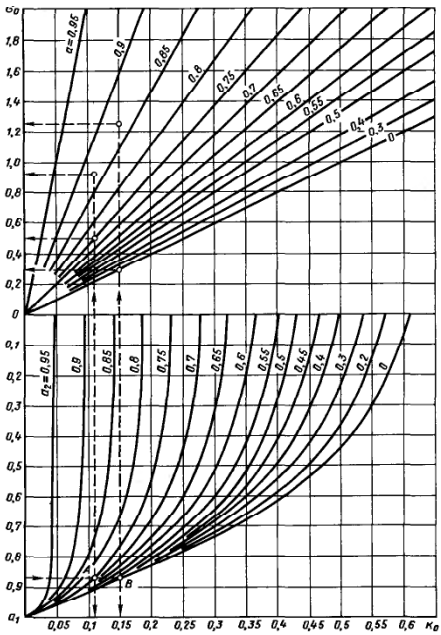


Рис. 529. Расчетный график (запрессовка бронзовых деталей в чугунные)

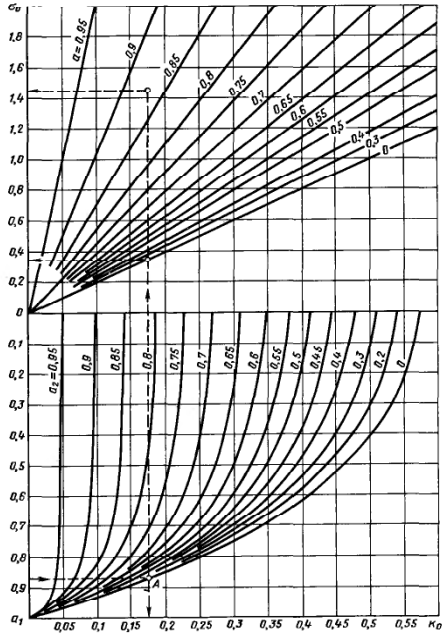


Рис. 530. Расчетный график (запрессовка бронзовых деталей в детали из алюминиевых сплавов)

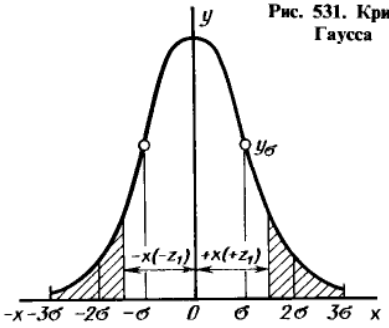


Рис. 531. Кривая Гаусса

$$y_{max} = \frac{1}{\sigma\sqrt{2\pi}} \approx \frac{0{,}4}{\sigma}.$$

Ветви кривой асимптотически приближаются к оси абсцисс. Кривая имеет две точки перегиба – на расстоянии $+\sigma$ и $-\sigma$ от оси симметрии. Ординаты этих точек

$$y_{\sigma} = \frac{y_{max}}{\sqrt{e}} \approx 0{,}6y_{max} \approx \frac{0{,}24}{\sigma}.$$

При таком законе распределения в интервале $\pm\sigma$ расположены 68% всех деталей; в интервале $\pm 1{,}5\sigma$ – 87%; в интервале $\pm 2\sigma$ – 95% и в интервале $\pm 3\sigma$ – 99,73%. Для практических целей ограничивают кривую пределами $\pm 3\sigma$. В таком случае интервал $\pm 3\sigma$ можно положить равным полю допуска δ, т. е. $\delta = 6\sigma$, и использовать кривую для расчета вероятности появления размеров в пределах поля допуска.

Процент деталей, попадающих в крайние точки кривой на расстоянии $\pm x_1$ от начала координат, выражается отношением ν площади, заштрихованной на графике, к площади всей кривой, принятой за 100%. Согласно уравнению кривой Гаусса

$$\nu = 1 - \frac{1}{\sigma\sqrt{2\pi}} \int_{+x_1}^{-x_1} e^{-\frac{x^2}{2\sigma^2}} dx.$$

Вводя обозначение $z = \frac{x}{\sigma}$, получаем

$$\nu = 1 - \frac{1}{\sqrt{2\pi}} \int_{+z_1}^{-z_1} e^{-\frac{z^2}{2}} dz.$$

Табличные значения интеграла этого выражения приводятся в руководствах по теории вероятности.

Ниже приведены значения ν в зависимости от величины z, представляющей собой отношение суммы отрезков $2z_1$ к базе 6σ кривой $\left(z = \frac{z_1}{3\sigma}\right)$.

z	ν	ν^2	% риска
0,9	0,0069	0,000048	0,0048
0,8	0,0164	0,00027	0,027
0,7	0,0357	0,00127	0,127
0,6	0,0719	0,00517	0,517
0,5	0,1336	0,01783	1,78

Вероятность появления сочетаний деталей с размерами, соответствующими данным значениям z, согласно теории вероятности равна ν^2. Значения ν^2 в процентах представляют процент риска, т. е. возможность появления сочетаний в пределах, превышающих z (рис. 532). При $z > 0{,}5$ процент риска очень незначителен. При $z = 0{,}7$ на каждые 1000 соединений возможно появление примерно одного соединения, а при $z = 0{,}6$ – примерно пяти соединений с параметрами, выходящими за пределы заданных. Отсюда следует, что можно с очень малым риском сузить расчетное поле допусков, приняв его равным $z\sigma$ и вводя в расчет вместо крайних номинальных отклонений Δ_{min} и Δ_{max} вероятностные отклонения $\Delta'_{min} = \Delta_{min} + 0{,}5\delta(1 - z)$; $\Delta'_{max} = \Delta_{max} - 0{,}5\delta(1 - z)$, где z – величина, заключенная в пределах 0,9 – 0,5 в зависимости от принятого процента риска; δ – допуск размера.

Проведем сравнительный расчет соединения с натягом обычным и вероятностным методами. Возьмем соединение, состоящее из массивного стального вала диаметром 80 мм и стальной втулки с наружным диаметром 120 мм. Длина соединения 80 мм. Посадка H7/r6. Шероховатость поверхностей вала и отверстия 8-го класса ($Rz = 3{,}2$ мкм). Допуски на

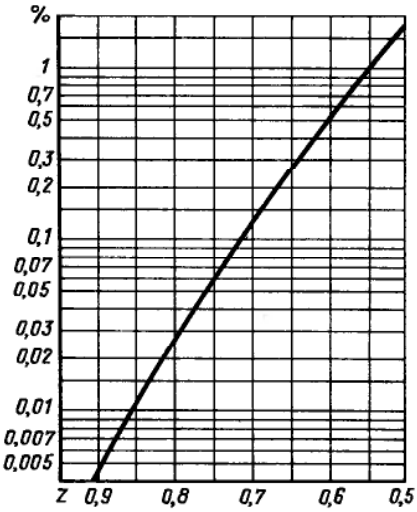


Рис. 532. Процент риска в функции z

размеры: отверстия $+30$ мкм; вала – нижний $+43$ мкм, верхний $+62$ мкм. Коэффициент трения $f = 0{,}1$.

Номинальные натяги: максимальный $62 - 0 = 62$ мкм, минимальный $43 - 30 = 13$ мкм. При коэффициенте смятия микронеровностей 0,5 поправка на смятие 6,4 мкм. Фактический максимальный натяг равен $62 - 6{,}4 = 55{,}6$ мкм, минимальный $13 - 6{,}4 = 6{,}6$ мкм. Для вероятностного расчета примем $z = 0{,}6$ (процент риска 0,517). Величина $0{,}5(1 - z) = 0{,}2$. Вероятностные отклонения размеров: отверстия – минимальное $0 + 30 \cdot 0{,}2 = 6$ мкм, максимальное $30 - 30 \cdot 0{,}2 = 24$ мкм; вала – максимальное $62 - 19 \cdot 0{,}2 = 58{,}2$ мкм, минимальное $43 + 19 \cdot 0{,}2 = 39{,}2$ мкм. Вероятностные натяги: максимальный $58{,}2 - 6 = 52{,}2$ мкм; минимальный $39{,}2 - 24 = 15{,}2$ мкм. С поправкой на смятие микронеровностей максимальный натяг $52{,}2 - 6{,}4 = 45{,}8$ мкм; минимальный $15{,}2 - 6{,}4 = 8{,}6$ мкм. Результаты расчета приведены в табл. 7.

7. Параметры соединения с натягом

Параметры	Расчет по значениям	
	номинальным	вероятностным
Натяг, мкм:		
максимальный . . .	55,6	45,8
минимальный . . .	6,6	8,6
Сила запрессовки (по максимальному натягу), кН	80,5	66,5
Несущая способность соединения (по минимальному натягу):		
на сдвиг $P_{ос}$, кН	9,3	12,5
на кручение $M_{кр}$, Н·м	372,0	1100,0
Напряжения по максимальному натягу, МПа:		
в вале	81,5	67,0
в ступице	145,0	119,5

Расчет по вероятностной методике приводит к более благоприятным показателям, которые вместе с тем ближе к истинным параметрам фактически получаемых соединений.

Закономерность нормального распределения справедлива в области большого числа явлений и, следовательно, действительна в условиях массового производства и притом при обработке по настроенным операциям. В единичном и мелкосерийном производстве наблюдаются значительные отклонения от этой закономерности: во-первых, в силу малого числа явлений, а во-вторых, в силу особенностей процесса обработки. При индивидуальной

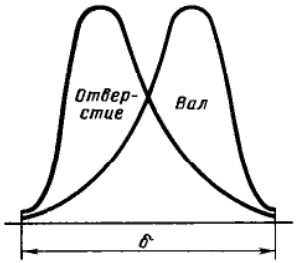


Рис. 533. Кривые распределения со смещенным центром группирования

обработке оператор невольно придерживается нижнего предела допуска для отверстия и верхнего предела для вала, ориентируясь на непроходную сторону калибров. Вследствие этого размеры отверстия в среднем получаются более близкими к минимуму (номиналу), а размеры вала – к максимуму (верхнему пределу допуска). Центры группирования на кривых распределения смещаются (рис. 533), и вероятность получения максимальных натягов возрастает.

Асимметрия распределения размеров периодически наступает и в массовом производстве при обработке по настроенным операциям. По мере износа режущего инструмента размеры отверстий становятся все ближе к минимуму, а размеры вала – к максимуму. Периодичность явления зависит от частоты перенастройки операций и отсутствует только при автоматической подналадке. Установить в общей форме закономерности изменения рассеивания затруднительно.

Следует отметить, что вероятностный расчет дает средние цифры ожидаемого распределения размеров за длительный промежуток времени для больших партий изделий. Не исключается возможность временного увеличения маловероятных сочетаний размеров, результатом чего будет появление относительно больших партий дефектных соединений, хотя средний уровень риска, отнесенный к очень большим партиям, останется в пределах расчетного.

Правильнее при конструировании соединений с натягом соблюдать в узких пределах натяг, обеспечивающий работоспособность соединения и вместе с тем не вызывающий высоких напряжений в охватывающей и охватываемой деталях. При существующих системах посадок с натягом с рекомендуемыми квалитетами это нетрудно обеспечить.

Как правило, целесообразно применять предпочтительные посадки по 6-му и 7-му квалитету.

ТЕПЛОВАЯ СБОРКА

Сила запрессовки может быть значительной, особенно при больших натягах и размерах посадочных поверхностей. Она последовательно возрастает по мере продвижения запрессовываемой детали в отверстие и достигает максимума к концу прессования. Максимальную силу запрессовки можно определить по формуле (113).

Найдем силу, необходимую для запрессовки массивного стального вала ($a_1 = 0$) диаметром $d = 100$ мм в чугунную ступицу длиной $l = 150$ мм и наружным диаметром $d_2 = 165$ мм ($a_2 = 0{,}6$) при посадке H7/s6 ($\Delta = 93$ мкм).

По диаграмме на рис. 526 для $a_1 = 0$ и $a_2 = 0{,}6$ величина $k_0 = 0{,}39$. Давление

$$k = k_0 \frac{E_2 \Delta}{d} = 0{,}39 \frac{8 \cdot 10^4 \cdot 93}{1000 \cdot 100} = 29 \text{ МПа}.$$

Максимальная сила запрессовки $P = kl\pi df = 29 \cdot 150\pi 100 \cdot 0{,}1 = 135$ кН.

В целях облегчения запрессовки применяют тепловую сборку: нагрев охватывающей или охлаждение охватываемой детали, а также то и другое вместе. При запрессовке в крупные корпусные детали практически применим только метод охлаждения охватываемой детали.

Тепловая сборка существенно (в среднем в 1,2—1,5 раза) увеличивает несущую способность соединений с натягом. Это объясняется тем, что при сборке под прессом микронеровности сминаются, в то время как при тепловой сборке они, смыкаясь, заходят друг в друга, что повышает коэффициент трения и прочность спепления. Следовательно, в неразборных соединеииях можно снизить натяг, необходимый для передачи заданного крутящего момента, с соответствующим уменьшением напряжений в охватывающей и охватываемой деталях.

Если же соединение в дальнейшем подвергается переборкам с применением пресса, натяг следует, независимо от вида первоначальной сборки, назначить исходя из обычных значений коэффициента трения.

При достаточно высоком нагреве охватывающей детали (или глубоком охлаждении охватываемой) можно получить нулевой натяг или обеспечить зазор при сборке соединения. Это исключает опасность перекоса соединяемых деталей и допускает сборку деталей в произвольном угловом положении относительно друг друга.

Температура нагрева охватывающей детали, необходимая для получения зазора h в соединении,

$$t = \frac{\Delta + h}{10^3 d\alpha_2} + t_0, \qquad (129)$$

где Δ — максимальный натяг в соединении; d — диаметр соединения; α_2 — коэффициент линейного расширения материала охватывающей детали.

Для случая охлажления охватываемой детали

$$-t = \frac{\Delta + h}{10^3 d\alpha_1} - t_0, \qquad (130)$$

где α_1 — коэффициент линейного расширения материала охватываемой детали при минусовых температурах. Для охлаждения применяют твердую углекислоту (температура испарения — 80 °С); при более глубоком охлаждении — жидкий кислород (—183 °С), азот (—196 °С) и в отдельных случаях водород (—252 °С).

Следует учитывать, что нагретые детали остывают при их переносе из печи и установке под пресс. Во время запрессовки температура нагретой ступицы быстро падает в результате соприкосновения с холодным валом. Поэтому расчетные температуры нагрева надо повысить на величину, зависящую от времени переноса детали и быстроты операций запрессовки (в среднем 30—50 °С).

Температуру охлаждения следует назначать с учетом нагрева детали при переносе и запрессовке.

Температуру охлаждеиия можно регулировать продолжительностью выдержки в охлаждающей среде или (способ более технологичный) продолжительностью нагрева.

Пример. Соединение с натягом диаметром 100 мм; посадка $\frac{H7}{r6}$ (максимальный натяг 73 мкм); вал и ступица стальные. Определить температуру нагрева ступицы, необходимую для получения при запрессовке нулевого натяга ($h = 0$) и зазора $h = 50$ мкм.

Коэффициент линейного расширения стали в интервале 0—100 °С $\alpha \approx 12 \cdot 10^{-6}$ 1/°С. Принимая температуру сборки $t_0 = 20$ °С, получаем

$$t = \frac{\Delta}{10^3 d\alpha_2} + t_0 = \frac{73}{10^3 \cdot 100 \cdot 12 \cdot 10^{-6}} + 20 = 80 \text{ °С}.$$

С учетом охлаждения детали при переносе ($\Delta t = 30$ °С) $t = 110$ °С.

Для получения зазора 50 мкм необходим нагрев до температуры

$$t = \frac{73 + 50}{10^3 \cdot 100 \cdot 12 \cdot 10^{-6}} + 20° = 120 \text{ °С}.$$

С учетом охлаждения при переносе $t = 150$ °С.

Определим температуру t' охлаждения вала, необходимую для получения нулевого натяга.

Коэффициент линейного расширения стали в интервале от 0 до $-200\,^{\circ}C$ равен $\sim 8 \cdot 10^{-6}\,1/^{\circ}C$.

Температура охлаждения вала

$$t' = \frac{\Delta}{10^3 d\alpha_1} - t^{\circ} = \frac{73}{10^3 \cdot 100 \cdot 8 \cdot 10^{-6}} - 20^{\circ} = -72\,^{\circ}C.$$

С учетом нагрева $t' = -102\,^{\circ}C$.

Для получения зазора 50 мкм необходимо охлаждение до температуры

$$t' = \frac{73 + 50}{10^3 \cdot 100 \cdot 8 \cdot 10^{-6}} - 20^{\circ} = -134\,^{\circ}C.$$

С учетом нагрева $t' = -164\,^{\circ}C$.

СОЕДИНЕНИЯ С НАТЯГОМ С ГАЛЬВАНИЧЕСКИМИ ПОКРЫТИЯМИ

Несущую способность соединений с натягом можно значительно повысить нанесением гальванических покрытий на посадочные поверхности. На рис. 534 показаны результаты сравнительного испытания соединений с натягом. На посадочные поверхности наносили гальванические покрытия толщиной 0,01 – 0,02 мм. Соединения собирали двумя способами: под гидравлическим прессом (зачерненные колонки) и с охлаждением вала в жидком азоте (заштрихованные колонки). В последнем случае между соединяемыми поверхностями при сборке образовывался зазор $\sim 0{,}05$ мм на сторону. За единицу сравнения принята сила сдвига P_0 для контрольного соединения без покрытия, собранного под прессом (без охлаждения вала).

Как видно из графика, нанесение покрытий в 2 – 4,5 раза увеличивает силу сдвига. Несущая способность соединений, собранных с охлаждением вала, превышает прочность сборки под прессом: в 2 раза для соединений без покрытия и в 1,2 – 1,3 раза для соединений с мягкими покрытиями (Cd, Cu, Zn). Для соединений с твердыми покрытиями (Ni, Cr) несущая способность при сборке с охлаждением ниже, чем при сборке под прессом.

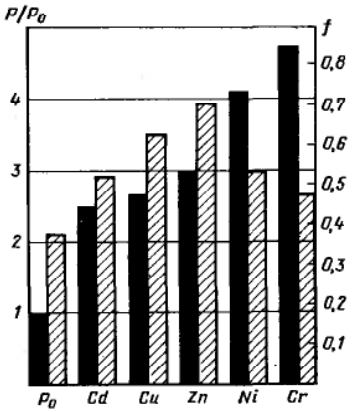


Рис. 534. Несущая способность соединений с натягом с гальваническим покрытием

Увеличение сцепления при гальванических покрытиях, по-видимому, обусловлено происходящей при повышенных давлениях взаимной диффузией атомов покрытия и основного металла, сопровождающейся образованием промежуточных структур (холодное спаивание). Этим и объясняются высокие, приближающиеся к единице значения коэффициента трения в подобных соединениях (правая ордината диаграммы). Понятие коэффициента трения в его обычной механической трактовке в этих условиях утрачивает смысл; коэффициент трения здесь отражает не столько сопротивление перемещению поверхностей относительно друг друга, сколько сопротивление сдвигу промежуточного слоя металла.

Пониженная прочность соединений, собранных под прессом, объясняется тем, что при запрессовке сминаются и срезаются гребешки микронеровностей. При сборке с охлаждением гребешки не повреждаются и после нагрева заходят в углубления микропрофиля, повышая прочность сцепления.

При распрессовке соединений с мягкими покрытиями поверхности деталей не повреждаются; при распрессовке соединений с твердыми покрытиями наблюдаются задиры, царапины и глубокие вырывы основного металла, иногда на значительных участках контактных поверхностей, вследствие чего повторная сборка соединения затрудняется, а часто даже становится невозможной. Кроме того, твердые гальванические покрытия снижают сопротивление усталости соединения.

Применение мягких покрытий и сборка с охлаждением вала повышают несущую способность соединений в 3 – 4 раза по сравнению с соединениями без покрытий, собираемыми под прессом. Следовательно, при заданной несущей способности появляется возможность применять меньшие натяги с соответственным уменьшением растягивающих напряжений в охватывающей детали и напряжений сжатия в охватываемой. Кроме того, гальванические покрытия предохраняют контактные поверхности от коррозии и предотвращают сваривание.

Несущую способность соединений с натягом можно повысить также металлизацией и термодиффузионным насыщением (например, горячим цинкованием), которое в отличие от гальванических покрытий не вызывает водо-

родного охрупчивания металла. Дальнейшего повышения несущей способности можно достичь нанесением разнородных покрытий, например цинкового покрытия на одну поверхность и медного на другую. В результате взаимной диффузии атомов металлов можно ожидать образования в зоне контакта промежуточных структур более высокой прочности, чем металлы однородных покрытий (например, сплавов типа латуней при сочетании цинкового и медного покрытий).

ПРАВИЛА КОНСТРУИРОВАНИЯ

Особенность соединений с натягом состоит в том, что они еще до приложения рабочих нагрузок преднапряжены силами от натяга на посадочной поверхности, причем в охватывающей детали возникают неблагоприятные для прочности трехосные напряжения растяжения. При сложении предварительных напряжений с рабочими могут возникнуть напряжения, превышающие предел текучести материала, вследствие чего соединение выходит из строя.

Вместе с тем формальный расчет соединений с натягом, основанный на предположении постоянства сечений по длине деталей и игнорирующий граничные условия, не выявляет действительных напряжений. Фактическая несущая способность и прочность соединения сильно зависят от формы охватывающей и охватываемой деталей. Неравномерная жесткость деталей (ступенчатые валы, ступицы с дисками и т. д.) обусловливает неравномерное распределение контактных давлений и напряжений по длине соединения. Резкие скачки напряжений возникают на кромках соединения.

Формальный расчет, даже с большим коэффициентом запаса, не всегда обеспечивает работоспособность соединения, тем более что распределение рабочих напряжений по сечениям детали, а также характер их взаимодействия с предварительными напряжениями в большинстве случаев, особенно в соединениях, подвергающихся циклическому нагружению, неясны. Поэтому независимо от результатов расчета необходимо всемерно усиливать соединения с натягом конструктивными мерами.

Для увеличения несущей способности и прочности соединений с натягом целесообразно следующее:

снижать давление на посадочных поверхностях увеличением длины или диаметра соединения (способ более эффективный);

выбирать натяг в узких пределах, применяя посадки повышенного квалитета;

уменьшать напряжения целесообразным выбором толщины стенок охватывающей и охватываемой деталей (увеличение толщины стенок одной из деталей снижает напряжения в ней, но одновременно увеличивает напряжения в другой детали);

избегать резких изменений сечений соединяемых деталей на участке соединения (и на близких к нему участках) для предотвращения скачков напряжений;

снижать скачки напряжений на кромках соединения путем уменьшения сечений ступицы (и вала) по направлению к торцам;

подвергать посадочные поверхности упрочняющей термообработке (например, закалке с низким отпуском, закалке с нагревом ТВЧ) и упрочняющей обработке пластической деформацией (дробеструйному наклепу, накаты-

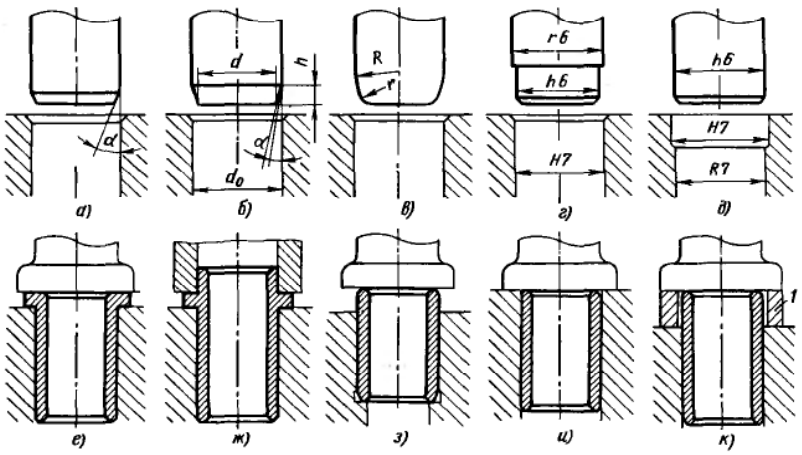


Рис. 535. Способы облегчения запрессовки

ванию валов, раскатыванию или дорнованию отверстий);

применять сборку соединений с нагревом охватывающей детали или с охлаждением охватываемой детали;

применять гальваническое покрытие контактных поверхностей мягкими металлами (Cd, Cu, Zn).

Работоспособность соединений с натягом во многом зависит от правильности сборки. Для облегчения запрессовки вал и отверстие снабжают заходными фасками под углом $\alpha = 30 \div 45°$ (рис. 535, *а*), а при больших натягах $\alpha = 10 \div 15°$. Высоту h фаски устанавливают так, чтобы заходный диаметр вала d был на 0,1 – 0,3 мм меньше диаметра отверстия d_0 (рис. 535, *б*).

Наиболее целесообразно скруглять торец вала галтелью переменного радиуса (рис. 535, *в*), хотя изготовление таких галтелей дороже.

Иногда на валу или в отверстии делают заходные цилиндрические пояски с посадкой H7/h6 (рис. 535, *г*, *д*). Расположение центрирующего пояска в отверстии требует применения системы вала.

Осевое положение деталей фиксируют запрессовкой их до упора в буртик (рис. 535, *е*, *ж*), в ступеньку отверстия (рис. 535, *з*), заподлицо с отверстием (рис. 535, *и*). Гладкие детали можно фиксировать в любом положении мерными дистанционными кольцами *1*, подкладываемыми под скалку пресса (рис. 535, *к*).

Важно предотвратить закусывание и перекос соединяемых деталей, затрудняющий процесс запрессовки, а иногда приводящий к непоправимой порче соединения.

Тонкостенные детали типа втулок при запрессовке направляют с помощью центрирующей оправки (рис. 536, *а*). При запрессовке в сквозные отверстия втулку сажают на свертную оправку с направляющим хвостовиком *1*, вводимым в отверстие на посадке H7/h6 (536, *б*). После запрессовки хвостовик отвертывают.

Детали, соединенные по посадкам с натягом, недопустимо подвергать термообработке,

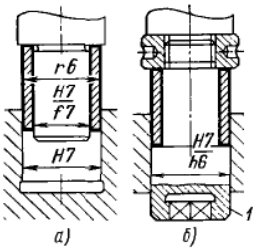


Рис. 536. Запрессовка тонкостенных втулок

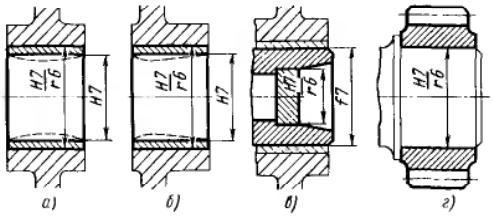


Рис. 537. Механическая обработка после запрессовки

так как при нагреве натяг теряется вследствие потери упругости материала. В точных соединениях необходимо учитывать деформацию деталей при запрессовке (уменьшение внутренних размеров охватываемой детали и увеличение наружных размеров охватывающей). Деформация тем больше, чем больше натяг и меньше толщина деталей.

Найти достоверно изменение размеров расчетом и заранее скорректировать исходную форму детали можно только в сравнительно редких случаях, когда стенки деталей имеют постоянную толщину. Детали с переменной толщиной стенок деформируются неравномерно. Так, при запрессовке тонкостенной подшипниковой втулки в корпус с центральной стенкой (рис. 537, *а*) втулка принимает корсетную форму. При асимметричном расположении стенки корсет смещается в сторону узла жесткости (рис. 537, *б*). Для обеспечения правильной работы подшипника необходимо после запрессовки окончательно обработать внутреннюю поверхность втулки, предусматривая в заготовке соответствующие припуски. Чаще всего втулки развертывают, оставляя под развертку припуск 0,02 – 0,1 мм на сторону.

При запрессовке деталей в полость вала наружная поверхность вала бочкообразно выпучивается, что требует чистовой обработки вала после запрессовки (рис. 537, *в*). При напрессовке тонкостенных зубчатых колес на валы (рис. 537, *г*) необходимо производить чистовую обработку зуба после запрессовки. Если это невозможно по габаритам (длинные валы), следует увеличить толщину обода или применить разборное крепление (на шпонке или шлицах).

Запрессовка не влияет на размеры элементов, расположенных на большом расстоянии от посадочных поверхностей (например, зубья дисковых колес). В таких случаях можно без опасения за точность размеров напрессовывать детали в окончательно обработанном виде. Перекос и торцовое биение дисковых деталей большого диаметра предупреждают увеличением длины посадочного пояса.

Распространенной ошибкой при конструировании нерасчетных (подвергающихся неболь-

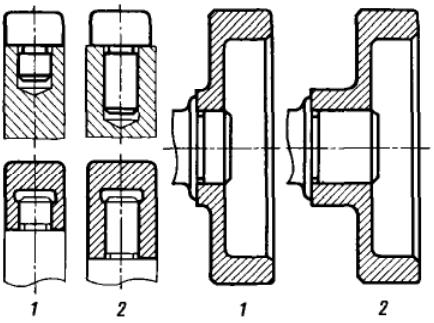


Рис. 538. Соединения с натягом:
1 – неправильные; *2* – правильные конструкции

шим или неопределенным силам) соединений с натягом является недостаточная длина прессового пояса, а также малая толщина стенок охватывающей или охватываемой детали (рис. 538). Такие соединения быстро выходят из строя в результате сминания посадочных поверхностей и перенапряжения тонких стенок при запрессовке.

Для ориентировочного определения минимальной длины посадочных поясов в соединениях с натягом общего назначения можно пользоваться формулой $l_{min} = ad^{2/3}$, где l_{min} – длина пояса (за вычетом фасок), мм; d – диаметр соединения, мм; a – коэффициент, равный для охватывающих деталей, выполненных из сталей, $a = 4$, из чугунов $a = 5$, из легких сплавов $a = 6$. На основании этой формулы построен график (рис. 539).

Если соединение подвержено действию высоких изгибающих моментов или поперечных сил, особенно знакопеременных, а также при необходимости точного направления и прочной заделки запрессованной детали (например,

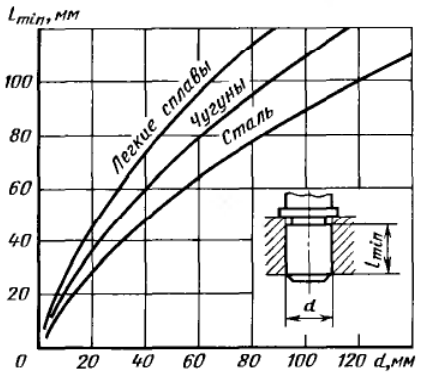


Рис. 539. Минимальная длина l_{min} соединений с натягом в функции d

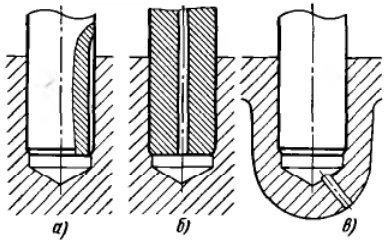


Рис. 540. Обеспечение выхода воздуха при запрессовке в глухие отверстия

колонны станин), длину запрессовки делают значительно большей $[l = (1,5 \div 2)d]$.

Рекомендуется избегать запрессовки в глухие отверстия, которые затрудняют точную обработку и распрессовку.

В конструкциях с посадкой в глухие отверстия необходимо обеспечивать вывод воздуха в процессе запрессовки. Сжатие воздуха при запрессовке, сопровождаемое увеличением его удельного объема вследствие нагрева, может вызвать разрыв охватывающей детали, особенно если она имеет тонкие стенки или выполнена из материала пониженной прочности (например, из легких сплавов). Для выпуска воздуха предусматривают канавки (рис. 540, *а*) или отверстия (рис. 540, *б* и *в*).

Недопустима запрессовка деталей по двум поясам одинакового диаметра (рис. 541, *а*). При пропуске детали через первый (по ходу запрессовки) пояс возникает перекос, затрудняющий введение конца детали во второй пояс. Кроме того, могут образоваться задиры на поверхности детали и отверстия. В таких соединениях посадочные пояса следует делать разного диаметра (рис. 541, *б*). Осевые размеры соединения должны быть такими, чтобы деталь вступала сначала во второй пояс на величину $m = 2 \div 3$ мм (рис. 541, *в*), получая устойчивое направление, и только затем входила в первый пояс.

В конструкции (рис. 541, *г*) для сокращения точной механической обработки отверстие выполнено с двумя короткими посадочными поясами. Ошибка заключается в одинаковом диаметре посадочных поясов. Кроме того, здесь неизбежна деформация втулки на участках расположения посадочных поясов.

Если важна строгая прямолинейность стенок отверстия, следует предусматривать развертывание втулки после запрессовки или сажать втулку всей длиной или по крайней мере на большей части длины (рис. 541, *д* и *е*).

Охватывающим деталям следует придавать достаточную жесткость во избежание деформации под силой запрессовки.

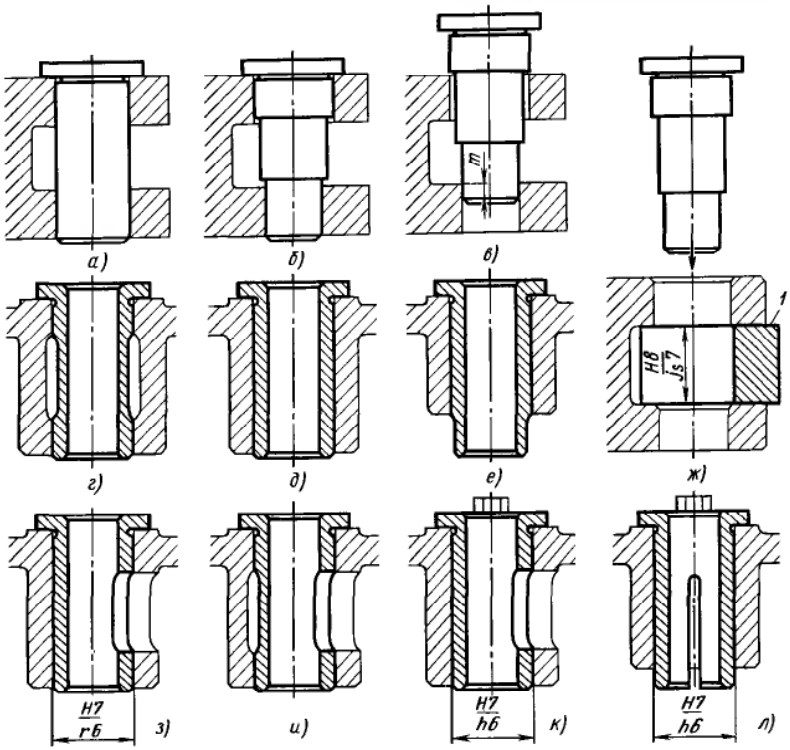


Рис. 541. Соединения с натягом

В вильчатой детали (рис. 541, *ж*) верхняя проушина при запрессовке прогибается, вследствие чего запрессовка в нижнюю проушину становится невозможной. Если по конструктивным условиям нельзя придать проушине достаточную толщину, то для запрессовки следует использовать приспособление, жестко фиксирующее проушину. Наиболее простым способом является введение между проушинами подковообразного сухаря *1*. Возможность применения этого способа должна быть предусмотрена в конструкции детали: расстояние между проушинами должно быть задано с точностью, достаточной для применения сухаря, единого для серии данных деталей.

Другое возможное решение – сборка с нагревом охватывающей детали (или охлаждением охватываемой) до температур, при которых на посадочных поясах образуются зазоры.

Охватывающая и охватываемая детали должны обладать по возможности равномерной жесткостью в радиальном направлении. Нежелательны местные ослабления, вырезы и т. п. В конструкции на рис. 541, *з* запрессовка затруднительна из-за неизбежного увода втулки в сторону выреза. Кроме того, на участке расположения выреза втулка деформируется под действием одностороннего радиального натяга. Положение несколько улучшается, если втулку запрессовать по двум поясам, расположенным на невырезанных участках ступицы (рис. 541, *и*). Наиболее правильно в данном случае устанавливать втулку по посадке H7/h6 и крепить ее болтами (рис. 541, *к*).

Запрессовку применяют в случаях, когда охватываемая или охватывающая детали не имеют сквозные вырезы, выходящие на торец (рис. 541, *л*). Если устранить вырезы нельзя, то единственный выход состоит в применении посадки H7/h6.

В некоторых случаях необходимо выдержать определенное угловое расположение соединяемых деталей (например, запрессовка шпоночного вала в ступицу). Обеспечить совмещение шпонки со шпоночной канавкой можно, если на заходной стороне вала (рис. 542, *а*) сделать поясок с посадкой H7/h6 или H7/g6, имеющий длину *l*, превышающую расстояние *k* шпонки от торца вала. Шпонку сначала заводят в канавку, после чего запрессовывают вал.

Применяют и другой прием: шпонку выпускают из вала на расстояние *k*, достаточное

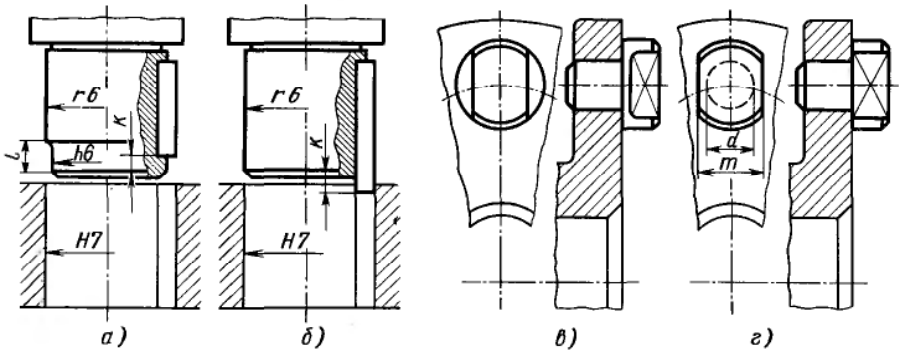


Рис. 542. Угловая фиксация деталей при запрессовке

для фиксации вала по шпоночной канавке перед запрессовкой (рис. 542, *б*). Лучше всего такие соединения собирать с предварительным нагревом ступицы или охлаждением вала до получения зазора в соединении. Угловая фиксация вала в отверстии в этом случае не вызывает затруднений.

Кулачки с заданным углом расположения граней (рис. 542, *в*) необходимо запрессовывать через направляющее приспособление с радиальными вырезами под грани, базируемое по центральному отверстию диска. В конструкции должна быть предусмотрена возможность применения такого приспособления.

Конструкция на рис. 542, *в* ошибочна: цоколь у основания кулачков не позволяет их пропустить через направляющие пазы приспособления.

В конструкции на рис. 542, *г* ширина m кулачков сделана больше посадочного диаметра d, что обеспечивает уверенное направление кулачков при запрессовке.

ОБЕСПЕЧЕНИЕ РАСПРЕССОВКИ

В конструкции соединений с натягом следует обеспечивать возможность их распрессовки. Распрессовываемые детали должны иметь поверхности (желательно плоские), которые можно при распрессовке опереть на массивные плиты или втулки.

Пример неудачной конструкции представлен на рис. 543, *а*. Шкив, напрессованный на вал, при распрессовке приходится опирать конусной поверхностью, что усложняет форму опорной плиты. Острые кромки вала не приспособлены для упора скалки пресса.

В конструкции на рис. 543, *б* шкив снабжен опорным цилиндрическим поясом; торец вала сделан плоским. Однако при распрессовке возможно перенапряжение диска шкива, особенно если последний имеет большой диаметр. Лучше располагать опорные поверхности непосредственно у ступицы (рис. 543, *в*).

Силы распрессовки будут значительными, особенно в начальный момент, когда преодолевается трение покоя. На дальнейших этапах сила распрессовки снижается, так как трение покоя уступает место трению движения, а длина прессового пояса уменьшается по мере схода детали с вала.

При системе гидросъема масло под давлением 150–200 МПа подводят в кольцевую выточку на посадочной поверхности через отверстие в вале (рис. 544, *а*) или ступице (рис. 544, *б*). Давление масла вызывает упругую радиальную деформацию распрессовываемых деталей; присутствие масла уменьшает трение при распрессовке. К этому присоединяется расклинивающее действие масла, проникающего в силу капиллярности в микрощели между неровностями. Сила распрессовки резко уменьшается. При гидрораспрессовке конусных соединений охватывающая деталь сходит с вала без приложения механического усилия.

При гидравлической выпрессовке втулки из

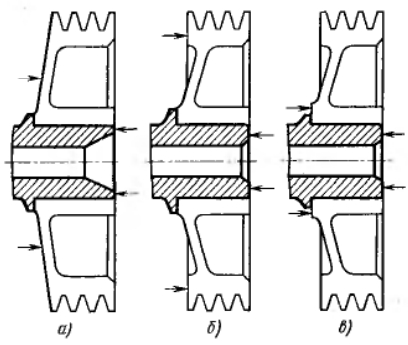


Рис. 543. Обеспечение распрессовки

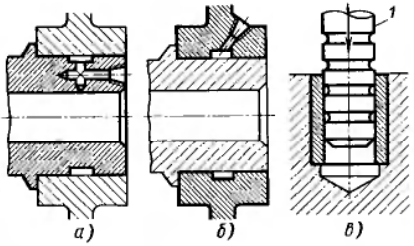


Рис. 544. Гидрораспрессовка

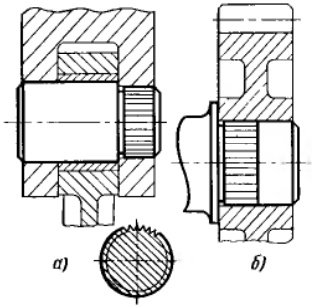


Рис. 545. Рифленые соединения

глухого отверстия полость втулки заполняют маслом и ударом по плунжеру *1* выпрессовывают втулку (рис. 544, *в*).

РИФЛЕНЫЕ СОЕДИНЕНИЯ

Для глухого крепления деталей небольшого диаметра вместо соединений с натягом применяют рифленые соединения. На валы наносят рифли в виде продольных бороздок треугольного профиля (рис. 545) с наружным диаметром на 0,05 – 0,20 мм больше диаметра отверстия. При посадке острые грани рифлей врезаются в материал охватывающей детали, что обеспечивает прочную связь между валом и охватывающей деталью.

Рифли чаще всего получают методом холодного накатывания. Твердость поверхности вала должна быть HRC 35 – 40, а отверстия на 10 – 15 HRC меньше. Рифли наносят или на всю посадочную поверхность (рис. 545, *а*), или на ограниченном поясе со стороны, противоположной направлению запрессовки (рис. 545, *б*). Последний способ обеспечивает более точное центрирование. На гладких поясах предусматривают посадку центрирующую или с небольшим натягом.

Рифленые соединения отличаются простотой изготовления и монтажа. Отверстия под рифленые детали небольшого размера нередко выполняют сверлением. Нецелесообразно применять рифли в циклически нагруженных соединениях, так как надрезы, оставляемые рифлями на стенках отверстия, вызывают резкую концентрацию напряжений. Повторная установка рифленых деталей не рекомендуется.

КЛЕЕВЫЕ СОЕДИНЕНИЯ

В некоторых случаях соединения с натягом можно заменить клеевыми соединениями, прочность которых сравнима с прочностью соединений по посадкам с натягом. Сопротивление соединений с натягом и клеевых соединений сдвигу соответственно равно $P = kFf$ и $P_{кл} = F\tau$, где F – площадь посадочной поверхности; k – давление на посадочной поверхности и τ – прочность клеевого слоя на срез.

Приравнивая $P = P_{кл}$, получаем условие равнопрочности $k = \tau/f$, определяющее величину давления k в соединении с натягом, эквивалентном по прочности клеевому соединению. Для клеев на эпоксидной основе $\tau = 20 \div 30$ МПа. Считая по нижнему пределу, находим $k = 2/f$. При среднем значении $f = 0{,}15$ получаем $k = 135$ МПа. Этому значению k соответствуют посадки с умеренным натягом типа r5, s5, r6, s6.

Клеевые соединения не вызывают напряжений в соединяемых деталях, как посадки с натягом. Отпадает необходимость посадки под прессом или с нагревом (охлаждением) деталей; технология сборки упрощается. Для клеев горячего отверждения необходима выдержка деталей при температуре $\sim 150\,^{\circ}C$ в течение около 2 ч.

Клеевые соединения собирают на посадках H7/h6, H7/j$_s$6, H7/k6. При распрессовке клеевая пленка разрушается. Для вторичной сборки необходимо растворить остатки пленки и нанести свежий слой клея. Прочность клеевых соединений падает с повышением температуры.

При температуре более 200 – 250 °C клеевые пленки разрушаются. Это ограничивает применимость клеевых соединений. Даже в холодных соединениях под действием циклических нагрузок могут возникать местные очаги повышенного тепловыделения, выводящие клеевое соединение из строя.

11. ЦЕНТРИРУЮЩИЕ СОЕДИНЕНИЯ

Цилиндрические поверхности обычно центрируют по посадкам с зазором: H/g, H/h и переходным посадкам: H/j_s, H/k, H/m. На рис. 546 приведены средние зазоры и натяги для различных видов посадок в зависимости от диаметра центрирующих поверхностей.

При посадке H/h зазор равен нулю только в предельном случае, когда отверстие и охватываемая поверхность выполнены по номиналу. В большинстве случаев в соединении имеется значительный зазор, особенно при низких квалитетах. Следовательно, посадки H/h точного центрирования не обеспечивают.

Зазоры получаются и при посадке H/j_s. Беззазорной является посадка H/k, которую следует применять при необходимости точного центрирования. Посадка H/m обеспечивает в соединении незначительный натяг.

Посадки H/m и H/k можно применять для точного центрирования без усложнения сборки и разборки, если центрирующие поверхности имеют незначительную длину (например, буртики фланцев). Детали с длинными центрирующими поверхностями (типа ступиц) лучше устанавливать по посадкам $\frac{H}{h}$ и $\frac{H}{j_s}$, если не предъявляются повышенные требования к точности центрирования и нет опасности разбивания посадочных поверхностей под действием нагрузок.

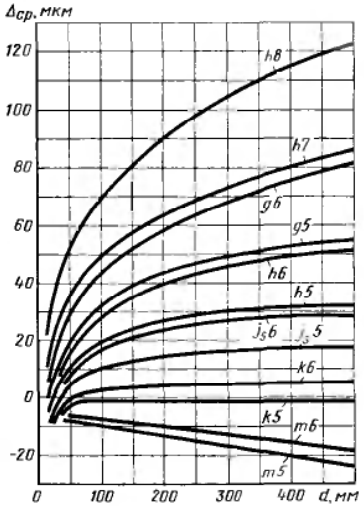


Рис. 546. Средние величины зазоров и натягов $\Delta_{ср}$ для различных посадок

Средний зазор зависит от типа посадки и от квалитета. Посадка H6/g5 практически эквивалентна посадке H7/h6 (если не считать более узкого поля допусков), посадка H6/h5 – посадке H7/j_s6, а посадка H7/g6 – посадке H8/h7.

При назначении посадок следует учитывать температурный режим работы соединения. Первоначальная (холодная) посадка может сильно измениться при нагреве, особенно если охватывающая и охватываемая детали выполнены из материалов с различным коэффициентом линейного расширения. В таких случаях обязателен тепловой расчет соединения.

Если при нагреве охватывающая деталь расширяется больше, чем охватываемая, то следует назначать более плотные посадки (H/j_s, H/k, H/m); если же больше расширяется охватываемая деталь, то посадки H/h, H/g, H/f.

Пусть диаметр центрирующей поверхности $d = 200$ мм. Охватывающая деталь выполнена из легкого сплава ($\alpha_2 = 24 \cdot 10^{-6}$ 1/°C), охватываемая – из стали ($\alpha_1 = 11 \cdot 10^{-6}$ 1/°C). Рабочая температура соединения 120 °C. Соединение выполнено по посадке H8/h7 (диаметральный зазор $\Delta = 0 \div 0{,}12$ мм). При нагреве зазор становится $\Delta = \Delta + d(\alpha_2 - \alpha_1) \cdot \Delta t = (0 \div 0{,}12) + 200(24 - 11) \cdot 10^{-4} = 0{,}26 \div 0{,}38$ мм.

Точность центрирования нарушается. Назначение посадки H7/m6 несколько улучшает положение. Максимальный зазор при этой посадке 0,056 мм; максимальный натяг 0,064 мм. Следовательно, при нагреве в соединении получается зазор от 0,26 – 0,064 = = 0,196 мм до 0,26 + 0,056 = 0,316 мм.

При больших радиальных размерах соединения и высоких рабочих температурах первоначальная посадка нередко изменяется настолько значительно, что приходится отказываться от центрирования по цилиндрическим поверхностям и применять температуронезависимое центрирование.

Правила конструрования. Для повышения точности центрирования и уменьшения влия-

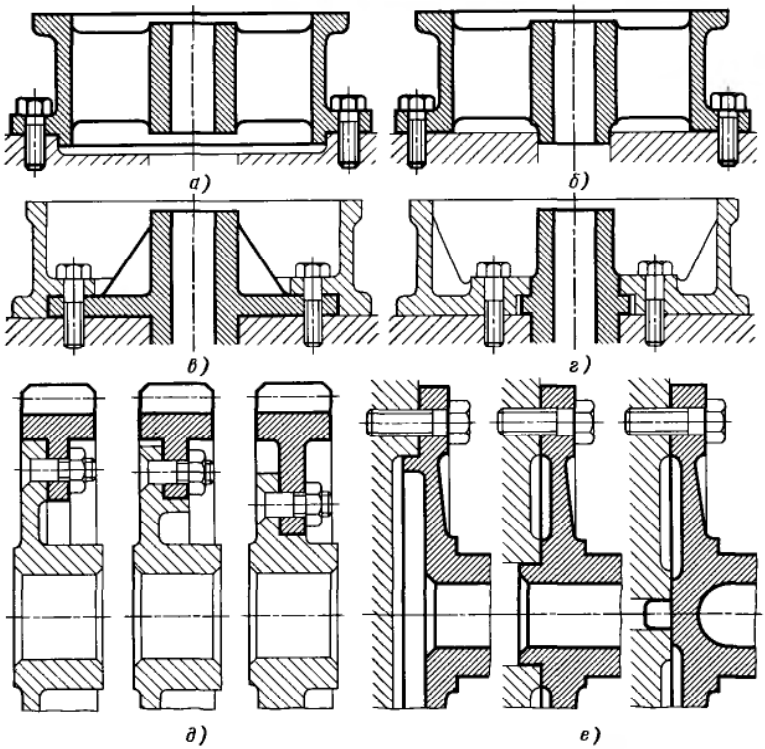


Рис. 547. Уменьшение центрирующего диаметра

ния температурных деформаций выгодно центрировать детали по наименьшему допускаемому конструкцией диаметру (рис. 547, *а – д*).

Показателен пример привертного кронштейна (рис. 547, *е*). При центрировании по большому диаметру, равному, допустим, 200 мм, максимальный зазор при посадке H8/h7 равен 0,12 мм. При центрировании по минимальному диаметру зазор уменьшается до 0,037 мм, т. е. примерно в 3 раза. Центрирование резко улучшается и становится практически температуронезависимым.

При центрировании деталей типа фланцев следует обеспечивать достаточную длину центрирующих буртиков, имея в виду, что заходные фаски в отверстии и на охватываемой поверхности, а также прокладки существенно уменьшают фактическую длину центрирующих поверхностей.

Высоту буртика H выбирают так, чтобы обеспечить уверенное центрирование на пояске h (рис. 548):

$$H = h + 2c + \Delta H + 2\Delta c + s,$$

где c – катет заходных фасок при наиболее неблагоприятном сочетании производственных отклонений; s – толщина прокладки (в сжатом состоянии); Δc – плюсовое отклонение размеров заходных фасок от номинала; ΔH – минусовое отклонение высоты центрирующего буртика от номинала.

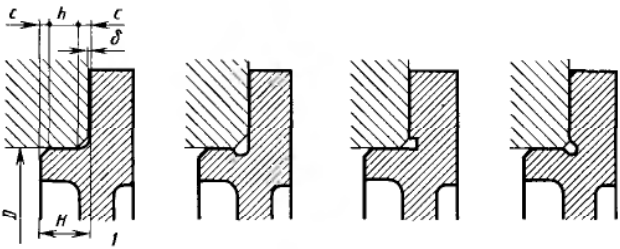


Рис. 548. Центрирующие буртики

Размеры центрирующего пояска h и фасок (в отверстии и охватываемой детали) в рядовых соединениях можно принимать равными:

Диаметр центрирующей поверхности, мм	До 100	100–200	200–300	300–500	Св. 500
h, мм	3–4	4–5	5–6	6–7	7–8
Фаски	0,5 × 45°	0,8 × 45°	1 × 45°	1,5 × 45°	2 × 45°

Для практических целей высоту буртика H (при обычных толщинах прокладки $s = 0{,}1 \div 0{,}2$ мм) можно определять из соотношения $H = 0{,}5\sqrt{D}$, где D – диаметр центрирующей поверхности, мм.

Для выхода режущего инструмента при обработке торца фланца и центрирующей поверхности, а также во избежание защемления прокладки во входящем угле соединения центрирующую поверхность отделяют от поверхности стыка радиальными, торцовыми или диагональными канавками (см. рис. 548).

В корпусных деталях (рис. 549) центрирующие поверхности следует выполнять в виде отверстий, без труда обрабатываемых на расточных станках (рис. 549, *б, д*). Особенно важно соблюдение этого правила при центрировании по соосным поверхностям, расположенным по разные стороны корпуса. Конструкция на рис. 549, *е* крайне нетехнологична. Центрирующие буртики на такой детали обрабатывают с разных установок; обеспечить их соосность возможно только с помощью специальных приспособлений. В правильной конструкции (рис. 549, *ж*) центрирующие отверстия корпуса обрабатываются напроход с одной установки, что обеспечивает их соосность.

Следует избегать центрирования одновременно по двум поверхностям (рис. 550, *1*). Центрировать необходимо только по одной поверхности, оставляя на другой гарантированный зазор s (*2, 3*).

В узле соединения на торцовых шлицах (*4*) пентрирование фланца *n* на валу не только излишне (центрирование осуществляют сами шлицы), но и вредно, так как оно мешает правильной беззазорной затяжке шлицев. В целесообразной конструкции (*5*) между деталями предусмотрен зазор s.

На виде *6* показана неправильная конструкция узла установки шарикового подшипника в гильзе с двойным центрированием, являющейся в то же время втулкой уплотнения разрезными пружинными кольцами. Правильные конструкции представлены на видах *7, 8*.

Установка направляющего хвостовика клапана по посадке H7/h6 (*9*) может помешать плотному прилеганию клапана к седлу. В целесообразной конструкции (*10*) применена по-

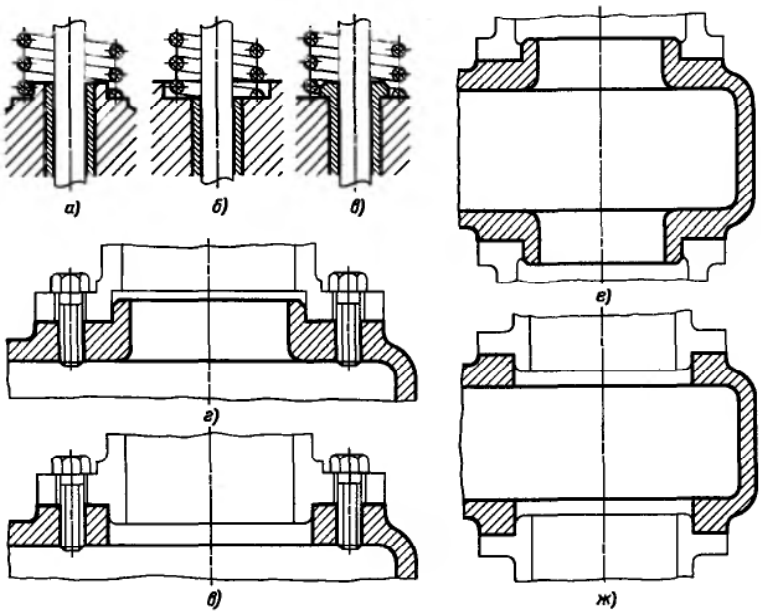


Рис. 549. Расположение центрирующих буртиков:
а, г, е – неправильное; *б, в, д, ж* – правильное

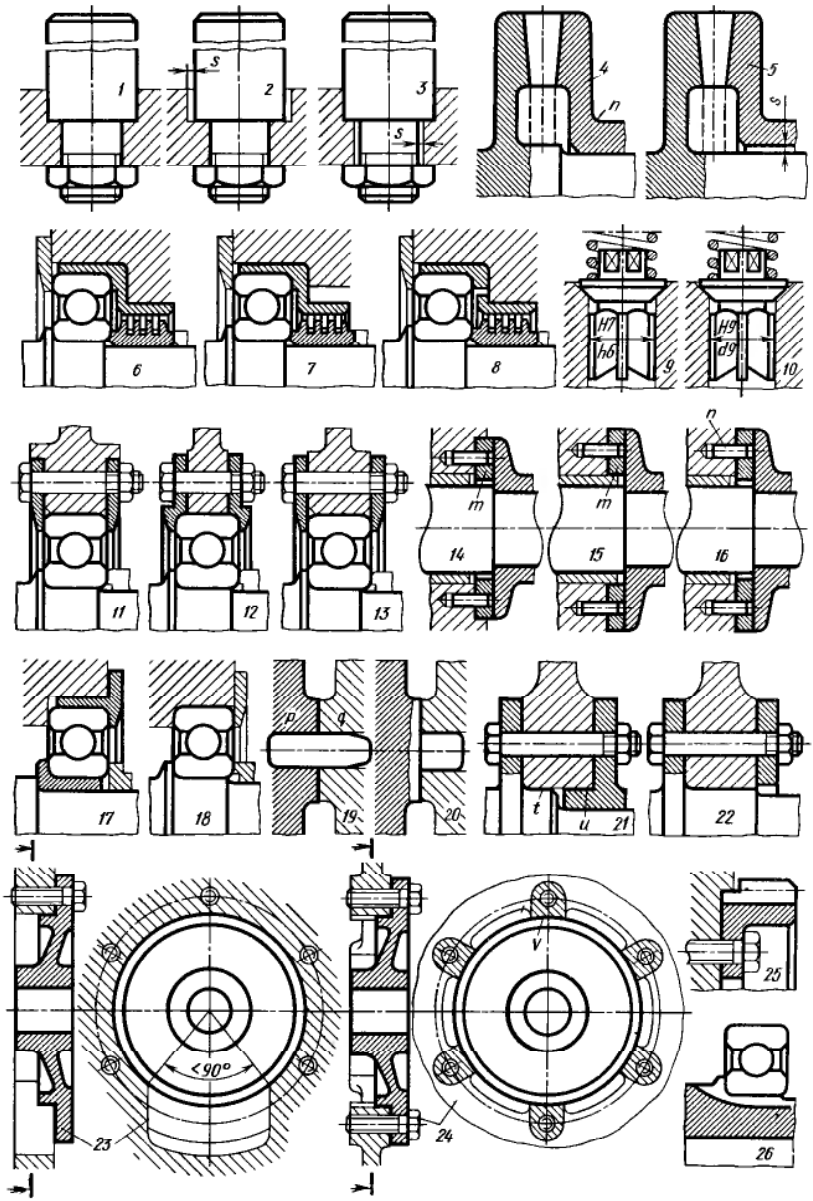


Рис. 550. Центрирующие соединения

садка H9/d9, достаточная для направления клапана при притирке и в то же время допускающая самоцентрирование клапана в седле.

Частой ошибкой начинающих конструкторов является введение центрирования там, где оно не требуется условиями работы. В узле установки подшипника (*11*, *12*) центрирование боковых щек не продиктовано необходимостью. Достаточно ограничиться фиксацией щек в радиальном направлении крепежными болтами (*13*). В конструкции упорного подшипника (*14*, *15*) можно обойтись без центрирования упорной шайбы *m*, зафиксировав ее установочными штифтами *n* (*16*), так или ина-

че необходимыми для предупреждения поворота шайбы.

В узлах, состоящих из нескольких концентричных деталей, необходимо сокращать число центрирующих поверхностей, так как наслоение производственных неточностей на каждом центрирующем поясе уменьшает точность центрирования в целом. В конструкции *17* подшипник качения установлен на двух промежуточных втулках. Центрирующих поверхностей четыре (не считая зазоров между телами качения и беговыми дорожками). При сокращении числа центрирующих поверхностей (*18*) до двух точность центрирования возрастает примерно вдвое.

При центрировании на цилиндрическом штифте (*19*), запрессованном в деталь *p* и входящем по посадке H7/h6 в отверстие детали *q*, суммируются неточности посадки по двум поверхностям. В узлах, требующих точного центрирования, следует или обрабатывать центрирующую часть штифта после запрессовки концентрично с точными поверхностями детали, или выполнять центрирующий шип как одно целое с деталью (*20*).

На виде *21* показан пример нерационального центрирования по двум поверхностям (*t* – на валу, *u* – на отъемном диске). Центрирование по поверхности *u* или фиктивно (если диск посажен на центрирующую деталь с зазором), или нарушает центрирование по поверхности *t* (если диск посажен на вал с натягом). Целесообразнее деталь центрировать на валу, а диск устанавливать свободно (*22*).

Как правило, цилиндрические поверхности следует центрировать по полной окружности. Наличие местных выборок небольшой протяженности не отражается существенно на точности центрирования. В отдельных случаях, когда этого требует конструкция, детали центрируют по неполной окружности при условии, если дуга центрирующей окружности имеет угол не менее 270° (*23*) и деталь обладает достаточной радиальной жесткостью.

На практике иногда применяют центрирование по отдельным выступам *v* (*24*), если их число не менее трех и они расположены симметрично по окружности, а также центрирование по зубьям (*25*) и шлицам (*26*).

12. ПЕРЕДАЧА КРУТЯЩЕГО МОМЕНТА

Различают два основных способа передачи крутящего момента – жесткий и фрикционный. При первом способе крутящий момент передается жесткими элементами, работающими на срез, изгиб или смятие; при втором – силами трения. возбуждаемыми на цилиндрических, конических или торцовых поверхностях вала.

Главные виды жестких соединений: шпоночные (рис. 551, виды *1*, *2*) шлицевые (виды *3*, *4*), призматические (вид *5*), профильные (вид *6*), штифтовые (виды *7*, *8*), фланцевые (виды *9*–*11*).

К фрикционным относятся соединения: с натягом (вид *12*), конусные (вид *13*), с пружинными затяжными кольцами (виды *14*, *15*), клеммные (вид *16*).

Применяют также сочетание обоих способов. Нагружаемость жестких соединений увеличивают введением трения путем осевой (вид *3*) или радиально-осевой затяжки (вид *4*).

Для страховки от провертывания, а также для фиксации деталей в определенном угловом положении в фрикционные соединения вводят жесткие элементы, например шпонки (виды *17*–*19*).

ШПОНОЧНЫЕ СОЕДИНЕНИЯ

Шпонки используют в малонагруженных соединениях, преимущественно в изделиях мелкосерийного производства. Недостатки шпоночных соединений: малая несущая способность; ослабление валов шпоночными пазами; концентрация напряжений из-за неблагоприятной формы шпоночных пазов; низкая технологичность.

Особенно резко шпонки ослабляют полые валы, у которых отношение диаметра отверстия к диаметру вала $d/D > 0{,}6$. Применение силовых шпонок на таких валах почти исключается.

В крупносерийном и массовом производстве в ответственных соединениях, нагруженных большими крутящими моментами, работающих при циклической нагрузке, шпоночные соединения уступили место более совершенным шлицевым соединениям.

Различают *напряженные* шпоночные соединения (клиновые и тангенциальные шпонки) и *ненапряженные* (призматические и сегментные шпонки).

Клиновые шпонки

Клиновые шпонки выполняют по ГОСТ 24068–80 четырех исполнений: исполнение 1 – с головкой (рис. 552, *а*), исполнение 2 – с закругленными торцами (рис. 552, *б*), исполнение 3 – с плоскими торцами (рис. 552, *в*) и исполнение 4 – с одним закругленным и другим плоским торцом.

Верхнюю грань шпонки делают с уклоном 1 : 100 ($\alpha = 0°35'$). Натяг между валом и ступицей создают путем забивания шпонки (рис. 553, *а*) или затяжки ступицы гайкой на шпонку, зафиксированную на валу в осевом направлении (вид *б*).

Забавные шпонки с головками (вид *в*) применяют преимущественно в концевых установках.

На рис. 554 представлены способы устранения недопустимого по технике безопасности выступания головок на торцах вращающихся валов.

Наряду с установкой в пазу применяют установку клиновых шпонок на лысках (рис. 555, *а*).

Фрикционные клиновые шпонки (виды *б*, *в*) устанавливают на гладком валу. Крутящий момент передается трением, возникающим между валом и шпонкой при затяжке.

Тангенциальные нормальные и усиленные шпонки (рис. 556, ГОСТ 24069–80, ГОСТ 24070–80) состоят из двух клиньев (с боковыми односторонними скосами), забиваемых в паз, образованный угловыми уступами на валу и в ступице. Тангенциальные клиновые шпонки применяют только в попарной установке под углом между парными шпонками $\alpha \approx 120°$.

Клиновые шпонки в настоящее время применяют редко, только на валах большого диаметра, в соединениях, не требующих точного центрирования. Основные их недостатки: децентрирование ступицы под действием одностороннего натяга; возникновение высоких напряжений в ступице при натяге; возможность перетяжки соединения; затрудительность демонтажа.

Призматические шпонки

Наиболее распространены призматические шпонки, устанавливаемые в пазу вала по посадкам с натягом P9/h9 (врезные

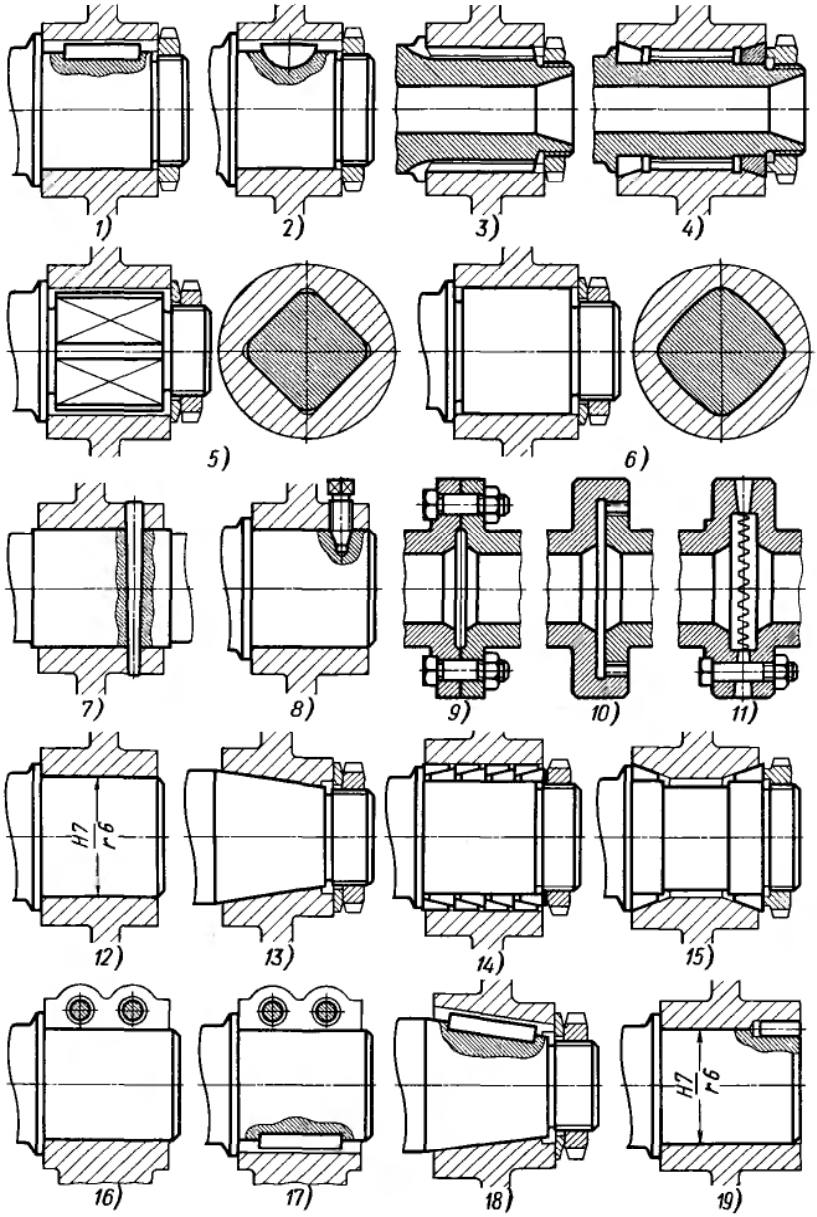


Рис. 551. Передача крутящего момента

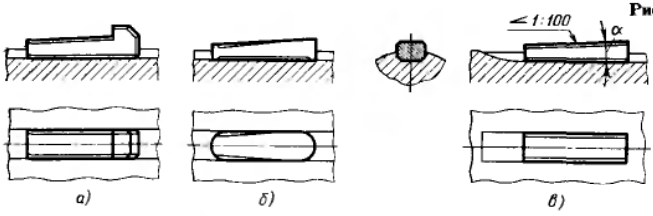


Рис. 552. Типы клиновых шпонок

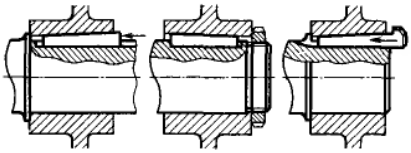


Рис. 553. Установка клиновых шпонок

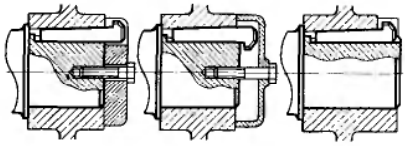


Рис. 554. Установка забивных шпонок с головками

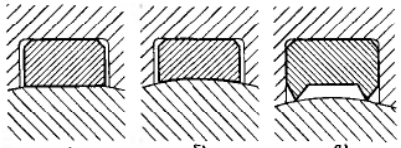


Рис. 555. Клиновые шпонки

шпонки) или по посадке $\frac{J_s9}{h9}$ (закладные шпонки). Шпонки входят в паз ступицы так, что между верхней гранью шпонки и днищем паза оставляют зазор s (рис. 557, *а*).

Рекомендуются следующие посадки по боковым граням паза ступицы: с зазором (H9/h9 – для центрирующих соединений; D9/h9 – подвижных соединений) или переходные и с натягом (J_s9/h9, N9/h9, P9/h9 для циклически нагруженных соединений).

Ступицы сажают на вал обычно по посадке H7/h6; в соединениях, подвергающихся циклическим нагрузкам; предпочтительны посадки H7/j_s6, H7/k6, H7/m6, H7/n6, H7/p6.

Действующий на соединение крутящий момент вызывает напряжения среза в теле шпонки и напряжения смятия на боковых гранях шпонки (вид *а*). Преобладающее значение для прочности и устойчивости соединения имеет изгибающий момент $M_{изг}$, стремящийся вывернуть шпонку из паза вала.

Для увеличения прочности заделки целесообразно применять посадку P9/h9 в вале и увеличивать глубину установки шпонки в вал (вид *б*). Шпонки шириной $b > 10$ мм крепят в пазу вала винтами с порезной головкой (вид *в*) или винтами с внутренним шестигранником.

Для повышения сопротивления усталости вала на участке, ослабленном шпоночным пазом, применяют обчеканку шпонок по контуру (виды *г*, *д*).

Рабочие грани пазов ступицы и вала обрабатывают в рядовых соединениях до параметра шероховатости $Ra = 3{,}2$ мкм, в ответственных – до $Ra = 2{,}5$ мкм, днища пазов – до $Ra = 6{,}3$ мкм.

Пазы в ступице выполняют долблением или протягиванием одношлицевой протяжкой, на валу – фрезерованием пальцевой (рис. 558, *а*) или дисковой (рис. 558, *б*) фрезой. Фрезерование дисковой фрезой производительнее и обеспечивает более высокую точность и малую

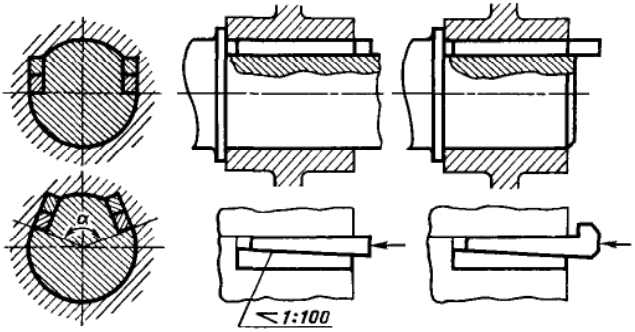


Рис. 556. Тангенциальные шпонки

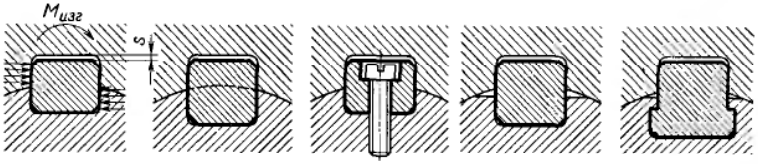


Рис. 557. Установка призматических шпонок

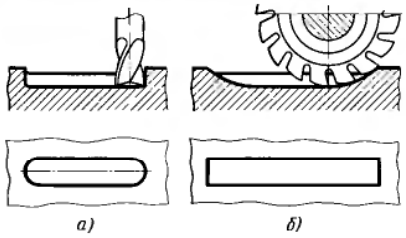


Рис. 558. Схема обработки шпоночных пазов на валах

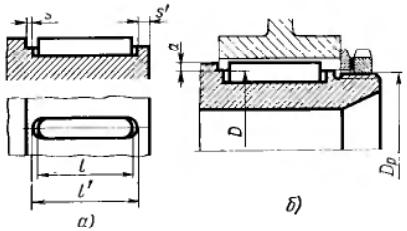


Рис. 560. Установка шпонок в закрытых пазах

шероховатость боковых граней паза. Однако при этом способе увеличиваются осевые размеры шпоночного соединения, особенно в соединениях с упорными буртиками (рис. 559, *а, б*), а при заданных габаритах сокращается длина шпонки. Кроме того, необходима фиксация шпонки в осевом направлении.

Наиболее распространен способ фрезерования пальцевыми фрезами.

Во избежание пригонки торцов шпонок длину l' паза делают на 0,5 – 1 мм больше длины l шпонки (рис. 560, *а*).

Пазы не доводят до ближайших ступенек на расстояние $s = 2 \div 3$ мм для валов диаметром менее 30 мм, а для валов большего диаметра – на 4 – 5 мм. Врезание пазов в ступеньку увеличивает концентрацию напряжений. В концевых установках величину s' (рис. 560) принимают на 1 – 2 мм больше s с целью увеличения прочности перемычки.

Диаметр резьбы $D_р$ (рис. 560, *б*), как обычно в ступичных соединениях, делают на 0,5 – 2 мм меньше диаметра D вала.

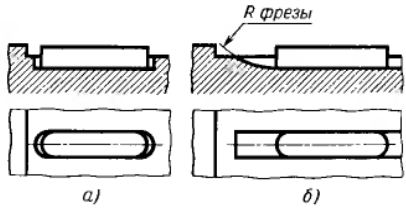


Рис. 559. Установка шпонок в пазах

Высоту a упорной ступеньки, учитывая, что упор происходит почти по полной кольцевой поверхности, достаточно делать равной 2 – 4 мм.

В концевых установках целесообразно прорезать шпоночный паз на выход в торец вала (рис. 561). При этом сокращаются осевые габариты соединения и увеличивается рабочая длина шпонки, особенно если хотя бы один торец шпонки плоский.

В затяжных соединениях шпонку фиксируют в осевом направлении шайбой и гайкой (вид *а*).

Неизбежное в затяжных конструкциях прорезание резьбы шпоночным пазом не сказывается отрицательно на работе резьбы. Паз в резьбе обычно используют под отгибную лапку стопорной шайбы *m*. Необходимо только, чтобы расстояние e между днищем паза и внутренним диаметром резьбы (вид *б*) было достаточно для размещения лапки.

Из рис. 561, *б* имеем

$$\frac{D}{2} - t = \frac{D_р}{2} - h + e, \qquad (131)$$

где D и $D_р$ – соответственно диаметры вала и резьбы; t – глубина шпоночного паза; h – высота резьбы гайки; e – зазор, необходимый для размещения усика.

Из уравнения (131) получаем

$$D_р = D - 2t + 2h + 2e. \qquad (132)$$

Величина h для метрической резьбы $h \approx 0{,}7s$ (s – шаг резьбы). При обычной толщине стопорной шайбы 0,5 – 1 мм минимальный зазор e_{min} можно принять равным 2 мм. Подставляя эти значения в уравнение (132), получаем

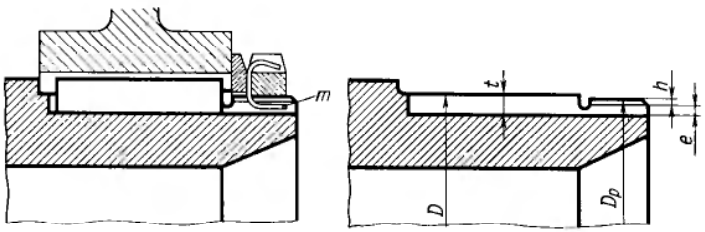


Рис. 561. Установка шпонок в пазах с выходом на торец вала

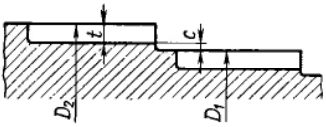


Рис. 562. Открытые пазы

$$D_p - (D - 2t + 1{,}4s) = 2e_{min}. \qquad (133)$$

Кроме того, должно быть соблюдено условие $D_p < D$. Пусть $D = 60$ мм; $t = 5{,}5$ мм; $s = 1{,}5$ мм. Минимальный диаметр резьбы, удовлетворяющий условию (133),

$$D_p = D - 2t + 1{,}4s + 2e_{min} =$$

$$= 60 - 11 + 1{,}4 \cdot 1{,}5 + 4 = 55 \text{ мм}.$$

При ближайшей большей величине $D_p = 58$ мм согласно формуле (132)

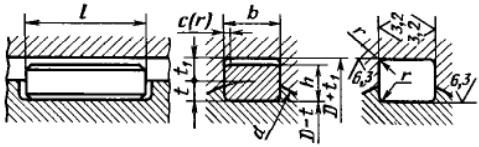
$$e = \frac{1}{2}(D_p - D + 2t - 1{,}4s) =$$

$$= \frac{1}{2}(58 - 60 + 11 - 2{,}1) = 3{,}5 \text{ мм}.$$

В промежуточных установках и на ступенчатых валах открытые пазы применяют редко, так как они требуют значительного увеличения перепада диаметров. Диаметр D_2 каждой последующей ступеньки должен быть (рис. 562)

$$D_2 = D_1 + 2t + 2c,$$

8. Призматические шпонки



Размеры, мм

Диаметр вала	Размеры шпонки $b \times h$	Глубина паза		Длина шпонки l	Радиус закругления r		Фаска c	
		на валу t	во втулке t_1		min	max	min	max
От 6 до 8	2×2	1,2	1,0	6–20				
Св. 8 » 10	3×3	1,8	1,4	6–36	0,08	0,16	0,16	0,25
» 10 » 12	4×4	2,5	1,8	8–45				
» 12 » 17	5×5	3,0	2,3	10–56				
» 17 » 22	6×6	3,5	2,8	14–70	0,16	0,25	0,25	0,40
» 22 » 30	8×7	4,0	3,3	18–90				
» 30 » 38	10×8	5,0	3,3	22–110				
» 38 » 44	12×8	5,0	3,3	28–140				
» 44 » 50	14× 9	5,5	3,8	36–160	0,25	0,40	0,40	0,60
» 50 » 58	16×10	6,0	4,3	45–180				
» 58 » 65	18×11	7,0	4,4	50–200				
» 65 » 75	20×12	7,5	4,9	56–200				
» 75 » 85	22×14	9,0	5,4	63–250				
» 85 » 95	25×14	9,0	5,4	70–280	0,40	0,60	0,40	0,60
» 95 » 110	28×16	10,0	6,4	80–320				
» 110 » 130	32×18	11,0	7,4	90–360				
» 130 » 150	36×20	12,0	8,4	100–400				
» 150 » 170	40×22	13,0	9,4	100–400	0,70	1,00	0,70	1,00
» 170 » 200	45×25	15,0	10,4	110–450				
» 200 » 230	50×28	17,0	11,4	125–500				
» 230 » 260	56×32	20,0	12,4	140–500				
» 260 » 290	63×32	20,0	12,4	160–500	1,20	1,60	1,20	1,60
» 290 » 330	70×36	22,0	14,4	180–500				
» 330 » 380	80×40	25,0	15,4	200–500				
» 380 » 440	90×45	28,0	17,4	220–500	2,00	2,50	2,00	2,50
» 440 » 500	100×50	31,0	19,5	250–500				

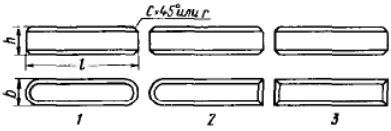


Рис. 563. Разновидности шпонок

где D_1 – диаметр предыдущей ступеньки; t – глубина паза; c – запас на выход фрезы ($c = 0{,}2 \div 0{,}5$ мм).

При пазах без выхода перепад диаметров определяется только условиями сборки и при последовательной затяжке нескольких насадных деталей может составлять несколько десятых миллиметра.

ГОСТ 23360–78 установлены три разновидности шпонок (рис. 563): с закругленными торцами (исполнение *1*); с одним закругленным и одним плоским торцом (исполнение *3*) и с плоскими торцами (исполнение *2*).

Размеры призматических шпонок согласно ГОСТ 23360–78 приведены в табл. 8.

Придерживаться приведенных в табл. 8 соотношений между диаметром вала и размерами шпонки необязательно. Во многих случаях (малый крутящий момент, тонкостенные ступицы, полые валы) целесообразно применять шпонки и меньшего размера, если они обеспечивают достаточную несущую способность соединения.

На рис. 564 представлен вал вспомогательного привода, передающий небольшой крутящий момент. Применение шпонки нормального размера (вид *а*) вызывает ослабление вала и ступицы. В данном случае целесообразно установить шпонку меньшего сечения (вид *б*); прочность соединения при этом увеличивается.

Длину шпонок l (в мм) устанавливают из следующего ряда: 6, 8, 10, 12, 14, 16, 18, 20, 22, 25, 28, 32, 36, 40, 45, 50, 56, 63, 70, 80, 90, 100,

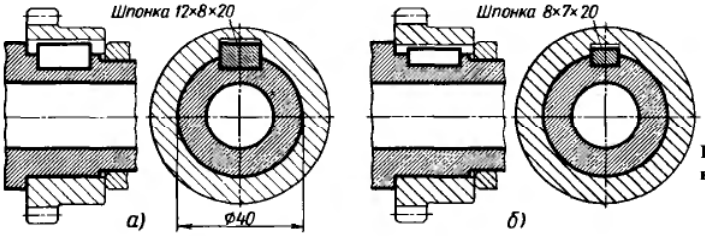
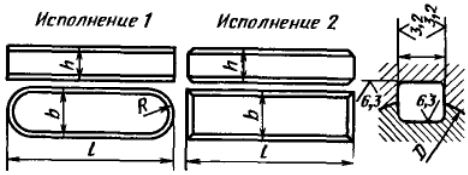


Рис. 564. Установка шпонок в малонагруженных соединениях

9. Призматические шпонки высокие



Размеры, мм

Диаметр вала D	Размеры шпонки $b \times h$	Длина шпонки l	Радиус закругления пазов r_{min}	Радиус закругления пазов r_{max}	Диаметр вала D	Размеры шпонки $b \times h$	Длина шпонки l	Радиус закругления пазов r_{min}	Радиус закругления пазов r_{max}
Св. 30 до 38	10 × 9	22–110	0,25	0,4	Св. 110 до 130	32 × 28	90–360	0,7	1,0
» 38 » 44	12 × 11	28–140			» 130 » 150	36 × 32	100–400		
» 44 » 50	14 × 12	36–160			» 150 » 170	40 × 36	100–400		
» 50 » 58	16 × 14	45–180			» 170 » 200	45 × 40	110–450		
» 58 » 65	18 × 16	50–200	0,4	0,6	» 200 » 230	50 × 45	125–500		
» 65 » 75	20 × 18	56–220			» 230 » 260	56 × 50	140–500	1,2	1,6
» 75 » 85	22 × 20	63–250			» 260 » 290	63 × 60	160–500		
» 85 » 95	25 × 22	70–280			» 290 » 330	70 × 65	180–500		
» 95 » 110	28 × 25	80–320			» 330 » 380	80 × 75	200–500	2,0	2,5
					» 380 » 440	90 × 85	220–500		
					» 440 » 500	100 × 95	250–500		

110, 125, 140, 160, 180, 200, 220, 250, 280, 320, 360, 400, 450, 500.

Условное обозначение шпонки исполнения 1 состоит из номинальных размеров шпонки $b \times h \times l$ и номера ГОСТа. Например,

Шпонка 16 × 10 × 80 ГОСТ 23360–78.

То же для исполнения 2(3):

Шпонка 2(3) – 16 × 10 × 80 ГОСТ 23360–78.

Шпонки увеличенной высоты применяют для повышения прочности заделки шпонки в вале, а также в тех случаях, когда ступица выполнена из мягкого материала (чугун) с целью уменьшения напряжений смятия на рабочих гранях паза.

Размеры высоких призматических шпонок согласно ГОСТ 10748–79 приведены в табл. 9.

Направляющие шпонки

Призматические шпонки с креплением на вале по ГОСТ 8790–79 (рис. 565) применяют для направления деталей, перемещаемых на валу с передачей крутящего момента. Причем могут быть использованы различные исполнения шпонок (*1-3*).

Размеры сечения шпонок устанавливают по табл. 8 или, предпочтительнее, по табл. 9 (высокие шпонки), длину – по надобности.

Во многих случаях оказывается более выгодным крепить шпонку в ступице (рис. 566), а на валу проделывать паз (скользящие сборные шпонки по ГОСТ 12208–66).

Крепление шпонки на винтах (виды *а*, *б*) не всегда осуществимо по конструктивным условиям. В таких случаях применяют закладные шпонки (виды *в*, *г*). При легких нагрузках и при отсутствии нагрузок, когда требуется только фиксация углового положения перемещаемой детали на валу, ограничиваются установкой в ступице закладных направляющих штифтов (вид *д*).

Сегментные шпонки

Сегментные шпонки, или шпонки Вудруфа (табл. 10), обладают некоторыми технологическими преимуществами по сравнению с призматическими шпонками. Пазы на валах обрабатываются дисковыми фрезами с большей производительностью и точностью, чем для призматических шпонок. Шпонки изготовляют из чистотянутых сегментных профилей, а в мелкосерийном производстве – из цилиндрического проката с разрезанием на сегменты. Демонтаж шпонок несложен и осуществляется легким ударом по концу шпонки.

Крепление шпонок на валу устойчивее вследствие большей глубины врезания. Однако сегментные шпонки значительно ослабляют валы (особенно полые). Это обстоятельство наряду с малой длиной шпонок, обусловливающей повышенные напряжения смятия на рабочих гранях шпонок, ограничивает применение сегментных шпонок областью малонагруженных соединений. Сегментные шпонки, за редким исключением, устанавливают только в массивных валах.

Посадки по боковым граням для сегментных шпонок такие же, как для призматических.

Диаметр d_1 сегментных шпонок выполняют по h12. Диаметр отверстий под шпонку на валу выполняют с положительным отклонением

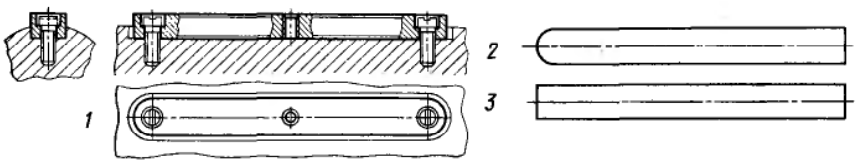


Рис. 565. Направляющие шпонки

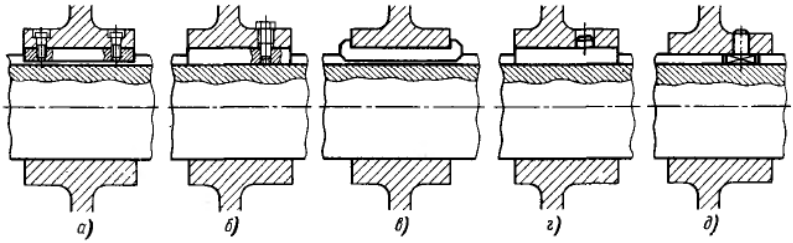
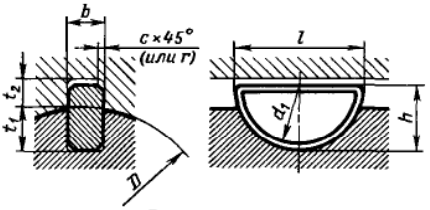


Рис. 566. Скользящие шпонки

10. Сегментные шпонки



Размеры, мм

Диаметр вала D		Размеры шпонки				Глубина паза		Радиус закругления пазов r_1	
для шпонок, передающих крутящий момент	для фиксирующих шпонок	b	h	d_1	Фаска c min / max	Вал t_1	Втулка t_2	min	max
От 3 до 4	От 3 до 4	1,0	1,4	4		1,0	0,6		
Св. 4 » 5	Св. 4 » 6	1,5	2,6	7		2,0	0,8		
» 5 » 6	» 6 » 8	2,0	2,6	7	0,16 / 0,25	1,8	1,0		
» 6 » 7	» 8 » 10	2,0	3,7	10		2,9	1,0		
» 7 » 8	» 10 » 12	2,5	3,7	10		2,7	1,2	0,08	0,16
» 8 » 10	» 12 » 15	3	5	13		3,8	1,4		
» 10 » 12	» 15 » 18	3	6,5	16		5,3	1,4		
» 12 » 14	» 18 » 20	4	6,5	16		5,0	1,8		
» 14 » 16	» 20 » 22	4	7,5	19		6,0	1,8		
» 16 » 18	» 22 » 25	5	6,5	16		4,5	2,3		
» 18 » 20	» 25 » 28	5	7,5	19	0,25 / 0,40	5,5	2,3	0,16	0,25
» 20 » 22	» 28 » 32	5	9	22		7,0	2,3		
» 22 » 25	» 32 » 36	6	9	22		6,5	2,8		
» 25 » 28	» 36 » 40	6	10	25		7,5	2,8		
» 28 » 32	Св. 40	8	11	28	0,40 / 0,60	8,0	3,3	0,25	0,40
» 32 » 38		10	13	32		10,0			

Примечание. Размер l длины шпонки – справочный.

в плюс от номинального значения не более $0{,}08d_1$.

Фаски c (или радиус r) по контуру шпонки делают равными 0,2–0,3 мм.

Длину l шпонки определяют по формуле $l = 2h\sqrt{\frac{d_1}{h} - 1}$, и для стандартных шпонок она равна $(0{,}92-0{,}98)\,d_1$.

Условное обозначение шпонки состоит из размеров $b \times h$ и номера ГОСТа. Например,

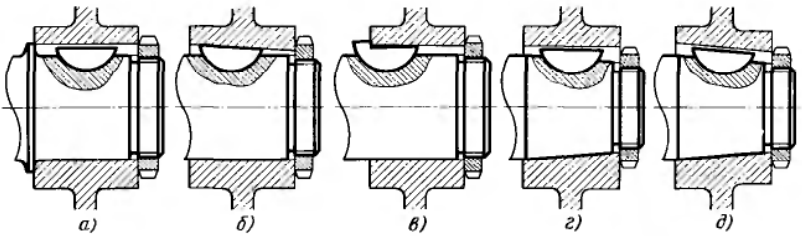


Рис. 567. Установка сегментных шпонок

шпонка исполнения 1 сечением $b \times h = 4 \times 6{,}5$ мм:

Шпонка 1 – 4 × 6,5 ГОСТ 24071–80.

То же исполнения 2 сечением $b \times h_1 = 4 \times 5{,}2$ ($h_1 = 0{,}8h$):

Шпонка 2 – 4 × 5,2 ГОСТ 24071–80.

Примеры установки сегментных шпонок приведены на рис. 567, *а–в* (цилиндрические валы) и рис. 567, *г*, *д* (конусные валы).

С помощью сегментных шпонок можно создать упор для затяжки ступиц на цилиндрическом валу (виды *б*, *в*) при небольшой рабочей осевой силе.

Посадки

В табл. 11 приведены посадки шпонок по ГОСТ 23360–78. Предельные отклонения для шпоночных посадок приведены в табл. 12.

Отклонения глубины пазов на валу t_1 (или $d - t_1$)[1] и во втулке t_2 (или $d + t_2$) в зависимости от размера шпоки

Высота шпонки h, мм	t_1 или t_2
От 2 до 6	$^{+0{,}1}_{0}$
Св. 6 до 18	$^{+0{,}2}_{0}$
Св. 18 до 50	$^{+0{,}3}_{0}$

[1] Для указанного размера те же предельные отклонения назначаются со знаком минус.

Длину шпонки и шпоночного паза на валу выполняют соответственно по h14 и H15, а высоту шпонки – по h11.

Стандарт не распространяется на шпоночные посадки с подбором или пригонкой шпонок, а также на специальные посадки.

Допуски расположения пазов во втулке и на валу:

параллельности 0,5
симметричности
при одной шпонке 2,0
при двух шпонках 0,5

} от допуска на ширину шпоночного паза.

Допускаемые напряжения

Шпонки обычного назначения изготовляют из углеродистых сталей 45; 50; 60 светлого проката или чистотянутых профилей. В нагруженных соединениях применяют шпонки из легированных сталей, например стали 40Х с термической обработкой до HRC 35–45. Термически обработанные шпонки шлифуют по рабочим граням.

Размеры b, h шпонок выбирают в зависимости от диаметра вала на основании табл. 8. Длину шпонки делают в среднем $l = (0{,}6 \div 1)D$ (где D – диаметр вала). Проводят поверочный

11. Посадки призматических, сегментных и направляющих шпонок

Вид соединения	Предельные отклонения размеров			Назначение
	шпонки	паза вала	паза ступицы	
Плотное	h9	P9	P9; J_S9[1]	Для неподвижных соединений при ударном нагружении
Нормальное		N9	J_S9; D10[1]	Для неподвижных соединений при спокойном нагружении
Свободное		N9; H9[1]	D10	Для направляющих шпонок
		D10	N9; H9[1]	Для скользящих шпонок

[1] Рекомендуются для соединений с длинными шпонками ($l > 2d$).

12. Предельные отклонении шпонок и пазои, мкм

Ширина шпонки b, мм	Шпонки h9	Предельные отклонения пазов								
		P9		N9		J_S9		H9	D10	
		верхнее	нижнее	верхнее	нижнее	верхнее	нижнее		верхнее	нижнее
1–3	–20	–6	–31	–4	–29	+12,5	–12,5	+25	+60	+20
3–6	–25	–12	–42	0	–30	+15	–15	+30	+78	+30
6–10	–30	–15	–51	0	–36	+18	–18	+36	+98	+40
10–18	–35	–18	–61	0	–43	+21,5	–21,5	+43	+120	+50
18–30	–45	–22	–74	0	–52	+26	–26	+52	+149	+65
30–50	–50	–26	–88	0	–62	+31	–31	+62	+180	+80
50–80	–60	–32	–106	0	–74	+37	–37	+74	+220	+100
80–120	–70	–37	–124	0	–87	+43,5	–43,5	+87	+260	+120

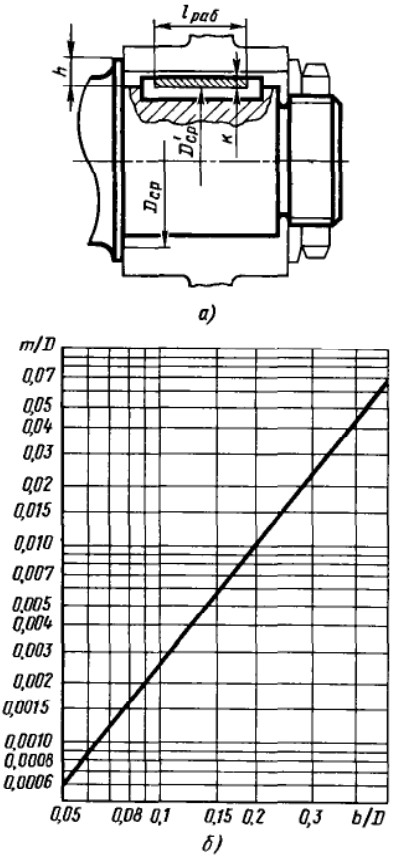


Рис. 568. Расчетная схема

расчет на смятие по боковым граням шпонки под действием окружной силы $P_{окр}$:

$$\sigma_{см} = \frac{P_{окр}}{kl_{раб}} \approx 10^6 \frac{2M_{кр}}{Dkl_{раб}}, \qquad (134)$$

где $M_{кр}$ – передаваемый соединением крутящий момент, кН·м; D – посадочный диаметр, мм; $l_{раб}$ – длина рабочей поверхности шпонки, мм.

Высота рабочих поверхностей шпонки (см. рис. 568, *а*)

$$k = h - t - c + m,$$

где

$$m = 0{,}5D\left[1 - \sqrt{1 - (b/D)^2}\right]. \qquad (135)$$

Отношение m/D в функции b/D показано на рис. 568, *б*.

Допускаемые напряжения зависят от материала соединения, характера нагрузки и типа посадки. Для затянутых соединений ориентировочные значения $[\sigma_{см}]$ приведены в табл. 13.

13. Допускаемые напряжения $[\sigma_{см}]$, МПа

Материал ступицы	Нагружение		
	спокойное	циклическое	ударное
Сталь < HRC 30	150–200	100–150	50–100
Сталь > HRC 30	300–400	200–300	100–200
Чугун	100–120	80–100	50–80

Для подвижных соединений (направляющие шпонки) эти значения уменьшают в 2–3 раза.

Силовая затяжка

Большое значение для надежности работы шпоночного соединения имеет силовая затяжка.

Силы трения между торцом ступицы и упорным буртиком вала воспринимают часть крутящего момента, разгружая шпонку. При циклических нагрузках силы трения эффективно противодействуют угловым микросмещениям ступицы относительно вала, предупреждая выработку и разбивание боковых граней шпонки и наклеп на посадочных поверхностях.

Определим долю крутящего момента, передаваемую в шпоночных соединениях силой затяжки. Ограничимся учетом сил трения на упорном буртике.

Крутящий момент, передаваемый силами трения на буртике,

$$M_{кр} = \frac{P_{зат} D_{ср}}{2}, \qquad (136)$$

где $D_{ср}$ – средний диаметр буртика (см. рис. 568); f – коэффициент трения на торцовой поверхности буртика.

Сила затяжки

$$P_{зат} = [\sigma_{см}]\pi D_{ср} h',$$

где $[\sigma_{см}]$ – напряжение смятия на поверхности буртика; h' – высота буртика.

Подставляя $P_{зат}$ в уравнение (136), получаем

$$M_{кр} = \frac{[\sigma_{см}]\pi D_{ср}^2 h' f}{2}. \qquad (137)$$

Крутящий момент, передаваемый шпонкой, согласно уравнению (134)

$$M'_{кр} = \frac{[\sigma_{см}] l_{раб} k D'_{ср}}{2}, \qquad (138)$$

где $[\sigma_{см}]$ – напряжение смятия на рабочей поверхности шпонки (на рисунке заштрихована); $D'_{ср}$ – средний диаметр приложения окружной силы; k и $l_{раб}$ – рабочая высота и длина шпонки.

Согласно формулам (137) и (138)

$$\frac{M_{кр}}{M'_{кр}} = \frac{[\sigma_{см}]}{[\sigma'_{см}]} \frac{D_{ср}^2 h'}{D'_{ср} l_{раб} k} f\pi.$$

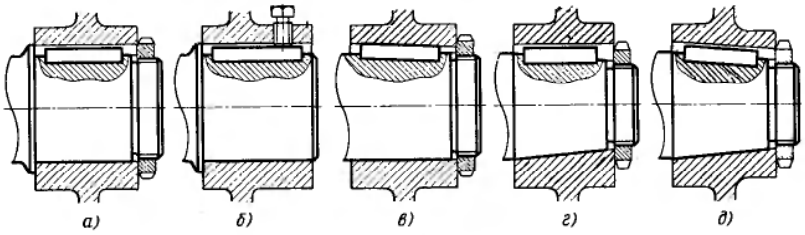


Рис. 569. Затяжка шпоночных соединений

Принимая $D_{ср} \approx D'_{ср}$; $h' = 2k$; $l_{раб} = 0{,}6D'_{ср}$; $f = 0{,}1$, получаем

$$\frac{M_{кр}}{M'_{кр}} = \frac{[\sigma_{см}]}{[\sigma'_{см}]}.$$

Напряжение $[\sigma_{см}]$ на поверхности буртика определяется сопротивлением смятию материалов вала и ступицы. Для термообработанных сталей допустимо $[\sigma_{см}] = 200$ МПа.

Напряжение смятия на поверхности шпонки обычно не превышает 50 МПа. Следовательно,

$$\frac{M_{кр}}{M'_{кр}} = \frac{200}{50} = 4.$$

Таким образом, преобладающая доля крутящего момента передается трением. Силовая затяжка кардинально меняет условия работы соединения, превращая его по существу во фрикционное соединение, где шпонка играет вспомогательную роль, только страхуя ступицу от проворачивания.

В затянутых конусных соединениях шпонка практически полностью разгружена от окружной силы.

Наиболее сильную затяжку обеспечивают кольцевые гайки (рис. 569, *а*). Затяжка шпонки нажимным винтом (вид *б*) недостаточна. Затяжка на шпонку, наклонно установленную в валу (вид *в*), вызывает децентрирование соединения и повышение разрывающих напряжений в ступице.

На конусных валах шпонку устанавливают параллельно оси вала (вид *г*) или параллельно образующей конуса (вид *д*). Второй способ, усложняющий обработку наклонных пазов в ступице и на валу, применяют только при длинных или крутых конусах (конусность $K > 1:10$), когда при установке параллельно оси кромки шпонки выходят из пазов на валу и в ступице. Проще в таких случаях применять шпонки увеличенной высоты.

На рис. 570 показаны конструктивные разновидности осевой затяжки.

В концевых установках чаще всего применяют кольцевые гайки, затягивающие насадную деталь непосредственно (вид *а*), через шайбы (вид *б*) или дистанционные втулки (вид *в*). Таким же способом затягивают детали в промежуточных установках (вид *г*).

Затяжка шестигранными гайками, установленными на хвостовике вала (вид *д*), увеличивает осевые размеры конструкции.

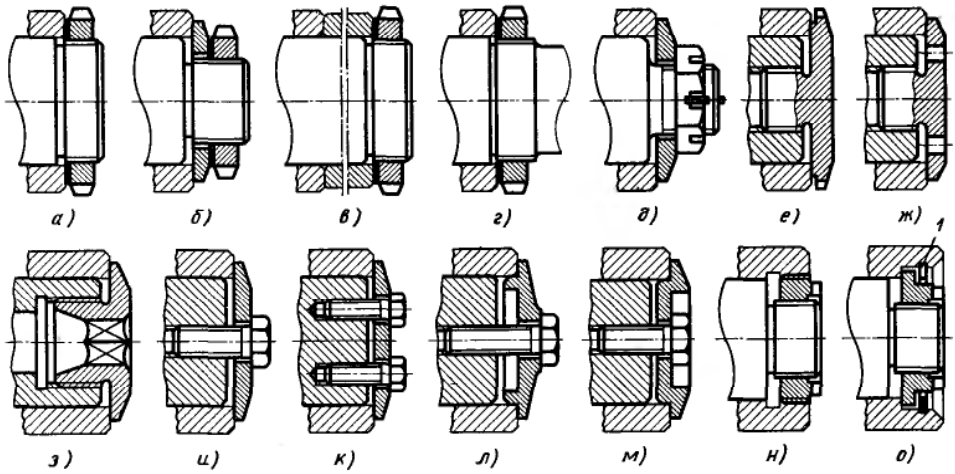


Рис. 570. Конструктивные разновидности осевой затяжки

В полых валах применяют внутренние гайки (виды *е-з*), сила затяжки которых несколько меньше, чем кольцевых. Еще слабее затяжка центральным болтом (вид *и*) или несколькими смещенными с центра болтами (вид *к*).

На видах *л*, *м* представлена затяжка через центрированные шайбы. Конструкция *м* предпочтительнее, если необходимо уменьшить осевые габариты.

Для облегчения разборки, особенно в соединениях с переходными посадками, а также в конусных соединениях, вводят съемные устройства, например гайки с дифференциальной резьбой (вид *н*). В конструкции *о* гайка при отвертывании снимает ступицу упором в кольцевой стопор *1*.

Правила конструирования

При определении наружного диаметра ступицы следует учитывать, что шпоночный паз вдается в ступицу на расстояние

$$\rho = \sqrt{\left(\frac{D}{2} + t_1\right)^2 + \frac{b^2}{4}}.$$

Минимальные отношения $D_{ст}/D$, обеспечивающие прочность ступицы на участке расположения паза, приведены на рис. 571.

Диаметр литых ступиц можно уменьшить, усилив только участки расположения шпоночных пазов местными утолщениями (рис. 572, *а*) или ребрами (рис. 572, *б*).

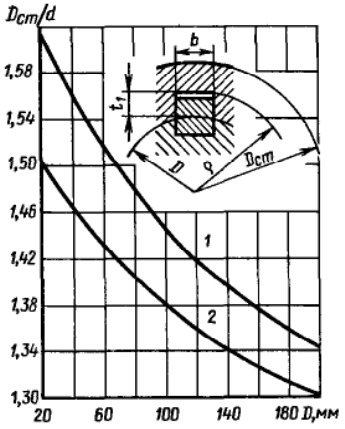


Рис. 571. Минимальные значения $D_{ст}/D$ для чугунных (*1*) и стальных (*2*) ступиц

Шпонки с посадками N9 и P9 в пазу неразборны, что следует учитывать при установке деталей с гладким беспазовым отверстием (например, подшипников качения) на ступенчатых валах. В конструкции по рис. 573, *а* сборка невозможна, так как надеванию подшипников мешает выступание шпонки (размер *s*).

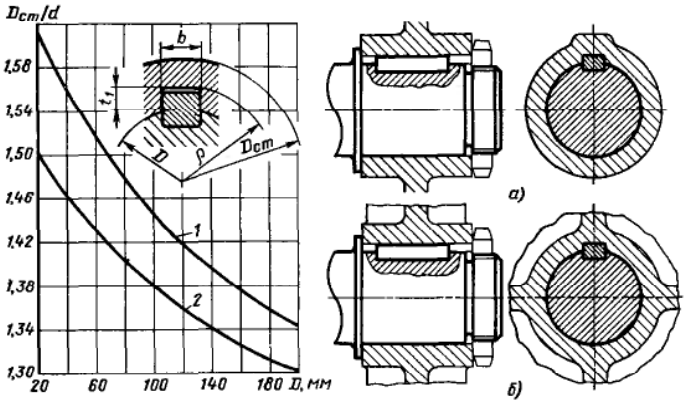


Рис. 572. Местное усиление ступиц

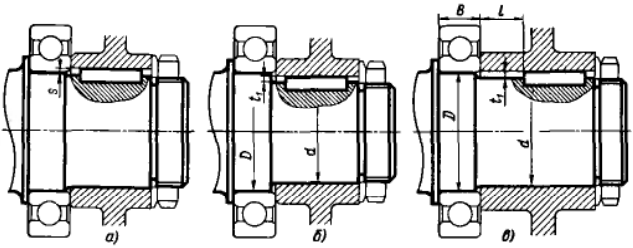


Рис. 573. Несобираемое (*а*) и собираемые (*б*, *в*) соединения

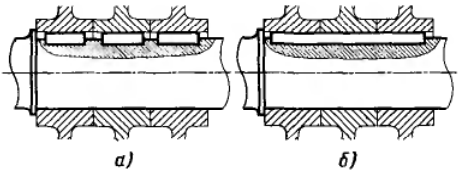


Рис. 574. Монтаж насадных деталей на гладком валу

Для беспрепятственной сборки диаметр D ступеньки (вид *б*) должен быть

$$D > d + 2t_1,$$

где d – диаметр шпоночного соединения; t_1 – высота выступания шпонки.

Перепад диаметров можно уменьшить, если отодвинуть ступеньку от края шпонки на расстояние l, несколько большее ширины B подшипника (вид *в*). Тогда появляется возможность надеть подшипник через шпонку эксцентрично, после чего выровнять на гладком участке вала и посадить на ступеньку. Диаметр D ступеньки в этом случае должен быть

$$D > d + t_1.$$

Проще в таких соединениях применять закладные шпонки.

Следует избегать установки нескольких насадных деталей на гладких валах на отдельных врезных шпонках (рис. 574, *а*). Неизбежные погрешности углового расположения шпоночных пазов на валу затрудняют, а иногда делают невозможным последовательное надевание насадных деталей на вал. Целесообразнее монтировать детали на одной шпонке (рис. 574, *б*).

Для возможности демонтажа шпонок предусматривают нарезное отверстие под съемный винт (рис. 575, *а*), устанавливают шпонку в пазу, профрезерованном дисковой фрезой, из которого шпонку можно выбить осевой силой (вид *б*), или делают на шпонке косой срез, позволяющий выбить шпонку радиальной силой (вид *в*).

Применяемая иногда при передаче больших крутящих моментов установка деталей на двух или трех шпонках, расположенных под углом (рис. 576), технологически нецелесообразна. Выдержать одинаковые углы расположения пазов на валу и в ступице трудно. Как правило, необходима трудоемкая операция слесарной подгонки шпонок; одна из шпонок *1* в результате подгонки почти всегда получается ступенчатой. В таких случаях лучше применять одну шпонку увеличенного сечения или, если позволяют габариты, удлинять ступицу и шпонку.

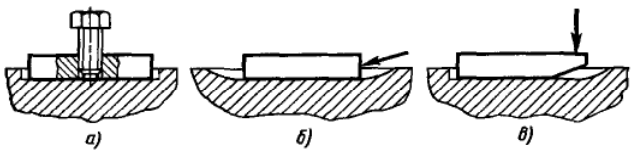


Рис. 575. Демонтаж врезных шпонок

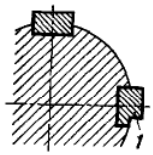


Рис. 576. Установка на двух шпонках

Специальные конструкции

На рис. 577 показаны способы усиления заделки шпонок и предупреждения их выворачивания из шпоночного паза.

Увеличение ширины шпонок (рис. 577, *1*) позволяет при сохранении высоты рабочих граней развить опорную поверхность n, повысить

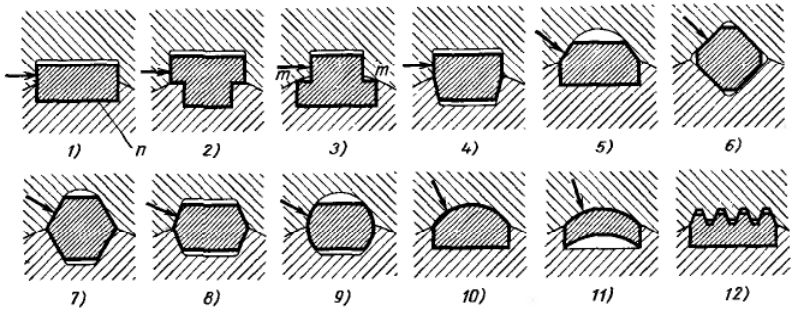


Рис. 577. Специальные шпонки

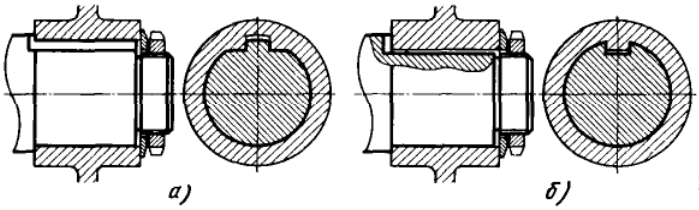


Рис. 578. Шпонки, выполненные заодно с валом

устойчивость крепления шпонки и уменьшить радиальные размеры соединения.

В конструкции Т-образных шпонок (вид *2*) устойчивость достигнута упором шпонки в лыски на валу, в конструкции *3* – упором краев шпонки в стенки *m* отверстия, в конструкции *4* – посадкой шпонки в клиновидный паз.

В конструкциях *5* (трапецеидальные шпонки), *6–8* (многогранные шпонки), *9* (круглые шпонки) и *10*, *11* (полукруглые шпонки) шпонка прижимается к стенкам шпоночного паза с силой, пропорциональной передаваемому крутящему моменту.

Гребенчатые шпонки (вид *12*) с увеличенной несущей поверхностью применяют в случаях, когда ступица выполнена из мягкого материала.

В тяжелонагруженных соединениях шпонку иногда заменяют шипом, выполненным как одно целое с валом или ступицей.

В конструкции по рис. 578, *а* шип отфрезерован на валу и входит в паз отверстия, обработанного профильной протяжкой.

В конструкции по рис. 578, *б* шип выполнен во втулке с помощью профильной протяжки и входит в паз, профрезерованный на валу.

Эти конструкции являются по существу переходной ступенью к шлицевым соединениям, отличаясь от них меньшей прочностью. Поскольку в том и другом случае необходимо изготовление профильных протяжек, выгоднее, разумеется, применять шлицевые соединения.

Нанесение размеров на чертежах шпоночных соединений

Применяют три способа нанесения размера глубины паза на валу: 1) от противоположной расположению паза крайней точки диаметра вала (рис. 579, *а*); 2) от ближайшей к пазу кромки цилиндрической поверхности вала (вид *б*); 3) от крайней точки диаметра, лежащей на оси симметрии паза (вид *в*). Последние два размера различаются на величину *m*, определяемую по формуле (135) или по рис. 568, *б*.

Наиболее правильна третья схема, непосредственно вытекающая из способов измерения глубины паза на исполненных деталях. Глубину паза на валах ответственного назначения измеряют микрометрическим глубиномером с призмой, базирующейся на цилиндрической поверхности вала (рис. 580, *а*). Глубина паза определяется как разность показаний глубиномера в положении, изображенном на рисунке, и на любом гладком участке поверхности вала.

Правильность размера контролируют наложением калибра на цилиндрическую поверхность вала (рис. 580, *б*).

Таким образом, в обоих случаях определяют глубину паза по отношению к диаметру вала.

Глубину паза в ступице правильнее всего определять размером от противоположной пазу точки диа-

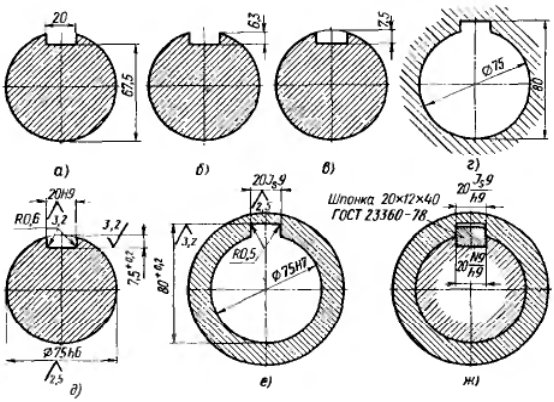


Рис. 579. Нанесение размеров шпоночных соединений

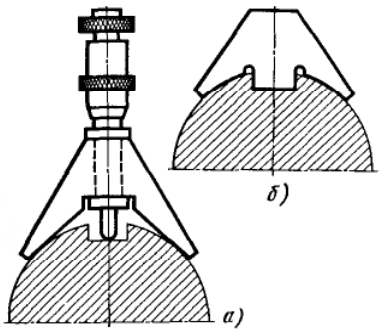


Рис. 580. Контроль глубины паза

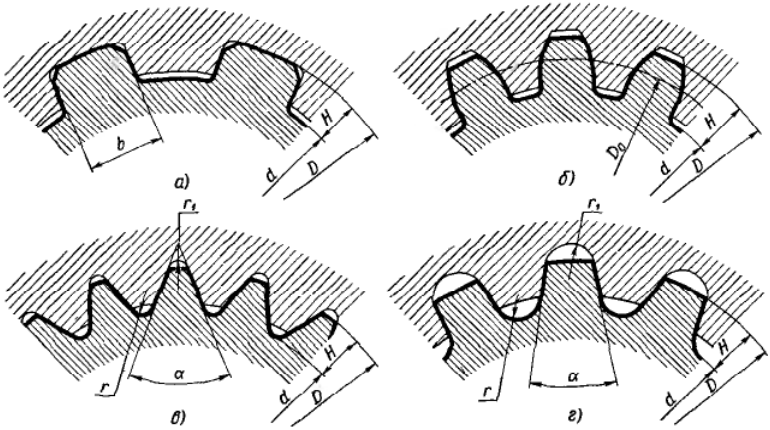


Рис. 581. Основные развновидности шлицев

метра (см. рис. 579, *г*), который легко проверить штангенциркулем или штихмасом.

На рис. 579 приведены примеры развернутого нанесения размеров на шпоночном валу (вид *д*), в ступице (вид *е*) и в сборе (вид *ж*).

ШЛИЦЕВЫЕ СОЕДИНЕНИЯ

Шлицевые соединения имеют значительные преимущества перед шпоночными по прочности, технологичности и точности.

Повышенная прочность шлицевых соединений обусловлена следующим: элементы, передающие крутящий момент (выступы на валу и в отверстии), выполнены как одно целое соответственно с валом и со стенками отверстия;

число элементов, передающих крутящий момент, больше, а силы, действующие на элементы, соответственно меньше;

концентрация напряжений у основания шлицев меньше, чем в пазах шпоночного соединения.

Шпонки обычно нуждаются в индивидуальной подгонке из-за неточности изготовления пазов («разбивание» пазов фрезой). Изготовление шлицевых соединений, будучи чисто машинной операцией, производительнее и, несмотря на необходимость применения специального инструмента, в конечном счете дешевле.

Современные методы обработки внутренних шлицев (протягивание; шлифование центрирующих поверхностей) и наружных шлицев (фрезерование червячными фрезами и строгание долбяками по методу обката; наружное протягивание; шлифование центрирующих поверхностей и рабочих граней шлицев) обеспечивает высокую точность и взаимозаменяемость шлицевых деталей.

В машиностроении применяют шлицы прямоугольного профиля (прямобочные) (рис. 581, *а*), эвольвентные (вид *б*); треугольные (вид *в*) и трапецеидальные (вид *г*).

Прямобочные шлицы

Такие шлицы могут быть изготовлены фрезерованием червячными фрезами (рис. 582).

Прямобочные шлицевые соединения центрируют по наружному или внутреннему диаметру или по боковым граням шлицев.

Наиболее точно и просто центрирование по

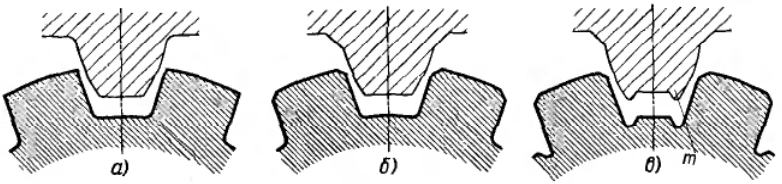


Рис. 582. Профили режущего зуба червячной фрезы при обработке шлицев:
а — с галтелями у основания шлицев; *б* — с галтелями и фасками на кромках шлицев; *в* — с канавками и фасками

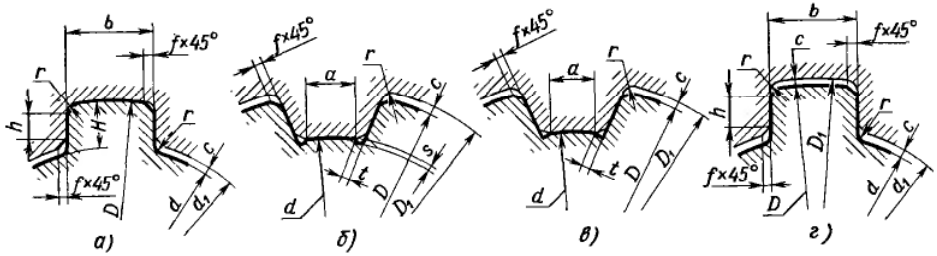


Рис. 583. Центрирование шлицевых соединений

наружному диаметру (рис. 583, *а*). Наружный диаметр шлицев шлифуют на круглошлифовальном станке. Сопряжение этого диаметра с обработанными протягиванием впадинами отверстия обеспечивает надежное центрирование.

Входящие углы впадин отверстия и вала выполняют по радиусу $r = (0{,}1 \div 0{,}15)H$, где H – высота шлицев $[H = 0{,}5(D - d)]$. На углах шлицев делают фаски под углом 45° с катетом f, несколько большим r.

Нецентрирующие диаметры выполняют: d_1 – по H11, d – не менее чем d_1. По внутренней поверхности соединения остается зазор c, определяемый разностью этих полей допусков.

Центрирование по внутреннему диаметру (вид *б*) применяют, когда охватывающая деталь подвергается термообработке до твердости > HRC 40. Исправить неизбежную при термической обработке поводку и получить точную центрирующую поверхность можно только прошлифовкой внутреннего диаметра отверстия, а точные поверхности на валу – только шлифованием впадин между шлицами. Впадины шлифуют профильными кругами при продольной подаче (рис. 584, *а*). Обычно при этом прошлифовывают и боковые грани шлицев.

При шлифовании по схемам рис. 584, *а*, *б* для выхода кромок шлифовального круга во входящих углах впадин необходимы поднутряющие канавки, которые получают, придавая зубьям червячной фрезы образующие усики m (см. рис. 582, *в*). Размеры канавок определены ГОСТ 1139 – 80.

Канавки вызывают концентрацию напряжений у основания шлицев. Благоприятнее форма перехода по рис. 583, *в*, получаемая при шлифовании по схемам рис. 584, *в*, *г*.

Нецентрирующие диаметры выполняют: D_1 – по H12, D – по *a*11. По наружной поверхности соединения образуется зазор c, определяемый разностью этих полей допусков.

Центрирование по боковым граням шлицев (см. рис. 583, *г*) применяют:

а) в соединениях, требующих строгой прямолинейности и плоскостности боковых граней шлицев (например, в передвижных направляющих соединениях);

б) в соединениях, где насадная деталь нагревается при работе или подвергается растяжению действием центробежных сил (роторы), в результате чего размеры посадочного отверстия увеличиваются. Центрирование по боковым граням позволяет сохранить правильность посадки детали на вал.

Боковые грани шлицев вала обычно шлифуют. У основания шлицев предусматривают канавки (см. рис. 583, *б*, *в*).

Центрирование по боковым граням применимо только в тех случаях, когда ступица выполнена из материала твердостью < HRC 40, т. е. когда протягивание может служить окончательной операцией обработки отверстия.

Диаметры выполняют: D_1 – по H12, D и d – по *a*11, d_1 – по H11. На наружной и внутренней поверхностях соединения образуются зазоры c (см. рис. 583, *г*), величина которых определяется разностью полей допусков.

Серии шлицевых соединений

ГОСТ 1139 – 80 устанавливает три серии шлицевых соединений: легкую, среднюю и тяжелую, различающихся между собой размерами и числом шлицев.

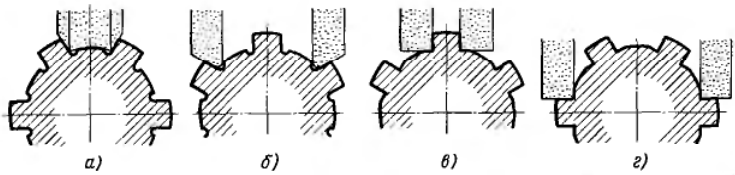


Рис. 584. Схемы шлифования впадин и боковых граней шлицев

14. Параметры соединений

Легкая серия		Средняя серия		Тяжелая серия	
$z \times d \times D$	b	$z \times d \times D$	b	$z \times d \times D$	b
6 × 23 × 26	6	6 × 11 × 14	3,0	10 × 16 × 20	2,5
6 × 26 × 30	6	6 × 13 × 16	3,5	10 × 18 × 23	3,0
6 × 28 × 32	7	6 × 16 × 20	4,0	10 × 21 × 26	3,0
8 × 32 × 36	6	6 × 18 × 22	5,0	10 × 23 × 29	4,0
8 × 36 × 40	7	6 × 21 × 25	5,0	10 × 26 × 32	4,0
8 × 42 × 46	8	6 × 23 × 28	6,0	10 × 28 × 35	4,0
8 × 46 × 50	9	6 × 26 × 32	6,0	10 × 32 × 40	5,0
8 × 52 × 58	10	6 × 28 × 34	7,0	10 × 36 × 45	5,0
8 × 56 × 62	10	8 × 32 × 38	6,0	10 × 42 × 52	6,0
8 × 62 × 68	12	8 × 36 × 42	7,0	10 × 46 × 56	7,0
10 × 72 × 78	12	8 × 42 × 58	8,0	16 × 52 × 60	5,0
10 × 82 × 88	12	8 × 46 × 54	9,0	16 × 56 × 65	6,0
10 × 92 × 98	14	8 × 52 × 60	10,0	16 × 62 × 72	6,0
10 × 102 × 108	16	8 × 56 × 65	10,0	16 × 72 × 82	7,0
10 × 112 × 120	18	8 × 62 × 72	12,0	20 × 82 × 92	6,0
		10 × 72 × 82	12,0	20 × 92 × 102	7,0
		10 × 82 × 92	12,0	20 × 102 × 115	8,0
		10 × 92 × 102	14,0	20 × 112 × 125	9,0
		10 × 102 × 112	16,0		
		10 × 112 × 125	18,0		

Параметры соединений (z – число шлицев, d – внутренний, D – наружный диаметры, b – ширина шлицев) приведены в табл. 14.

Легкая серия, имеющая наименьшую высоту шлицев, предназначена преимущественно для неподвижных соединений, передающих небольшой крутящий момент при спокойной, безударной нагрузке; средняя – для неподвижных и подвижных соединений, передающих средние крутящие моменты при спокойной или пульсирующей нагрузке; тяжелая, отличающаяся наибольшим числом и высотой шлицев, – для напряженных условий работы.

Посадки

Согласно ГОСТ 1139–80 посадки по центрирующим цилиндрическим поверхностям (наружный и внутренний диаметры) устанавливают по системе отверстия из числа стандартных посадок для гладких цилиндрических поверхностей, а по боковым поверхностям зубьев – по системе вала.

Центрирование по наружному диаметру. Предельные отклонения для отверстий устанавливают по H7 и H8.

Посадка по центрирующему диаметру зависит от условий работы соединения. Для неподвижных соединений, неразборных или редко разбираемых, применяют h6 или j_s7, для легкоразборных – h7, для подвижных – g6, f7, e8.

Помимо поля допуска по центрирующему диаметру, оговаривают поле допуска по боковым граням шлицев: F8, D9 – для ширины пазов в отверстии и d9, e8, f7, f8, h8, h9, j_s7 – для толщины шлицев вала.

Рекомендуемые поля допусков и посадки для размеров D и b приведены в табл. 15, предпочтительные – в табл. 16.

Обозначение шлицевого соединения с центрированием по наружному диаметру состоит

15. Рекомендуемые поля допусков и посадки для размеров D и b при центрировании по D

Отверстие	H7	H8	Посадки
Паз	F8	D9	
Вал	f7; g6; h7; j_s6; h6	e8	H7/f7; H7/g6; H7/h7; H7/j_s6; H7/h6; H7/e8
Шлиц	d9; e8; f7; f8; h8; h9; j_s7	d9; e8; f7; h8; h9; j_s7	F8/d9; F8/e8; F8/f7; F8/f8; F8/h8; F8/h9; F8/j_s7; D9/d9; D9/e8; D9/f7; D9/h8; D9/h9; D9/j_s7

16. Предпочтительные поля допусков и посадки

Отверстие	H7			Посадки
Паз	F8			
Вал	j_s6	f7		H7/f7; H7/j_s6 –
Шлиц	f7	f8	j_s7	F8/f7; F8/f8; F8/j_s7

из знака центрирующего диаметра D и основных параметров соединения (z, d, D).

Кроме того, указывают: для отверстий – поле допуска центрирующего диаметра и ширины пазов; для валов – посадки по центрирующему диаметру и по граням шлицев.

Наиболее удобно развернутое обозначение с нанесением размеров и шероховатости поверхностей элементов соединения. Дополнительно приводят в виде выносного элемента профиль шлица и впадины для нанесения размеров мелких конструктивных элементов.

ГОСТ 1139–80 не предусматривает посадок с натягом. При необходимости применяют посадки с натягом, предназначенные для цилиндрических гладких поверхностей.

Выполнять такие посадки можно используя стандартный режущий инструмент, рассчитанный на центрирующие посадки. Для этого охватывающую деталь перед протягиванием нагревают до 80–120 °С. После остывания диаметр отверстия уменьшается до величины, обеспечивающей натяг в соединении. Соединение собирают под прессом вхолодную или с подогревом охватывающей детали (или с охлаждением вала).

Нагрев детали перед протягиванием на каждые 10 °С обеспечивает в соединении диаметральный натяг ~1 мкм на каждые 10 мм диаметра. Например, при нагреве детали с посадочным диаметром 80 мм до 100 °С в соединении получается натяг ~0,08 мм.

Центрирование по внутреннему диаметру. Рекомендуемые поля допусков и посадки валов и втулок для этого способа центрирования приведены в табл. 17.

Центрирование по боковым поверхностям зубьев. Рекомендуемые поля допусков и по-

17. Рекомендуемые поля допусков и посадки для размеров d и b при центрировании по d

Поля допусков		Посадки
втулки	вала	
		Для размера d
H7	f7; g6; j_s7; j_s6; h7	[H7/j7]; [H7/g6]; H7/h7; H7/j_s6; H7/j_s7; H7/h6
H8	e8	H8/e8
		Для размера b
F8	f7; f8; h7; j_s7; k7	F8/f7; F8/f8; F8/h7; F8/j_s7; F8/k7
H8	h7; h8; j_s7	H8/h7; H8/h8; H8/j_s7
D9	e8; f8; e9; h9; k7	D9/e8; D9/f8; D9/e9; [D9/h9]; [D9/k7]
F10	e8; f8; h7; e9; h9; j_s7; k7	F10/e8; F10/f8; F10/h7; F10/e9; F10/h9; [F10/j_s7]; F10/k7

Примечания: 1. Посадки, заключенные в рамку, являются предпочтительными. 2. Поле F10 рекомендуется только для закаленных нешлифованных втулок.

18. Рекомевдуемые поля допусков и посадки для размера b прв центрировании по b

Поля допусков		Посадки
втулки	вала	
F8	d9; e8; f8; e9; h9; j_s7	(F8/d9); F8/e8; F8/f8; F8/e9; F8/h9; [F8/j_s7]
D9	d9; e8; e9; f8; h9; j_s7; k7	(D9/d9); [D9/e8]; [D9/f8]; D9/e9; D9/h9; D9/j_s7; D9/k7
F10	d9; e8; f8; e9; h9; k7	[F10/d9]; F10/e8; [F10/f8]; F10/e9; F10/h9; F10/k7

Примечания: 1. Посадки, заключенные в рамку, являются предпочтительными; посадки, указанные в скобках, по возможности, не применять. 2. Поле e9 рекомендуется для незакаленных валов.

19. Поля допусков вецентрирующих диаметров

Нецентрирующий диаметр	Вид центрирования	Поле допуска	
		вала	втулки
d	По *D* или *b*	–	H11
D	» *d* » *b*	a11	H12

садки валов и втулок для этого способа центрирования приведены в табл. 18.

Поля допусков нецентрирующих размеров приведены в табл. 19, а допуски шлицевых прямобочных соединений в зависимости от условий работы – в табл. 20.

Нанесение размеров шлицевых соединений

Способы нанесения размеров на чертежах шлицевых соединений приведены в табл. 21.

Эвольвентные шлицы

Эвольвентные шлицы (рис. 585, *а*) представляют собой зубья эвольвентного профиля, ха-

20. Допуски шлицевых прямобочных соединений

Поверхность центрирования	Посадки[1]			Примечание
	по *d*	по *b*	по *D*	
Для подвижных соединений, работающих при больших ударных нагрузках и редкой разборке				
b	–	F8/j_s7	–	–
Для неподвижных соединений, работающих при умеренных нагрузках и частой разборке				
d	H7 – g6	D9/j_s7 D9/k7 F10/j_s7 F10/f9	–	При средних скоростях
b	–	F8/j_s7	–	При малых скоростях
D	–	F8/j_s7	H7/j_s6	При значительных скоростях
Для подвижных соединений, перемещающихся под нагрузкой				
d	H7 – f7 H7 – g6	D9/h9 D9/j_s7 F10/f9	–	Поверхности термообрабатывать
Для подвижных соединений, перемещающихся без нагрузки или при малой нагрузке[2]				
d	H7 – f7 H7 – g6	D9/h9 F10/f9	–	При малых и средних скоростях (термообработка до невысокой твердости)
D	–	F8/f7 F8/f8	H7/f7	При значительных скоростях

[1] Приведены только предпочтительные посадки, взятые из ГОСТ 1139–80.

[2] Предпочтительно центрирование по наружному диаметру *D*.

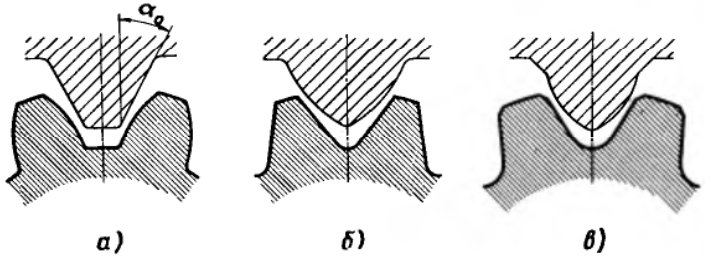
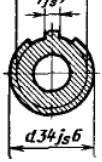
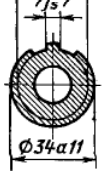
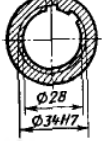
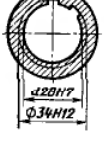
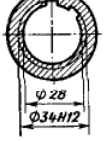
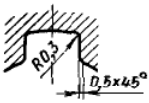
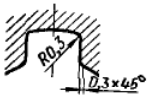
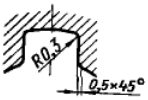
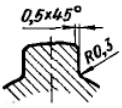
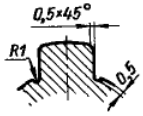
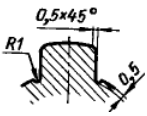
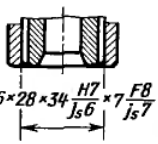
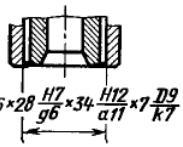
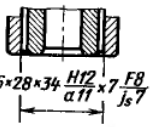
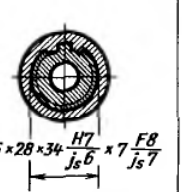
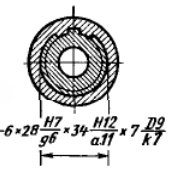
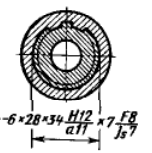


Рис. 585. Схемы фрезерования эвольвентных (*а*), треугольных (*б*) и трапецеидальных (*в*) шлицев

21. Шлицевые соединения (нанесение размеров)

Обозначение	Изображение	Центрирование		
		по наружному диаметру	по внутреннему диаметру	по боковым граням
Деталей	Вал			
	Главный вид			
	Сечение			
	Отверстие			
	Сечение			
Элементов	Отверстие			
	Вал			
Соединения	Главный вид			
	Сечение			

рактеризуемые модулем m, числом зубьев z (табл. 22) и углом зацепления α_0. Центрирование – обычно по боковым граням. Посадка (табл. 23) может быть с натягом, зазором или переходная. Реже применяют центрирование по наружному диаметру шлицев.

Эвольвентные шлицы обладают следующими преимуществами перед прямобочными:

а) прочность эвольвентных шлицев выше: на изгиб – благодаря утолщению профиля зуба у основания; на смятие – благодаря увеличенному числу зубьев по окружности;

б) эвольвентные шлицы обрабатываются с высокой точностью на стандартном зуборежущем оборудовании методом обкатывания с помощью червячных фрез или (на коротких валах) с помощью долбяков;

в) в противоположность прямобочным зубьям, для изготовления которых требуются отдельные червячные фрезы для каждого размера соединения, эвольвентные шлицы одинакового модуля нарезают одной фрезой (или долбяком);

г) тип посадки по боковым граням (с натягом, переходная или с зазором) можно в известных пределах менять смещением режущего инструмента относительно вала;

д) при переходных посадках по боковым граням шлицы в значительной мере разгружены от изгиба с т е с н е н н ы й и з г и б); соединение работает преимущественно на срез по основанию шлицев;

е) эвольвентные шлицы можно подвергать улучшению (за счет смещения исходных контуров, изменения коэффициента высоты зуба) с целью повышения прочности и получения требуемых наружных диаметров соединения;

ж) эвольвентные шлицы на валах можно подвергать доводочной обработке (шевингованию для улучшенных или нормализованных сталей, шлифованию для закаленных и химико-термически обработанных сталей), а также упрочняющему обкатыванию зубчатыми накатниками;

з) в соединениях, работающих с перекосами (к о м п е н с и р у ю щ и е с о е д и н е н и я), путем шевингования или шлифования на качающемся столе шлицам можно придать бочкообразную форму, обеспечивающую свободу перекоса.

Так как форма отверстия не допускает шлифования пазов, то эвольвентные шлицы применимы, если ступица имеет твердость не выше HRC 40, при которой еще возможна обработка протягиванием. Исключение составляют ступицы, подвергаемые азотированию, при котором поводки практически нет, вследствие чего протягивание может быть заключительной операцией механической обработки.

ГОСТ 6033–80 устанавливает для эвольвентных шлицевых соединений (см. табл. 22) угол зацепления (угол исходного контура рейки) $\alpha_0 = 30°$ и ряд модулей в пределах $m = 1 \div 10$ мм.

Обозначение шлицевого эвольвентного соединения состоит из параметров D, m (наружный диаметр, модуль), обозначения посадки и номера стандарта. При центрировании по боковым граням указывают:

для отверстия – поля допусков выполнения пазов (7H, 9H, 11H); для вала – 9h, 9g.

Примеры обозначений:

отверстия

$$50 \times 2 \times 9\ \text{H}\ \text{ГОСТ}\ 6033-80$$

Треугольные шлицы

Шлицы треугольного профиля (см. рис. 581, *в*) применяют главным образом в мелкошлицевых соединениях.

Угол α при вершине шлица вала обычно равен 60°. Центрирование выполняют по боковым граням.

Подобно эвольвентным шлицам треугольные шлицы применимы в соединениях со ступицами, выполненными из не слишком твердого материала (HB < 350).

Треугольные шлицы с галтелями большого радиуса у основания шлицев обладают несколько большей прочностью на изгиб, чем эвольвентные.

Мелкие шлицы треугольного профиля можно получить на валу накатыванием с выигрышем в прочности и производительности изготовления.

Разновидностью треугольных шлицев являются трапецеидальные шлицы (см. рис. 582, *г*), характеризующиеся малым углом α при вершине шлица (40–60°) и большими закруглениями у основания $[r = (0{,}5 \div 0{,}6)H]$.

Основные размеры и предельные отклонения треугольных шлицевых соединений приведены в рекомендациях по стандартизации СЭВ РС 656–66. Имеются также отраслевые стандарты (авиационные и автотракторные).

Схемы обработки эвольвентных и треугольных шлицев с помощью червячных фрез показаны на рис. 585.

Конусные шлицевые соединения

Конусные шлицевые соединения обеспечивают беззазорное центрирование; ступица не нуждается в упоре (как у затягиваемых цилиндрических соединений); затяжка на конус предупреждает наклеп и разбивание шлицев.

Однако изготовление этих соединений значительно сложнее, чем цилиндрических.

При центрировании по наружному диаметру (рис. 586, *а*) на конус выполняют вал и поверхности впадин в отверстии. Угол конусности φ делают равным 3–5°. Впадины в отверстии протягивают каждую в отдельности одношлицевой протяжкой под углом к оси отверстия. Точный шаг шлицев при этом выдержать трудно.

22. Номинальные диаметры, модули, числа зубьев шлицевых эвольвентных соединений (по ГОСТ 6033—80)

Номинальный диаметр D, мм		Модуль m, мм												
	1-й ряд	0,5	—	0,8	—	1,25	—	2	—	3	—	—	5	—
	2-й ряд	—	0,6	—	1	—	1,5	—	2,5	—	3,5	4	—	6
1-й ряд	2-й ряд	Число зубьев z												
—	4	6	—	—										
—	5	8												
6	—	10	8	6										
—	7	12	10	7	—									
8	—	14	12	8	6									
—	9	16	13	10	7	—								
10	—	18	15	11	8	6	—							
12	—	22	18	13	10	8	6							
—	14	26	22	16	12	10	8	—						
15	—	28	23	17	13	10	8	6						
—	16	30	25	18	14	11	9	6						
17	—	32	27	20	15	12	10	7						
—	18	34	28	21	16	13	10	7	—					
20	—	38	32	23	18	14	12	8	6	—				
—	22	42	35	26	20	16	13	9	7	6				
25	—	48	40	30	24	18	16	11	8	7				
—	28	54	45	34	26	21	17	12	10	8				
30	—	—	48	36	28	22	18	13	10	8	—			
—	32		52	38	30	24	20	14	11	9	6			
35	—		57	42	34	26	22	16	12	10	7			
—	38		62	46	36	29	24	18	14	11	8	—		
40	—		64	48	38	30	25	18	14	12	8	6		
—	42		68	51	40	32	26	20	15	12	—	9	7	
45	—		74	55	44	34	28	21	16	13	12	10	7	—
—	48		78	58	46	37	30	22	18	14	12	10	8	6

Номинальный диаметр D, мм		Модуль m, мм												
	1-й ряд	0,8	—	1,25	—	2	—	3	—	—	5	—	8	—
	2-й ряд	—	1	—	1,5	—	2,5	—	3,5	4	—	6	—	10
1-й ряд	2-й ряд	Число зубьев z												
50	—	60	48	38	32	24	18	15	12	11	8	7		
—	52	64	50	40	33	24	19	16	12	11	9	7		
55	—	66	54	42	35	26	20	17	14	12	9	8		
—	58	70	56	45	37	28	22	18	14	13	10	8		
60	—	74	58	46	38	28	22	18	16	13	10	8		
—	62	—	—	48	40	30	23	19	16	14	11	9		
65	—			50	42	31	24	20	18	15	11	9		
—	68			53	44	32	26	21	18	15	12	10	—	

Продолжение табл. 22

Номинальный диаметр D, мм		Модуль m, мм												
	1-й ряд	0,8	—	1,25	—	2	—	3	—	—	5	—	8	—
	2-й ряд	—	1	—	1,5	—	2,5	—	3,5	4	—	6	—	10
1-й ряд	2-й ряд	Число зубьев z												
70	—				54	45	34	26	22	18	16	12	10	7
—	72				56	46	34	27	22	20	16	13	10	—
75	—				58	48	36	28	24	20	17	13	11	8
—	78				60	50	38	30	24	21	18	14	11	—
80	—				62	52	38	30	25	22	18	14	12	8
—	82				—	53	40	31	26	22	19	15	12	—
85	—					55	41	32	27	24	20	15	13	9
—	88					57	42	34	28	24	20	16	13	—
90	—					58	44	34	28	24	21	16	13	10
—	92					60	44	35	29	25	22	17	14	—
95	—					62	46	36	30	26	22	18	14	10
—	98					64	48	36	31	26	23	18	15	—
100	—					64	48	38	32	28	24	18	15	11
—	105					68	51	40	34	29	25	20	16	12
110	—					72	54	42	35	30	26	20	17	12
120	—					—	58	46	38	34	28	22	18	13
—	130						64	50	42	36	31	24	20	15

Номинальный диаметр D, мм		Модуль m, мм								
	1-й ряд	2	—	3	—	—	5	—	8	—
	2-й ряд	—	2,5	—	3,5	4	—	6	—	10
1-й ряд	2-й ряд	Число зубьев z								
140	—	68	54	45	38	34	26	22	16	12
—	150	74	58	48	42	36	28	24	17	13
160	—	—	—	52	44	38	30	25	18	14
—	170			55	48	41	32	27	20	15
180	—			58	50	44	34	28	21	16
—	190			62	—	46	36	30	22	17
200	—			65		48	38	32	24	18
—	210			69		51	40	34	25	20
220	—			—		—	42	35	26	20
240	—						46	38	28	22
—	250						48	40	30	24
260	—						50	42	31	24
—	280						54	45	34	26
300	—						58	48	36	28
—	320						62	52	38	30
340	—						—	55	41	32

Продолжение табл. 22

Номинальный диаметр D, мм		Модуль m, мм									
		1-й ряд	2	—	3	—	—	5	—	8	—
		2-й ряд	—	2,5	—	3,5	4	—	6	—	10
1-й ряд	2-й ряд	Число зубьев z									
—	360								58	44	34
380	—								62	46	36
400	—								65	48	38
—	420								68	51	40
440	—								72	54	42
—	450								—	55	44
—	460								75	56	44
480	—								78	58	46
500	—								82	61	48

Примечания: 1. При выборе номинальных диаметров и модулей 1-й ряд следует предпочитать 2-му ряду. 2. Числа зубьев, заключенные в рамки, являются предпочтительными. 3. Модуль 3,5 по возможности не применять.

23. Допуски шлицевых эвольвентных соединений

Поверхность центрирования	Посадки *1			Примечание
	по s	по D	по d	
Для неподвижных соединений, работающих при больших ударных нагрузках и редкой разборке				
s	7H/9r; 7H/8p; 7H/7n	H11/h11	—	—
Для неподвижных соединений, работающих при умеренных нагрузках и частой разборке				
s	7H/8k; 7H/7h 9H/9g*2; 9H/9h*2	H11/h12	—	При малых скоростях
D	9H/9h; 9H/9g; 9H/9d	H7/n6; H7/j_s6	—	При значительных скоростях
d	9H/9h; 9H/9g; 9H/9d	H11/h12	H7/n6; H7/h6; H7/g6	—
Для подвижных соединений, перемещающихся под нагрузкой				
d	9H/9h; 9H/9g; 9H/9d	H11/h12	H7/h6; H7/g6	Поверхности термообрабатывать
Для подвижных соединений, перемещающихся без нагрузки				
d	9H/9h; 9H/9g; 9H/9d	H11/h12	H7/h6; H7/g6	При малых и средних скоростях (термообработка до невысокой твердости)
D	9H/9h; 9H/9g; 9H/9d	H7/h6; H7/g6; H7/f7	—	При значительных скоростях

*1 Приведены только предпочтительные посадки по ГОСТ 6033—80.
*2 Предпочтительные посадки с зазором.

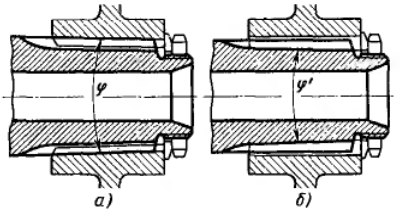


Рис. 586. Конусные шлицевые соединения

При центрировании по внутреннему диаметру (рис. 586, *б*) впадины в отверстии протягивают обычной многошлицевой протяжкой; внутреннюю поверхность шлицев шлифуют на конус. Впадины на валу шлифуют на конус с помощью профильных кругов с продольной подачей под углом к оси вала.

Для обеспечения достаточной высоты шлицев по длине соединения угол φ' конусности внутренней поверхности шлицев делают не более $1-2°$ (конусность $\sim 1:15$).

Соединения такого типа затягивают нормированной силой во избежание перетяжки и возникновения повышенных напряжений растяжения в ступице и напряжений смятия на центрирующем конусе.

Прочность шлицев различного профиля

В основе сравнительной оценки прочности шлицев принято следующее:

а) высота шлицев мала по сравнению с диаметром вала.

Это допущение, позволяющее пренебрегать кривизной средней окружности шлицевого соединения и рассматривать шлицы как бы расположенными в одной плоскости, вполне оправдано, поскольку применяемые на практике отношения высоты H шлицев к диаметру D соединения весьма незначительны (в среднем $H/D = 0{,}05$);

б) доля i шлицев, воспринимающих крутящий момент, одинакова.

Для прямоугольных шлицев предполагается, что ширина их по средней окружности равна ширине пазов (симметричные шлицы). Это – условие равнопрочности шлицев вала и ступицы и вместе с тем условие размещения максимального числа их по окружности соединения и получения наименьших напряжений в шлицах.

В цилиндрических соединениях прочность шлицев ступицы на изгиб получается при этих исходных данных несколько больше, чем на валу, вследствие уширения шлицев ступицы к основанию.

Прямобочные шлицы

Напряжение смятия на рабочей поверхности шлица (рис. 587)

$$\sigma_{см} = \frac{P}{hL} = \frac{P}{(H-2r)L}, \qquad (139)$$

где H – полная высота шлица; h – активная высота шлица за вычетом галтели радиусом r у основания шлица и фаски c на наружной грани шлица (принято $c = r$); L – длина шлицев.

Действующая на шлиц сила

$$P = \frac{M_{кр}}{Rzi},$$

где $M_{кр} = M_т$ – момент, передаваемый соединением; R – средний радиус шлицев; z – число шлицев, равное по исходному допущению $z = \frac{\pi R}{b}$ (b – ширина шлица); i – доля шлицев, воспринимающих нагрузку.

Следовательно,

$$P = \frac{M_{кр} b}{\pi R^2 i} \qquad (140)$$

и

$$\sigma_{см} = \frac{M_{кр}}{\pi R^2 Li} \frac{b}{H} \frac{1}{1-2\frac{r}{H}}.$$

Назовем b/H относительной шириной профиля и r/H – относительным радиусом галтели и введем обозначения $b/H = u$; $r/H = \rho_H$.

Приняв

$$\frac{M_{кр}}{\pi R^2 Li} = 1, \qquad (141)$$

получаем безразмерную величину приведенного напряжения смятия

$$\sigma_{0см} = \frac{u}{1-2\rho_H}. \qquad (142)$$

Действительное напряжение смятия

$$\sigma_{см} = \sigma_{0см} \frac{M_{кр}}{\pi R^2 Li}. \qquad (143)$$

Для определения напряжений изгиба примем, что сила P приложена посередине высоты шлица. Напряжение изгиба в опасном сечении у основания шлица

$$\sigma_{изг} = k_э \frac{3P(H-2r)}{b^2 Li},$$

где $k_э$ – эффективный коэффициент концентрации напряжений.

Подставляя в это выражение значение P из уравнения (140), получаем

$$\sigma_{0изг} = 3k_э \frac{M_{кр}}{\pi R^2 Li} \frac{1-2\rho_H}{u}.$$

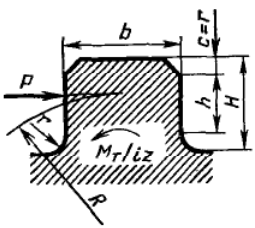


Рис. 587. Расчетная схема

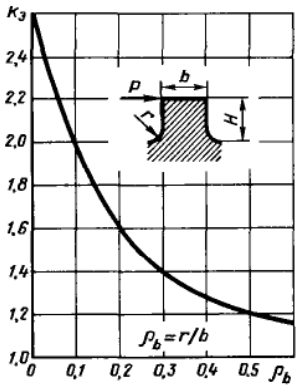


Рис. 588. Эффективный коэффициент концентрации напряжения (изгиб призматического бруса)

Приведенное напряжение изгиба $\left(\frac{M_{кр}}{\pi R^2 Li} = 1\right)$.

$$\sigma_{0изг} = 3k_э \frac{1 - 2\rho_H}{u} = \frac{3k_э}{\sigma_{0см}}. \qquad (144)$$

Для определения концентрации напряжений воспользуемся диаграммой (рис. 588), изображающей эффективный коэффициент концентрации напряжений $k_э$, для призматического стержня из прочной стали по осредненным данным, полученным рядом авторов, в зависимости от $\rho_b = r/b$.

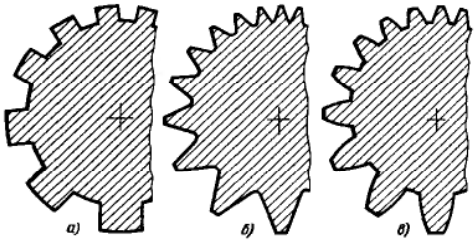


Рис. 589. Равнопрочные шлицевые соединения

Принятое обозначение $\rho_H = r/H$ связано с величиной ρ_b соотношением $\rho_H = u\rho_b$.

Как видно из выражений (142) и (144), напряжения изгиба и смятия определяются только относительной шириной шлица u и относительным радиусом галтели ρ_H. Число шлицев и абсолютные их размеры не имеют значения. Соединения с малым числом крупных шлицев и с большим числом мелких шлицев (рис. 589, *а*–*в*), равнопрочны, если профили шлицев геометрически подобны.

Мелкие шлицы применять целесообразнее. Уменьшение высоты шлицев при заданном внутреннем диаметре вала сокращает радиальные размеры соединения, а при заданном наружном – увеличивает внутренний диаметр вала, существенно повышая его прочность. Из-за коэффициента влияния абсолютных размеров сопротивление усталости мелких шлицев выше, чем крупных. На рис. 590, *а* показаны подсчитанные по формулам (142) и (144) приведенные напряжения изгиба $\sigma_{0изг}$ и смятия $\sigma_{0см}$ для раз-

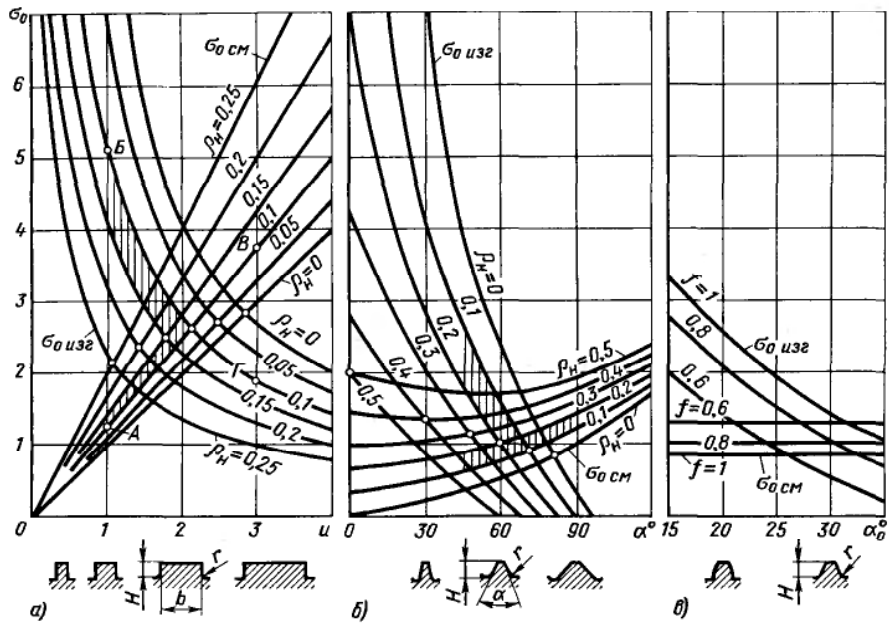


Рис. 590. Прочность шлицев различного профиля

личных u и ρ_H. При малых u (узкие и частые шлицы) напряжения смятия невелики, а напряжения изгиба значительны. При больших u (широкие и редкие шлицы) напряжения смятия превышают напряжения изгиба.

Так, например, при $u = 1$ и $\rho_H = 0{,}1$ напряжения смятия $\sigma_{0см} = 1{,}25$ (точка A), а изгиба $\sigma_{0изг} = 5{,}1$ (точка $Б$). При $u = 3$ и $\rho_H = 0{,}1$ напряжение $\sigma_{0см} = 3{,}75$ (точка B), а $\sigma_{0изг} = 1{,}9$ (точка $Г$). С увеличением ρ_H напряжения смятия возрастают, а напряжения изгиба снижаются; с уменьшением – наоборот.

Следовательно, когда прочность соединения лимитируется напряжениями смятия (посадки с зазором по боковым граням шлицев, подвижные направляющие соединения), надо применять малые значения $u = 1{,}0 \div 1{,}2$ при умеренных радиусах $\rho_H = 0{,}10 \div 0{,}15$ (заштрихованные участки на рис. 590). Если прочность соединения определяется напряжением изгиба (посадки с натягом по боковым граням, затянутые соединения), целесообразно придерживаться более высоких значений $u = 1{,}5 \div 2{,}0$ и радиусов $\rho_H = 0{,}15 \div 0{,}20$.

В частном случае, когда допустимые напряжения смятия численно равны напряжениям изгиба ($\sigma_{0см} = \sigma_{0изг}$), оптимальные параметры шлицев определяются точками пересечения кривых $\sigma_{0см}$ и $\sigma_{0изг}$, имеющих одинаковые значения ρ_H (светлые точки). В наиболее употребительном диапазоне $\rho_H = 0{,}1 \div 0{,}2$ значения u для этого случая равны $u = 1{,}4 \div 2{,}1$.

На практике работоспособность соединений, особенно при циклической нагрузке, определяется преимущественно напряжениями смятия, что объясняется различными условиями работы шлицев при смятии и изгибе. Напряжения смятия, сосредотачивающиеся на наиболее нагруженных участках шлицев, вызывают местный наклеп, появление неровностей, сопровождающееся дальнейшим возрастанием очаговых нагрузок и приводящее в конечном счете к схватыванию соединения. При изгибе перегруженные шлицы упруго деформируются, что способствует передаче нагрузки на остальные, менее нагруженные шлицы и упрочнению соединения.

По этим причинам следует, как правило, всемерно уменьшать напряжения смятия, т. е. придерживаться малых значений $u = 1 \div 1{,}5$ и $\rho_H = 0{,}1 \div 0{,}15$ (заштрихованные области на рисунке) при несколько повышенных напряжениях изгиба. Оптимальным можно считать значение $u = 1{,}5$, при котором $\sigma_{0см} \approx 2$ и $\sigma_{0изг} \approx 3{,}2$. Применять $u > 2$ во всяком случае не рекомендуется. Если прочность материала ступицы ниже прочности вала, целесообразно ширину $b_{ст}$ шлицев ступицы делать больше ширины $b_в$ шлицев вала в отношении

$$\frac{b_{ст}}{b_в} = \sqrt{\frac{\sigma_в}{\sigma_{ст}}},$$

где $\sigma_в$ и $\sigma_{ст}$ – пределы прочности на смятие соответственно вала и ступицы.

Желобчатые шлицы

Разновидностью прямобочных шлицев являются желобчатые шлицы (рис. 591) с впадиной, профилированной дугой окружности радиусом $r = 0{,}5b$ ($\rho_H = r/H = 0{,}5u$). Напряжение смятия у желобчатых шлицев

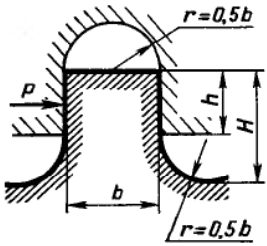


Рис. 591. Расчетная схема

$$\sigma_{см} = \frac{P}{hL} = \frac{P}{(H - r)L}. \qquad (145)$$

Подставляя значение P из формулы (140) и по-прежнему полагая $\frac{M_{кр}}{\pi R^2 Li} = 1$, получаем приведенное напряжение смятия

$$\sigma_{0см} = \frac{u}{1 - \rho_H} = \frac{u}{1 - 0{,}5u}. \qquad (146)$$

Напряжение изгиба

$$\sigma_{изг} = k_э \frac{3Ph}{b^2 Li} = 3k_э \frac{M_{кр}}{\pi R^2 Li} \frac{H - r}{b} =$$

$$= 3k_э \frac{M_{кр}}{\pi R^2 Li} \frac{1 - \rho_H}{u}.$$

Приведенное напряжение изгиба

$$\sigma_{0изг} = 3k_э \frac{1 - \rho_H}{u} = \frac{3k_э}{\sigma_{0см}}. \qquad (147)$$

Коэффициент концентрации напряжений в данном случае является функцией величины $\rho_b = r/b = 0{,}5$ и согласно рис. 588 равен $k_э = 1{,}2$.

Подсчитанные по формулам (146) и (147) напряжения приведены на рис. 590, *а* в функции u.

Как видно, желобчатые шлицы применимы в очень узких пределах значений $u = 0{,}75 \div 1{,}25$ (заштрихованная область). При $u < 0{,}75$ получаются слишком узкие и высокие шлицы с большими напряжениями изгиба, применимые только в специальных соединениях (упругие шлицы). При $u > 1{,}25$ резко возрастают напряжения изгиба. Оптимальными можно считать значения $u = 1{,}00 \div 1{,}25$, для которых напряжения равны соответственно

$$\sigma_{0изг} = \sigma_{0см} = 2 \text{ и } \sigma_{0изг} = 3;\ \sigma_{0см} = 1{,}25. \qquad (148)$$

Треугольные шлицы

Напряжение смятия на рабочей грани шлица (рис. 592)

$$\sigma_{см} = \frac{P}{hL}, \qquad (149)$$

где P – окружная сила, действующая на шлиц, равна $\frac{M_{кр}}{Rz}$.

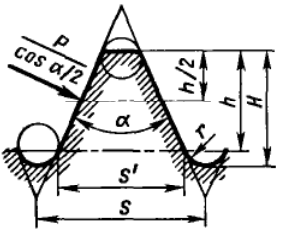


Рис. 592. Расчетная схема

Число шлицев

$$z = \frac{2\pi R}{S} = \frac{\pi R}{h \operatorname{tg} \alpha/2 + 2r \cos \alpha/2}.$$

Следовательно,

$$P = \frac{M_{кр}}{\pi R^2 i}(h \operatorname{tg} \alpha/2 + 2r \cos \alpha/2).$$

Подставляя значение P в формулу (149) и по-прежнему полагая $\frac{M_{кр}}{\pi R^2 Li} = 1$, получаем приведенное напряжение смятия

$$\sigma_{0см} = \operatorname{tg} \alpha/2 + 2\rho_h \cos \alpha/2, \qquad (150)$$

где

$$\rho_h = \frac{r}{h} = \frac{1}{\frac{1}{\rho_H} - 1 + \sin \alpha/2}. \qquad (151)$$

Приведенное напряжение изгиба (промежуточные выкладки опускаем)

$$\sigma_{0изг} = k_э \frac{3}{2} \frac{\operatorname{tg} \alpha/2 + 2\rho_h \cos \alpha/2}{\cos \alpha/2} \times$$

$$\times \frac{\frac{0{,}5}{\cos \alpha/2} - (\operatorname{tg} \alpha/2 + \rho_h \cos \alpha/2) \sin \alpha/2}{(\operatorname{tg} \alpha/2 + \rho_h \cos \alpha/2)^2}. \qquad (152)$$

Эффективный коэффициент концентрации напряжений $k_э$ является функцией величины ρ_b:

$$\rho_b = \frac{r}{S} = \frac{\rho_H}{2(\operatorname{tg} 0{,}5\alpha + \rho_H \cos 0{,}5\alpha)}. \qquad (153)$$

Как видно из выражений (150)–(152), напряжения изгиба и смятия определяются только углом α при вершине профиля шлица и относительным радиусом ρ_H галтели. Число и размер шлицев безразличны. Соединения с малым числом крупных шлицев и большим числом мелких шлицев (см. рис. 589, *б*) равнопрочны, если профили шлицев геометрически подобны.

На рис. 590, *б* приведена построенная на основании формул (150)–(152) обобщенная диаграмма прочности треугольных шлицев в функции α и ρ_H.

Как видно, напряжения изгиба резко уменьшаются с увеличением α и при $\alpha = 60 \div 90°$ (в зависимости от величины ρ_H) становятся равными нулю (безызгибные шлицы). При посадках без зазора по рабочим граням шлицев (стесненный изгиб) шлицы при любых значениях α работают практически только на срез.

По общей прочности треугольные шлицы значительно выгоднее прямобочных. Например, при $\alpha = 60°$ и $\rho_H = 0{,}15$ напряжение смятия $\sigma_{0см} \approx 0{,}9$, т. е. в 2,5 раза меньше, чем у прямобочных шлицев оптимального профиля ($u = 1{,}5$ при $\rho_H = 0{,}15$), а напряжения изгиба $\sigma_{0изг} = 1{,}2$, т. е. в 1,8 раза меньше, чем у прямобочных ($\sigma_{0изг} = 2{,}2$).

Повышенная прочность треугольных шлицев обусловлена тем, что под основание шлицев используется практически вся окружность вала (у прямобочных – примерно половина окружности). Кроме того, напряжения изгиба снижаются вследствие наклона рабочих граней шлицев и при указанных выше значениях α исчезают вовсе.

Напряжения смятия понижены вследствие увеличения числа шлицев по сравнению с прямобочными.

Ввиду малой величины напряжений изгиба и возможности их полного устранения (путем увеличения профильного угла α и при посадках без зазора по граням шлицев) прочность треугольных шлицев почти всецело определяется напряжениями смятия.

Напряжения смятия слегка возрастают с увеличением α и существенно повышаются с увеличением ρ_H.

Ниже приведены величины напряжений в треугольных шлицах при $\rho_H = 0.15$ в функции α.

α	45°	60°	75°	90°	105°	120°
$\sigma_{0см}$	0,8	0,9	1,1	1,3	1,6	1,9
$\sigma_{0изг}$	2,2	1,25	0,5	0	0	0

Оптимальными можно считать шлицы с $\alpha = 60 \div 75°$ и $\rho_H = 0{,}1 \div 0{,}2$ (заштрихованные участки на рис. 590, *б*), отличающиеся низкими напряжениями смятия ($\sigma_{0см} \approx 1$) и изгиба ($\sigma_{0изг} = 1{,}25 \div 0{,}5$). Предпочтительны шлицы с $\alpha = 75°$, которые являются практически безызгибными. Увеличение α свыше 75° обеспечивает полную безызгибность, но существенно повышает напряжения смятия.

Разновидностью треугольных шлицев являются трапецеидальные шлицы (рис. 592), характеризующиеся малым углом α и большим радиусом у основания ($\rho_H = 0{,}4 \div 0{,}6$). Напряжения смятия у них выше, чем у треугольных шлицев обычного профиля (вследствие меньшего числа шлицев), напряжения изгиба незначительны (вследствие большой ширины основания и большого радиуса впадины).

На основании рис. 590, *б* находим следующие величины напряжений в трапецеидальных шлицах с $\rho_H = 0{,}5$:

α	0°	15°	30°	45°	60°
$\sigma_{0см}$	2	1,9	1,9	1,7	1,7
$\sigma_{0изг}$	2	1,4	0,9	0,4	0

В частном случае $\alpha = 0$ трапецеидальные шлицы превращаются в желобчатые с характерными для последних значениями $\sigma_{0см} = \sigma_{0изг} = 2$.

Как видно, напряжения смятия у трапецеидальных шлицев ($\sigma_{0см} = 1{,}7 \div 2$) примерно в 2 раза больше, чем у треугольных шлицев оптимального профиля с $\alpha = 60 \div 75°$ и $\rho_H = 0{,}15$ ($\sigma_{0см} \approx 1$). Напряжения изгиба незначительны и при $\alpha = 60°$ обращаются

в нуль. Оптимальными можно считать трапецеидальные шлицы с $\alpha = 60°$.

В общем, трапецеидальные шлицы вследствие повышенных напряжений смятия менее выгодны, чем треугольные шлицы с $\rho_H = 0{,}1 \div 0{,}2$. Кроме того, они существенно увеличивают радиальные габариты соединения и уменьшают полезное сечение вала.

Единственным преимуществом их является возможность центрирования по наружному диаметру, которая к тому же сокращает радиальные габариты соединения.

Эвольвентные шлицы

Так как высота шлицев мала по сравнению с диаметром соединения, то в основу расчета эвольвентных шлицев можно положить профиль образующей рейки (рис. 593).

В обозначениях, принятых для эвольвентных зацеплений, напряжение смятия на рабочей грани шлица

$$\sigma_{см} = \frac{P}{2mfL},$$

где m – модуль; f – коэффициент высоты профиля; P – окружная сила на шлиц $\left(P = \frac{M_{кр}}{Rzi}\right)$; L – длина шлицев.

Число шлицев

$$z = \frac{2R}{m}.$$

Следовательно,

$$P = \frac{M_{кр} m}{2R^2 i} \qquad (154)$$

и

$$\sigma_{см} = \frac{M_{кр}}{4R^2 fLi}.$$

Приведенное напряжение смятия

$$\sigma_{0см} = \frac{\pi}{4f}. \qquad (155)$$

Таким образом, напряжения смятия определяются только величиной f и не зависят от модуля и угла зацепления.

Приведенное напряжение изгиба в опасном сечении (промежуточные выкладки опускаем)

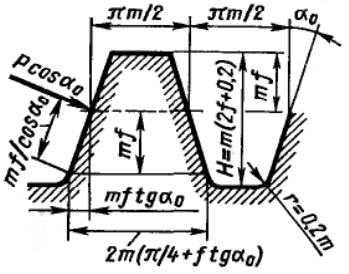


Рис. 593. Расчетная схема

$$\alpha_{0изг} = k_э \frac{0{,}75\pi}{f\cos\alpha_0} \times \frac{\frac{1}{\cos\alpha_0} - \left(\frac{\pi}{4f} + \operatorname{tg}\alpha_0\right)\sin\alpha_0}{\left(\frac{\pi}{4f} + \operatorname{tg}\alpha_0\right)^2}, \qquad (156)$$

где α_0 – угол профиля.

Эффективный коэффициент концентрации напряжения $k_э$ является в данном случае функцией величины ρ_b

$$\rho_b = \frac{r}{2mf\left(\frac{\pi}{4f} + \operatorname{tg}\alpha_0\right)}.$$

Для впадин со стандартным радиусом галтели ($r = 0{,}2m$)

$$\rho_b = \frac{0{,}1}{f\left(\frac{\pi}{4f} + \operatorname{tg}\alpha_0\right)}; \qquad (157)$$

$$\rho_H = \frac{1}{10f + 1}.$$

Из выражений (156), (157) видно, что напряжения изгиба определяются только углом профиля α_0 и коэффициентом высоты и не зависят от модуля. Соединения с малым числом крупных шлицев и с большим числом мелких (см. рис. 589, *в*) равнопрочны, если профили шлицев геометрически подобны.

На рис. 590, *в* показаны подсчитанные по уравнениям (155), (156) приведенные напряжения смятия и изгиба для эвольвентных шлицев в функции α_0 для $f = 1$; 0,8; 0,6. Напряжения изгиба снижаются с увеличением угла зацепления. Шлицы с $\alpha_0 = 30°$ примерно в 2 раза прочнее шлицев с $\alpha_0 = 20°$.

Уменьшение коэффициента высоты профиля до $f = 0{,}8$ незначительно (в среднем на 20%) увеличивает прочность на изгиб и на столько же снижает прочность на смятие. При уменьшении f до 0,6 прочность на изгиб увеличивается в 2–3 раза. Напряжения смятия при этом возрастают в 1,3 раза по сравнению с напряжением при $f = 1$. Шлицы с $\alpha_0 = 20°$ и $f = 0{,}6$ по изгибу равнопрочны шлицам со стандартными значениями $\alpha_0 = 30°$ и $f = 1$, но изготовить их можно стандартным зуборезным инструментом.

По общей прочности эвольвентные шлицы (рис. 594, *а*) несколько уступают треугольным шлицам оптимального профиля. Эвольвентные шлицы с закругленной впадиной (рис. 594, *б*) можно рассматривать как частный случай шлицев треугольного профиля. Напряжения в них определяются по диаграмме рис. 590, *б* для соответствующих значений $\alpha = 2\alpha_0$ и ρ_H.

Величина ρ_H для шлицев с закругленной впадиной

$$\rho_H = \frac{1}{\frac{2\cos\alpha_0}{\frac{\pi}{4f} - \operatorname{tg}\alpha_0} + 1 - \sin\alpha_0}.$$

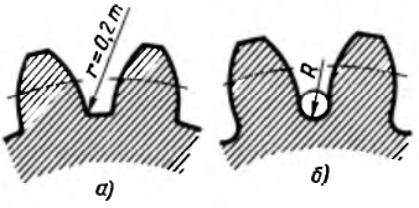


Рис. 594. Эвольвентные шлицы с впадиной: *а* – стандартного профиля; *б* – закругленной

Как показывает подсчет, прочность на изгиб шлицев с закругленной впадиной на 10–30% выше, чем шлицев с впадиной стандартного профиля. Напряжения смятия одинаковы.

Выводы. 1. Прочность на изгиб и смятие шлицевых соединений с симметричными шлицами не зависит от размера и числа шлицев и определяется только их профилем.

2. Наиболее выгодны по прочности треугольные шлицы, практически равноценны им – эвольвентные, наименее прочны – прямоугольные.

3. Прочность прямоугольных шлицев определяется отношением ширины шлица к его высоте $u = b/H$; треугольных – углом α при вершине и радиусом ρ_H у основания шлицев; эвольвентных – углом профиля α_0 и коэффициентом f высоты профиля.

4. Оптимальные по прочности параметры: для прямоугольных шлицев $u = 1 \div 2$; для треугольных $\alpha = 60 \div 70°$ при $\rho_H = 0{,}1 \div 0{,}2$; для эвольвентных $\alpha_0 = 30°$ при $f = 1$ и $\alpha_0 = 20 \div 25°$ при $f = 0{,}6$.

5. Во всех случаях выгодно применять мелкие шлицы, способствующие уменьшению радиальных размеров соединения и повышению прочности вала и втулки.

6. Для упрощения изготовления целесообразно унифицировать размеры шлицев в возможно большем диапазоне диаметров.

Торцовые шлицы

В соединениях с ограниченными осевыми размерами применяют торцовые шлицы, представляющие собой зубья треугольного профиля, нарезанные на торцах соединяемых деталей (рис. 595) и стянутые осевой силой.

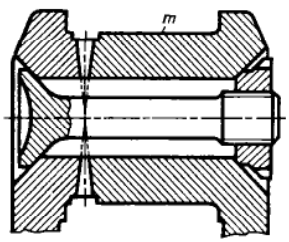


Рис. 595. Соединения торцовыми шлицами

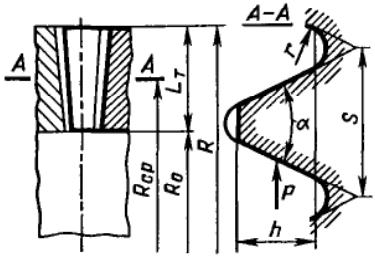


Рис. 596. Расчетная схема

Для полного прилегания рабочих поверхностей сопрягающихся шлицев необходимо, чтобы образующие шлицев сходились в центре соединения. Соединение самоцентрирующееся.

Дополнительное центрирование (например по цилиндрическим поверхностям) не только излишне, но и вредно, так как может нарушить плотность стяжки шлицев.

Торцовые шлицы нарезают фрезерованием профильной фрезой или строганием фасонным резцом. Точные поверхности стягиваемых деталей (например, поверхность *m* на рис. 595) обрабатывают в сборе после затяжки шлицев. Во избежание нарушения достигнутой точности необходимо конструктивно обеспечить сборку соединения каждый раз в исходном положении.

Торцовые шлицы отличаются от радиальных следующим:

а) длина L_T шлицев (рис. 596) ограничена диаметральными размерами соединения $[L_T = R - R_0 = R(1 - R_0/R)]$. Обычно $L_T = (0{,}3 \div 0{,}5)R$;

б) окружная сила, действующая на торцовые шлицы, увеличена по сравнению с силой, действующей на радиальные шлицы, в отношении $R/R_{cp} = \dfrac{2}{1 + R_0/R}$ (обычно $R/R_{cp} = 1{,}2 \div 1{,}4$);

в) при передаче крутящего момента в соединении возникает осевая сила $P_{oc} = \dfrac{M_{кр}}{R_{cp}} \operatorname{tg} \alpha/2$, где α – угол при вершине профиля шлица в среднем сечении. Во избежание расхождения стыка сила затяжки должна быть $P_{зат} = nP_{oc}$, где n – коэффициент запаса (обычно $n = 1{,}5 \div 2$).

Положительной особенностью торцовых шлицев является затяжка рабочих поверхностей (стесненный изгиб). Практически они работают на срез, и прочность их почти всецело определяется напряжениями смятия.

Напряжения смятия на рабочих гранях шлицев являются суммой напряжений от окружной силы P и силы затяжки $P_{зат}$:

$$\sigma_{см.т} = \frac{P}{zL_т h} + \frac{P_{зат}}{2zL_т h \operatorname{tg}\alpha/2},$$

где h – активная высота шлицев.

Подставляя в это выражение значения

$$P = \frac{M_{кр}}{R_{ср} i};\ P_{зат} = \frac{nM_{кр}\operatorname{tg}\alpha/2}{R_{ср}};$$

$$z = \frac{2\pi R_{ср}}{S};\ R_{ср} = \frac{R}{2}(1 + R_0/R),$$

получаем

$$\sigma_{см.т} = \frac{4M_{кр}}{2\pi R^2 i} \frac{(1+0{,}5n)S}{(1+R_0/R)^2 L_т h}. \qquad (158)$$

Для радиальных треугольных шлицев с одинаковым наружным радиусом R напряжения смятия

$$\sigma_{см} = \frac{M_{кр}}{RzLhi} = \frac{M_{кр}S}{2\pi R^2 Lhi}.$$

При равенстве профиля шлицев в среднем сечении (равенстве S и h) напряжения смятия в торцовых шлицах больше, чем в радиальных треугольных шлицах одинакового профиля, в отношении

$$\frac{\sigma_{см.т}}{\sigma_{см}} = \frac{4(1+0{,}5n)}{(1+R_0/R)^2} \frac{L}{L_т}.$$

Принимая для средних условий $R_0/R = 0{,}5$; $n = 2$ и полагая $L_т = L$, получаем

$$\frac{\sigma_{см.т}}{\sigma_{см}} = \frac{4 \cdot 2}{1{,}5^2} \approx 3{,}5.$$

Таким образом, при равенстве наружного диаметра, профиля и длины шлицев напряжения смятия у торцовых шлицев в 3,5 раза больше, чем у радиальных, а напряжения среза больше в отношении

$$\frac{4}{(1+R_0/R)^2} = \frac{4}{1{,}5^2} \approx 1{,}75.$$

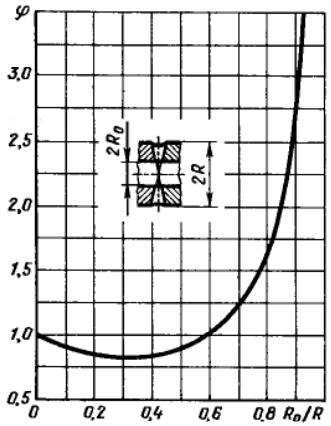


Рис. 597. Зависимость φ от R_0/R

Для уменьшения напряжений смятия целесообразно уменьшать угол α профиля и радиус ρ_H впадины. Обычно принимают $\alpha = 40 \div 60°$ и $\rho_H = 0{,}1 \div 0{,}2$.

Во избежание перенапряжения торцовые шлицы следует затягивать нормированной силой, выдерживая соотношение

$$P_{зат} = n\frac{M_{кр}}{R_{ср}} \operatorname{tg}\alpha/2.$$

При заданных α и R напряжение смятия согласно формуле (158) определяется фактором

$$\varphi = \frac{1}{(1+R_0/R)^2 L_т} = \frac{1}{(1+R_0/R)^2(1-R_0/R)}$$

(рис. 597). Как видно, напряжения смятия наименьшие ($\varphi = 0{,}85 \div 1$) в диапазоне $R_0/R = 0{,}2 \div 0{,}5$ и резко возрастают при $R_0/R > 0{,}7$.

Вследствие обратнокубической зависимости напряжений от R целесообразно увеличивать диаметр шлицевого пояса (фланцевые шлицевые соединения).

Расчет шлицевых соединений

Шлицевые соединиения чаще всего выходят из строя вследствие смятия и разбивания рабочих граней шлицев, поэтому при проектировании их ограничиваются расчетом на смятие.

Напряжения смятия на рабочих гранях шлицев (МПа)

$$\sigma_{см} = \frac{10^3 M_{кр}}{RLizh}, \qquad (159)$$

где $M_{кр}$ – действующий на соединение крутящий момент, Н·м; R – средний радиус шлицев, мм; L – рабочая длина шлицев, мм; z – число шлицев; i – доля шлицев, воспринимающих нагрузку ($i = 0{,}6 \div 0{,}8$); h – активная высота шлицев (за вычетом галтелей и фасок), мм.

Для соединений с одинаковой шириной шлицев вала и ступицы по средней окружности

$$\sigma_{см} = \sigma_{0см} \frac{M_{кр}}{\pi R^2 Li}, \qquad (160)$$

где $\sigma_{0см}$ – приведенное напряжение смятия, характерное для каждого профиля шлицев, определяемое по формулам (142), (150), (155) или по диаграммам, представленным на рис. 590.

Допускаемые напряжения для неподвижных затянутых шлицевых соединений со стальными валом и ступицей приведеиы в табл. 24.

Для подвижных соединений и соединений с зазором по боковым граням шлицев эти значения уменьшают в 2–3 раза.

Если насадная деталь выполнеиа из мягкого материала (серые чугуиы, легкие сплавы), расчет ведут по напряжениям смятия, допустимым для данного материала.

При необходимости снижения напряжений смятия применяют шлицы более выгодного профиля, увеличивают длину и диаметр соединения. Согласно фор-

24. Допускаемые напряжения

Термическая обработка шлицев	Допускаемые напряжения $[\sigma_{см}]$, МПа, при нагрузке		
	спокойной	циклической	ударной
Улучшение (HRC 30–35)	30–40	20–30	10–20
Закалка ТВЧ; цементация (HRC 55–60)	40–60	30–40	20–30
Азотирование (HV 900–1000)	60–80	40–60	30–40

муле (143) крутящий момент, передаваемый соединением,

$$M_{кр} = \frac{[\sigma_{см}]}{\sigma_{0см}} \pi R^2 Li,$$

т. е. при заданном профиле шлицев ($\sigma_{0см} = const$) пропорционален квадрату диаметра, и если, как это обычно бывает, длина соединения L пропорциональна диаметру, то кубу диаметра.

При насадных деталях с большим наружным диаметром (типа дисков) длина шлицевого соединения определяется преимущественно условием продольной устойчивости детали. Независимо от результатов расчета

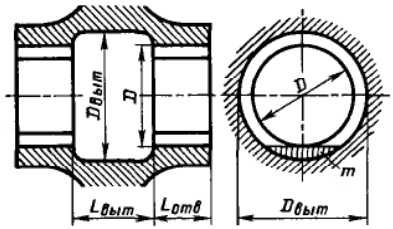


Рис. 598. Шлицевое соединение с центральной выточкой

длину шлицев рекомендуется делать не менее $(0,5–0,8)D$, лучше $(1–1,2)D$ (где D – диаметр вала). Увеличивать длину соединения свыше $(1,5–2)D$ нет смысла, так как при этом снижается точность изготовления, и фактическая площадь соприкосновения шлицев уменьшается.

Разделение шлицев на два коротких пояса с выточкой посередине (рис. 598), применяемое иногда в длинных соединениях, вызывает затруднения при протягивании отверстия. Стружка, осыпающаяся из первого (по ходу протягивания) пояса, заволакивается во второй пояс, вследствие чего точность и шероховатость поверхности шлицев нарушаются. Такие отверстия можно протягивать только на горизонтальных протяжных станках, и то при условии, если выточка имеет объем, достаточный для размещения стружки (с учетом ее разрыхления) в сегменте m кольцевого пространства между окружностью выточки и наружным диаметром протяжки.

Необходимый диаметр выточки $D_{вып}$ определяется из выражения

$$D_{вып} \approx D + 2\sqrt{sDKL_{отв}/L_{вып}},$$

где D – наружный диаметр шлицев, мм; s – припуск на протягивание (по контуру шлицев), мм; $L_{отв}$ – длина первого (по ходу протягивания) отверстия, мм; $L_{вып}$ – длина выточка, мм; K – коэффициент рыхлости стружки ($K = 4 \div 5$).

Правила конструирования

В шлицевых валах наиболее напряженным является сечение $A–A$ (рис. 599, *а*), в котором действуют полный крутящий момент, передаваемый соединением, и напряжения изгиба шлицев. Степень концентрации напряжений зависит от формы перехода от шлицев к валу.

Для снижения напряжений в этом сечении целесообразно увеличивать внутренний диаметр шлицев $D_{вн}$ (вид *б*) на 15–20% по сравнению с диаметром d вала.

Равномерность нагрузки по длине шлицев сильно зависит от формы ступицы и вала. Следует избегать резких изменений сечений, а там, где они необходимы по конструкции, учитывать направление силового потока. Конструкция *в* насадной детали нецелесообразна. Нагрузка на шлицы передается преимущественно в узле жесткости (участок перехода ступицы в диск); остальная часть шлицев нагружена слабо. Нагрузка на шлицы выравнивается, если диск перенести к переднему обре-

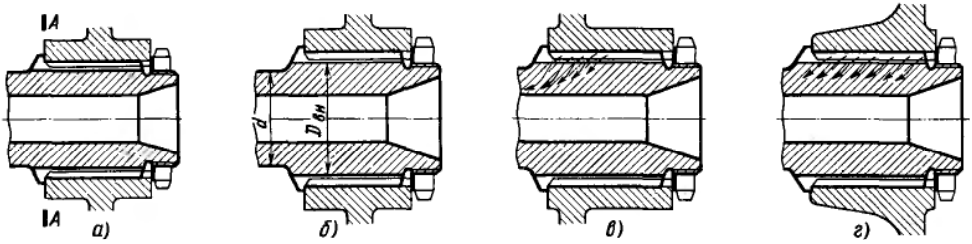


Рис. 599. Усиление шлицевых соединений

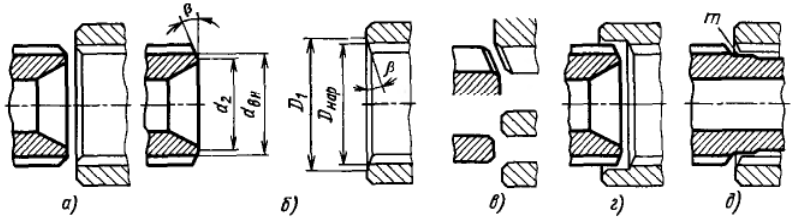


Рис. 600. Заправка торцов шлицев

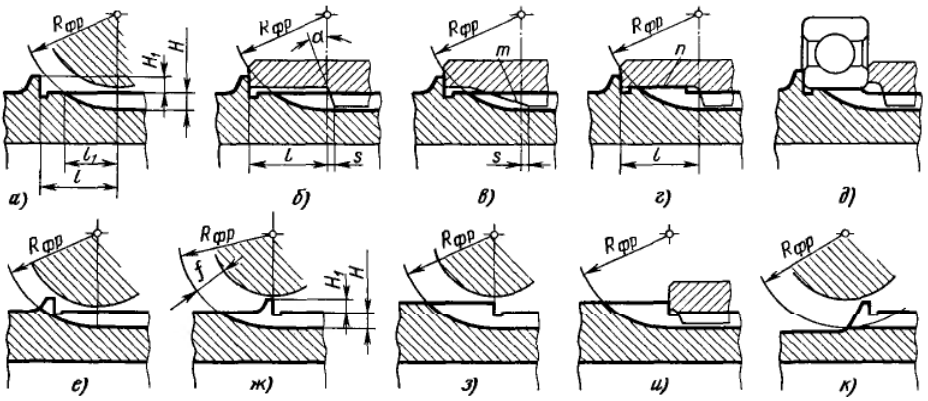


Рис. 601. Формы шлицев вала

зу ступицы и сделать переход диска в ступицу более плавным (вид *г*).

Входные кромки шлицев как на валу, так и во втулке должны иметь фаски для облегчения монтажа во избежание концентрации силы на кромках, а также с целью предупреждения случайного забоя шлицев при монтаже, демонтаже и транспортировке.

Снятие фасок на угловых кромках шлицев (рис. 600, *а*) недостаточно. Правильнее выполнять шлицы со скосом (вид *б*) под углом $\beta = 15 \div 30°$ так, чтобы наружный диаметр D_1 фаски на ступице был несколько больше диаметра $D_{нар}$ впадин шлицев, а внутренний диаметр d_2 фаски на валу – несколько меньше диаметра $d_{вн}$ впадин на валу.

Наиболее целесообразно делать фаски или галтели по всему контуру шлицев (вид *в*). Эту операцию в массовом производстве выполняют на специальных заправочных станках.

Заправка торцов по контуру обязательна в шлицах, предназначенных для переключения (например, в муфтах сцепления).

Шлицы ступиц рекомендуется утапливать по отношению к торцу (вид *г*). Эта мера предупреждает забой шлицев, увеличивает прочность участка выхода шлицев и облегчает сборку, особенно при соединении тяжелых деталей в горизонтальном положении.

Если шлицевой вал имеет продолжение, то можно облегчить сборку, выполнив на ближайшей к шлицам части вала центрирующий поясок *m* (вид *д*) диаметром, несколько меньшим внутреннего диаметра шлицев.

Сила затяжки чаще всего воспринимается упорными буртиками на валу. Если необходим упор в сплошную кольцевую поверхность, то буртик делают на гладкой части вала (рис. 601, *а*); шлицы полного профиля заканчивают на расстоянии l от буртика.

Впадина на участке l_1 выхода фрезы очерчена по эллипсу, малая ось которого равна $D_{фр}$, а большая $D_{фр}\cos\varphi$, где $D_{фр}$ – наружный диаметр фрезы; φ – угол скрещивания, т. е. угол установки фрезы в плане относительно заготовки вала (рис. 602), определяемый из соотношения $\operatorname{tg}\varphi = \dfrac{t}{\pi D_{0фр}}$, где $D_{0фр}$ – средний диаметр зубьев фрезы; t – шаг фрезы.

По уравнению эллипса

$$l_1 = \frac{H}{\cos\varphi}\sqrt{\frac{D_{фр}}{H} - 1},$$

где H – высота шлицев.

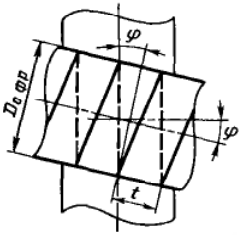


Рис. 602. Схема установки червячной фрезы относительно заготовки

Поскольку угол φ мал (обычно $\varphi = 3 \div 5°$) и $\cos\varphi$ близок к единице, можно считать, что участок выхода очерчен дугой окружности диаметром $D_{фр}$. Тогда

$$l_1 = H\sqrt{\frac{D_{фр}}{H} - 1}. \qquad (161)$$

Минимальное расстояние, при котором не происходит подрезания буртика,

$$l_{min} = (H + H_1)\sqrt{\frac{R_{фр}}{H + H_1} - 1}, \qquad (162)$$

где H_1 – высота буртика.

Диаметр фрезы определяют по ГОСТ 9324–80 или по сортаменту червячных фрез, применяемых на заводе. Ориентировочно $D_{фр}$ можно принимать равным диаметру вала.

Шлицы ступицы рекомендуется не доводить до начала подъема впадин, предусматривая страховочный зазор $s = 1 \div 2$ мм (см. рис. 601), предупреждающий упор шлицев в днище впадин. Обычно с этой целью торцы шлицев скашивают под углом $\alpha = 15 \div 20°$, начиная от точки, соответствующей крайнему положению фрезы.

Для увеличения прочности шлицы отверстия на участке выхода соединяют с телом ступицы пологими переходами m (вид *в*).

(виды *ж*, *з*), что позволяет приблизить шлицы ступицы вплотную к упорному буртику (вид *и*) и сократить тем самым общую длину шлицевого соединения.

На шлицевых валах, подвергаемых шлифованию по внутреннему диаметру или по боковым граням шлицев, гладкая поверхность вала для возможности обработки напрохол должна быть расположена ниже впадин шлицев (вид *к*). Прочность таких шлицев на изгиб несколько меньше, чем в конструкциях видов *ж*, *з*. При сквозном прорезании буртика применяют фрезу с повышенной высотой f режущих зубьев (вид *ж*). Для повышения прочности и стойкости зубьев высоту H_1 буртика рекомендуется делать не больше $0{,}5H$ (рис. 603, виды *а*, *б*).

У эвольвентных шлицев высота буртиков ограничена утонением шлицев к вершине (вид *в*). При угле исходного профиля $\alpha_0 = 30°$ предельная высота буртика $H_1 \approx 0{,}5m$ (m – модуль) или ~0,25 высоты шлица; при $\alpha_0 = 20°$ высота буртика $H_1 \approx 0{,}6m$ или ~0,3 высоты шлица.

Для треугольных шлицев упор в прорезной буртик неприменим.

Плотное прилегание торца ступицы к упорному буртику вала обеспечивают фаской (рис. 604, *а*), выточкой (вид *б*) в ступице или канавкой на шлицах вала (вид *в*).

На чертежах шлицевых валов численное значение радиуса подъема впадины обычно не указывают, ограничиваясь надписью $R_{фр}$ (рис. 605, *а*) и нанося длину L участка шлицев с полным профилем.

Если необходимо точно выдержать полную длину шлицев $L + l_1$, то наносят радиус фрезы или, предпочтительнее, указывают координату l' точки выхода впадин.

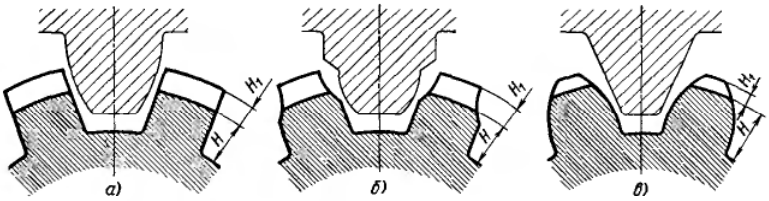


Рис. 603. Обработка шлицев с прорезными упорными буртиками:
а – с галтелями у основания шлицев; *б* – с галтелями и фасками на кромках шлицев; *в* – эвольвентных шлицев

Участок вала l (вид *б*) иногда используют для центрирования ступицы, выполняя на нем центрирующий поясок n (вид *г*), или для установки насадных деталей, например подшипников качения (вид *д*).

В конструкциях, где наличие сплошной кольцевой опорной поверхности необязательно, буртики прорезают частично (вид *е*) или насквозь

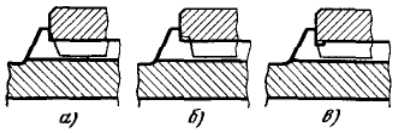


Рис. 604. Упор в буртики шлицев

Рис. 605. Нанесение размеров

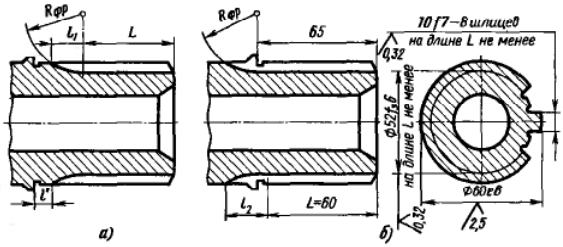
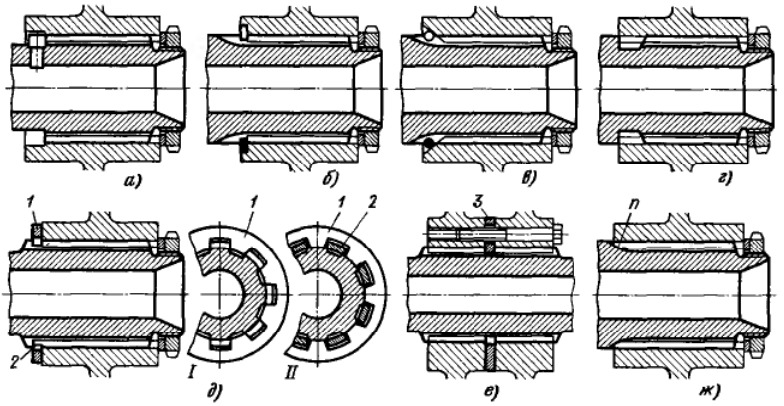


Рис. 606. Способы упора в шлицевых соединениях



У валов со шлифуемым внутренним диаметром или рабочими гранями шлицев указывают длину подлежащих шлифованию участков (рис. 605, *б*).

Длина l_2 участка подъема шлицев должна быть достаточной для выхода шлифовального круга и определяется из соотношения

$$l_2 \geq H\sqrt{\frac{D_{кр}}{H} - 1},$$

где $D_{кр}$ – диаметр шлифовального круга; H – высота шлицев.

Помимо упора в буртик, применяют другие способы. Упор на штифт, запрессованный в вал (рис. 606, *а*), не позволяющий осуществить силовую затяжку, применим только в слабонагруженных соединениях. Целесообразнее конструкции с упором в кольцевой стопор прямоугольного (вид *б*) или круглого (вид *в*) сечения, заведенный в выточку в шлицах или цилиндрической части вала.

В конструкции *г* на участке выхода шлицев проточена кольцевая канавка. Шлицы ступицы упираются в стенку канавки. При этом способе сильно снижается прочность шлицев вала на изгиб.

В конструкции *д* упор воспринимает шлицевая шайба *1*, заводимая в кольцевую канавку шлицев вала (вид *д*, *I*). Шайбу надевают через шлицы вала, проворачивают в канавке так, чтобы ее шлицы стали против шлицев вала, и фиксируют в этом положении выступающими за торец ступицы удлиненными концами *2* шлицев ступицы (вид *д*, *II*).

На виде *е* показан пример использования шлицевой шайбы *3* для крепления двух насадных деталей на валу. Ступицы деталей стягивают винтами, которые одновременно фиксируют угловое положение шайбы в канавке (шлицами против шлицев вала). Затяжки соединения эта конструкция не обеспечивает.

Надежную фиксацию обеспечивает упор шлицев отверстия на участки *п* подъема впадин вала (вид *ж*). Для того чтобы упор распространялся на всю окружность, необходимо на последней стадии фрезерования шлицев дать валу несколько оборотов при выключенной продольной подаче.

Осевое положение ступицы на валу при этом способе упора зависит от диаметра фрезы и угла фаски на упорном участке шлицев ступицы. Для повышения точности осевой фиксации и уменьшения растягивающих напряжений в ступице целесообразно принять наружный диаметр фаски (рис. 607, *а*, точка *л*) равным диаметру D шлицев, а внутренний (точка *м*) расположить на расстоянии $0{,}5H$ от наружного диаметра D, где H – высота шлицев.

Угол θ наклона фаски целесообразно делать равным среднему углу наклона профиля шлицевых впадин на участке *л*–*м* выхода шлицев вала

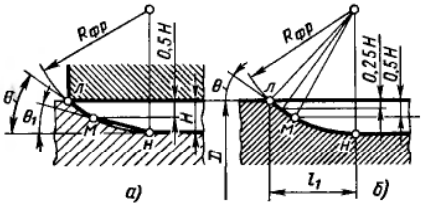


Рис. 607. К определению углов θ и θ_1

(рис. 607, *б*). Тогда осевое положение ступицы определяется координатой l_1 точки *л* выхода шлицев, подсчитываемой по уравнению (161).

Угол θ находится из соотношения $\cos\theta = 1 - 1{,}5H/D_{фр}$.

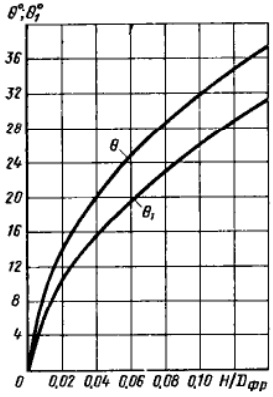


Рис. 608. Углы θ и θ_1 в функции $H/D_{фр}$

Рис. 609. Облегченные шлицы

Нерабочий участок *м*—*н* шлицев ступицы (рис. 607, *а*) следует срезать под углом θ_1, определяемым из соотношения $\cos\theta_1 = 1 - H/D_{фр}$.

Значения θ и θ_1 в зависимости от $H/D_{фр}$ показаны на рис. 608.

В крупношлицевых соединениях шлицы облегчают с помощью продольных выемок на нерабочих поверхностях (рис. 609), для чего режущим зубьям червячных фрез и протяжек придают специальный профиль. Прочности шлицев выемки не снижают.

Затяжка шлицевых соединений

Работоспособность шлицевых соединений значительно повышает силовая затяжка.

Осевую затяжку в концевых и промежуточных установках чаще всего осуществляют кольцевыми гайками с упором непосредственно в торцы шлицев ступицы (рис. 610, *а*) или, предпочтительнее, через шайбы (виды *б*—*д*).

Концевые соединения затягивают также внутренними гайками (вид *е*) или сквозными болтами (виды *ж*—*з*).

При затяжке гайками с дифференциальной резьбой (вид *и*) достигается удобный съем ступицы, но усложняется монтаж.

Радиальная затяжка в неразборных соединениях создается запрессовкой в вал про-

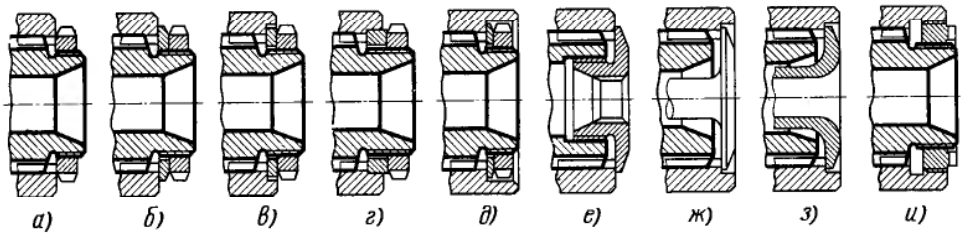


Рис. 610. Осевая затяжка

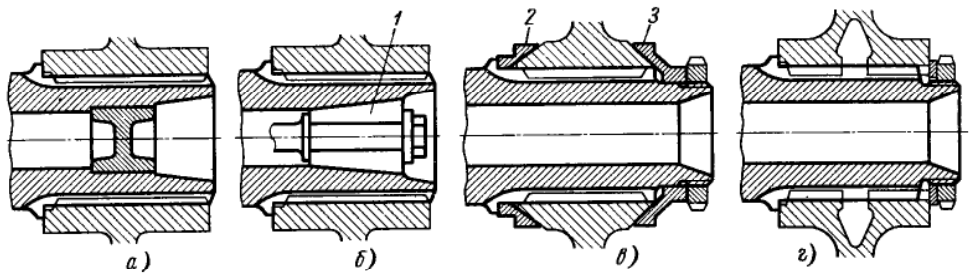


Рис. 611. Радиальная затяжка

бки (рис. 611, *а*), в разборных – раздачей вала с помощью внутреннего конуса *1*, состоящего из двух половин, извлекаемых из вала отвертыванием затяжного болта (вид *б*). Ступицы деталей из легких сплавов иногда обжимают с помощью конусных колец *2*, *3* (вид *в*).

В конструкции *г* ступица насадной детали разделена глубокой выточкой на два пояса, соединенных с телом детали галтельными переходами. При стяжке торцов возникают радиальные, направленные к центру силы, сжимающие ступицы.

Особые виды центрирования

Центрирование по специальным поверхностям применяют: а) в соединениях с короткими шлицами, не обеспечивающими продольной устойчивости насадной детали; б) в соединениях, передающих переменный крутящий момент или нагруженных периодически действующим опрокидывающим моментом; в) в соединениях с эвольвентными или треугольными шлицами со ступицами, термически обработанными до твердости более HRC 40, когда точное центрирование по боковым граням шлицев неосуществимо из-за невозможности шлифования пазов отверстия.

Посадку по шлицам в этих случаях делают свободной.

В конструкции на рис. 612, *а* вал снабжен дополнительным центрирующим пояском *f* на участке выхода шлицев.

Если необходима повышенная точность центрирования, а передаваемый крутящий момент невелик, то протяженность центрирующей поверхности увеличивают, уменьшая длину шлицев (вид *б*).

При центрировании цилиндрическим пояском *h* на гладкой части вала (вид *в*) шлицы вала ослабляются кольцевой выточкой на выходе шлицев. В конструкции *г* ступица центрируется пояском на уменьшенном внутреннем диаметре шлицев по цилиндрическому пояску *l* на валу.

Центрирование производят также по разрезному кольцу *1* (вид *д*), заложенному в выточку на выходе шлицев; по цилиндрическому пояску *m* (вид *е*) на валу и по кольцу *2* у входа на шлицы; по двум втулкам (вид *ж*), одна из которых *3* разрезная, а другая *4* – целая.

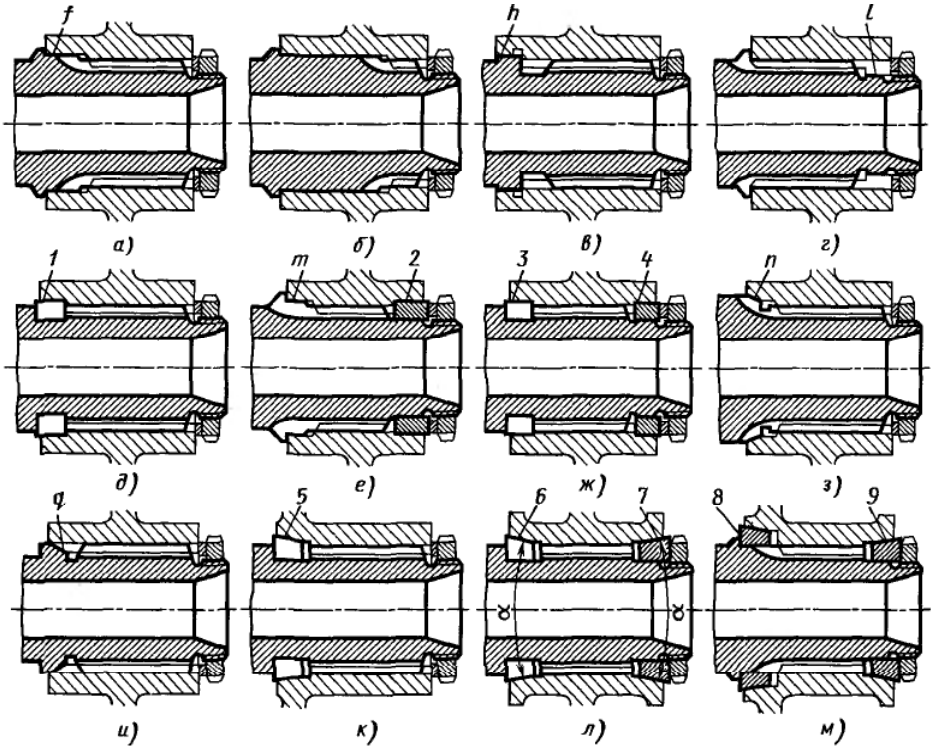


Рис. 612. Особые виды центрирования

Тяжелонагруженные соединения, работающие при циклических нагрузках, центрируют по коническим поверхностям (виды *з*—*м*). Натяг на конусах, возникающий при силовой затяжке, эффективно тормозит угловые микросмещения ступицы относительно вала, предупреждая выработку, разбивание и наклеп рабочих поверхностей. Вместе с тем конические поверхности воспринимают трением значительную долю крутящего момента, благодаря чему нагрузка на шлицы уменьшается.

Затяжка на конические поверхности вала *п* (вид *з*) и *р* (вид *и*) нередко приводит к свариванию ступицы и вала. Лучше конструкции с промежуточными коническими кольцами из твердых кованых бронз (БрК3Мц1 или БрБ2), образующими в сочетании со стальными поверхностями вала и ступицы устойчивую против сваривания пару.

На виде *к* представлена конструкция с разрезным коническим кольцом *5*, заведенным в кольцевую выточку на участке выхода шлицев. Конструкция *л* с двумя кольцами, одно из которых разрезное *6*, а другое целое *7*, помимо гашения угловых колебаний втулок относительно вала, обеспечивает устойчивость против действия опрокидывающих моментов. Недостаток этих конструкций — ослабление шлицев вала кольцевой выточкой.

Целые кольца *8*, *9* (вид *м*) обеспечивают, как и разрезные, практически беззазорное центрирование; упруго деформируясь под действием затяжки, кольца плотно охватывают цилиндрические поверхности вала.

Углы конусности α делают в пределах 30—60°. Чем меньше α, тем сильнее затяжка, но одновременно тем больше радиальные силы, сжимающие вал и разрывающие ступицу. Кольца располагают в узлах жесткости (вид *к*) или усиливают ступицу на участке расположения конусов кольцевыми ребордами (виды *л*, *м*).

В конструкциях с центрированием по двум коническим поверхностям (виды *л*, *м*) посадку по шлицам делают свободной во избежание совмещения двух центровок.

Дополнительный момент сил трения, создаваемых затяжкой по кольцам, определяется по формуле (212) при $z = 2$. Этим моментом обычно пренебрегают, относя его в запас надежности.

В тяжелонагруженных соединениях применяют дополнительные способы предупреждения наклепа и схватывания: закалку, цементацию, азотирование,

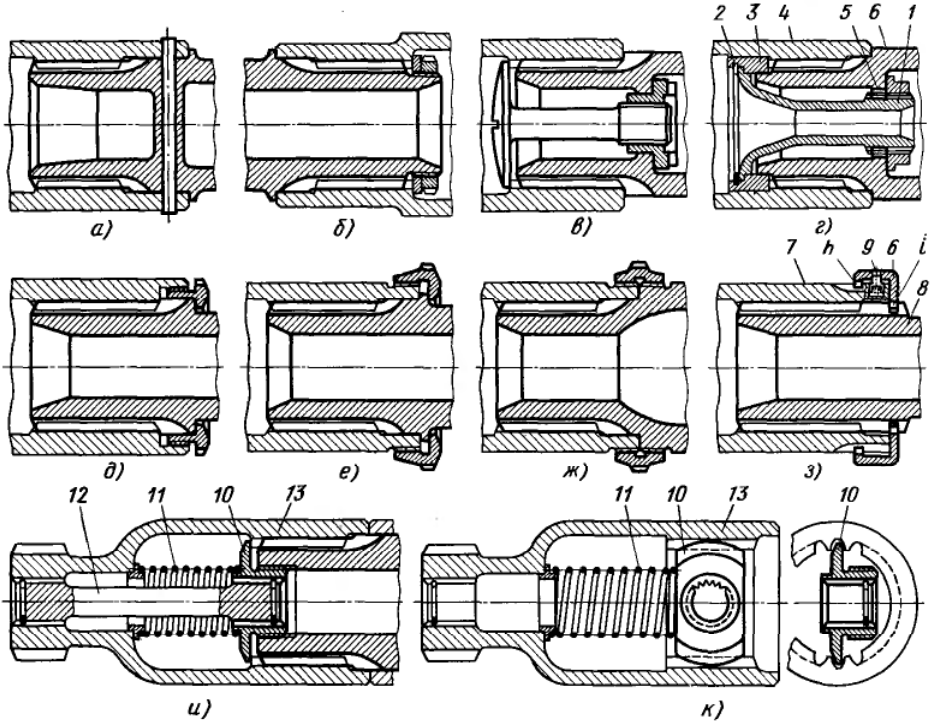


Рис. 613. Соединение соосных шлицевых валов

фосфатирование и сульфидирование шлицев, металлические покрытия (омеднение, лужение, кадмирование и др.), а также смазывание соединения разделительными мазями на основе графита, дисульфида молибдена и др.

Соединение соосных шлицевых валов

На рис. 613 показаны способы соединения соосных шлицевых валов. Крепление штифтом (вид *а*) не обеспечивает затяжку, нетехнологично и неудобно при монтаже и демонтаже.

Если можно подвести к соединению ключ через внутреннюю полость валов, то применяют затяжку кольцевыми гайками (вид *б*) или сквозными болтами (вид *в*).

В конструкции *г* стяжной полый болт *1* для облегчения монтажа зафиксирован в осевом направлении с помощью кольцевого стопора *2*, устанавливаемого во втулку *3*, запрессованную в вал *4*, и застрахован от проворачивания при затяжке с помощью шлицев *5* вала *6*.

Если подход возможен только снаружи, то соединение затягивают накидной (виды *д*, *е*) или тендерной (вид *ж*) гайками с левой и правой резьбой.

На виде *з* показано быстроразборное крепление штыковым затвором *6* с двумя венцами шлицев, один из которых *h* входит в кольцевую канавку на шлицах вала *7*, а другой *i* – в канавку на шлицах вала *8*. Затвор надевают на предварительно соединенные валы *7*, *8* (при этом шлицы затвора свободно проходят по впадинам шлицев валов), а затем поворачивают в канавках так, что шлицы затвора становятся против шлицев валов, и фиксируют в этом положении пружинным фиксатором *9*.

Затяжку соединения эта конструкция не обеспечивает.

На видах *и*, *к* показано соединение вала *13* с коленчатым валом двигателя. Затяжную гайку *10* заводят в полость вала *13* через шлицы (вид к), после чего поворачивают на 90° в рабочее положение; гайка фиксируется в этом положении пружиной *11* (вид *и*). Затем вал *13* надевают на коленчатый вал, затягивают гайку шлицевым ключом через отверстие вала и контрят стопором *12* с двумя венцами шлицев, один из которых входит в шлицы гайки, а другой – в шлицы бутылочного вала.

Съемники

В конструкции шлицевых соединений с посадкой без зазоров и особенно при центрировании на конусах необходимо предусматривать на насадной детали элементы (реборды, выступы, отверстия), допускающие применение демонтажного инструмента, или вводить специальные съемники.

На рис. 614, *а* показано съемное устройство, применяемое во втулках авиационных винтов.

Трубчатая гайка *1* с отверстиями *m* под круглый стержень для завертывания снабжена буртиком *n*, заводимым в кольцевую канавку конических полуколец *2*. При отвертывании гайка сдвигает полукольца, которые, упираясь в стопор *3*, смещают втулку со шлицев. Задние полукольца *4* после снятия втулки легко разбираются.

В конструкции с целым передним конусом (рис. 614, *б*) гайка ввертывается в конус на резьбе с шагом, отличающимся от шага основной резьбы гайки. При отвертывании гайка сдвигает конус, а за ним через кольцевой стопор *5* и втулку.

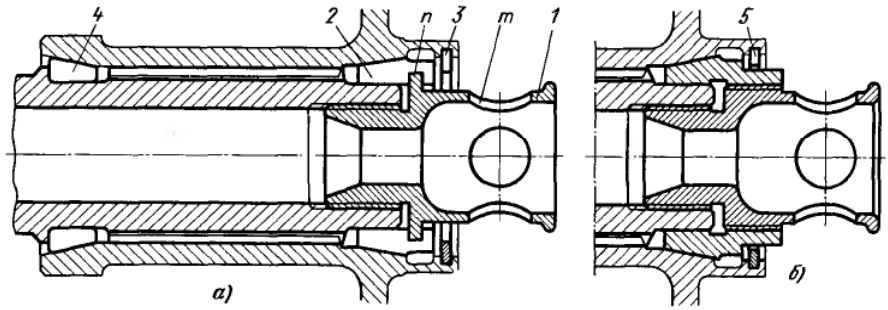


Рис. 614. Съемники

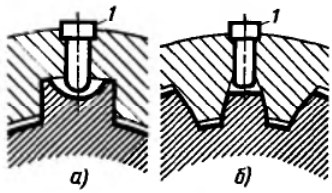


Рис. 615. Угловая фиксация в шлицевых соединениях

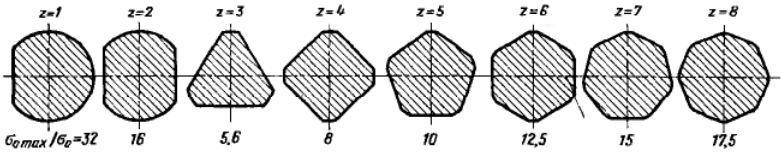


Рис. 616. Призматические валы

В соединениях, где необходима фиксация углового положения насадной детали относительно вала, нужно предусмотреть средства, исключающие возможность неправильной сборки. Обычно на вершине одного из шлицев вала проделывают продольный паз (рис. 615, *а*) или срезают верхушку шлица (рис. 615, *б*) по всей его длине. На соответствующем участке ступицы запрессовывают штифты *1*. Соединение собирается лишь в положении, когда штифт приходится против паза.

В тяжелонагруженных соединениях этот способ применяют для обеспечения возможности повторной сборки, которая нередко затрудняется из-за неравномерной выработки шлицев.

ПРИЗМАТИЧЕСКИЕ И ПРОФИЛЬНЫЕ СОЕДИНЕНИЯ

В призматических соединениях крутящий момент передается напряжениями смятия на плоских поверхностях вала – лысках и гранях (рис. 616).

В этих соединениях нет выступающих элементов, вызывающих концентрацию напряжений. Однако значительные скачки напряжений возникают на участках перехода несущих плоских поверхностей в цилиндрическую поверхность вала.

Силы, передающие крутящий момент, направлены перпендикулярно к граням и действуют на небольшом плече относительно центра вала. Вследствие этого на краях граней возникают повышенные напряжения смятия, возрастающие с увеличением числа граней, т. е. по мере приближения многогранника к окружности.

Примем, что напряжения смятия распределяются на гранях по закону треугольника (рис. 617).

Передаваемый соединением крутящий момент равен произведению площади треугольника $0{,}5S\sigma_{max}$ на плечо (2/3) S равнодействующей сил смятия и длину соединения L:

$$M_{кр} = z\frac{[\sigma]S^2L}{3}, \qquad (163)$$

где z – число граней; $[\sigma]$ – допустимое напряжение смятия; S – ширина рабочей площадки, зависящая от числа граней и угла φ цилиндрических участков вала; L – рабочая длина соединения.

Положим, что суммарный угол $z\varphi$ (см. рис. 616) цилиндрических участков для каждого из рассматриваемых валов одинаков и равен 90°, т. е. $\varphi = 90°/z$. Для валов с лысками ширину граней принимаем равной ширине граней у квадратного вала.

Радиус окружности, вписанной в многоугольник,

$$R_1 = \frac{S}{\operatorname{tg}\left(\frac{\alpha}{2}-\frac{\varphi}{2}\right)} = \frac{S}{\operatorname{tg}\left(\frac{360°}{2z}-\frac{90°}{2z}\right)} = \frac{S}{\operatorname{tg}\frac{135°}{z}}.$$

Радиус описанной окружности

$$R_2 = \frac{S}{\sin\frac{135°}{z}}.$$

Средний радиус

$$R = \frac{R_1+R_2}{2} = \frac{S}{2}\left(\frac{1}{\operatorname{tg}\frac{135°}{z}}+\frac{1}{\sin\frac{135°}{z}}\right),$$

откуда

$$S = \frac{2R}{\frac{1}{\operatorname{tg}\frac{135°}{z}}+\frac{1}{\sin\frac{135°}{z}}}.$$

Подставляя это значение S в формулу (163), получаем

$$\sigma_{max} = \frac{3}{4}\frac{M_{кр}}{zR^2L}\left(\frac{1}{\operatorname{tg}\frac{135°}{z}}+\frac{1}{\sin\frac{135°}{z}}\right)^2.$$

При $\frac{M_{кр}}{\pi R^2 L} = 1$

приведенное напряжение

$$\sigma_{0\,max} = \frac{3\pi}{4z}\left(\frac{1}{\operatorname{tg}\frac{135°}{z}}+\frac{1}{\sin\frac{135°}{z}}\right)^2. \qquad (164)$$

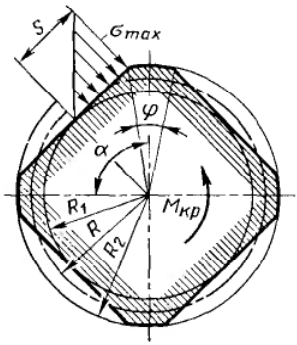


Рис. 617. Расчетная схема

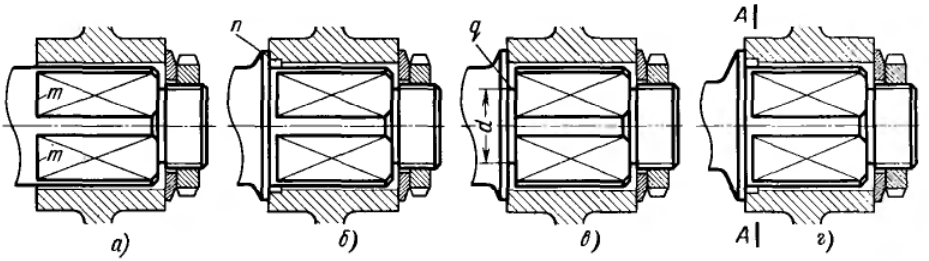


Рис. 618. Призматические соединения

На рис. 616 показаны величины $\sigma_{0\,max}/\sigma_0$, где σ_0 – напряжение смятия в эвольвентных шлицах с углом профиля $\alpha_0 = 30°$ ($\sigma_0 = 0{,}8$).

Как видно, напряжения смятия в призматических валах значительно выше, чем в шлицах эвольвентного профиля (для наиболее выгодного трехгранного вала – в 5–6 раз; для валов с 4–8 гранями – в 8 – 17,5 раза; для валов с лысками – в 16–32 раза), поэтому призматические валы применяют в малонагруженных соединениях (например, для передачи крутящего момента насадным рычагам и рукоятках).

Насадные детали центрируют на валах с лысками – по цилиндрической поверхности, на многогранных валах – по граням. Для повышения точности центрирования и увеличения равномерности распределения нагрузки грани шлифуют.

Отверстия в насадных деталях обрабатывают протягиванием.

Призматические соединения применяют преимущественно в концевых установках. Затягивать детали на ступенчатые участки *m* перехода граней в цилиндрическую часть вала (рис. 618, *а*) не рекомендуется (трудно достичь расположения упорных поверхностей в одной плоскости).

При затяжке на упорные буртики (вид *б*) грани не доводят на 1–3 мм до буртика, а остающийся цилиндрический поясок перекрывают кольцевой выточкой *n* в ступице.

Канавки *q* (вид *в*) для выхода шлифовального круга с внутренним диаметром *d*, несколько меньшим диаметра окружности, вписанной в многогранник, сильно ослабляют вал. Например, для четырехгранника момент сопротивления кручению в сечении по канавке приблизительно в 2 раза меньше, чем в сечении по неослабленному валу (предполагается, что диаметр вала равен наружному диаметру многогранника). Кроме того, на участке расположения канавки возникает значительная концентрация напряжений.

В конструкции без канавки, с перекрытием участков выхода круга кольцевой выточкой в ступице (вид *г*) ослабление несколько меньше, но все же напряжение кручения в сечении *А–А* призматической части вала примерно в 1,5 раза больше, чем в смежной цилиндрической.

Для достижения равнопрочности на кручение необходимо, чтобы диаметр окружности, вписанной в многогранник, был равен диаметру вала, что приводит к значительному увеличению радиальных размеров соединения, особенно у валов с малым числом граней (три-четыре).

По общей схеме к призматическим соединениям близки профильные соединения, иначе – К-соединения (рис. 619), рабочие поверхности которых образованы циклоидальными кривыми, что позволяет обрабатывать их шлифованием с помощью эпициклических или гипоциклических шлифовальных механизмов.

Преимуществом профильных соединений является возможность точной обработки отверстий в ступицах, термообработанных до высокой твердости.

Напряжения смятия в профильных соединениях с выпуклыми поверхностями выше, чем

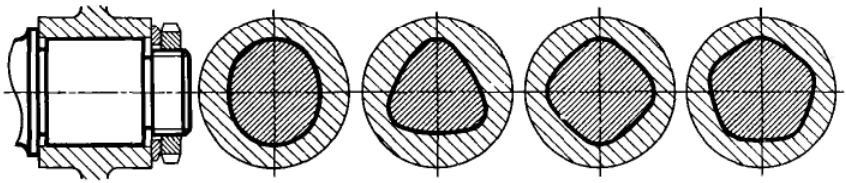


Рис. 619. Профильные соединения

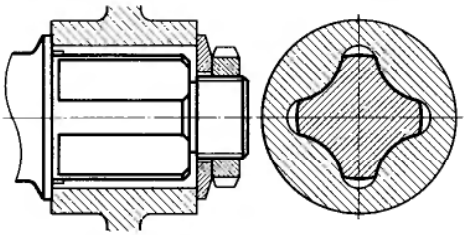


Рис. 620. Трефное соединение

у призматических валов аналогичной формы, вследствие менее благоприятного распределения (уменьшение плеча сил по мере скругления профиля). Следовательно, несущая способность профильных соединений при одинаковых напряжениях смятия ниже, чем призматических, и ниже, чем шлицевых.

Благоприятнее распределение сил у профилей с вогнутыми поверхностями. Крестообразные соединения подобного типа – трефные соединения (рис. 620) – до сих пор применяют в валах прокатных станов. Представляя собой по существу крупные шлицы трапецеидального профиля, они по прочности на изгиб и смятие равноценны последним. Однако в отличие от шлицевых соединений у них ослаблено сопротивление кручению.

ШТИФТОВЫЕ СОЕДИНЕНИЯ

Осевые штифты

Осевые штифты (круглые шпонки) применяют для передачи крутящего момента в неразборных соединениях.

Штифты устанавливают по посадке с натягом в отверстия, совместно просверленные и развернутые в вале и ступице по стыку посадочных поверхностей (рис. 621, *а – д*). Конические штифты страхуют от выпадения с помощью шайбы и гайки (вид *б*). Ступицу обычно сажают на посадках с натягом.

Передаваемый соединением момент (без учета натяга на посадочных поверхностях), Н·м,

$$M_{кр} = 10^{-3}\,\frac{[\tau]\,zdlD}{2}, \qquad (165)$$

где d и l – соответственно диаметр и длина штифтов, мм; z – число штифтов; $[\tau]$ – допускаемое напряжение среза, МПа; D – диаметр соединения, мм.

Вследствие благоприятной формы выемок в вале и ступице концентрация напряжений относительно невелика. Многоштифтовые соединения этого типа по прочности приближаются к шлицевым, а при посадке с натягом по центрирующим поверхностям могут превосходить их.

Недостаток соединения – необходимость совместной обработки отверстий под штифты в вале и ступице. Материал детали и вала должен быть примерно одинаковой твердости; в противном случае неизбежен уход сверла в сторону более мягкого металла.

Соединения осевыми штифтами применимы для крепления насадных деталей в концевых установках при не слишком большой длине вала, когда обеспечен удобный подвод сверл и разверток к торцу вала.

Этим способом можно крепить детали и во внутреннем отверстии вала при условии, если деталь не слишком длинна и наружный диа-

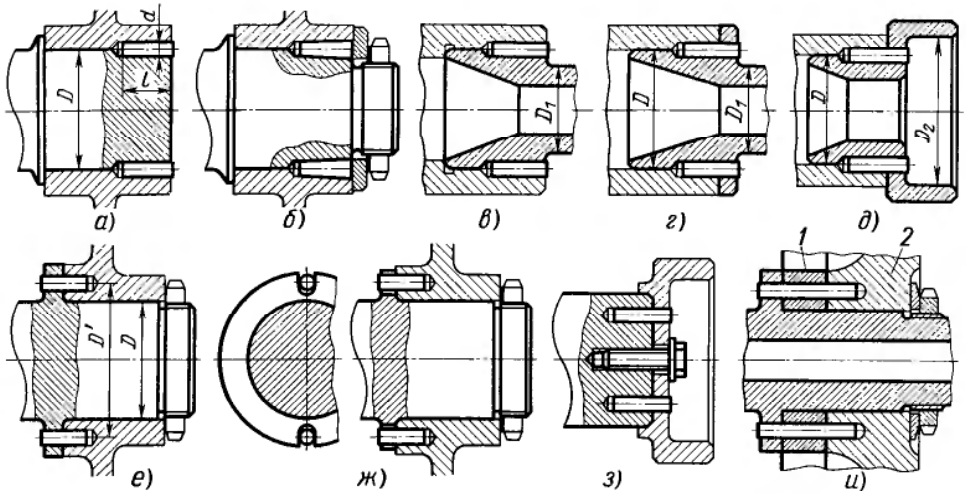


Рис. 621. Осевые штифты

метр D_1 детали меньше (виды *в*, *г*) или внутренний диаметр D_2 больше (вид *д*) диаметра D посадочной поверхности.

Положительная особенность конструкций *г* и *д* заключается в том, что сверло получает хорошее первоначальное направление в стенке детали.

В разборных соединениях штифты запрессовывают в ступицу (виды *е*, *ж*) или торец вала (вид *з*); свободные концы штифтов входят по посадкам h6 или j_s6 соответственно в отверстия вала или ступицы.

Допустимо крепление деталей разной твердости. Соединение более технологичное, чем первое (возможна раздельная обработка вала и детали по кондукторам), но менее прочное.

На виде *и* показано крепление на штифтах деталей *1* и *2* к валу. Штифты установлены по посадке с натягом в детали *1* с длинным отверстием и входят по переходной посадке в бурт вала и вторую насадную деталь.

Передаваемый осевыми штифтами момент (Н · м)

$$M_{кр} = 10^{-3}\frac{[\tau]z0{,}785d^2D'}{2}, \qquad (166)$$

где D' – диаметр расположения штифтов.

При равенстве z и d момент меньше, чем для соединений по видам $а-д$ [формула (165)], в $1{,}27\frac{lD}{dD'}$ раза (при обычных значениях $l/d \approx 4$ при $D'/D \approx 1{,}3$ – приблизительно в 4 раза).

Радиальные штифты

В слабонагруженных соединениях (валы вспомогательных приводов) применяют крепление цилиндрическими (рис. 622, *а*) или коническими (вид *б*) радиальными штифтами, фиксирующими насадную деталь в угловом и осевом направлениях.

Соединение нетехнологичное (требуется совместное сверление и развертывание отверстий в ступице и вале); отверстия сильно ослабляют вал; затяжка соединения отсутствует.

Передаваемый момент (Н · м)

$$M_{кр} = 10^{-3}\frac{[\tau]2\cdot0{,}785d^2D}{2}. \qquad (167)$$

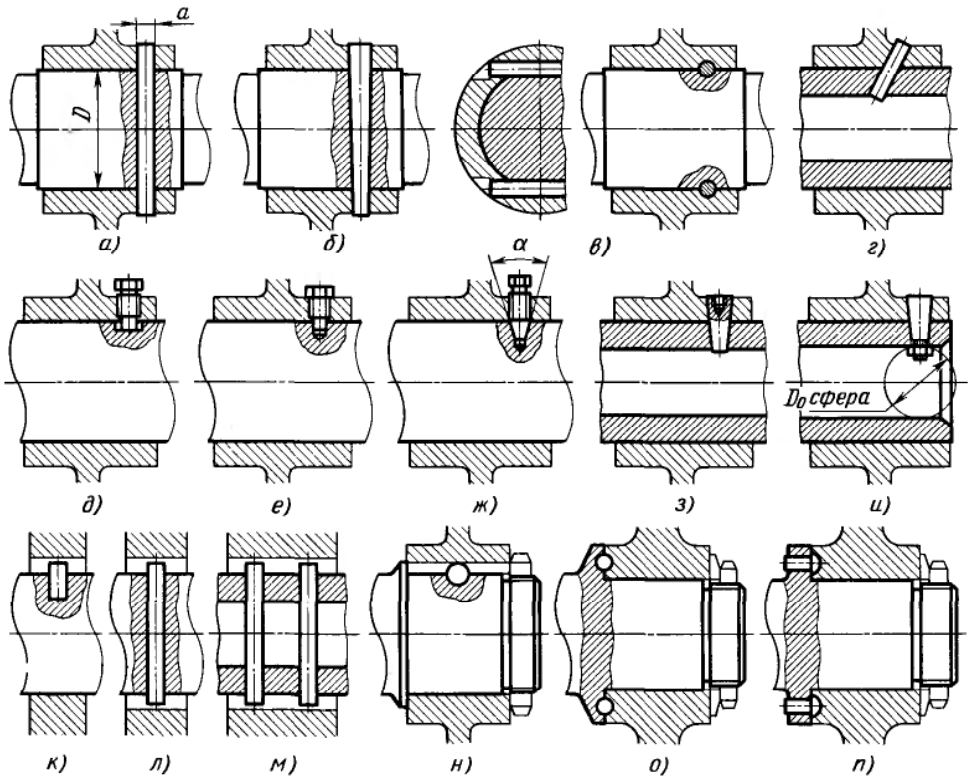


Рис. 622. Радиальные штифты

Сопоставляя это выражение с формулами (166) и (165), видим, что несущая способность соединения приблизительно в $0{,}5z$ раза меньше, чем соединений осевыми штифтами по рис. 621, *е*–*з* и в $0{,}7zl/d$ раза меньше, чем по рис. 621, *а*–*в* (например, при $z = 6$ и $l/d = 4$ – в 17 раз).

Соединение тангенциальными штифтами (вид *в*) применимо при одинаковой твердости материала вала и ступицы. Прочность соединения определяется напряжениями смятия на штифтах и вследствие неблагоприятного распределения сил (малое плечо сил относительно оси вала) незначительна.

Если к насадной детали нельзя подвести режущий инструмент в радиальном направлении, то применяют штифтовку наклонными штифтами (вид *г*). Соединение практически неразборное.

В разборных конструкциях для передачи небольших крутящих моментов применяют нарезные штифты с цилиндрическими хвостовиками, входящими в паз (вид *д*) или в сверление (вид *е*) на валу. Несколько прочнее крепление штифтами с коническими хвостовиками (вид *жс*). При центральном угле конуса $\alpha < 40°$ соединение самоконтрящееся. Еще прочнее соединения гладкими коническими штифтами с нарезным отверстием под съемник (рис. 622, вид *з*).

Конические штифты, затягиваемые внутренней гайкой (вид *и*), применимы в концевых соединениях. Опорная поверхность гайки должна быть выполнена по сфере диаметром D_0, равным диаметру отверстия вала.

В этих конструкциях необходимо совместное развертывание отверстий под штифты в ступице и вале.

В слабонагруженных соединениях применяют радиальные штифты, запрессованные в вал и входящие свободными концами в пазы на ступицах (виды *к*-*м*).

В соединениях для самых легких нагрузок крутящий момент иногда передают шариком, установленным в сферическую лунку на валу; противоположной стороной шарик входит в полукруглый паз на ступице (вид *н*).

На виде *о* показано более прочное соединение с помощью шариков, установленных на стыке торца детали и упорного буртика вала. Применение шариков в данном случае вызвано стремлением снизить концентрацию напряжений в насадной детали (выполненной из легкого сплава). Необходимо точное изготовление полусферических гнезд, иначе шарики будут работать в незатянутом состоянии.

В аналогичном соединении вида *п* крутящий момент передается полусферическими головками штифтов, запрессованных в буртик вала.

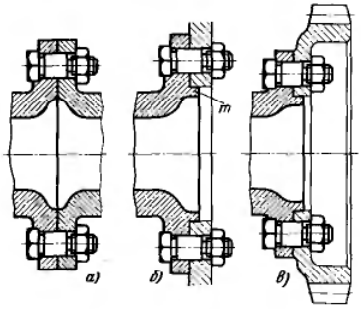


Рис. 623. Фланцевые соединения

ФЛАНЦЕВЫЕ СОЕДИНЕНИЯ

Фланцевые соединения применяют преимущественно для соединения валов (рис. 623, *а*), а также для крепления на валах деталей дискового (вид *б*) и барабанного (вид *в*) типа.

Крутящий момент передается призонными болтами или специальными элементами, работающими на срез и смятие, а отчасти силами трения, возникающими на стыковых поверхностях при затяжке стяжных болтов.

Соосность соединяемых деталей достигается центрирующей выточкой *m* (рис. 623, *б*) и строгой перпендикулярностью стыковых поверхностей относительно осей соединяемых деталей.

Увеличение диаметра расположения элементов, передающих крутящий момент, уменьшает окружную силу и дает возможность увеличить число элементов.

Преимуществом фланцевых соединений является практически беззазорная передача крутящего момента, достигаемая посадкой призонных болтов с натягом. Силы трения, возникающие на стыке при затяжке болтов, предупреждают микросмещения сопрягающихся поверхностей, поэтому фланцевые соединения почти не подвержены наклепу, свариванию и фрикционной коррозии, которые часто встречаются в ступичных соединениях.

Крутящий момент, передаваемый фланцевым соединением, определяется сопротивлением болтов срезу и силой трения на стыке:

$$M_{кр} = M_{ср} + M_{тр} = \frac{D}{2} z_1 0{,}785 d_1^2 [\tau] + \frac{D}{2} (z_1 d_1^2 + z_2 d_2^2) 0{,}785 f [\sigma], \quad (168)$$

где D – диаметр окружности расположения центров болтов; z_1 и d_1 – соответственно число и диаметр призонных болтов; z_2 и d_2 – соответственно число и диаметр стяжных болтов; $[\tau]$ и $[\sigma]$ – соответственно допу-

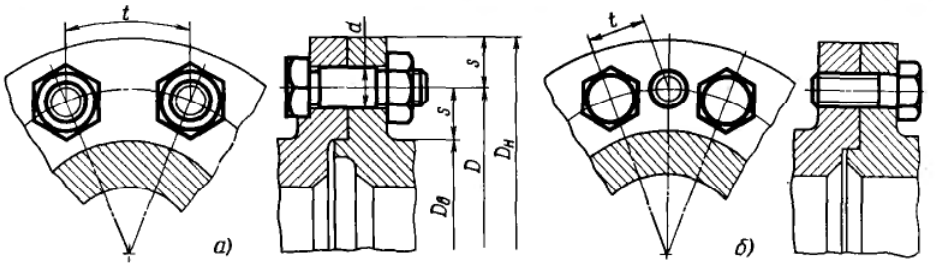


Рис. 624. Размеры фланцевых соединений

стимые напряжения среза и растяжения болтов; f – коэффициент трения на стыке соединения ($f = 0{,}10 \div 0{,}15$).

Отношение

$$\frac{M_{тр}}{M_{ср}} = f\frac{[\sigma]}{[\tau]}\left[1 + \frac{z_2}{z_1}\left(\frac{d_2}{d_1}\right)^2\right]$$

представляет долю крутящего момента, передаваемого трением.

Если все болты призонные ($z_2 = 0$) и напряжение среза равно напряжению растяжения в болтах $[\tau] = [\sigma]$, то

$$\frac{M_{тр}}{M_{ср}} = f$$

и при $f = 0{,}1$ равно 10%.

При расчете фланцевых соединений силу трения обычно не учитывают, относя ее в запас надежности работы соединения. Предполагая, что все болты являются призонными, находим из уравнения (168) диаметр расположения болтов

$$D = \frac{2{,}55M_{кр}}{[\tau]zd^2}10^3, \qquad (169)$$

где z и d – число и диаметр болтов, мм; $M_{кр}$ – крутящий момент, Н·м.

Максимальное число болтов, которые можно разместить на фланце,

$$z_{max} = \frac{\pi D}{t_{min}},$$

где t_{min} – минимальный шаг болтов, допустимый из условия завертывания гаек (рис. 624, *а*).

Для шестигранных гаек при затяжке их торцовым ключом $t_{min} \approx 2{,}5d$, а ключом с открытым зевом $t_{min} \approx 3d$.

При ограниченных радиальных размерах с целью увеличения числа стяжных болтов фланцы стягивают ввертными болтами (рис. 624, *б*), располагая их головки по разным сторонам фланца в шахматном порядке. При этом расстояние между осями болтов можно сократить до $t_{min} \approx 1{,}8d$.

В наиболее общем случае затяжки гаек ключами с открытым зевом ($t_{min} \approx 3d$) предельное число болтов

$$z_{пр} = \frac{\pi D}{3d} \approx \frac{D}{d}. \qquad (170)$$

Подставляя это выражение в формулу (169), получаем минимальный из условия размещения болтов диаметр фланца

$$D_{min} = 1{,}6\sqrt{\frac{M_{кр}}{[\tau]d}}. \qquad (171)$$

Минимальный диаметр равен диаметру $D_в$ вала плюс двойное расстояние s от поверхности вала до осей болтов. Принимая $s = 1{,}25d$, получаем

$$D_{min} = D_в + 2{,}5d. \qquad (172)$$

Приравнивая выражения (171) и (172), получаем формулу для определения диаметра d болтов, при котором диаметр D фланца получается наименьшим:

$$1{,}6\sqrt{\frac{M_{кр}}{[\tau]}} = D_в d^{0{,}5} + 2{,}5d^{1{,}5}. \qquad (173)$$

Диаметр вала $D_в$ зависит от условий его нагружения.

На основании формулы (173) составлена номограмма (рис. 625) для определения минимальных размеров фланцевого соединения.

Пусть $M_{кр} = 10$ кН·м, $[\tau] = 100$ МПа и $D_в = 100$ мм. Восстанавливаем перпендикуляр из точки $M_{кр} = 10$ кН·м на оси абсцисс и из точки пересечения с линией $[\tau] = 100$ МПа проводим горизонтальную линию, точка встречи которой с ординатой $D_в = 100$ мм дает значение $d = 14$ мм. Соответствующая величина $D_{min} = 135$ мм (тонкие линии). Число болтов согласно формуле (170)

$$z_{пр} = \frac{D_{min}}{d} = \frac{135}{14} \approx 10.$$

При конструировании фланцев не всегда исходят из условия наиболее компактного размещения болтов. В общем случае бывает задан только крутящий момент; требуется опре-

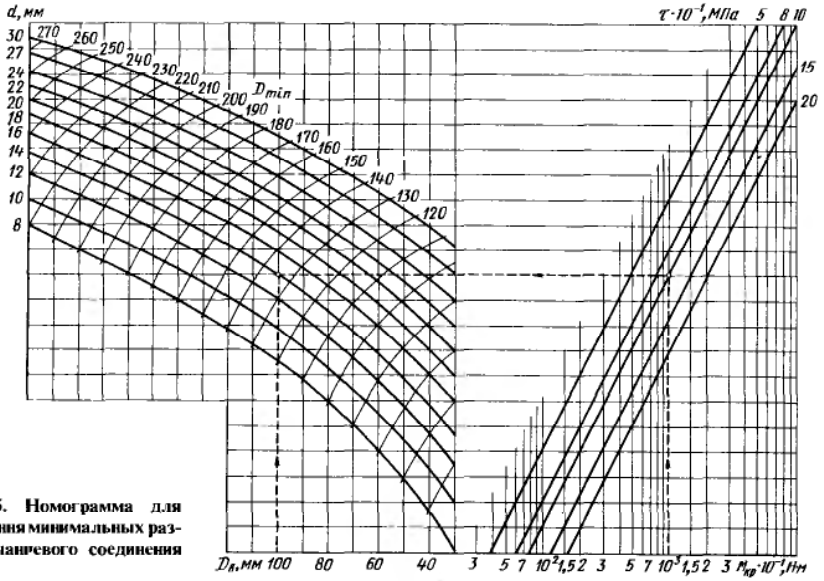


Рис. 625. Номограмма для определения минимальных размеров фланцевого соединения

делить параметры фланцевого соединения, обеспечивающие передачу момента. Задача не имеет однозначного решения. Диаметр фланца, число и диаметр болтов – независимые переменные; существует большое число сочетаний этих параметров, удовлетворяющих условию прочности.

Расчет ведут по формуле (169). Для облегчения расчета составлена номограмма (рис. 626).

Пусть $M_{кр} = 10$ кН·м, $[\tau] = 100$ МПа. Восстанавливаем перпендикуляр из точки $M_{кр} = 10$ кН·м и через точку встречи с линией $[\tau] = 100$ МПа проводим горизонтальную линию через сетку линий в левой верхней части графика. Жирные линии указывают диаметр болтов, тонкие – предельное для данного диаметра болтов число болтов $z_{пр}$ согласно формуле (170).

На рис. 626 показано построение для $d = 14$ мм. В точке встречи горизонтали с линией $d = 14$ читаем предельное значение $z_{пр} = 10$. Проводя вертикаль до пересечения с сеткой линий z (нижняя левая часть диаграммы), находим на оси ординат следующие значения:

z	10	8	6	5	4
D, мм	130	165	220	260	330
$D_{в\,max}$, мм	95	130	185	225	295
$D_н$, мм	165	200	255	295	365

Следует избегать крайних значений ряда. При больших z усложняется конструкция и уменьшается предельный диаметр вала (третья строка таблицы), равный по формуле (172) $D_{в\,max} = D - 2{,}5d$, при малых – увеличивается наружный диаметр фланца, который для средних условий можно принять равным $D_н = D + 2{,}5d$ (четвертая строка). В рассматриваемом случае целесообразно принять $z = 8$.

Толщину фланца на участке расположения болтов определяют из условия жесткости фланца и прочности болтов на смятие. Напряжение смятия

$$\sigma_{см} = \frac{2M_{кр}}{zDdb}, \qquad (174)$$

где b – толщина фланца (рис. 627).

Напряжение среза в болтах

$$\tau = \frac{2M_{кр}}{0{,}785d^2zD}. \qquad (175)$$

Деля почленно уравнения (174) и (175), получаем

$$b = 0{,}785d\,\frac{\tau}{\sigma_{см}}.$$

Полагая $[\tau] = [\sigma_{см}]$ и учитывая сокращение рабочей длины болтов из-за наличия резьбы и канавки m на участке перехода стержня болта в головку, обычно принимают

$$b = (1 \div 1{,}2)d. \qquad (176)$$

Толщину фланца на участке перехода в силовой пояс делают $b' \approx 0{,}8b$, а на участке перехода в вал $b'' = (0{,}15 \div 0{,}2)\,D_в$.

Типичные формы фланцев малого диаметра показаны на рис. 628, *а – г*. Фланцы большего диаметра делают коническими (вид *д*); участок перехода в вал усиливают плавной галтелью m и поясом жесткости n.

Для увеличения жесткости, особенно при наличии изгибающих сил и моментов, фланцам придают чашечную (вид *е*), конусную (вид *ж*) или тюльпановидную (вид *з*) форму.

Стыковые поверхности фланцев обрабатывают до параметров шероховатости $Ra = 0{,}32 \div 1{,}25$ мкм с соблюдением перпендику-

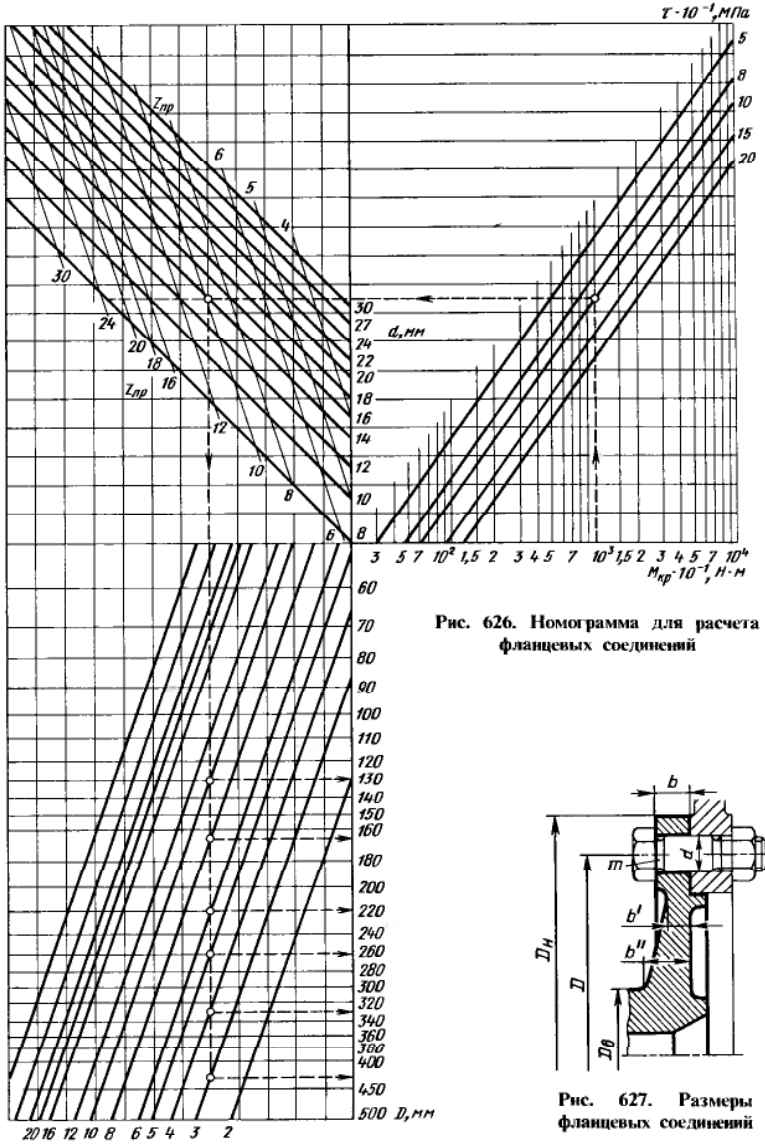


Рис. 626. Номограмма для расчета фланцевых соединений

Рис. 627. Размеры фланцевых соединений

лярности осей в пределах, зависящих от требуемой точности направления (торцовое биение в среднем 0,01 – 0,03 мм на 100 мм радиуса).

Отверстия под призонные болты обрабатывают совместно или по кондуктору с последующим совместным развертыванием под посадки H7/m6 или H7/k6. Для обеспечения сборки фланцев в положении, при котором производилась совместная обработка, устанавливают контрольные штифты или одно из отверстий располагают под углом, отличающимся от угла расположения остальных отверстий.

Призонные болты изготовляют из углеродистых сталей 45, 50 или легированных 40Х и термически обрабатывают на твердость HRC 30 – 45 (закалка со средним отпуском).

Болты рассчитывают на срез окружной силой и растяжение силой предварительной затяжки. Эквивалентное напряжение в опасном сечении (плоскость среза) по третьей теории

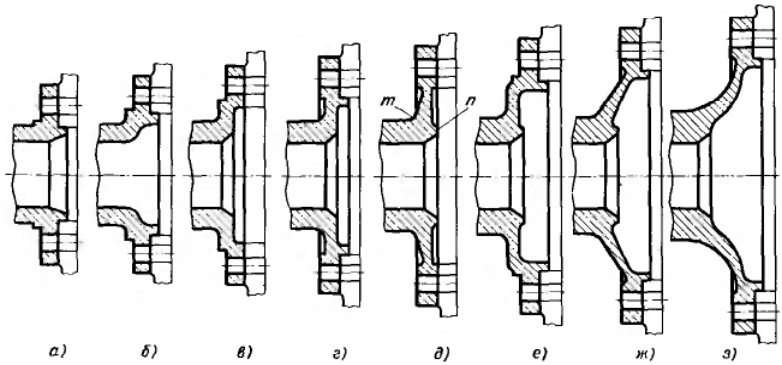


Рис. 628. Формы фланцев

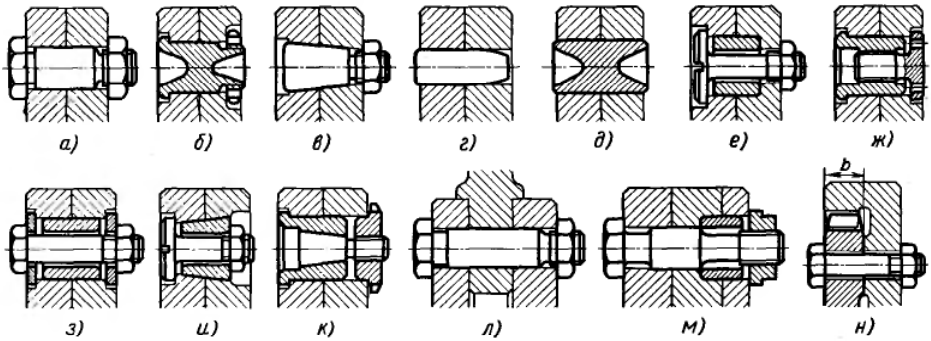


Рис. 629. Передача крутящего момента во фланцевых соединениях

прочности

$$\sigma = \sqrt{\sigma_р^2 + 4\tau^2},$$

где $\sigma_р$ и τ – соответственно напряжения растяжения и среза.

Обычно принимают $\sigma_р = 100$ МПа и $\tau = 50 \div 100$ МПа. Эквивалентное напряжение

$$\sigma = \sqrt{100^2 + 4(50 \div 100)^2} \approx 150 \div 200 \text{ МПа}.$$

Помимо цилиндрических призонных болтов (рис. 629, *а, б*), применяют конические (вид *в*). Конические болты не обеспечивают стяжку фланцев, вследствие чего их чередуют с обычными стяжными болтами.

Крутящий момент передают также с помощью штифтов (виды *г, д*), располагаемых в промежутках между стяжными болтами. Для уменьшения габаритов элементы, работающие на срез, выполняют в виде втулок, устанавливаемых концентрично со стяжными болтами (виды *е* – *к*). Прочное соединение обеспечивает конструкция *к* с коническими болтами, затяжка которых раздает втулки и обеспечивает плотное прилегание их к стенкам отверстий на участке среза.

На виде *л* представлен пример передачи крутящего момента в многофланцевом соединении с помощью призонных болтов, а на виде *м* – комбинированным способом с помощью призонных болтов и втулок.

Для передачи больших крутящих моментов применяют радиальные (чаще всего эвольвентные) шлицы (вид *н*) или торцовые шлицы треугольного профиля (рис. 630).

При расчете на срез по основанию шлицев крутящий момент, передаваемый шлицами,

$$M'_{кр} \approx \frac{\pi D^2}{2} l[\tau],$$

где D – средний диаметр шлицевого пояса, мм; l – ширина пояса шлицев, мм; $[\tau]$ – допускаемое напряжение среза, МПа.

Для призонных плотно расположенных болтов по формуле (171)

$$M_{кр} \approx 0{,}4D^2 [\tau]d.$$

Рис. 630. Фланцы с торцовыми шлицами

Отношение крутящих моментов при передаче шлицами и болтами

$$\frac{M'_{кр}}{M_{кр}} \approx 4\frac{l}{d}.$$

Для радиальных шлицев (см. рис. 629, *н*), когда $l = b$, при обычной толщине фланца $b = d$

$$\frac{M'_{кр}}{M_{кр}} \approx 4.$$

Для торцовых шлицев при $l = 2{,}5d$ (рис. 630, *а*)

$$\frac{M'_{кр}}{M_{кр}} \approx 10.$$

Следовательно, несущая способность фланцев с радиальными шлицами примерно в 4 раза, а с торцовыми – в 10 раз больше, чем фланцев с плотно расположенными призонными болтами.

В соединениях, нагруженных не слишком большими силами, протяженность торцовых шлицев обычно сокращают, выполняя их отдельными секторами на участках расположения стягивающих болтов (вид *б*) или между ними (вид *в*), или уменьшая высоту шлицевого пояса (виды *г*, *д*).

Размеры шлицевых участков определяют из условия

$$M_{кр} = F[\tau]R_{ср},$$

где F – суммарная площадь шлицевых участков; $R_{ср}$ – средний радиус их расположения; $[\tau]$ – допустимое напряжение среза в шлицах.

Стяжные болты фланцев с торцовыми шлицами нагружены, кроме силы предварительной затяжки, также осевой силой, возникающей при передаче крутящего момента вследствие наклона рабочих граней шлицев, равной

$$P_{ос} = \frac{M_{кр}}{R_{ср}} \operatorname{tg} \alpha/2,$$

где α – угол при вершине профиля шлицев в среднем сечении.

При обычном значении $\alpha = 60°$

$$P_{ос} = 0{,}577\frac{M_{кр}}{R_{ср}}.$$

ФРИКЦИОННЫЕ СОЕДИНЕНИЯ

Конусные соединения

В конусных соединениях крутящий момент передается трением, возникающим на посадочных поверхностях при затяжке ступицы на валу.

Необходим строгий контроль силы затяжки. При недостаточной затяжке снижается несущая способность соединения, при избыточной – могут появиться опасные для прочности напряжения в охватывающей и охватываемой деталях.

Подобно соединениям с натягом конусные

[1] Относящиеся к этому разделу соединения с натягом рассмотрены в гл. 10.

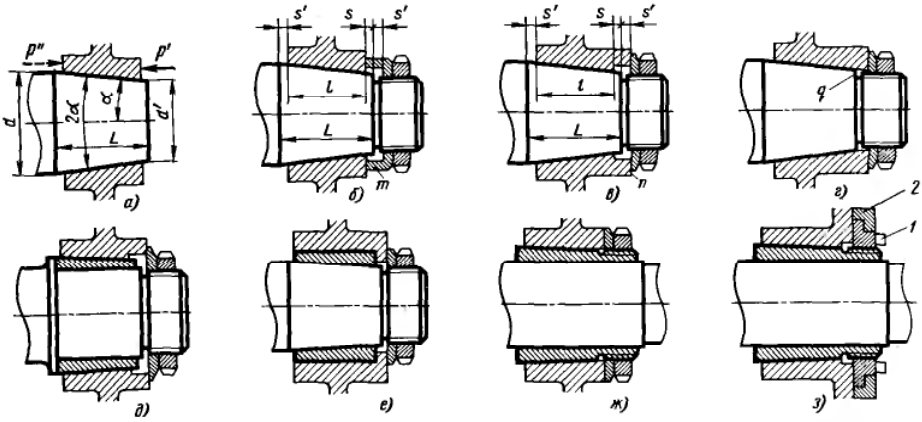


Рис. 631. Конусные соединения

соединения применяют преимущественно в концевых установках.

Конусные соединения можно собирать при любом угловом положении насадной детали на валу. При необходимости выдержать определенное угловое положение в соединение вводят фиксирующие элементы, например шпонку, установочный штифт и др.

Осевое положение насадной детали на валу колеблется из-за производственных отклонений диаметральных размеров конических поверхностей вала и отверстия ступицы. При затяжке ступица перемещается вдоль вала на несколько миллиметров. При повторных затяжках положение детали меняется в результате происходящего в эксплуатации смятия посадочных поверхностей.

Конусные соединения с натягом (рис. 631, *а*) применяют в глухих и редко разбираемых соединениях, затяжные (рис. 631, *б*, *в*) — в разборных.

Конические поверхности вала и ступицы обрабатывают соответственно по 6-му и 7-му квалитету; параметры шероховатости $Ra = 0{,}32 \div 1{,}25$ мкм. В ответственных разборных соединениях конусы притирают по краске до получения контакта на площади не менее 80% поверхности конуса.

Для облегчения притирки и повторных переборок целесообразно выпускать конус вала из отверстия ступицы на величину $s = 1{,}4 \div 2$ мм (виды *б*, *в*). Иначе на стенках отверстия в точке *q* (вид *г*) при притирке образуется кольцевая ступенька, затрудняющая перемещение ступицы вдоль вала.

Свешивающуюся часть конуса перекрывают чашечной шайбой *m* (вид *б*) или кольцевым выступом *n* на ступице (вид *в*) с запасом *s'* на осевое перемещение ступицы при затяжке. Учитывая возможность смятия посадочных поверхностей в эксплуатации, запас делают равным $(1{,}5-2)h$, где h — расчетное осевое перемещение втулки при первоначальной затяжке.

Резьба вала также должна быть выполнена с запасом *s'*.

Во избежание уменьшения рабочей длины соединения при переборках противоположный конец конуса должен выходить за ступицу на величину не менее *s'*.

Таким образом, длина конуса вала должна быть равна $L = l + s + s'$ (l — длина рабочей поверхности ступицы).

В соединениях, подвергающихся пикликическим нагрузкам, во избежание наклепа и сваривания посадочных поверхностей вводят промежуточные втулки из твердых бронз (БрК3Мц1 или БрБ2) с наружной (рис. 631, *д*) или внутренней (вид *е*) конусностью. Центрирование происходит по двум поверхностям, что предъявляет повышенные требования к точности изготовления втулок.

Целесообразнее применять гальваническое или термодиффузионное покрытие контактных поверхностей мягкими металлами (Cu, Zn, Cd). Такие покрытия не только предотвращают сваривание, но и значительно повышают несущую способность соединения.

При установке деталей на длинных валах, а также при необходимости регулирования в широких пределах осевого положения деталей на валу применяют затяжные втулки (виды *ж*, *з*).

В конструкции *з* предусмотрено съемное устройство. При отвертывании гайка *1*, упираясь ребордой в шайбу *2*, привернутую к ступице, стягивает ступицу с вала.

Конусность

Конусностью называют отношение

$$K = \frac{d - d'}{L} = 2\operatorname{tg}\alpha,$$

где d и d' — соответственно большой и малый диаметры конуса (см. рис. 631, *а*), мм; L — длина конуса, мм [обычно $L = (1 \div 1{,}2)d$]; α — половина центрального угла конуса.

Уклоном называют отношение

$$y = \frac{d - d'}{2L} = \operatorname{tg}\alpha = 0{,}5K.$$

Соотношения между α, K и y приведены на рис. 632.

На передаваемый момент конусность не оказывает влияния, если затяжка производится исходя из условия создания в соединении расчетного натяга. С уменьшением конусности необходимая сила затяжки уменьшается, а осевое перемещение увеличивается; с увеличением конусности — наоборот.

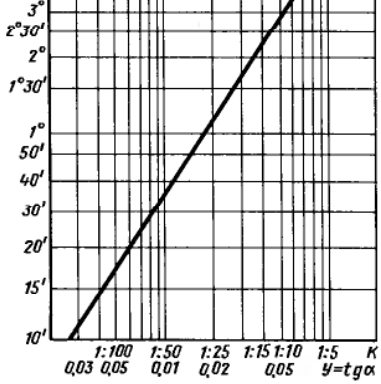


Рис. 632. Зависимость между α, K и y

При постоянной силе затяжки с уменьшением конусности увеличиваются радиальный натяг и передаваемый крутящий момент, но одновременно возрастают напряжения в вале и ступице.

Сопротивляемость конусных соединений с натягом осевому сдвигу неодинакова в различных направлениях. Если нагрузка направлена против вершины конуса (сплошная стрелка на рис. 631, *а*), то сдвигу препятствуют сила трения на посадочной поверхности и осевая составляющая реакции упругого сжатия охватываемой детали и растяжения охватывающей.

Сила трения

$$F = k\pi d_{ср} l f,$$

где k – давление на посадочной поверхности; l и $d_{ср}$ – длина и диаметр посадочной поверхности ($d_{ср} \approx d$); f – коэффициент трения.

Осевая сила реакции

$$P_{ос} = k\pi d_{ср} l \operatorname{tg}\alpha,$$

где α – половина угла при вершине конуса.

Полная сила

$$P' = F + P_{ос} = k\pi d_{ср} l (f + \operatorname{tg}\alpha). \qquad (177)$$

Сдвигу в обратном направлении (штриховая стрелка на рис. 631, *а*) препятствует только сила трения. Сила упругой реакции, наоборот, способствует сдвигу.

Сила сдвига при этом

$$P'' = F - P_{ос} = k\pi d_{ср} l (f - \operatorname{tg}\alpha). \qquad (178)$$

Отношение

$$\frac{P''}{P'} = \frac{f - \operatorname{tg}\alpha}{f + \operatorname{tg}\alpha}. \qquad (179)$$

На рис. 633 показана зависимость сил P' и P'' от угла α, подсчитанных по формулам (177) и (178) (величина $k\pi d_{ср} l$ принята равной единице), а также отношение P''/P', определенное по формуле (179).

Как видно, сила P' возрастает, а сила P'' падает прямо пропорционально K. С увеличением коэффициента трения эти силы увеличиваются.

Для надежной работы соединения необходимо, чтобы отношение P''/P' было по возможности близко к единице. Это условие выдерживается при $K < 1:50$ (при $f = 0{,}1$ отношение $P''/P' > 0{,}8$). С увеличением K отношение P''/P' уменьшается (при $f = 0{,}1$ и $K > 1:20$ отношение $P''/P' < 0{,}6$). При $K = 1:10$ и при минимальном $f = 0{,}05$ сила P'' становится равной нулю (что означает нарушение условия самоторможения: $K = 2\operatorname{tg}\alpha \leqslant 2f \leqslant 1:10$). При $K \leqslant$

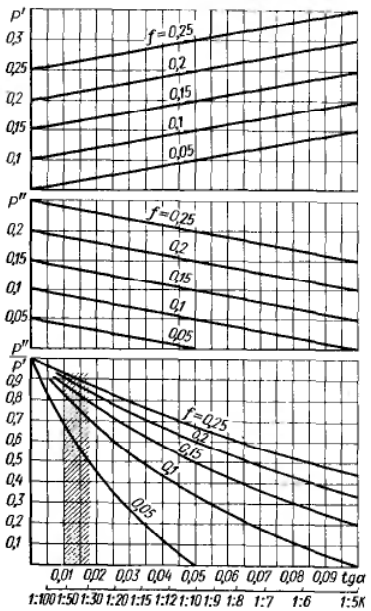


Рис. 633. Силы осевого сдвига P' и P'' и отношение P''/P' в зависимости от K и f

$\leqslant 1:50$ сила P'' уменьшается незначительно (при $K = 1:100$ отношение P''/P' примерно на 10% больше, чем при $K = 1:50$). Вместе с тем уменьшение K вызывает ряд отрицательных явлений – увеличение осевого смещения при запрессовке, повышение чувствительности соединения к перегрузке силами P'. Рекомендуемые конусности для соединений с натягом $K = 1:50 \div 1:30$ (заштрихованная область на рис. 633), при которых отношение $P''/P' \approx 0{,}8 \div 0{,}6$ и сохраняет удовлетворительное значение 0,5 даже при $f = 0{,}05$.

Затяжные втулки (см. рис. 631, *д – з*) выполняют с целью уменьшения толщины втулки с конусностью до 1 : 100.

Нагружаемость затяжных соединений (см. рис. 631, *б, в*) силами, направленными к вершине конуса, значительно больше и определяется сопротивлением резьбы затяжной гайки срезу. Ограничений в выборе угла конуса при этом нет. Для увеличения осевой нагружаемости в направлении от вершины конуса, уменьшения осевого сдвига при затяжке, а также для облегчения операций притирки (требующих многократного снятия и надевания ступицы) обычно применяют конусность $K = 1:20 \div 1:10$, иногда до 1 : 5.

Сборка конусных соединений

Натяг в конусных соединениях регулируют одним из следующих способов:

а) запрессовкой регламентированной силой;

б) запрессовкой вала нормированным ударом;

в) запрессовкой на расчетное осевое перемещение h (осевой натяг);

г) тепловой сборкой (с нагревом охватывающей детали или охлаждением охватываемой).

Способ запрессовки расчетной силой (рис. 634, *а*) недостаточно точен, так как сила запрессовки зависит от коэффициента трения, который может значительно колебаться.

Более устойчивые результаты, как показывает опыт, дает запрессовка нормированным ударом – падением груза *1* с определенной высоты (вид *б*). Груз и высоту падения подбирают опытным путем на эталонных образцах, последовательно увеличивая силу удара до получения заданной несущей способности.

Наиболее точен способ запрессовки на расчетное перемещение. Ступицу плотно устанавливают на конус вала от руки или с небольшой (предпочтительно нормированной) силой, после чего запрессовывают на расчетную величину h (вид *в*).

При тепловой сборке (с нагревом насадной детали или охлаждением вала) деталь устанавливают на вал без натяга или с незначительным натягом. После остывания детали (или отогрева вала) в соединении возникает натяг, всецело определяемый температурой нагрева (охлаждения).

Необходимая температура нагрева

$$t = 10^{-3}\frac{\Delta}{\alpha_2 d} + t_0; \qquad (180)$$

температура охлаждения

$$-t = 10^{-3}\frac{\Delta}{\alpha_1 d} - t_0, \qquad (181)$$

где Δ – необходимый диаметральный натяг, мкм; α_2 и α_1 – коэффициенты линейного расширения материалов соответственно охватывающей детали и вала; t_0 – температура в цехе.

В отличие от цилиндрических соединений с натягом, у которых температура нагрева (охлаждения) влияет только на сборочный зазор, но не сказывается на окончательном натяге, в конусных соединениях эта температура непосредственно определяет натяг. В данном случае необходимо точно выдерживать температуру сборки, что представляет определенные трудности, особенно при охлаждении (вследствие ограниченности выбора охлаждающих сред). Кроме того, на точность результатов влияет трудно учитываемое изменение температуры при переносе нагретых (или охлажденных) деталей к месту сборки.

В затяжных соединениях натяг регулируют завертыванием гайки нормированным крутящим моментом или (способ более точный) затяжкой на расчетное перемещение ступицы по валу.

Осевой натяг h выдерживают по разности отметок на валу при посадке без зазора ступицы и после затяжки или затяжкой на буртик вала (вид *г*). Для компенсации производственных отклонений диаметральных размеров конусов вала и отверстия, вызывающих значительные колебания осевого положения ступицы на валу, между буртиком и ступицей устанавливают регулировочные кольца *2* (*д*).

Толщина колец и номинальное расстояние буртика от обреза ступицы должны быть выбраны с запасом 1,5, обеспечивающим создание натяга при последующих переборках, с учетом возможности повторной притирки соединения.

Для облегчения разборки в затяжные конусные соединения целесообразно вводить съемники.

Наиболее удобна (но не всегда применима в эксплуатационных условиях) система гидросъема (см. рис. 763, *а*, кн. 1). При подводе масла по системе каналов к посадочным поверхностям под давлением 100 – 200 МПа ступица сама сходит с вала иногда с сильным рывком, соответствующим переходу от трения покоя к трению движения.

Несущая способность

Крутящий момент, передаваемый конусным соединением,

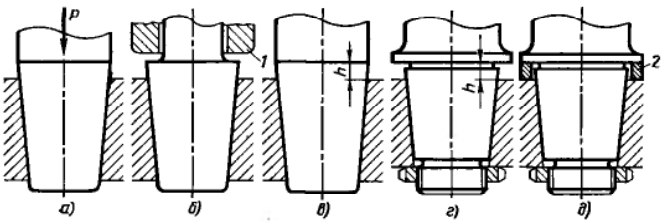


Рис. 634. Запрессовка конусных соединений

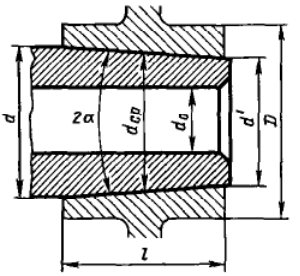


Рис. 635. Расчетная схема

$$M_{кр} = 10^{-3}\frac{\pi d_{ср}^2 lkf}{2} = 5\cdot 10^{-4}\pi d_{ср}^2 lkf, \quad (182)$$

где $d_{ср}$ – средний диаметр конуса, мм (рис. 635); l – активная длина соединения, мм; k – давление на посадочной поверхности, МПа; f – коэффициент трения.

Величину $d_{ср} = d[1-(l/d)\operatorname{tg}\alpha]$ можно без большой погрешности заменить наибольшим диаметром d конуса (см. рис. 635).

Максимальный крутящий момент, передаваемый соединением, определяется допустимым напряжением смятия $[\sigma_{см}]$ на посадочных поверхностях, а также напряжениями, возникающими в вале и ступице при затяжке (обычно определяющими являются напряжения в ступице).

В табл. 25 приведены значения $[\sigma_{см}]$ для наиболее употребительных материалов.

25. Материал ступицы

Материал	$[\sigma_{см}]$, МПа
Стали улучшенные	200–250
Чугуны серые	20–50
Сплавы Al	10–20

Соединения рассчитывают с запасом $n = 2 \div 2{,}5$, увеличивая заданный крутящий момент в n раз, или, что то же самое, снижая в n раз расчетный коэффициент трения.

Осевая сила, необходимая для создания давления k,

$$P_{ос} = k\pi d_{ср} l\operatorname{tg}\alpha. \quad (183)$$

Подставляя в это выражение значение k из уравнения (182), получаем

$$P_{ос} = 10^3\frac{M_{кр}\,2\operatorname{tg}\alpha}{d_{ср}f} = 10^3\frac{M_{кр}K}{d_{ср}f}. \quad (184)$$

Сила затяжки $P_{зат}$ равна сумме силы $P_{ос}$ и сил трения, возникающих при осевом перемещении ступицы по валу:

$$P_{зат} = k\pi d_{ср} l(f+\operatorname{tg}\alpha) = P_{ос}\left(\frac{f}{\operatorname{tg}\alpha}+1\right) = 10^3\frac{M_{кр}K}{d_{ср}f}\left(\frac{f}{\operatorname{tg}\alpha}+1\right). \quad (185)$$

Так как $\operatorname{tg}\alpha = 0{,}5K$, то

$$P_{зат} = 10^3\frac{M_{кр}}{d_{ср}}\left(2+\frac{K}{f}\right). \quad (186)$$

Сопротивление сдвигу в направлении к вершине конуса (для соединений с натягом)

$$P'' = k\pi d_{ср} l(f-\operatorname{tg}\alpha) = 10^3\frac{M_{кр}}{d_{ср}}\left(2-\frac{K}{f}\right). \quad (187)$$

Возникающий в соединении при затяжке диаметральный натяг (в мкм) зависит от радиальной жесткости вала и ступицы и равен по формуле Ламе

$$\Delta = 10^3 kd\theta, \quad (188)$$

где по формуле (182)

$$k = 10^3\frac{2M_{кр}}{\pi d_{ср}^2 lf}; \quad (189)$$

θ – коэффициент;

$$\theta = \frac{c_1-\mu_1}{E_1}+\frac{c_2+\mu_2}{E_2}; \quad (190)$$

здесь E_1; E_2 и μ_1; μ_2 – модули нормальной упругости и коэффициенты Пуассона материалов соответственно вала и ступицы; c_1 и c_2 – коэффициенты;

$$c_1 = \frac{1+a_1^2}{1-a_1^2}; \quad (191)$$

$$c_2 = \frac{1+a_2^2}{a_1^2}, \quad (192)$$

где a_1 и a_2 – факторы тонкостенности (отношение внутреннего диаметра $d_{вн}$ к наружному $d_{нар}$) соответственно для вала и ступицы ($a_1 = d_{ср}/d_0$; $a_2 = D/d_{ср}$, см. рис. 635).

На рис. 636 приведена кривая зависимости c от $d_{вн}/d_{нар}$.

При одинаковом материале вала и ступицы ($E_1 = E_2 = E$; $\mu_1 = \mu_2$)

$$\theta = \frac{c_1+c_2}{E}. \quad (193)$$

Максимальное напряжение сжатия в вале

$$\sigma_1 = \frac{2k}{1-a_1^2}. \quad (194)$$

Максимальное напряжение разрыва в ступице

$$\sigma_2 = \frac{2k}{1-a_2^2}. \quad (195)$$

Осевой натяг h, необходимый для получения расчетной величины Δ,

$$h = 10^{-3}\frac{\Delta'}{K}, \quad (196)$$

где

$$\Delta' = \Delta + 2\varphi(Rz_1 + Rz_2).$$

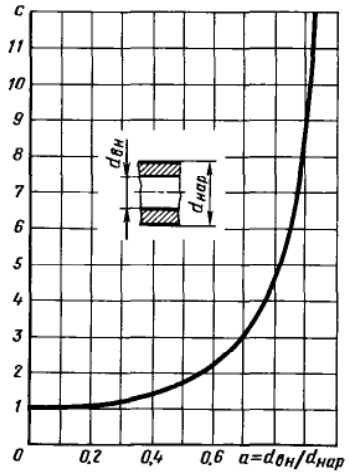


Рис. 636. Коэффициент c в функции a

Здесь Rz_1 и Rz_2 – высота микронеровностей соответственно поверхности вала и отверстия, мкм; φ – коэффициент смятия микронеровностей.

Обычно принимают $\varphi = 0{,}5$. Тогда

$$\Delta' = \Delta + Rz_1 + Rz_2. \qquad (197)$$

Пример. Задан рабочий крутящий момент $M_{кр} = 1$ кН·м. Диаметр вала (больший диаметр конуса) $d = 60$ мм. Длина конуса $l = 70$ мм. Конусность 1:20. Вал и ступица – стальные. Вал массивный ($a_1 = 0$). Наружный диаметр ступицы $D = 90$ мм ($a_2 = 0{,}66$). Посадочные поверхности обработаны до $Rz = 3{,}2$ мкм. Коэффициент трения $f = 0{,}1$.

Определить силу затяжки и осевой натяг, необходимые для передачи крутящего момента.

Принимая коэффициент запаса $n = 2$, получаем расчетное значение крутящего момента

$$M'_{кр} = 2 \text{ кН} \cdot \text{м}.$$

Необходимая сила затяжки по формуле (186)

$$P_{зат} = 10^3 \frac{2}{60}\left(2 + \frac{0{,}05}{0{,}1}\right) = 83 \text{ кН}.$$

Давление на посадочных поверхностях по формуле (189)

$$k = 10^3 \frac{2 \cdot 2 \cdot 10^3}{\pi \cdot 3600 \cdot 70 \cdot 0{,}1} \approx 50 \text{ МПа}.$$

Максимальное напряжение в вале по формуле (194)

$$\sigma_1 = 100 \text{ МПа}.$$

Напряжение в ступице по формуле (195)

$$\sigma_2 = \frac{100}{1 - 0{,}44} \approx 180 \text{ МПа}.$$

Необходимый диаметральный натяг по формуле (188)

$$\Delta = 10^3 \cdot 50 \cdot 60\theta = 3 \cdot 10^6\theta.$$

Величину θ находим по формуле (193), подставляя

$$E = 2 \cdot 10^5 \text{ МПа};$$

$$c_1 = 1;\ c_2 = \frac{1 + a_2^2}{1 - a_2^2} = \frac{1 + 0{,}44}{1 - 0{,}44} \approx 2{,}5.$$

Следовательно,

$$\theta = \frac{1 + 2{,}5}{2 \cdot 10^5} = 1{,}75 \cdot 10^{-5},$$

и диаметральный натяг

$$\Delta = 3 \cdot 10^6 \cdot 1{,}75 \cdot 10^{-5} = 53 \text{ мкм}.$$

С учетом смятия микронеровностей, согласно формуле (197)

$$\Delta' = 53 + 6{,}4 = 59{,}4 \text{ мкм}.$$

Необходимый осевой натяг по формуле (196)

$$h = 10^{-3} \frac{59{,}4}{0{,}05} = 1{,}2 \text{ мм}.$$

Определим температуру нагрева и охлаждения при тепловой сборке.

В интервале 0–200 °С коэффициент линейного расширения стали $\alpha = 13 \cdot 10^{-6}$. Принимая температуру в цехе $t_0 = 20$ °С и подставляя в формулу (180) численные значения Δ и d из предыдущего примера, получаем

$$t = 10^{-3} \frac{59{,}4}{13 \cdot 10^{-6} \cdot 60} + 20 \approx 95 \text{ °С}.$$

С учетом охлаждения детали при переносе ($\Delta t = 30$ °С)

$$t = 125 \text{ °С}.$$

Для сборки с охлаждением (принимая в интервале от 0 до −200 °С $\alpha = 8 \cdot 10^{-6}$) получаем по формуле (181)

$$-t = 10^{-3} \frac{59{,}4}{8 \cdot 10^{-6} \cdot 60} - 20 \approx 105 \text{ °С}.$$

С учетом отогрева вала ($\Delta t = 30$ °С)

$$t = -135 \text{ °С}.$$

Соединения коническими затяжными кольцами

В этих соединениях крутящий момент передается коническими кольцами, устанавливаемыми в кольцевом зазоре между валом и ступицей и затягиваемыми гайкой на валу (рис. 637, *а*) или в ступице (вид *б*). Кольца, надвигаясь при затяжке своими коническими поверхностями одно на другое, упруго деформируются: наружные (охватывающие) растягиваются, а внутренние (охватываемые) сжимаются, вследствие чего на поверхности вала и отверстия возникает натяг.

Крутящий момент передается в каждой паре колец через три поверхности трения. Деталь центрируется на валу по трем поверхностям в каждой паре (а по всему соединению – по 3z

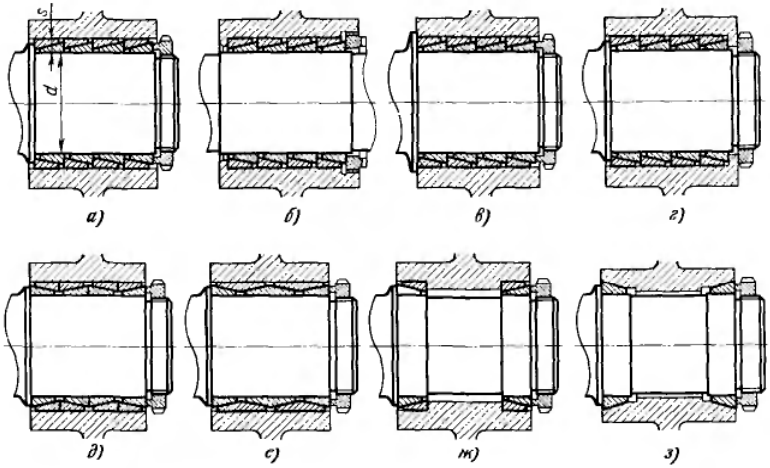


Рис. 637. Соединения затяжными кольцами

поверхностям, где z – число пар колец), что требует особо точного изготовления колец с соблюдением строгой соосности наружных и внутренних поверхностей колец.

Насадную деталь можно устанавливать в любом угловом положении и регулировать в некоторых пределах ее осевое положение на валу.

Соединение может воспринимать трением довольно значительные осевые силы. При необходимости точной осевой фиксации, а также если на соединение действуют повышенные осевые силы, предусматривают упорные буртики.

В конструкции *в* буртик воспринимает осевую силу, действующую в одном направлении; нагрузки противоположного направления воспринимаются силами трения. В конструкции *г* осевые силы в одном направлении воспринимаются гайкой, а в другом – буртиком на валу через пакет колец.

Наряду с установкой колец конусностью в одну сторону (виды *а – г*) применяют чередующуюся установку (вид *д*). Кольца с двусторонней конусностью (вид *е*) применяют редко (труднее выдержать соосность рабочих поверхностей колец; необходима установка дополнительных боковых колец).

Передаваемый крутящий момент можно регулировать изменением силы затяжки. Максимальный крутящий момент определяется допустимым напряжением смятия на контактных поверхностях, а также возникающими при затяжке напряжениями растяжения и сжатия соответственно в ступице и в вале.

Во избежание перенапряжения соединение затягивают тарированной силой или завертывают гайку на расчетное осевое перемещение.

С течением времени затяжка ослабевает из-за смятия (при циклических нагрузках) и истирания посадочных поверхностей, поэтому необходимо периодически подтягивать соединение. При достаточной податливости ступицы и вала (полые валы) падение натяга до известной степени компенсируется упругой отдачей ступицы и вала.

Кольца устанавливают на валу и в ступице обычно по посадке h6. На первой стадии затяжки монтажный зазор выбирается, и кольца плотно прижимаются к посадочным поверхностям. При дальнейшей затяжке на посадочных поверхностях возникает натяг, необходимый для передачи крутящего момента.

Для уменьшения силы, затрачиваемой на предварительную деформацию колец в пределах зазора, а также с целью уменьшения радиальных размеров соединения целесообразно применять кольца малой толщины, т. е. уменьшать высоту s кольцевого зазора между валом и ступицей (рис. 637, *а*). Рекомендуется придерживаться значений $s = (0{,}08 \div 0{,}12)d$, где d – диаметр вала. Верхний предел относится к соединениям малого диаметра (< 80 мм), нижний – большого (80 – 200 мм). В среднем $s = 0{,}1d$.

При многорядной установке колец с затяжкой с одной стороны ближайшая к гайке пара колец, на которую действует полная сила затяжки, создает наибольшее давление на вал и ступицу и передает бо́льшую часть крутящего момента. В следующих парах давление падает, так как часть силы затяжки погашается осевыми составляющими сил трения на поверхностях колец. Соответственно уменьшается доля крутящего момента, передаваемого этими кольцами. На удаленных от гайки коль-

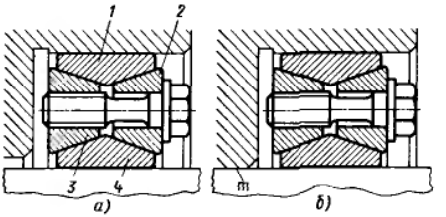


Рис. 638. Биконические затяжные кольца

цах сила затяжки ослабевает настолько, что ее не хватает даже для упругой деформации колец и выбора первоначального монтажного зазора, вследствие чего нарушается центрирование и теряется продольная устойчивость крепления детали.

Под действием моментов, изгибающих насадную деталь в продольной плоскости, происходит перераспределение нагрузок на кольца. Радиальные силы, приходящиеся на крайние пары колец, вызывают перекос и некоторый осевой сдвиг охватывающего и охватываемого колец, сопровождающийся сжатием всего пакета колец, вследствие чего деталь перекашивается.

Более высокую продольную устойчивость детали обеспечивает установка колец по сторонам ступицы (виды *ж*, *з*). Деталь в этом соединении жестко зафиксирована в осевом направлении; соединение способно воспринимать большие осевые силы. Передаваемый крутящий момент, однако, меньше, чем в многорядных установках.

В крупногабаритных узлах (рис. 638, *а*) по сторонам ступицы устанавливают биконические наружные *1* и внутренние *4* кольца, разжимаемые затяжкой промежуточных колец *2* и *3*. Благодаря независимой затяжке обоих пакетов увеличивается передаваемый крутящий момент. Недостаток соединения — центрирование по четырем поверхностям.

Введение дополнительного центрирования по цилиндрической поверхности *m* (вид *б*) требует очень точного соблюдения соосности и диаметральных размеров всех центрирующих поверхностей.

Кольца изготовляют из пружинных сталей 55ГС, 60С2А, 70С3А. Термическая обработка состоит в закалке с последующим средним отпуском (HRC 45 – 55).

В соединениях, подверженных циклическим нагрузкам, во избежание наклепа одно из колец каждой пары делают из кремнистых бронз БрКЗМц1 в кованом состоянии, а в ответственных соединениях — из бериллиевых бронз БрБ2. Кольца из бериллиевых бронз подвергают закалке при 800 °С и отпуску при 250 – 300 °С.

Рабочие поверхности колец обработаны по 5 – 6-му квалитету с соблюдением строгой концентричности наружной и внутренней поверхностей (допуск соосности $< 0{,}01 \div 0{,}02$ мм), являющейся одним из главных условий правильной работы соединения; шероховатость этих поверхностей $Ra = 0{,}04 \div 0{,}08$ мкм.

Твердость рабочих поверхностей валов и ступиц не ниже HRC 35 – 40 (закалка с последующим высоким отпуском). Лучше подвергать валы поверхностной закалке с нагревом ТВЧ (HRC 50 – 55).

Шероховатость обработанных рабочих поверхностей валов $Ra = 0{,}08 \div 0{,}32$ мкм, ступиц $Ra = 0{,}16 \div 0{,}65$ мкм.

Несущая способность

Сила затяжки P_1, приложенная к торцу первого кольца (рис. 639), уравновешивается осевыми составляющими удельных сил n, действующих на коническую поверхность кольца. Выделим на этой поверхности элементарную площадку длиной l и средней шириной $ds = 0{,}5D_{ср}d\varphi$, где $D_{ср}$ — средний диаметр конуса; $d\varphi$ — центральный угол. Результирующая ΔN сил n на этой площадке

$$\Delta N = 0{,}5nlD_{ср}\varphi.$$

Осевая составляющая силы ΔN

$$\Delta P = \Delta N \sin\alpha = 0{,}5nlD_{ср}\sin\alpha d\varphi,$$

где α — угол конуса.

Сумма осевых составляющих по всей окружности конуса равна силе P_1:

$$0{,}5\,nlD_{ср}\sin\alpha \int_0^{2\pi} d\varphi = P_1,$$

откуда

$$n = \frac{P_1}{\pi D_{ср} l \sin\alpha}. \qquad (198)$$

Сумма нормальных сил, действующих на всю коническую поверхность,

$$N = n\pi D_{ср} l = \frac{P_1}{\sin\alpha}. \qquad (199)$$

Сумма радиальных составляющих по всей поверхности

$$Q_1 = n\pi D_{ср} l\cos\alpha = \frac{P_1}{\operatorname{tg}\alpha}. \qquad (200)$$

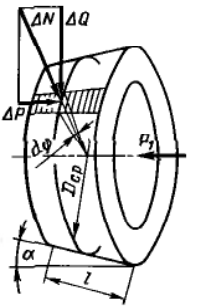


Рис. 639. Расчетная схема

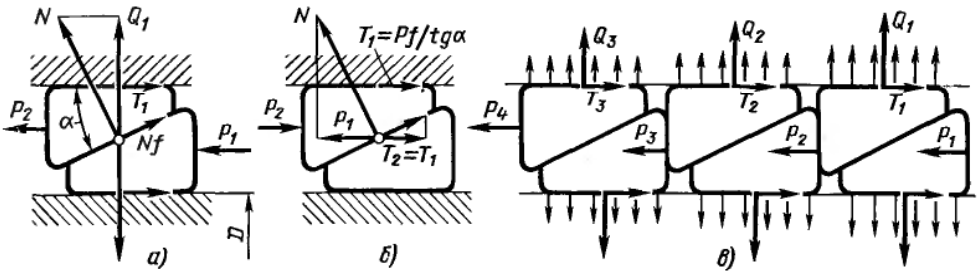


Рис. 640. Расчетная схема

Силы трения T_1 на наружной поверхности охватывающего кольца и внутренней поверхности охватываемого (рис. 640, *а*)

$$T_1 = Q_1 f = \frac{P_1 f}{\operatorname{tg}\alpha}, \qquad (201)$$

где f – коэффициент трения.

Сила трения на конической поверхности

$$T_1' = Nf = \frac{P_1 f}{\sin\alpha}.$$

Ее осевая составляющая

$$T_{oc} = N f \cos\alpha = \frac{P_1 f}{\operatorname{tg}\alpha} = T_1. \qquad (202)$$

Осевая сила P_2, передаваемая охватывающим кольцом первой пары на охватываемое кольцо второй пары, определяется из условия равновесия осевых сил, действующих на охватывающее кольцо первой пары (вид *б*):

$$P_2 = P_1 - 2T_1 = P_1\left(1 - \frac{2f}{\operatorname{tg}\alpha}\right). \qquad (203)$$

При $\frac{2f}{\operatorname{tg}\alpha} = 1$ сила $P_2 = 0$. Это значит, что система становится самотормозящей; осевая сила P_1 погашается силами трения в первой паре, и давление на вторую пару отсутствует.

Таким образом, условие самоторможения

$$\operatorname{tg}\alpha \leqslant 2f. \qquad (204)$$

Силы трения T_2 во второй паре колец (вид *в*)

$$T_2 = \frac{P_2 f}{\operatorname{tg}\alpha} = \frac{P_1 f}{\operatorname{tg}\alpha}\left(1 - \frac{2f}{\operatorname{tg}\alpha}\right). \qquad (205)$$

В общем виде для любой пары колец

$$P_z = P_1\left(1 - \frac{2f}{\operatorname{tg}\alpha}\right)^{z-1}; \qquad (206)$$

$$T_z = \frac{P_1 f}{\operatorname{tg}\alpha}\left(1 - \frac{2f}{\operatorname{tg}\alpha}\right)^{z-1}, \qquad (207)$$

где z – порядковый номер пары.

На рис. 641 дано подсчитанное по формуле (207) распределение сил трения T_z от пары к паре. За единицу принята сила T_1 в первой паре при $f/\operatorname{tg}\alpha = 0{,}4$. Изменение сил условно изображено плавными кривыми (в действительности они распределяются от пары к паре ступенчато).

Как видно из графика, силы T_z уменьшаются от пары к паре тем резче, чем больше $f/\operatorname{tg}\alpha$ (высокий коэффициент трения, малые углы α).

Так, например, при $f/\operatorname{tg}\alpha = 0{,}4$ (что близко к состоянию самоторможения) сила трения во второй паре колец составляет лишь $0{,}2T_1$, а в третьей паре – $0{,}04T_1$. Очевидно, в данном случае достаточно одной пары колец; последующие пары только увеличивают осевые габариты и ухудшают центрирование соединения.

При малых значениях $f/\operatorname{tg}\alpha$ распределение сил T_z становится более равномерным. Однако сила трения уменьшается, вследствие чего для передачи заданного крутящего момента необходимо или повышать силу затяжки, или увеличивать число пар колец.

Суммарная сила трения на посадочных поверхностях по формулам (201), (205) и (207)

$$\sum T = T_1 + T_2 + T_3 + \ldots + T_z = \frac{P_1 f}{\operatorname{tg}\alpha}\left[1 + \left(1 - \frac{2f}{\operatorname{tg}\alpha}\right) + \left(1 - \frac{2f}{\operatorname{tg}\alpha}\right)^2 + \ldots + \left(1 - \frac{2f}{\operatorname{tg}\alpha}\right)^{z-1}\right]. \qquad (208)$$

Выражение в квадратных скобках представляет геометрическую прогрессию со знаменателем $1 - 2f/\operatorname{tg}\alpha$, сумма членов которой

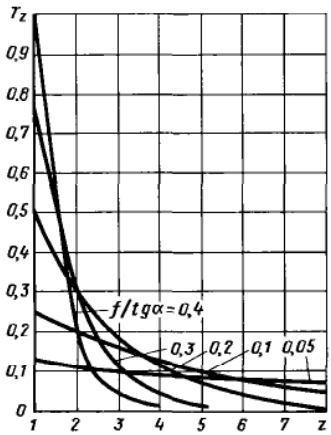


Рис. 641. Распределение сил трения между кольцами

$$S = \frac{1-(1-2f/\mathrm{tg}\,\alpha)^z}{2f/\mathrm{tg}\,\alpha}. \qquad (209)$$

Подставляя эту величину в уравнение (208), получаем

$$\sum T = 0{,}5P_1\left[1-(1-2f/\mathrm{tg}\,\alpha)^z\right] = 0{,}5P_1\varphi, \qquad (210)$$

где φ – коэффициент распределения сил;

$$\varphi = 1-(1-2f/\mathrm{tg}\,\alpha)^z. \qquad (211)$$

Зависимость φ от $f/\mathrm{tg}\,\alpha$ и z для различных значений z и $f/\mathrm{tg}\,\alpha$ приведена на рис. 642.

Передаваемый соединением крутящий момент

$$M_{кр} = 0{,}5\sum Td = 0{,}25P_1 d\varphi, \qquad (212)$$

где d – диаметр вала.

Напряжение смятия имеет максимальную величину на участке вала под первым кольцом и равно

$$k_1 = \frac{Q_1}{\pi dl} = \frac{P_1}{\mathrm{tg}\,\alpha\pi dl}, \qquad (213)$$

где l – ширина кольца.

Величина l определяется из геометрических соотношений (рис. 643). Минимальную толщину a кольца принимают равной $0{,}25s$ (где s – высота кольцевого зазора между валом и ступицей). Величина b выступания колец относительно друг друга определяется осевым перемещением колец при затяжке. С запасом принимают $b = 0{,}15l$.

Из рисунка имеем

$$l = l_0 - 2a/\mathrm{tg}\,\alpha + b =$$
$$= s/\mathrm{tg}\,\alpha - 0{,}5s/\mathrm{tg}\,\alpha + 0{,}15l,$$

откуда

$$l = 0{,}6s/\mathrm{tg}\,\alpha. \qquad (214)$$

Длина пары колец

$$l' = 1{,}15l \approx 0{,}7s/\mathrm{tg}\,\alpha. \qquad (215)$$

Подставляя выражение (214) в (213), получаем

$$P_1 \approx 2k_1 ds. \qquad (216)$$

При среднем значении $s = 0{,}1d$

$$P_1 = 0{,}2k_1 d^2. \qquad (217)$$

Передаваемый крутящий момент (в Н·м) по уравнениям (212) и (217)

$$M_{кр} = 0{,}25P_1 d\varphi \cdot 10^{-3} = 0{,}05k_1 d^3\varphi \cdot 10^{-3} =$$
$$= 5\cdot 10^{-5}k_1 d^3\varphi. \qquad (218)$$

Сила сдвига, воспринимаемая соединением, согласно формулам (210) и (217)

$$P_{ос} = \sum T = 0{,}5P_1\varphi = 0{,}1k_1 d^2\varphi. \qquad (219)$$

Величина k_1 должна быть меньше допустимого для данного материала напряжения смятия $[\sigma_{см}]$ (для термически обработанных сталей $[\sigma_{см}] = 200 \div 250$ МПа; для чугунных ступиц $[\sigma_{см}] = 20 \div 50$ МПа).

Предельное полезное число пар колец $z_{пр}$ можно найти, если не принимать в расчет кольца, передающие малую часть крутящего момента, например 15%, т. е. принять $\varphi = 0{,}85$. Тогда в соответствии с формулой (211)

$$z_{пр} = \frac{\lg 0{,}15}{\lg(1-2f/\mathrm{tg}\,\alpha)}.$$

Можно воспользоваться также диаграммой рис. 642. Проводя на диаграмме горизонталь через точку $\varphi = 0{,}85$, читаем $z_{пр}$ на абсциссах точек пересечения горизонтали с кривыми $f/\mathrm{tg}\,\alpha$. Значения $z_{пр}$, округленные до ближайших целых чисел, приведены на рис. 644.

Как видно из графика, при исходном допущении ($\varphi = 0{,}85$) предельное полезное число пар для $f/\mathrm{tg}\,\alpha = 0{,}4$ приблизительно равно 1. Для меньших значений $f/\mathrm{tg}\,\alpha$ число $z_{пр}$ увеличивается.

Величину α следует выбирать так, чтобы кольца не заклинивались при максимально возможном на практике коэффициенте трения и легко разбирались. В стационарных условиях при отсутствии нагрузки (например, при сборке и разборке) коэффициент трения может

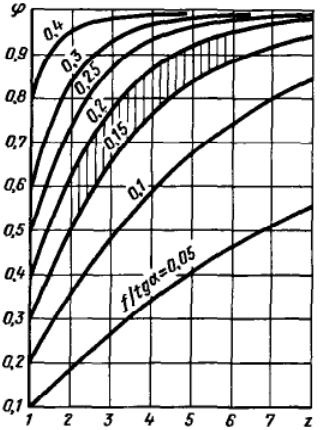


Рис. 642. Зависимость φ от $f/\mathrm{tg}\,\alpha$ и z

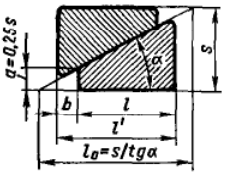


Рис. 643. Размеры колец

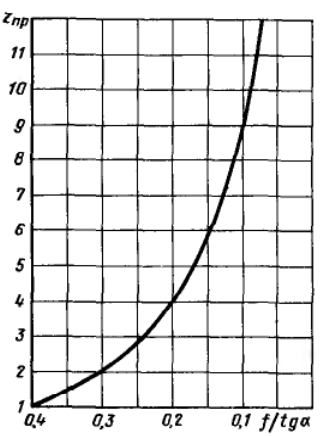


Рис. 644. Предельное полезное число колец

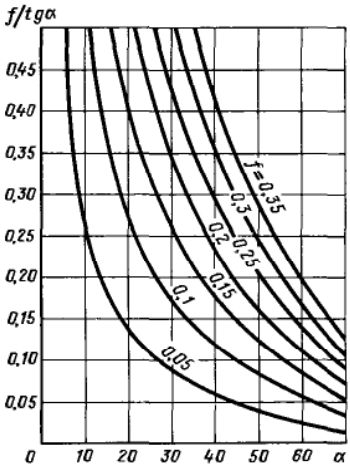


Рис. 645. Зависимость $f/\mathrm{tg}\alpha$ от α и f

достичь значения 0,20 – 0,25. Таким образом, по условию отсутствия самоторможения

$$\mathrm{tg}\,\alpha \geqslant 2f \geqslant 0{,}4 \div 0{,}5,$$

т. е.

$$\alpha \geqslant 22 \div 27^\circ.$$

Передаваемый крутящий момент следует рассчитывать по минимальному коэффициенту трения ($f = 0{,}08 \div 0{,}1$). При $\alpha = 25^\circ$ ($\mathrm{tg}\,\alpha = 0{,}466$) расчетное значение $f/\mathrm{tg}\,\alpha$:

$$f/\mathrm{tg}\,\alpha = \frac{0{,}08 \div 0{,}1}{0{,}466} \approx 0{,}17 \div 0{,}21.$$

В среднем можно принимать $f/\mathrm{tg}\,\alpha = 0{,}2$. При этом предельное полезное число пар колец 3 – 4.

Значения φ при меньшем числе пар определяются по графику (рис. 642) или по уравнению (211).

На рис. 645 приведена зависимость $f/\mathrm{tg}\,\alpha$ от α для различных f.

Увеличивать α выше 30 – 35° ($f/\mathrm{tg}\,\alpha < 0{,}15$) нецелесообразно, так как это приводит к уменьшению φ (см. рис. 642), которое приходится компенсировать увеличением числа пар колец, что ухудшает центрирование. Кроме того, увеличение α снижает способность соединения сопротивляться опрокидывающим моментам.

При заданном числе z колец можно повысить коэффициент распределения сил (и увеличить тем самым передаваемый крутящий момент) следующими способами:

1) прогрессивным уменьшением монтажных радиальных зазоров между кольцами и посадочными поверхностями вала и ступицы от пары к паре по мере удаления от затяжной гайки;

2) затяжкой колец с двух сторон (рис. 646, *а*);

3) снижением жесткости вала и ступицы на участке расположения первых колец и увеличением жесткости на участке расположения последних колец (вид *б*);

4) при установке колец с двух сторон (виды *в*, *г*) – приложением дополнительной осевой силы к ступице при затяжке гайки (показано стрелками);

5) виброзатяжкой (снижение при затяжке коэффициента трения с соответствующим уменьшением $f/\mathrm{tg}\,\alpha$).

Способ 1 неприемлем по эксплуатационным соображениям (при монтаже можно перепутать кольца). Способы 2 – 4 не всегда осуществимы по конструктивным условиям. Способ 5 (виброзатяжка) универсален, но применение его может встретить затруднения (переборки соединения в ремонтных мастерских).

Расчетную силу затяжки практически трудно выдержать, поскольку трение на витках и опорной поверхности гайки – величина переменная. Точнее способ затяжки на расчетное осевое перемещение (в мм), определяемое из выражения

$$h = 10^{-3}\frac{\Delta}{2\,\mathrm{tg}\,\alpha},$$

где Δ – диаметральный натяг в мкм, который можно определить по формуле

$$\Delta = 10^3 k D_{\mathrm{ср}}\theta,$$

где k – давление на посадочных поверхностях, МПа; θ – коэффициент, зависящий от радиальной жесткости вала и ступицы [см. формулу (190)];

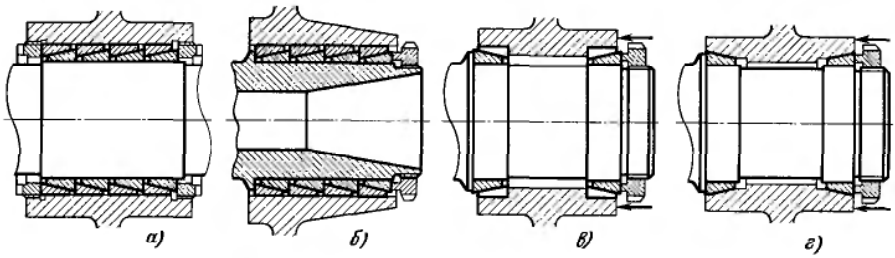


Рис. 646. Увеличение равномерности распределения нагрузки по кольцам

$$\theta = \frac{c_1 - \mu_1}{E_1} + \frac{c_2 + \mu_2}{E_2}.$$

Для первой пары колец согласно формуле (213)

$$\Delta_1 = 10^3 k_1 D_{ср} \theta = 10^3 \frac{P_1 D_{ср} \theta}{\operatorname{tg}\alpha \pi d l}.$$

При $s/d = 0{,}1$ средний диаметр $D_{ср} = 1{,}1d$. В этом случае

$$\Delta_1 = 1{,}1 \cdot 10^3 \frac{P_1 \theta}{\operatorname{tg}\alpha \pi l}.$$

Осевое перемещение при затяжке первой пары колец

$$h_1 = \frac{1{,}1 P_1 \theta}{2\pi l \operatorname{tg}^2 \alpha}.$$

Для второй пары колец

$$h_2 = \frac{1{,}1 P_2 \theta}{2\pi l \operatorname{tg}^2 \alpha} = \frac{1{,}1 P_1 \theta}{2\pi l \operatorname{tg}^2 \alpha}(1 - 2f/\operatorname{tg}\alpha)$$

и т. д.

Сумма осевых перемещений

$$\sum h = \frac{1{,}1 P_1 \theta}{2\pi l \operatorname{tg}^2 \alpha} \frac{1 - (1 - 2f/\operatorname{tg}\alpha)^z}{2f/\operatorname{tg}\alpha} = \frac{1{,}1 P_1 \theta \varphi}{4\pi l f \operatorname{tg}\alpha}. \quad (220)$$

Подставляя в формулу (220) значение $P_1 = \frac{4M_{кр}}{d\varphi}$, получаем

$$\sum h = 10^3 \frac{1{,}1 M_{кр} \theta}{\pi d l f \operatorname{tg}\alpha}. \quad (221)$$

Осевое перемещение при выборе начального монтажного зазора между кольцами и посадочными поверхностями вала и ступицы

$$h' = z \frac{\Delta_{отв} + \Delta_в}{2\operatorname{tg}\alpha},$$

где $\Delta_{отв}$ и $\Delta_в$ – диаметральные монтажные зазоры между кольцами и посадочными поверхностями ступицы и вала соответственно.

При посадках H7/h6 эти величины незначительны по сравнению с $\sum h$, и ими можно пренебречь.

В соединениях этого типа резьба под гайку должна быть выполнена с запасом на перемещение гайки при затяжке, равным $(1{,}5-2{,}0)\sum h$.

Фактическую силу давления на посадочных поверхностях несколько уменьшает противодействие сил упругости, созданных в кольцах на первой стадии затяжки при выборе радиальных монтажных зазоров. Однако, как показывает расчет, при обычных значениях $s/d = 0{,}1$ и посадке H7/h6 противодействующая сила не превышает 3 – 5 % силы затяжки, вследствие чего ею можно пренебречь.

Пусть диаметр вала $d = 100$ мм. Вал и ступица стальные. Высота колец $s = 0{,}1d = 10$ мм. Наружный диаметр ступицы $d_{нар} = 160$ мм $\left(a_2 = \frac{d_к}{d_{нар}} = \frac{120}{160} = 0{,}75\right)$. Расчетный коэффициент трения $f = 0{,}1$. Допустимое напряжение смятия $[\sigma_{см}] = 100$ МПа.

Определить передаваемый крутящий момент и силу сдвига при числе пар колец $z = 1 \div 6$.

Крутящий момент по формуле (218)

$$M_{кр} = 5 \cdot 10^{-5} \cdot 100 \cdot 10^6 \varphi = 5\varphi \text{ кН·м}.$$

Сила сдвига по формуле (219)

$$P_{ос} = 0{,}1 \cdot 100 \cdot 10^4 \varphi = 10^2 \varphi \text{ кН}.$$

Угол конуса принимаем $\alpha = 27°$ ($\operatorname{tg}\alpha = 0{,}5$; $f/\operatorname{tg}\alpha = 0{,}2$). Значения φ при $f/\operatorname{tg}\alpha = 0{,}2$ для различных z находим по графику (см. рис. 642) или уравнению (211).

Ширина колец по формуле (214)

$$l = \frac{0{,}6 \cdot 10}{0{,}5} = 12 \text{ мм}.$$

Общая длина соединения согласно формуле (215)

$$L = z1{,}15l = 14z.$$

Необходимая сила затяжки по формуле (217)

$$P_{зат} = 0{,}2 \cdot 100 \cdot 10^4 = 200 \text{ кН}.$$

Осевое перемещение гайки при затяжке [см. формулу (220)]

$$\sum h = \frac{1{,}1 \cdot 2 \cdot 10^5 \theta \varphi}{4\pi \cdot 12 \cdot 0{,}1 \cdot 0{,}5} \approx 3 \cdot 10^4 \theta \varphi.$$

Величина θ при стальном вале и ступице

$$\theta = \frac{c_1 + c_2}{E}.$$

Подставляя

$$E = 2 \cdot 10^5 \text{ МПа}; \; c_1 = 1;$$

$$c_2 = \frac{1 + a_2^2}{1 - a_2^2} = \frac{1 + 0{,}75^2}{1 - 0{,}75^2} = 3{,}55,$$

получаем

$$\theta = \frac{1 + 3{,}55}{2 \cdot 10^5} = 2{,}27 \cdot 10^{-5};$$

$$\sum h = 3 \cdot 10^4 \theta \varphi = 0{,}68\varphi.$$

Результаты расчета сведены в таблицу.

Параметры	z					
	1	2	3	4	5	6
φ, Н	0,4	0,64	0,78	0,87	0,92	0,95
$M_{кр}$, кН·м . . .	2	3,2	3,9	4,35	4,6	4,75
$P_{ос}$, кН	40	64,0	79,0	87,00	92,0	95,00
L, мм	14	28,0	42,0	56,00	70,0	84,00
Σh, мм	0,28	0,43	0,53	0,59	0,62	0,65

Как видно, крутящий момент и сила сдвига возрастают при увеличении числа пар колец до 4, а при дальнейшем увеличении числа пар колец повышаются незначительно.

Расчетные значения $M_{кр}$ и $P_{ос}$ следует уменьшать на коэффициент запаса.

Сравним несущую способность соединения с затяжными кольцами и конусного соединения.

Отношение крутящих моментов, передаваемых первым и вторым соединением, согласно формулам (218) и (182)

$$\frac{M_{кр}}{M'_{кр}} = 0{,}1\frac{k_1 d^3 \varphi}{\pi d^2 l k f}.$$

При $k_1 = k$; $f = 0{,}1$ и при обычном для конусных соединений значений $l = d$

$$\frac{M_{кр}}{M'_{кр}} = \frac{\varphi}{\pi}.$$

Для предельного полезного значения $\varphi = 0{,}9$

$$M_{кр} \approx 0{,}3 M'_{кр}.$$

Следовательно, при равных давлениях на посадочных поверхностях (под первым кольцом у соединений с коническими кольцами и по всей поверхности у конусных соединений) несущая способность соединений с коническими кольцами примерно в 3 раза меньше, чем конусных.

Если учесть худшее центрирование (центрирование по $3z$ поверхностям вместо одной, как у конусных соединений, меньшая длина центрирующих поверхностей), бóльшие радиальные размеры, гораздо более высокую стоимость изготовления, то видно, что соединения с коническими кольцами по всем показателям уступают конусным.

Наиболее простым и технологичным является соединение с двумя кольцами по сторонам (см. рис. 646, *г*). Несущая способность его определяется по формуле (212), если принять $z = 2$ [т. е. $\varphi = 1 - (1 - 2f/\operatorname{tg}\alpha)^2$] и, как видно из рис. 642, а также из таблицы, составляет примерно 70% несущей способности соединений с $z = 4 \div 5$, выгодно отличаясь от них простотой, продольной устойчивостью (большая разноска опор) и лучшим центрированием (4 центрирующих поверхности вместо 12—15, как у соединений с $z = 4 \div 5$). Такие соединения применяют для передачи крутящих моментов, а так же как вспомогательное средство центрирования в шлицевых соединениях (см. рис. 612, *л м*).

Клеммные соединения

Клеммную затяжку применяют преимущественно в соединениях валов с призматическими деталями (рычаги, щеки сборных коленчатых валов). В соединениях валов с цилиндрическими насадными деталями размещать клеммные болты трудно.

Несущая способность фрикционных клеммных соединений (рис. 647, *а*) зависит от силы затяжки болтов, поэтому в тяжелонагруженные соединения вводят два (вид *б*) и большее число болтов.

Для предотвращения изгиба, возникающего в результате упругой деформации проушин клеммы, стяжные болты целесообразно устанавливать на сферических опорах и с зазором в отверстии.

Крутящий момент, передаваемый соединением, можно приближенно определить, рассматривая половины клеммы как рычаги второго рода, нагруженные силой затяжки $P_{зат}$ (вид *а*). Тогда

$$M_{кр} = 2 \cdot 10^{-3} P_{зат} D f, \qquad (222)$$

где D — диаметр вала, мм; f — коэффициент трения на посадочных поверхностях.

Сила затяжки

$$P_{зат} = 0{,}785 i d^2 [\sigma],$$

где i — число стяжных болтов; d — диаметр болтов, мм; $[\sigma]$ — допустимое напряжение для болтов, МПа.

Подставляя значение $P_{зат}$ в выражение (222), получаем

$$M_{кр} = 1{,}57 \cdot 10^{-3} i d^2 [\sigma] D f. \qquad (223)$$

Среднее напряжение смятия на поверхности соединения

$$\sigma_{см} = \frac{2P_{зат}}{\varphi \pi D L} = \frac{i d^2 [\sigma]}{\varphi D L}, \qquad (224)$$

где φ — доля полуокружности, воспринимающая силу $2P_{зат}$; L — длина соединения, мм.

Крутящий момент $M_{кр}$, передаваемый соединением с натягом такого же диаметра,

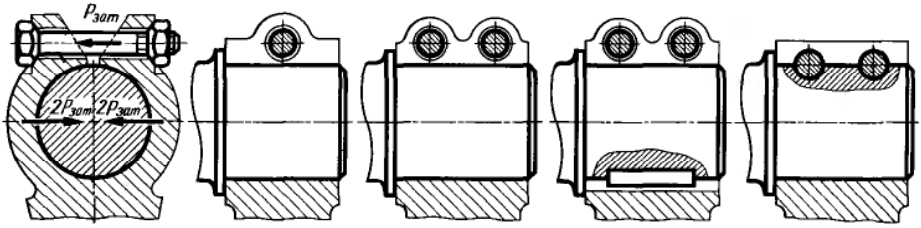


Рис. 647. Клеммные соединения

$$M'_{кр} = 5 \cdot 10^{-4} \pi D^2 L f [\sigma_{см}]. \quad (225)$$

Отношение $M'_{кр}/M_{кр}$ согласно формулам (223) и (225)

$$M'_{кр}/M_{кр} = \frac{[\sigma_{см}]}{[\sigma]} \cdot \frac{DL}{id^2}. \quad (226)$$

Положим, что напряжение смятия на посадочных поверхностях в соединении с натягом такое же, как и в клеммном соединении. Подставляя значение $\sigma_{см}$ из формулы (224) в формулу (226), получаем

$$M'_{кр}/M_{кр} = \frac{1}{\varphi}. \quad (227)$$

По опытным данным, $\varphi \approx 0{,}5$. Следовательно,

$$M'_{кр}/M_{кр} \approx 2. \quad (228)$$

Таким образом, при исходных допущениях несущая способность клеммного соединения примерно в 2 раза меньше, чем соединения с натягом.

Для увеличения несущей способности, а также при необходимости точной угловой фиксации соединяемых деталей в клеммные соединения вводят жесткие элементы, например шпонки (рис. 647, *в*). Другой способ жесткой связи – установка клеммных болтов в полукруглых выемках вала (вид *г*). Болты при этом делают призонными; выемки и отверстия в клемме обрабатывают совместно (развертыванием или протягиванием).

Разные соединения

На рис. 648 представлены способы передачи крутящего момента с силовой затяжкой на буртик вала. В легконагруженных соединениях крутящий момент передается штифтом, запрессованным в вал и входящим в торцовую прорезь на ступице (вид *а*), или торцовыми зубьями, отфрезерованными на ступице и входящими в прорези буртика (вид *б*).

Повышенной несущей способностью обладают соединения *в* и *г* с торцовыми зубьями, входящими в шлицы на валу. Недостаток их состоит в том, что затяжка производится на впадины *m*, *n* между зубьями ступицы, добиться расположения которых в одной плоскости затруднительно.

При расположении на валу двух смежных деталей одну из них, тяжелонагруженную *1* (вид *д*), устанавливают на шлицах, а вторую, легконагруженную *2*, – с помощью торцовых зубьев, входящих во впадины между шлицами.

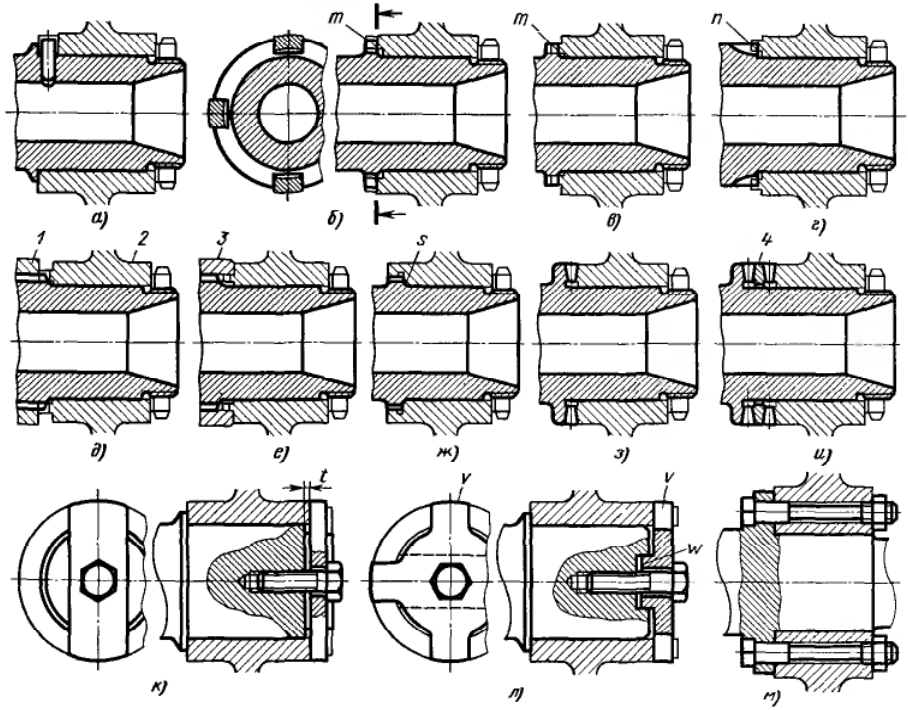


Рис. 648. Разные соединения

В аналогичной конструкции *е* торцовые зубья введены во внутренние шлицы насадной детали *3*.

В соединении *ж* деталь затягивается точеной поверхностью *s* на буртик, на периферии которого нарезаны мелкие шлицы треугольного или эвольвентного профиля. Внутренние шлицы ступицы обрабатывают методом обката с помощью долбяков.

Соединение торцовыми шлицами треугольного профиля (вид *з*) менее технологично (шлицы на валу можно нарезать по методу копирования строганием под углом).

Соединения *ж* и *з* часто применяют для регулировки углового положения насадной детали на валу. Точную регулировку можно получить введением промежуточной шайбы *4* (вид *и*) с двумя шлицевыми венцами, числа шлицев которых незначительно (например, на единицу) отличаются одно от другого (нониусные соединения). Перестановка шайбы на один шлиц относительно вала, а ступицы относительно шайбы на один шлиц в обратном направлении вызывает поворот ступицы на угол

$$\varphi = 360^\circ \frac{z_1 - z_2}{z_1 z_2},$$

где z_1 и z_2 — число шлицев на венцах шайбы.

Если, например, $z_1 = 100$ и $z_2 = 99$, то

$$\varphi = \frac{360^\circ}{9900} \approx 2'.$$

В соединении *к* крутящий момент передает торцовая шпонка, заводимая одновременно в пазы на торце вала и ступицы. Во избежание перенапряжения пластины при затяжке зазор *t* между пластиной и валом делают не более 0,2 – 0,3 мм.

В конструкции *л* затяжка осуществляется шайбой с радиальными зубьями *v*, входящими в пазы ступицы, и с поперечным гребешком *w*, входящим в паз на торце вала. На виде *м* показана конструкция с передачей крутящего момента при помощи призонных болтов, применимая при ступицах большой толщины (насадные детали дискового типа).

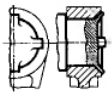
КРЕПЛЕНИЕ РЫЧАГОВ НА ВАЛАХ

В табл. 26 приведены конструктивные разновидности узлов передачи крутящего момента между валами и деталями типа рычагов, рукояток, штурвалов и т. д.

Из приведенных в таблице вариантов наиболее простым и технологичным является соединение врезным винтом с коническим хвостовиком, способное передавать довольно значительный крутящий момент.

Соединения на шпонках, на лысках, в квадратах и особенно клеммные соединения недостаточно технологичны.

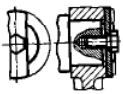
26. Соединение налов с рычагами

Эскиз конструкции и характеристика	
Сварные соединения	
Сварка круговым торцовым швом	
Сварка торцовыми электрозаклепками	
Сварка радиальной электрозаклепкой	
Соединения пластическим деформированием	
Круговая развальцовка	
Раскерновка вала в углубления на стыке вала и ступицы	
Расчеканка вала в пазы на ступице	
Завальцовка ступицы на валу с лыской	
Фрикционные соединения	
Соединение с натягом	

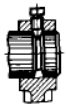
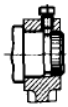
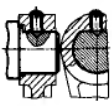
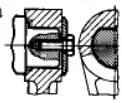
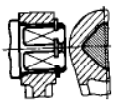
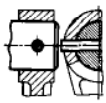
Продолжение табл. 26

Эскиз конструкции и характеристика	
Конусное соединение	
Рифтовое соединение	
Затяжка конической пробкой	
Затяжка конической втулкой	
Затяжка пластинчатой пружиной	
Гидропластовое соединение (легкосъемное)	
Шпоночные соединения	
Сегментная шпонка. Фиксация ступицы нажимным винтом	
Фиксация врезным винтом	

Продолжение табл. 26

Эскиз конструкции и характеристика	
Фиксация кольцевым стопором	
Затяжка ступицы осевым винтом	
Затяжка гайкой на хвостовике вала	
Затяжка кольцевой гайкой	
Затяжка внутренней гайкой	
Затяжка на наклонную шпонку	
Затяжка на конус	
Врезная торцовая шпонка	
Шлицевые соединения	
Прямобочные шлицы. Фиксация ступицы кольцевыми стопорами	

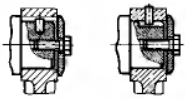
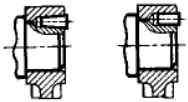
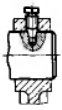
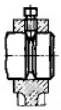
Продолжение табл. 26

Эскиз конструкции и характеристика	
Прямобочные шлицы. Затяжка ступицы осевым винтом	
Треугольные шлицы. Фиксация ступицы осевым винтом	
Треугольные шлицы. Фиксация ступицы коническим винтом	
Мелкошлицевое соединиение для дробной регулировки углового положения рычага	
Соединения на лысках и квадратах	
Соединение на лыске. Фиксация врезным винтом	
Соединение на лыске. Затяжка осевым винтом	
Соединение на квадрате. Фиксация кольцевым стопором	
Штифтовые соединения	
Цилиндрический штифт	

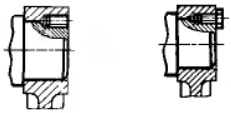
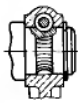
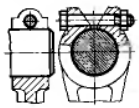
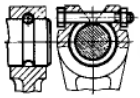
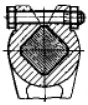
Продолжение табл. 26

Эскиз конструкции и характеристика	
Конический штифт	
Тангенциальный штифт	
Разводной штифт	
Штифты с расклепанными концами (соединения глухие)	
Трубчатый штифт (соединение глухое)	
Насечной штифт	
Рифтовой штифт	
Пружинный штифт	
Трубчатый пружинный штифт	

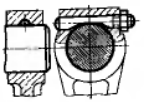
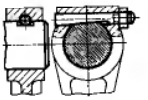
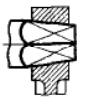
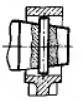
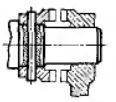
Продолжение табл. 26

Эскиз конструкции и характеристика
Пазово-штифтовые соединения 
Радиальный конический штифт
Осевые штифты (соединения неразборные) 
Соединения на винтах
Нажимной врезной винт
Врезной винт с цилиндрическим хвостовиком
Пазово-винтовое соединение (конструкция допускает регулировку осевого положения ступицы)
Врезной винт с коническим хвостовиком 
Фрикционное соединение коническим винтом (конструкция допускает установку рычага в произвольном угловом положении) 

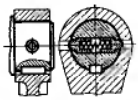
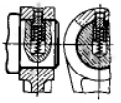
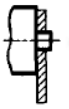
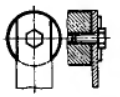
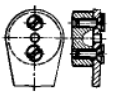
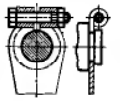
Продолжение табл. 26

Эскиз конструкции и характеристика
Осевые винты (гужоны). Соединения неразборные 
Тангенциальные винты (конструкция предназначена для регулировки углового положения рычага в небольших пределах)
Червяк и венец червячных зубьев (конструкция предназначена для регулировки углового положения рычага в любых пределах) 
Клеммные соединения
Фрикционное клеммное соединение 
Фрикционное соединение с фиксацией осевого положения рычага 
Соединение врезным болтом
Соединение со шпонкой
Соединение на квадрате 

Продолжение табл. 26

Эскиз конструкции и характеристика	
Обращенная клемма	
Клемма с косым прорезом (конструкция применяется при стесненных габаритах)	
Соединения затяжными болтами	
Фрикционное соединение (болт с цилиндрической выкружкой)	
Жесткое соединение (клиновой болт)	
Легкосъемные соединения	
Накидной рычаг. Передача крутящего момента квадратной пирамидой	
Накидной рычаг. Передача крутящего момента штифтом	
Накидной рычаг. Передача крутящего момента торцовыми зубьями	
Торцовые пиловидные зубья. Конструкция применяется в заводных рукоятках	

Продолжение табл. 26

Эскиз конструкции и характеристика	
Фиксация рычага сферическими подпружиненными фиксаторами. Передача крутящего момента шпонкой	
Передача крутящего момента заскакивающим фиксатором. Соединение освобождается нажимом на фиксатор через отверстие в ступице	
Присоединение пластинчатых рычагов	
Сварная конструкция (сварка)	
Клепаная конструкция	
Врезной рычаг	
Привертный рычаг	
Клеммное соединение	
Накидной рычаг	

Для соединений, передающих большой крутящий момент, наиболее целесообразна конструкция с треугольными шлицами, которые можно изготовить производительным способом накатывания.

Для глухих соединений рекомендуются наиболее простые сварные конструкции с электрозаклепками, а для деталей, выполненных из несваривающихся материалов, – штифтовые соединения.

При необходимости бесступенчатой регулировки углового положения рычага целесообразно применять конусные соединения с конусностью 1 : 50 – 1 : 30.

ЦИЛИНДРИЧЕСКИЕ ЗУБЧАТЫЕ ПЕРЕДАЧИ

Зубчатые колеса при изготовлении контролируют по элементам, определяющим правильность зацепления (толщина зуба, шаг, радиальное биение зубчатого венца, правильность эвольвенты и т. д.) или комплексно путем проверки колеса в двух- или однопрофильном зацеплении с эталонной шестерней. В последнем случае определяют кинематическую точность передачи, плавность хода, боковой зазор в зацеплении и контакт зубьев. Проверяемое колесо приводят во вращение эталонной шестерней сначала в одну, потом в другую сторону при легком торможении колеса. Самопишущий прибор регистрирует на профилограмме отклонения хода колеса по сравнению с точным контрольным колесом, в свою очередь, сцепленным с эталонной шестерней.

Показателем кинематической точности является величина ΔF_Σ максимального колебания угловой скорости колеса за один оборот (рис. 649). Эта величина отражает главным образом биение делительного цилиндра относительно базовых поверхностей колеса (цапф, посадочных отверстий).

Показателем плавности работы является среднеарифметическое значение циклических погрешностей за один оборот колеса

$$\Delta F = \frac{a_1 + a_2 + \ldots + a_n}{n},$$

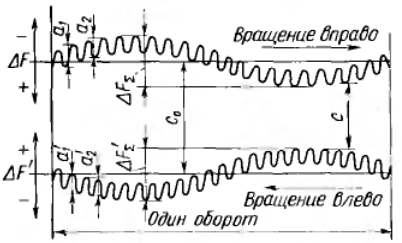


Рис. 649. Профилограмма зацепления

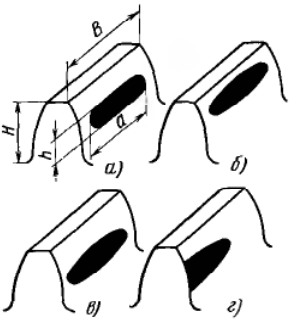


Рис. 650. К определению контакта зубьев

суммарно отражающее погрешности толщины зубьев, шага и эвольвент.

Изменение бокового зазора по углу поворота изображается расстоянием c между крайними точками профилограмм правого и левого вращения, отстоящих друг от друга на расстоянии c_0, равном среднему зазору.

Контакт между зубьями проверяют нанесением тонкого слоя краски (например, берлинская лазурь) на зубья эталонной шестерни и измерением отпечатков (пятен контакта) на зубьях проверяемого колеса. Разновидность способа – нанесение на зубья проверяемого колеса слоя копоти и измерение светлых пятен, получающихся на зубьях после проворачивания.

Контакт характеризуют относительные размеры пятен (рис. 650, *а*):

по длине зуба

$$\frac{a}{B}100\%;$$

по высоте зуба

$$\frac{h}{H}100\%,$$

где a – средняя длина пятен (за вычетом разрывов); B – ширина зуба; h – средняя высота пятен; H – высота зуба.

Смещение пятен к головке зуба (вид *б*) свидетельствует об уменьшенном диаметре начального цилиндра; смещение к ножке (вид *в*) – об увеличенном диаметре. Сосредоточение контакта у кромок (вид *г*) указывает на клиновидность или перекос зубьев.

ГОСТ 1643–81 предусматривает 12 степеней точности изготовления колес (1-я степень – высшая, 12-я – низшая точность). Для каждой степени установлены нормы кинематической точности, плавности работы и контакта зубьев колес и передач. Выбор степени точности зависит от назначения и условий работы колеса. Для высокооборотных передач наибольшее значение имеют кинематическая точность и плавность работы; для тяжелонагруженных колес – размеры и расположение пятен контакта. Колеса передач общего назна-

чения обычно изготовляют по 7-й или 8-й степени точности.

Индивидуальная проверка любого вида (поэлементная или комплексная) не вполне определяет работоспособность колес в узле. На работу передачи, помимо неточностей, регистрируемых приборами, влияют погрешности межосевых расстояний в корпусе, неточности выполнения опор корпуса (несоосность и перекосы) и погрешности парного колеса. Кроме того, при работе под нагрузкой существенно изменяются характеристики хода и контакта в результате упругой деформации зубьев и ободьев колес. Нагрев при работе заметно изменяет боковой зазор в зацеплении.

Как правило, колеса нагреваются при работе больше, чем корпус. Если корпус выполнен из чугуна (коэффициент линейного расширения которого примерно такой же, как у стали), то при нагреве зазор уменьшается. Если корпус сделан из легких сплавов, коэффициент линейного расширения которых значительно больше, чем у стали, то боковой зазор в зацеплении может увеличиться.

Пример. Рассчитать боковой зазор для чугунного корпуса ($\alpha = 11 \times 10^{-6}$) и для корпуса из алюминиевого сплава ($\alpha = 25 \cdot 10^{-6}$). Дано: рабочая температура колеса 100 °С, корпуса 50 °С. Межосевое расстояние 200 мм.

При нагреве боковой зазор в зацеплении изменяется на величину

$$\Delta c \approx \Delta a_w \operatorname{tg} \alpha,$$

где Δa_w – разность увеличения межосевого расстояния и радиусов колес; α – угол зацепления (для стандартного зацепления $\alpha = 20°$; $\operatorname{tg} \alpha = 0{,}365$).

Для чугунного корпуса

$$\Delta a_w = 200 \cdot 11 \cdot 10^{-6} \cdot (50 - 100) = -0{,}11 \text{ мм};$$

$$\Delta c = -0{,}365 \cdot 0{,}11 = -0{,}04 \text{ мм},$$

т. е. зазор заметно уменьшается.

Для алюминиевого корпуса

$$\Delta a_w = 200(25 \cdot 10^{-6} \cdot 50 - 11 \cdot 10^{-6} \cdot 100) =$$

$$= 0{,}03 \text{ мм}; \quad \Delta c = 0{,}365 \cdot 0{,}03 = 0{,}011 \text{ мм},$$

т. е. зазор незначительно увеличивается.

Возможные колебания зазора в результате неточности выполнения межосевого расстояния определяются из соотношения

$$\Delta' c = \Delta' a_w \operatorname{tg} \alpha,$$

где $\Delta' a_w$ – допуск на межосевое расстояние.

При обычной точности ($\Delta' a_w = \pm 0{,}05$ мм)

$$\Delta' c = 0{,}05 \cdot 0{,}365 = 0{,}018 \text{ мм}.$$

Таким образом, в неблагоприятном случае (чугунный корпус, межосевое расстояние, выполнённое по минусовому допуску) зазор в зацеплении может стать меньше номинального на $0{,}04 + 0{,}018 \approx 0{,}06$ мм.

Большинство факторов, влияющих на работу колес, за исключением тепловых, учитывают поверочным определением зазора в контакте между зубьями в парной установке колес в корпусе.

Зазор чаще всего проверяют щупом, заводимым в промежутки между зубьями, при нескольких положениях колес (в пределах одного оборота большого колеса). При этом способе необходим свободный подход к участку зацепления. Если подход затруднен, то зазор определяют при покачивании одного из колес (другое неподвижно закреплено) и измеряют индикатором, ножку которого приставляют к одному из доступных зубьев в направлении, касательном к окружности начального цилиндра. Измерения проводят при нескольких угловых положениях колеса.

В труднодоступных конструкциях зазор измеряют индикатором по стрелке, закрепленной на свободном конце вала колеса. Зазор в зацеплении находят умножением измеренных величин на отношение радиуса делительного цилиндра к плечу замера.

Для грубой проверки между зубьями пропускают свинцовую пластинку, толщину которой затем измеряют на участках, соответствующих зонам зацепления.

Минимальный зазор, определенный одним из описанных способов, должен превышать в среднем не менее чем на 0,05 мм возможное уменьшение зазора при нагреве.

ГОСТ 1643–81 устанавливает для каждой степени точности свои нормы зазоров. Для передач средней точности общего назначения зазор можно определять из выражения

$$c = (0{,}04 \div 0{,}06)m,$$

где m – модуль зацепления.

Контакт зубьев проверяют с помощью краски. Проверка является полноценной только в том случае, если ее проводят под нагрузкой, равной рабочей нагрузке.

Возможности регулирования параметров зацепления для цилиндрических зубчатых колес весьма ограниченны. Если проверка обнаруживает недостаточность зазора или неудовлетворительность контакта, то единственным способом получения нужных параметров практически является индивидуальный подбор колес, что усложняет сборку, поэтому при проектировании зубчатых колес важно выбрать степень точности изготовления колес, допуски на размеры и форму опор с таким расчетом, чтобы без излишнего усложнения производства обеспечить взаимозаменяемость колес.

В целях увеличения долговечности и улучшения прирабатываемости зубьям парных колес обычно придают разную твердость: зубья шестерен калят, цементируют (HRC 58–62) или азотируют (HV 1000–1200), а колеса подвергают улучшению (HRC

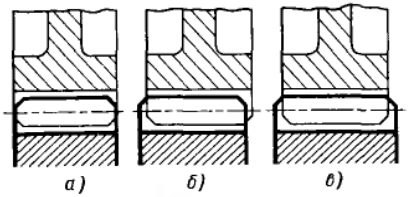


Рис. 651. Установка зубчатых колес

30–35) или закалке со средним отпуском (HRC 40–45). В таких передачах шестерни следует делать большей ширины, чем колеса (рис. 651, *в*), с таким расчетом, чтобы зубья шестерни перекрывали зубья колес при всех возможных колебаниях осевого положения. Если ширина шестерен и колес одинакова (вид *а*), то при смещении колес (в результате производственных и монтажных неточностей) происходит ступенчатая выработка более мягких зубьев (вид *б*) и, как следствие, нарушается правильное зацепление при последующих изменениях осевого положения колес.

КОНИЧЕСКИЕ ЗУБЧАТЫЕ ПЕРЕДАЧИ

При конструировании узлов с коническими зубчатыми колесами часто допускают ошибку, заключающуюся в том, что колеса фиксируют только в одном направлении – в направлении действия осевых сил (рис. 652, *а*), полагая, что фиксация их в обратном направлении осуществляется упором в зубья сопряженного колеса. Для надежной и бесшумной работы передачи, особенно в условиях динамической нагрузки, колеса должны быть зафиксированы в обоих направлениях (вид *б*).

Следует обеспечить возможность регулирования осевого положения о б о и х колес, иначе нельзя добиться совмещения вершин начальных (делительных) конусов, получения необходимого зазора в зацеплении и удовлетворительного контакта рабочих поверхностей зубьев. Конструкция *в* ошибочна, *г* – правильна.

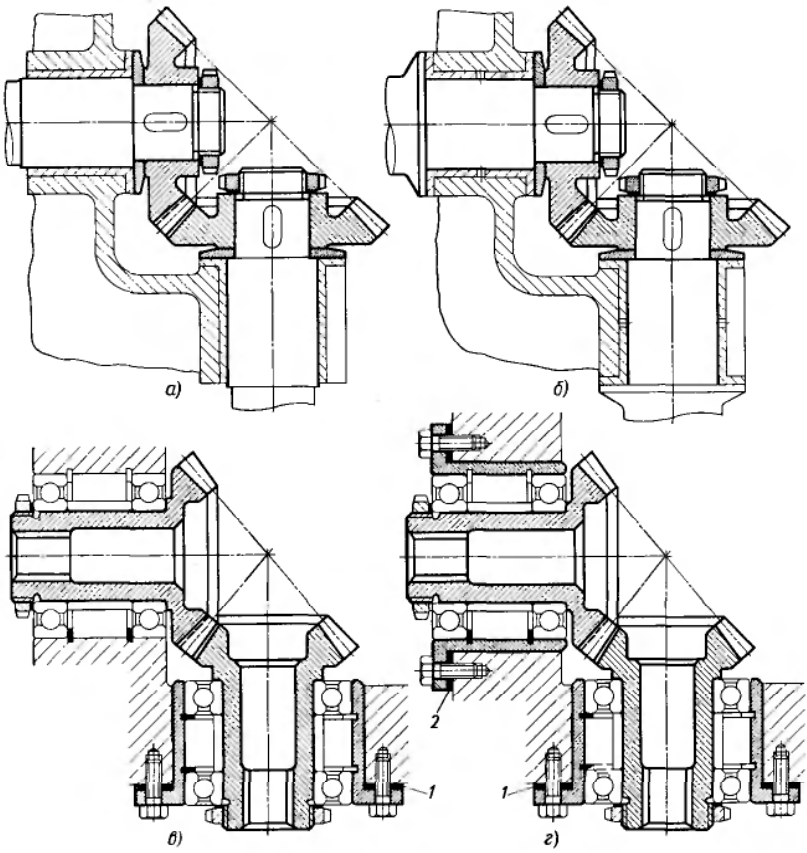


Рис. 652. Регулирование осевого положения конических зубчатых колес:
1, 2 – регулировочные шайбы

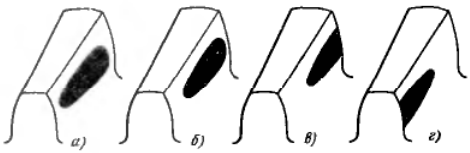


Рис. 653. Расположение пятен контакта

Правильность зацепления проверяют чаще всего по краске, вращая передачу под нагрузкой, по возможности близкой к рабочей. Зацепление считается удовлетворительным, если пятна контакта на всех зубьях имеют длину 0,6 – 0,8 длины зуба и расположены посередине зуба (рис. 653, *а*) или ближе к утолщенному концу зуба (вид *б*). Сосредоточение пятен у краев зубьев (виды *в*, *г*), особенно у края с уменьшенной толщиной зуба (вид *г*), недопустимо. Во избежание разборки после каждой проверки конструкция передачи должна допускать свободный обзор зубьев колес.

Менее точен способ регулирования перемещением зубчатых колес до совпадения торцовых поверхностей зубьев (по большому диаметру колес). При этом способе необходимо предусмотреть возможность осмотра торцовых поверхностей зубьев на участке зацепления.

Учитывая меньшую точность изготовления конических колес, зазор в зацеплении делают более свободным $(0{,}06 \div 0{,}10)m$ (где m – модуль). Зазор в зацеплении парных колес проверяют щупом, вводимым в промежутки между зубьями с торца (по наибольшему диаметру колеса), или индикатором, указатель которого приставляют к одному из зубьев или к стрелке, закрепленной на валу зубчатого колеса.

Различают два способа регулирования осевого положения зубчатых колес.

При первом способе изменяют положение колеса на валу. Вал, зафиксированный упорными поверхностями, остается на месте. Этот способ может быть применен только в том случае, если зубчатое колесо насадное.

При втором способе перемещают колесо вместе с валом. Этот способ применим, если изменение осевого положения вала в пределах диапазона регулирования (обычно 0,5 – 1 мм) не оказывает влияния на работу деталей, сопряженных с валом.

В противном случае необходимо расчленить вал на переставляемую часть и часть, неподвижную в осевом направлении, с соединением обеих частей компенсатором (например, шлицевым). Этот способ является единственно возможным для зубчатых колес, выполненных как одно целое с валом. Его часто применяют и для насадных колес.

На рис. 654 представлены способы регулирования осевого положения зубчатых колес, установленных на подшипниках качения.

Осевое положение колеса на валу регулируют чаще всего с помощью сменных калиброванных шайб *1* (рис. 654, *а*). Для регулирования необходимо снять колесо с вала, что, как правило, требует разборки узла. Для облегчения регулирования калиброванные шайбы выполняют в виде полуколец *2* (вид *б*), заводимых в выточку в теле зубчатого колеса. В этом случае достаточно сдвинуть колесо с вала на расстояние, равное глубине выточки, после чего становится возможным снять полукольца и заменить их другими.

Перемещение зубчатого колеса вместе с валом может осуществляться сменой упорных шайб *3* (вид *в* – зубчатое колесо, выполнено как одно целое с валом, вид *г* – насадное колесо).

На видах *д* – *к* показаны схемы регулирования путем перемещения корпуса подшипников.

В конструкции *д* регулирование производится с помощью шимов *4* – набора прокладок из металлической фольги, подкладываемых под фланец корпуса. Неудобство способа – необходимость разборки узла.

В конструкции *е* регулирование осуществляется сменой калиброванных полуколец *5*, заложенных в выточку во фланце корпуса. Для смены полуколец достаточно подать корпус вперед на расстояние, равное глубине выточки.

В конструкции *ж* регулирование производится без разборки соединения – с помощью нажимных винтов *6* (обычно таких винтов три). Для перемещения зубчатого колеса по направлению к центру передачи необходимо отвернуть на нужную величину винты, после чего затянуть до отказа крепежные болты. Для перемещения колеса по направлению от центра передачи необходимо отпустить крепежные болты и подвернуть винты. Существенный недостаток конструкции – сложность одновременной установки по трем точкам и, как следствие, возможность перекоса корпуса при затяжке болтов.

В конструкции *з* осевое перемещение достигается поворотом корпуса, установленного в постели на резьбе (с центрирующим гладким поясом). Корпус после регулирования фиксируют контргайкой.

В конструкции *и* корпус перемещают в осевом направлении с помощью кольцевых гаек, установленных с обеих сторон корпуса.

При всех этих способах несколько ухудшается центрирование вала, так как корпус должен быть установлен по посадке H7/h6.

Удобно регулирование по схеме *к*. Здесь

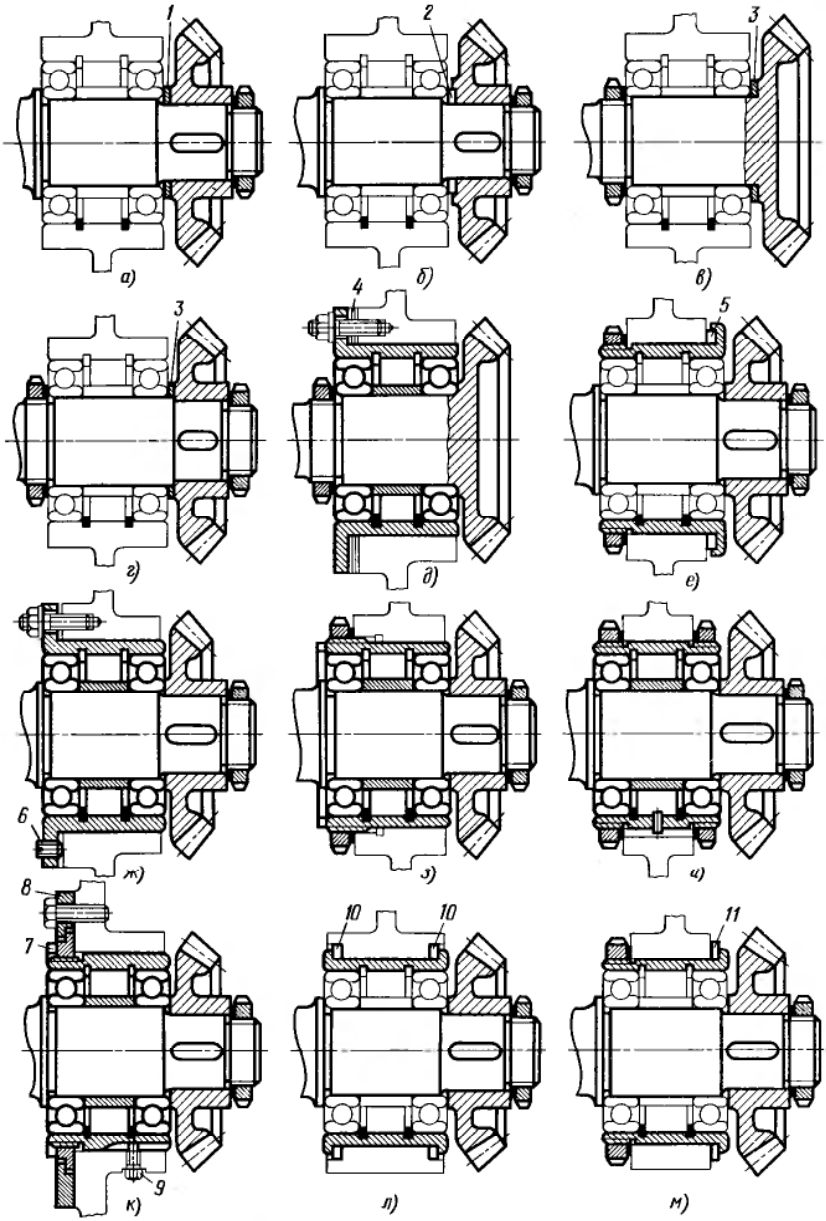


Рис. 654. Регулирование осевого положения зубчатых колес

перемещение корпуса производится вращением кольцевой гайки 7, навернутой на корпус и зафиксированной в осевом направлении шайбой 8; корпус подшипников должен быть зафиксирован от проворачивания винтом 9. Однако в соединении неизбежен осевой зазор, равный сумме зазоров в резьбе и по торцам кольцевой гайки. Корпус (в противоположность конструкциям *д – и*) работает в незатянутом состоянии, что нежелательно при динамических нагрузках.

В конструкции *л* (радиальная сборка) регулирование производится с помощью полуколец *10* (соединение незатянутое), в конструкции

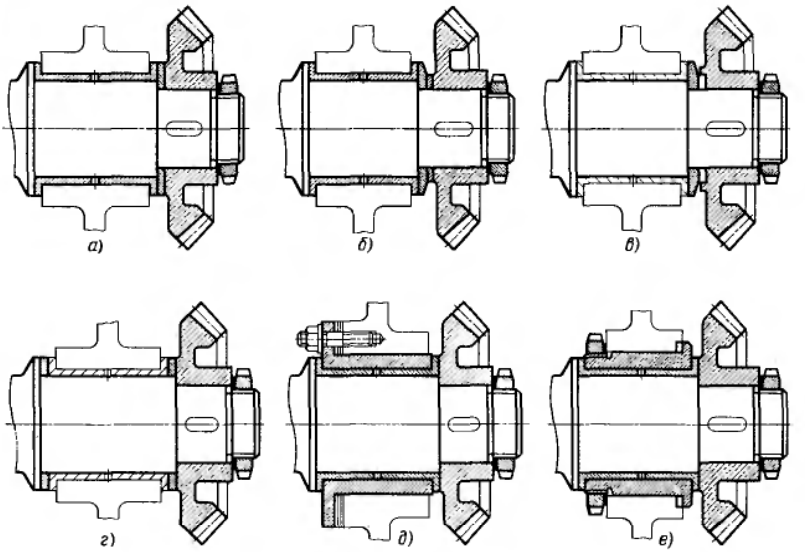


Рис. 655. Регулирование осевого положения зубчатых колес

м — с помощью полуколец *11*, затягиваемых гайкой.

На рис. 655 показаны способы регулирования для случая установки зубчатых колес на подшипниках скольжения. В конструкциях *а-в* зубчатое колесо перемещается на валу, в конструкциях *г — е* — вместе с валом.

Цилиндроконические передачи

В отличие от конических передач, у которых образующие рабочих поверхностей зубьев сходятся в точке пересечения осей колес (рис. 656, *а*), в цилиндроконических передачах одно колесо (малое) имеет прямые зубья (вид *б*). Впадины зубьев сопряженного колеса соответствуют профилю зуба цилиндрического колеса, т. е. образующие впадин параллельны одна другой, зуб утоняется по направлению к центру колеса, притом в большей степени, чем у обычных конических колес.

Условие трения без скольжения по длине зуба, соблюдаемое в обычных конических передачах, в цилиндроконических передачах не выдерживается. Во многих случаях это не имеет существенного значения. В любом эвольвентном зацеплении чистое трение качения наблюдается лишь на участках зуба, близких к начальной окружности; у основания и у вершины зуба к трению качения присоединяется трение скольжения. В передачах со скрещивающимися осями также происходит скольжение по длине зуба, что не мешает этим передачам работать надежно.

В цилиндроконических передачах скольжение тем меньше, чем меньше угол φ между осями зубчатых колес (рис. 657, *б, г*). При $\varphi = 0$ (виды *а, д*) цилиндроконическая передача превращается в правильную цилиндрическую. Скольжение тем меньше, чем меньше

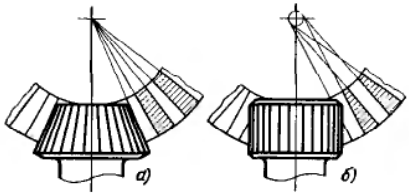


Рис. 656. Схемы передач:
а — конической; *б* — цилиндроконической

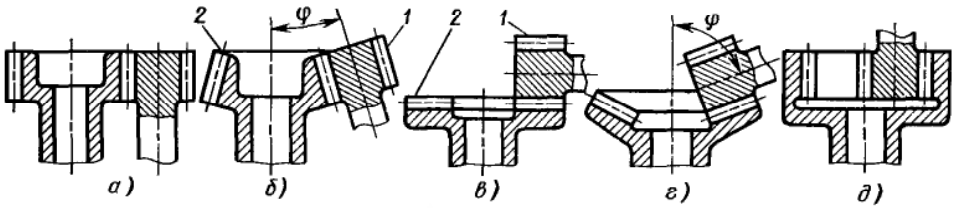


Рис. 657. Цилиндроконические передачи

длина зуба по отношению к диаметру зубчатого колеса и чем больше передаточное число.

Цилиндроконические передачи изготовляют на зуборезных станках для цилиндрических зубчатых колес. Колеса *1* с прямым зубом (вид *в*) обрабатывают обычными методами зубострогания или зубофрезерования, сопряженные с ними колеса *2* с клиновидным зубом – методом обкатывания с помощью долбяка, по форме соответствующего цилиндрическому колесу; и те и другие легко поддаются шлифованию, благодаря чему зубьям цилиндроконических передач можно придавать высокую поверхностную твердость.

Спиральные зубья нарезают обычными методами зубострогания поворотным долбяком со спиральным зубом.

Цилиндрическое колесо (с прямым зубом) не подвержено осевому давлению и не нуждается в осевой регулировке при условии, если зуб по длине перекрывает зуб конического колеса.

Цилиндроконические передачи можно включать и выключать перемещением цилиндрического колеса так же, как передачи с цилиндрическими зубчатыми колесами.

Цилиндроконические передачи применяют при небольших и средних крутящих моментах и передаточных отношениях (со стороны цилиндрического колеса) от 1 и ниже. Известно применение цилиндроконических передач в установках большой мощности.

13. ОПОРЫ СКОЛЬЖЕНИЯ

При правильной конструкции и смазке подшипники скольжения могут нести большие нагрузки при высокой частоте вращения. Они имеют малые радиальные размеры и массу; изготовление их не требует специального оборудования.

Подшипники скольжения легко могут быть выполнены разъемными, что облегчает монтаж и делает их почти единственно возможной формой опор для коренных и шатунных шеек многоколенных валов и в других случаях, когда применение неразъемных подшипников качения невозможно или затруднительно.

Большим преимуществом подшипников скольжения являются бесшумность и высокая демпфирующая способность при воздействии циклических и ударных нагрузок.

Долговечность подшипников скольжения не зависит от частоты вращения (в отличие от подшипников качения, долговечность которых снижается пропорционально повышению частоты вращения).

Коэффициент трения f правильно рассчитанных и работающих в условиях жидкостной смазки подшипников скольжения равен 0,001 – 0,005. Однако при неблагоприятных условиях (высокая вязкость масла, большие окружные скорости, малые зазоры) коэффициент трения возрастает до 0,01 – 0,03. У подшипников, работающих при граничной смазке, коэффициент f достигает значений 0,1 – 0,2.

Вследствие загустения масла при низких температурах пусковой момент у подшипников скольжения имеет повышенное значение. Недостаток этот особенно ощутим в машинах со скользящими главными опорами и работающих на открытом воздухе, которые приходится пускать при минусовых температурах.

Тяжелонагруженные и работающие при высокой частоте вращения подшипники нуждаются в непрерывном подводе масла под давлением для поддержания режима жидкостной смазки и отвода теплоты, выделяющейся при трении.

Для подшипников тихоходных валов, работающих при небольших нагрузках, достаточна периодическая подача жидкой или консистентной смазки. В таких случаях нередко применяют самосмазывающиеся подшипники, которые могут работать продолжительное время без подвода смазки.

Подшипники скольжения надежно работают при температуре не выше 150 °С. При более высокой температуре возникает опасность разрыва масляного слоя вследствие разжижения масла. Кроме того, обычные минеральные смазочные масла при высокой температуре быстро окисляются и теряют смазочные свойства.

Специальные смазки (синтетические, парафиновые, полифенилэфирные) могут работать при температуре до 300 – 350 °С.

ЗАЗОРЫ

Валы устанавливают в подшипниках по посадкам: H7/f7; H7/e7; H7/e8; H7/d8 или H7/c8.

На рис. 658, *а* приведены средние значения зазоров $\Delta_{ср}$ для различных диаметров вала и посадок ЕСДП СЭВ, на рис. 658, *б* – безразмерные величины среднего относительного зазора $\psi_{ср}$, а на рис. 658, *в* – *г* – поля относительных зазоров для посадок c8, d8, e8, f7 и f6.

В диапазоне $d = 20 \div 250$ мм значения $\Delta_{ср}$ и $\psi_{ср}$ аппроксимируются формулами

$$\Delta_{ср} = m\sqrt{d}; \qquad (229)$$

$$\psi_{ср} = 10^{-3}\frac{m}{\sqrt{d}}, \qquad (230)$$

где d – диаметр, мм; m – постоянные, значения которых следующие:

Посадки	c8	d9	d8	f9	e8	f8	f7	f6
m	23	21,5	17	13	12	9	7,5	6

Оптимальный для каждых данных условий работы зазор и, следовательно, тип посадки определяют путем расчета.

ЖИДКОСТНАЯ, ПОЛУЖИДКОСТНАЯ И ГРАНИЧНАЯ СМАЗКА

В подшипниках скольжения встречаются три основных вида смазки: ж и д к о с т н а я, п о л у ж и д к о с т н а я и г р а н и ч н а я.

При ж и д к о с т н о й смазке поверхности вала и подшипника разделены сплошным масляным слоем; непосредственное трение между

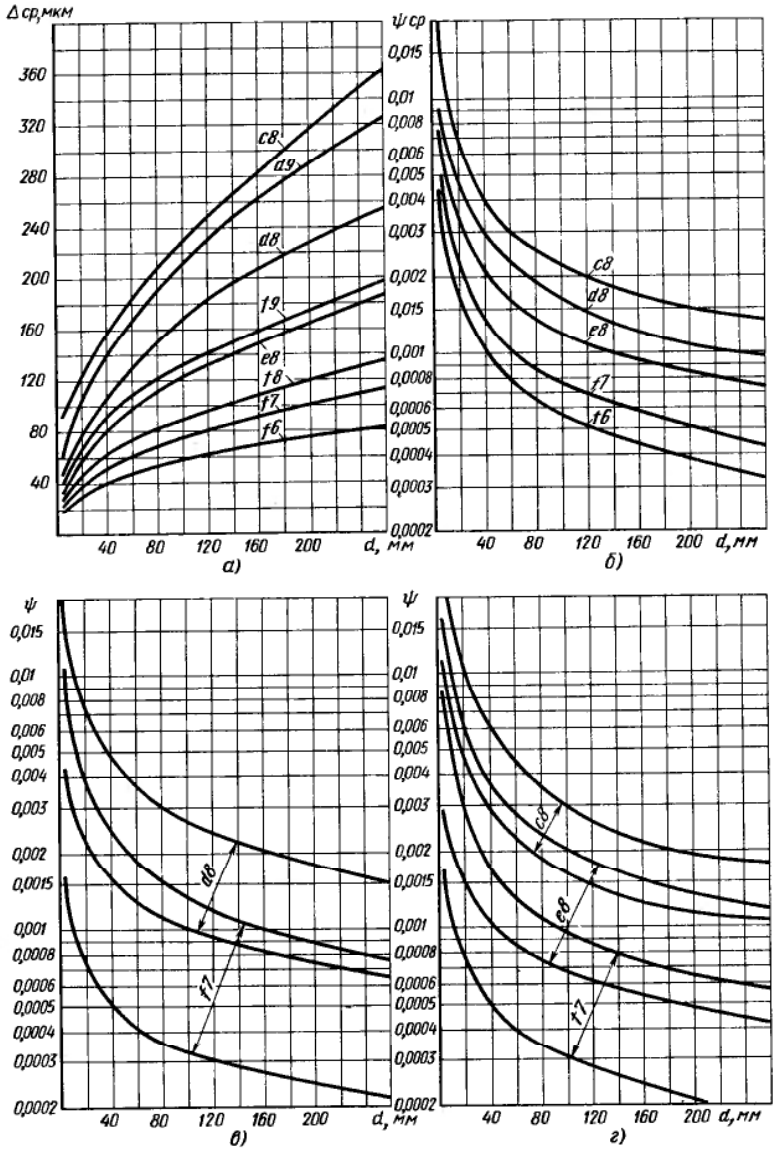


Рис. 658. Диаметральные зазоры для различных посадок

металлическими поверхностями вала и подшипника отсутствует.

Коэффициент трения при жидкостной смазке незначителен ($f \approx 0{,}001$); потери на трение и тепловыделение в подшипнике невелики. Износа металлических поверхностей при этом не происходит, поэтому жидкостная смазка является наиболее благоприятной для работы подшипника.

Обязательным условием жидкостной смазки является непрерывная обильная подача масла в подшипник. Давления в масляном слое, необходимые для несения действующих на подшипник нагрузок и предупреждения контакта между металлическими поверхностями, создаются при эксцентричном положении вала в подшипнике в результате непрерывного нагнетания вращающимся валом масла в сужи-

вающуюся часть зазора. Этот самоподдерживающий процесс создания давления в масляной пленке носит название гидродинамической смазки.

При полужидкостной смазке сплошность масляного слоя нарушена, поверхности вала и подшипника соприкасаются своими микронеровностями на участках большей или меньшей протяженности. Этот вид смазки встречается при недостаточной подаче масла или при отсутствии механизма гидродинамической смазки (например, в подпятниках с плоскими несущими поверхностями).

Полужидкостная смазка может возникнуть в гидродинамических подшипниках, если толщина масляного слоя недостаточна для предупреждения соприкосновения микронеровностей вала и подшипника.

Коэффициент трения при полужидкостной смазке значительно выше, чем при жидкостной, тепловыделение в подшипнике больше, поэтому возникновение полужидкостной смазки, особенно в подшипниках, работающих при больших частотах вращения, сопряжено с опасностью перегрева и выхода подшипника из строя.

Область перехода от жидкостной смазки к полужидкостной характеризуется минимальным коэффициентом трения (см. рис. 678).

При граничной смазке поверхности вала и подшипника соприкасаются полностью или на участках большой протяженности. Разделительный масляный слой отсутствует. Масло находится на металлических поверхностях только в виде адсорбированной пленки.

Коэффициент трения при граничной смазке благодаря наличию адсорбированного масла меньше, чем сухого, но значительно больше, чем полужидкостного и тем более жидкостного трения.

Граничная смазка наступает при недостаточной подаче масла и встречается, например, в подшипниках с периодической или недостаточной подачей смазочного материала, но может возникнуть также в подшипниках жидкостной смазки при расстройстве механизма гидродинамической смазки.

В тяжелонагруженных быстроходных подшипниках возникновение граничной смазки вызывает перегрев, расплавление заливки, схватывание и заедание подшипника.

ГИДРОДИНАМИЧЕСКАЯ СМАЗКА

Вал, установленный в подшипнике с зазором Δ (рис. 659, *а*), под действием постоянной нагрузки P занимает эксцентричное положение; по обе стороны от точки наибольшего сближения вала и подшипника зазор принимает форму клиновидной щели. Вращаясь, вал увлекает с собой масло. Первый слой масла, смачивающий вал, увлекается вследствие адсорбции масла металлической поверхностью

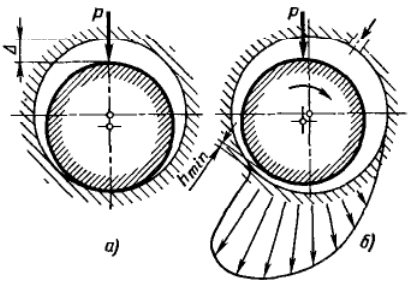


Рис. 659. Схема возникновения несущего масляного слоя в подшипнике

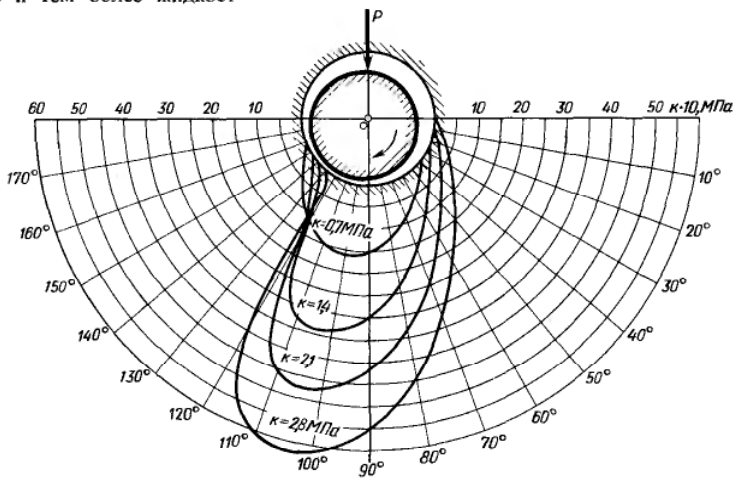


Рис. 660. Давление в масляном слое при различных значениях удельной нагрузки k (экспериментальные данные)

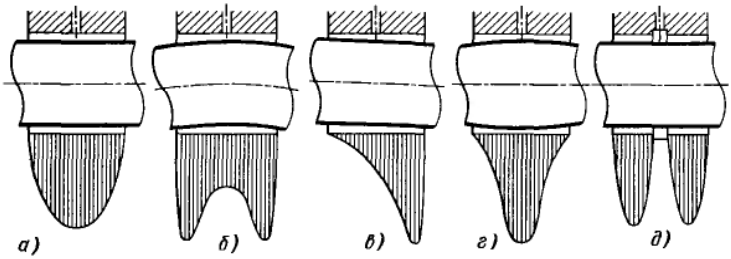


Рис. 661. Давление в масляном слое вдоль оси подшипника

вала, последующие слои – вследствие внутренней вязкости масла. Вал, таким образом, действует как насос, нагнетающий масло в клиновидную щель.

Поступая в суживающийся по направлению вращения вала зазор, масло, являющееся практически несжимаемой жидкостью (при обычных в подшипнике давлениях), стремится растечься в окружном и осевом направлениях (к торцам подшипника). Этому препятствуют силы вязкости, в результате чего в масляном слое возникает давление, прогрессивно возрастающее к точке наибольшего сближения вала и подшипника, где истечение масла затруднено из-за малого зазора (рис. 659, *б*).

Часть масла вытекает через торцы подшипника и в направлении, обратном движению вала; оставшаяся же часть должна пройти через самое узкое место зазора. Силы давления, развивающиеся в масляном слое, приподнимают вал, одновременно сдвигая его в сторону направления вращения. Состояние равновесия достигается тогда, когда проходное сечение в самом узком месте щели (h_{min}) оказывается достаточным для пропуска масла, оставшегося после торцового истечения.

Максимальное давление на участке наибольшего сближения вала и подшипника примерно в 2–3 раза превышает среднее давление $k = P/dl$ (где d – диаметр; l – длина подшипника) и может достигать нескольких десятков МПа (рис. 660).

Давление вдоль оси в цилиндрически правильном подшипнике изменяется по кривой параболического типа (рис. 661, *а*) и резко падает у торцов подшипника в результате истечения масла через торцы.

Действительная кривая распределения давления может значительно отклоняться от теоретической вследствие упругих деформаций вала (вид *б*), перекосов (вид *в*), отклонений от цилиндрической формы (например, бочкообразности вала, вид *г*).

Резкое снижение давления происходит в плоскости расположения кольцевых канавок (вид *д*).

ПОЛОЖЕНИЕ ВАЛА В ПОДШИПНИКЕ

Положение вала на различных режимах работы схематически показано на рис. 662, *а*. В пусковой период, когда скорость вращения невелика и преобладает граничная смазка, вал смещается в сторону, противоположную вращению, на угол φ, тангенс которого равен коэффициенту трения граничной смазки.

По мере увеличения скорости вращения возникает полужидкостная смазка, коэффициент трения уменьшается, и вал перемещается в сторону вращения до тех пор, пока не произойдет разобщение микронеровностей вала и подшипника.

В области жидкостной смазки положение

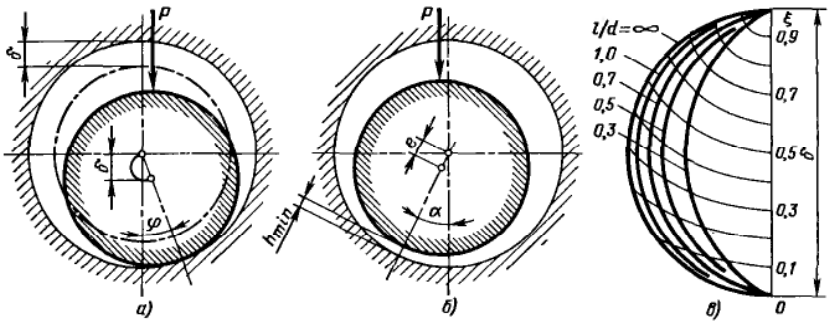


Рис. 662. Положение вала в подшипнике

центра вала определяется параметром $\frac{\eta\omega}{k}$ (где η – динамическая вязкость масла; ω – угловая скорость; k – удельная нагрузка). С увеличением этого параметра центр вала перемещается к центру подшипника по траектории, близкой к полуокружности, диаметром, равным радиальному зазору δ.

При бесконечно большом значении $\frac{\eta\omega}{k}$ центр вала совпадает с центром подшипника. При этом толщина масляной пленки $h_{min} = \delta$, клиновидность зазора исчезает, и давление в масляном слое становится равным нулю. Такое состояние может наступить при отсутствии внешней нагрузки.

Относительным эксцентриситетом называют расстояние e центра вала от центра подшипника (рис. 662, *б*), отнесенное к радиальному зазору δ:

$$\varepsilon = \frac{e}{\delta} = \frac{2e}{\Delta}, \qquad (231)$$

где $\Delta = 2\delta$ – диаметральный зазор.

Относительной толщиной масляного слоя называют минимальную толщину h_{min} масляного слоя в точке наибольшего сближения вала и подшипника, отнесенную к радиальному зазору:

$$\xi = \frac{h_{min}}{\delta} = \frac{2h_{min}}{\Delta}. \qquad (232)$$

Так как $h_{min} = \delta - e$, то

$$\xi = \frac{\delta - e}{\delta} = 1 - \varepsilon. \qquad (233)$$

Траектории перемещения вала в подшипнике показаны на рис. 662, *в*. При $l/d = \infty$ траектория представляет собой правильную полуокружность (полукруг Гюмбеля). При конечных значениях l/d траектория видоизменяется, оставаясь в общем близкой к полуокружности.

НЕСУЩАЯ СПОСОБНОСТЬ

С уменьшением параметра $\frac{\eta\omega}{k}$ вал опускается в подшипнике; толщина масляного слоя h_{min} в точке наибольшего сближения вала с подшипником уменьшается; вытекание масла, нагнетаемого в эту область насосным действием вала, затрудняется, в результате чего давление в масляном слое и жесткость слоя (отношение действующей силы к перемещениям вала) повышаются теоретически до бесконечности.

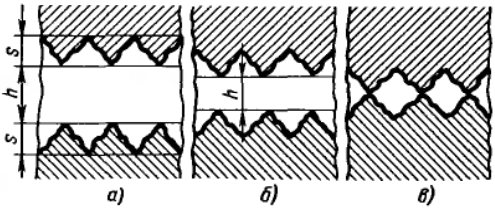


Рис. 663. Влияние шероховатости на несущую способность подшипника

Идеально гладкий и абсолютно жесткий вал, отделенный от такого же подшипника масляным слоем, ни при каких условиях не может коснуться подшипника. Только отклонения вала и подшипника от правильной цилиндрической формы, вызванные неточностями обработки и упругой деформацией вала и подшипника под действием нагрузки, шероховатость поверхностей вала и подшипника, а также присутствие металлической пыли и других твердых частиц в масле ограничивают наибольшее сближение вала и подшипника, а следовательно, и несущую способность его.

Отрицательное влияние шероховатости на несущую способность масляного слоя в первую очередь объясняется ее дренажным действием. Углубления s между микронеровностями (рис. 663, *а*) образуют сеть каналов, по которым масло растекается к торцам подшипника и в окружном направлении. Пока суммарное сечение каналов (приблизительно пропорциональное s) мало по сравнению с сечением масляного слоя h, утечка масла через каналы невелика и не сказывается на несущей способности масляного слоя. При уменьшении зазора (вид *б*) утечка через каналы возрастает, и давление в масляном слое перестает увеличиваться пропорционально нагрузке. С дальнейшим увеличением нагрузки выступы микронеровностей соприкасаются (вид *в*), и в подшипнике возникает полужидкостное трение.

Падение давления в масляном слое и ослабление его несущей способности тем больше, чем больше высота микронеровностей, т. е. чем больше шероховатость поверхностей вала и подшипника. Минимальная толщина масляного слоя должна быть больше средней суммы микронеровностей вала и подшипника.

Главное условие надежной работы подшипника – уменьшение критической величины промежутка между валом и подшипником, при котором наступает соприкосновение микронеровностей вала и подшипника.

Это достигается высокой точностью обработки поверхностей вала и подшипников, соблюдением строгой цилиндричности вала и подшипника, исключением перекосов и деформаций системы и тщательной очисткой масла. Малая шероховатость и правильная цилиндрическая форма поверхности не должны

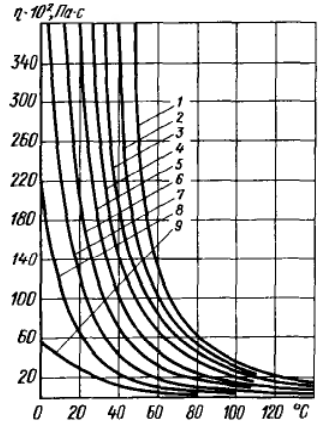


Рис. 664. Вязкостно-температурные характеристики масел (марки масел даны по действующим ГОСТам):

1 – авиационное МК-22; *2* – авиационное МС-20; *3* – автотракторное АК-15; *4* – авиационное ИС-14; *5* – индустриальное И-40А; *6* – индустриальное И-30А; *7* – индустриальное И-20А; *8* – индустриальное И-12А; *9* – веретенное

нарушаться при длительной эксплуатации; следовательно, вал и подшипник должны быть максимально износостойкими.

Предел нагружаемости зависит также от температуры масляного слоя.

Вязкость смазочных масел резко изменяется с температурой (рис. 664). Так, например, вязкость индустриального масла 45, равная при 20 °С 0,35 Па·с, падает при 150 °С до $(2 \div 3)\cdot 10^{-3}$ Па·с, т. е. более чем в 100 раз.

При повышении температуры подшипника масло может разжижиться до такой степени, что создание устойчивого масляного слоя достаточной толщины станет невозможным.

При температуре 150 °С у большинства масел начинают испаряться летучие составляющие. Это явление сопровождается образованием паровых мешков и нарушением сплошности масляного слоя. Кроме того, резко усиливается окисление масла. Масло теряет смазочные качества; происходит осмоление и выделение твердых продуктов окисления (коксование масла).

У подшипников, выполненных из мягких и пластичных материалов (баббиты), несущая способность ограничивается наступающим при повышенных температурах размягчением материала и разрушением его под действием высоких давлений в масляном слое еще до возникновения граничной смазки.

Эффективный способ снижения рабочей температуры подшипника – усиление теплоотвода путем подвода масла под давлением (принудительная циркуляционная смазка) с одновременным увеличением зазора и введением дренажных канавок в ненагруженной зоне подшипника.

ХАРАКТЕРИСТИКА РЕЖИМА РАБОТЫ

Зазор h_{min} в точке наибольшего сближения вала и подшипника должен быть достаточным для того, чтобы предотвратить соприкосновение микронеровностей вала и подшипника при возможных колебаниях режима (увеличение нагрузки, уменьшение частоты вращения, падение вязкости масла от перегрева), а также в результате перекосов вала в подшипнике и упругих деформаций вала и подшипника.

Относительный эксцентриситет ε и относительная минимальная толщина $\xi = 1 - \varepsilon$ масляного слоя являются функцией безразмерного числа Зоммерфельда*

$$So = \frac{\eta\omega}{k\psi^2} \qquad (234)$$

и отношения l/d длины подшипника к диаметру.

В выражении (234) η – динамическая вязкость масла, Па·с; ω – угловая скорость, рад/с; k – удельная нагрузка на единицу несущей поверхности подшипника, Па; ψ – относительный зазор ($\psi = \Delta/d$).

Теоретическая (хорошо согласующаяся с экспериментом) зависимость между ξ и $\frac{\eta\psi}{k\psi^2}$ показана на рис. 665 для различных значений l/d (с левой стороны графика указаны значения ξ, с правой $\varepsilon = 1 - \xi$).

Зная (по известным η, ω, k, ψ) величину So, можно по диаграмме найти значение ξ для данного отношения l/d и определить минимальную толщину масляного слоя (в мкм) из выражения

$$h_{min} = 0{,}5\xi\Delta = 0{,}5\cdot 10^{3}\xi\psi d, \qquad (235)$$

где d – диаметр подшипника, мм.

Удельная нагрузка на подшипник ($k = P/ld$) обратно пропорциональна величине So и определяется по формуле

$$k = \frac{1}{So}\frac{\eta\omega}{\psi^2}. \qquad (236)$$

Как видно из графика, в области малых So наблюдается прямая пропорциональность между So и ξ. Это – область устойчивой работы

* В иностранной литературе числом Зоммерфельда называют обратную величину $So = \frac{k\psi^2}{\eta\omega}$.

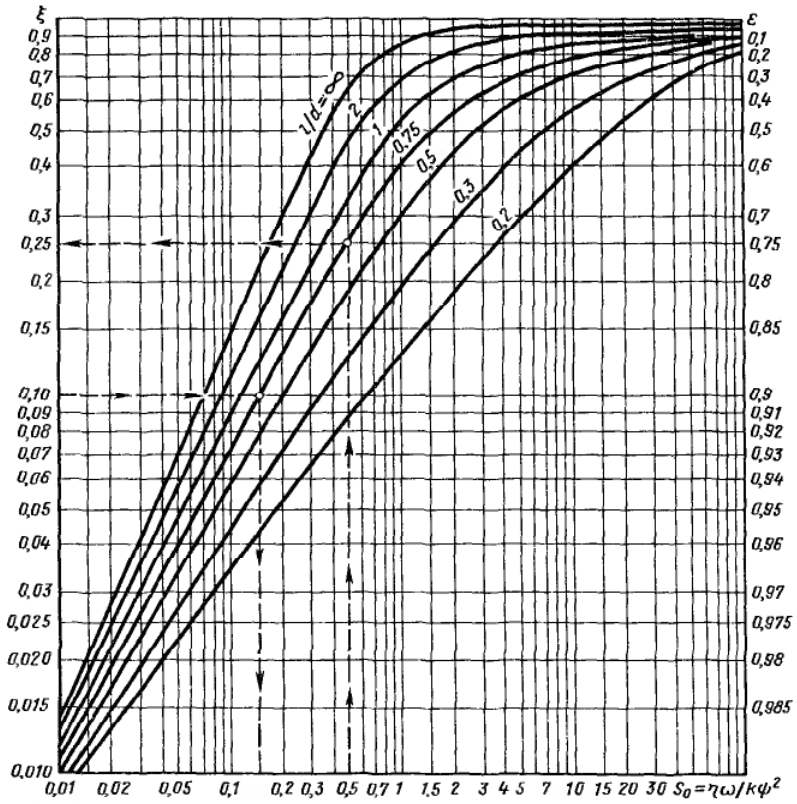


Рис. 665. Относительная минимальная толщина масляного слоя ξ и относительный эксцентриситет ε в зависимости от числа Зоммерфельда

подшипника, в которой вал с изменением режима устанавливается в строго определенное равновесное положение.

При некотором значении So (для больших l/d – при $So = 0{,}5 \div 2$) кривые ξ претерпевают изгиб, переходя в почти горизонтальные участки. Значения ξ стремятся к единице, нагружаемость подшипника падает, стремясь к нулю при $So = \infty$. При колебаниях режима работы вал сохраняет положение, близкое к центральному, вследствие чего легко смещается по полукругу Гюмбеля, приобретая циклические колебания.

У подшипников с малыми l/d перегиб кривых наблюдается при более высоких значениях So (например, для подшипника с $l/d = 0{,}5$ – при $So = 2 \div 10$), откуда следует, что такие подшипники устойчиво работают в более широком диапазоне режимов.

Для практических целей удобнее пользоваться характеристикой режима

$$\lambda = \eta \frac{n}{k}, \tag{237}$$

где η – динамическая вязкость, Па·с; n – частота вращения, $с^{-1}$; k – удельная нагрузка, Па.

Так как

$$n = \frac{\omega}{2\pi},$$

то величины $\frac{\eta\omega}{k}$ и $\lambda = \frac{\eta n}{k}$ связаны соотношениями

$$\lambda = \frac{\eta n}{k} = \frac{1}{2\pi}\frac{\eta\omega}{k}, \tag{238}$$

$$\frac{\eta\omega}{k} = 2\pi\lambda. \tag{239}$$

Параметры работы подшипника определяются численным значением фактора $\frac{\eta n}{k}$ независимо от входящих в него членов. Так, например, высокие значения характеристик режима могут быть достигнуты

как увеличением вязкости масла η и частоты вращения n, так и уменьшением удельной нагрузки k. Эта закономерность хорошо подтверждается опытом.

КРИТИЧЕСКАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РЕЖИМА КОЭФФИЦИЕНТ НАДЕЖНОСТИ ПОДШИПНИКА

Критической характеристикой режима называют значение λ, при котором минимальная толщина масляного слоя уменьшается настолько, что наступает соприкосновение микронеровностей вала и подшипника, и коэффициент трения резко возрастает. Толщину масляного слоя, при которой возникает полужидкостная смазка, называют критической и обозначают знаком $h_{кр}$.

Величина $h_{кр}$ для хорошо выполненных гладких и жестких подшипников и валов составляет в среднем 5—10 мкм.

Зная $h_{кр}$, можно по уравнению (235) найти соответствующую величину $\xi_{кр}$, после чего по рис. 665 определить критическое значение $So_{кр}$ и $\lambda_{кр}$.

Коэффициентом надежности подшипника называют отношение рабочей характеристики режима к критической:

$$\varkappa = \frac{\lambda}{\lambda_{кр}} = \frac{So}{So_{кр}}. \qquad (240)$$

Эта величина должна быть больше единицы. Чем больше $\varkappa$, тем меньше опасность перехода работы подшипника в область полужидкостной смазки. Если, например, $\varkappa = 5$, то рабочая вязкость масла может уменьшиться в 5 раз или нагрузка на подшипник может увеличиться в 5 раз, прежде чем подшипник перейдет в область полужидкостной смазки.

Пусть $d = 100$ мм; $l = 75$ мм; $P = 40$ кН; $\psi = 0{,}001$ (диаметральный зазор $\Delta = 100$ мкм; $n = 1000$ об/мин; $\eta = 25 \cdot 10^{-3}$ Па·с).

Удельная нагрузка

$$k = \frac{P}{ld} = \frac{40 \cdot 10^3}{100 \cdot 75 \cdot 10^{-6}} = 5{,}35 \text{ МПа}.$$

Характеристика режима

$$\lambda = \frac{\eta n}{k} = \frac{25 \cdot 10^{-3} \cdot 10^3}{5{,}35 \cdot 10^6 \cdot 60} = 7{,}8 \cdot 10^{-8}.$$

Число Зоммерфельда

$$So = 2\pi \frac{\lambda}{\psi^2} = 2\pi \frac{7{,}8 \cdot 10^{-8}}{10^{-6}} = 0{,}5.$$

По рис. 665 (штриховая линия) находим для $l/d = 0{,}75$

$$\xi = 0{,}25.$$

Минимальная толщина масляного слоя согласно формуле (235)

$h_{min} = 0{,}5 \cdot 10^3 \xi \psi d = 0{,}5 \cdot 10^3 \cdot 0{,}25 \cdot 0{,}001 \cdot 100 = 12{,}5$ мкм.

Пусть критическая толщина масляного слоя $h_{кр} = 5$ мкм. Критическое значение ξ согласно уравнению (235)

$$\xi_{кр} = \frac{2h_{min\,кр}}{\Delta} = \frac{2 \cdot 5}{100} = 0{,}1.$$

Проводя на диаграмме (рис. 665) горизонтальную прямую через эту точку до встречи с кривой $l/d = 0{,}75$, находим на оси абсцисс

$$So_{кр} = 0{,}15.$$

Коэффициент надежности по формуле (240)

$$\varkappa = \frac{So}{So_{кр}} = \frac{0{,}5}{0{,}15} = 3{,}3.$$

ОПТИМАЛЬНЫЙ ОТНОСИТЕЛЬНЫЙ ЗАЗОР

На основании диаграммы (рис. 665) построены графики h_{min} (рис. 666) при различных значениях λ в зависимости от относительного зазора ψ для $l/d = 1$ и 0,5 (принято $d = 100$ мм). Тонкими линиями нанесены значения относительной толщины ξ масляного слоя.

Как видно, зазор h_{min} имеет наибольшую величину при постоянных для всех λ значениях ξ ($\xi = 0{,}5$ при $l/d = 1$ и $\xi = 0{.}4$ при $l/d = 0{,}5$).

На рис. 667 (кривая *1*) показана определенная по той же методике обобщенная зависимость ξ от l/d при наибольшей величине h_{min}.

Если исходить только из условия получения наибольших величин h_{min}, то кривую *1* можно было бы положить в основу расчета подшипника. В действительности же приходится учитывать еще и устойчивость его работы. При высоких значениях ξ резко падает жесткость масляного слоя, и положение вала в подшипнике становится неустойчивым, что обусловлено, во-первых, снижением давления в масляном слое из-за уменьшения его клиновидности, а во-вторых, увеличением угла α между направлением нагрузки P и результирующей R сил давления масляного слоя по мере перемещения вала к центру подшипника по полукругу Гюмбеля (рис. 668, *а*). Если нагрузка в этой области (точка *A*) по каким-либо причинам возрастает, то для восстановления равновесия центр вала должен переместиться влево и вниз по полукругу Гюмбеля на большое расстояние.

Таким образом, небольшие колебания режима работы вызывают в этой области значительные смещения вала, которые легко переходят в циклические вихревые движения. При возникновении вихрей ламинарное течение масла становится турбулентным, в связи с чем резко возрастают трение и тепловыделение

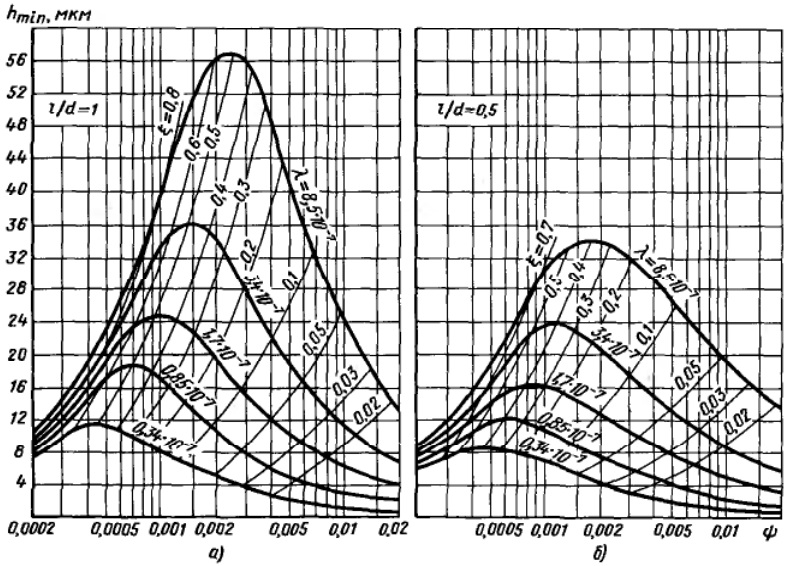


Рис. 666. Толщина масляного слоя h_{min} в функции ψ и λ.

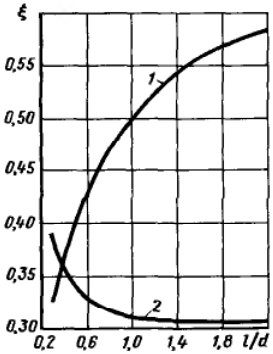


Рис. 667. Относительная толщина масляного слоя

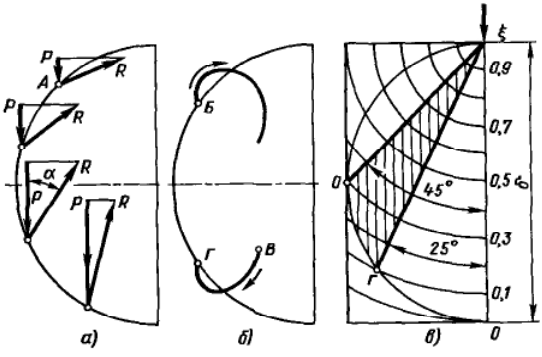


Рис. 668. К определению оптимального зазора

в подшипнике. В масляном слое возникают кавитационные процессы, приводящие к разрушению материала подшипника.

Известны два типа вихрей: цилиндрический (переносный), при котором ось вала перемещается параллельно оси подшипника, и конический, при котором ось вала совершает движение по конусу. В зависимости от гидродинамических параметров подшипников, числа и расположения опор и жесткости системы частота вихревого движения может быть равна 1/2, 1/3, 1/4, 2/3 частоты вращения вала. Наиболее изучен и имеет наибольшее значение цилиндрический полускоростной вихрь (частота которого равна 1/2 частоты вращения вала).

Если к валу присоединены несбалансированные массы, то при циклических движениях вала возникают центробежные силы, пропорциональные радиусу движения центра вала. В области высоких значений ξ вал, сместившийся под влиянием внешних возмущений с равновесного положения (точка *Б*, рис. 668, *б*) совершает движение по спирали возрастающего радиуса, пока не приблизится к поверхности подшипника и не оттолкнется от нее под действием гидродинамических сил, возвращаясь в исходное положение, после чего цикл возобновляется.

В области малых ξ вал, сместившийся с равновесного положения (точка *В*), движется по спирали умеиьшающегося радиуса, вихревое движение зату-

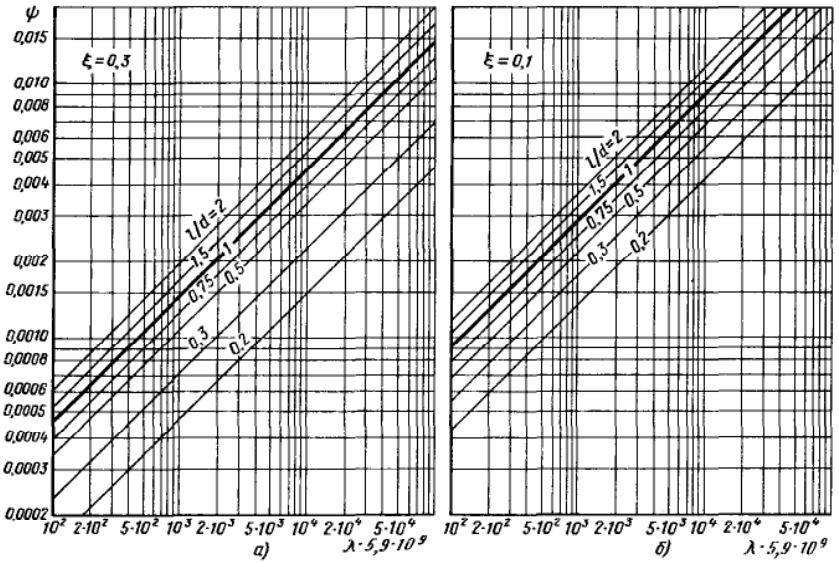


Рис. 669. Относительные зазоры ψ при $\xi = 0{,}3$ и $\xi = 0{,}1$

хает, и вал довольно быстро возвращается в равновесное положение.

Границей между устойчивой и неустойчивой областями является точка O касания полукруга Гюмбеля с направлением нагрузки (см. рис. 668, *в*). В этой точке линия центров вала и подшипника расположена под углом 45° к направлению нагрузки, и относительная толщина масляного слоя $\xi = 1 - \varepsilon = 0{,}3$.

Предельные по виброустойчивости величины ξ для конечных значений l/d (см. рис. 662, *в*) показаны на рис. 667 (кривая *2*). Эти величины являются оптимальными, так как соответствуют наибольшим возможным в устойчивой области значениям h_{min}.

Как видно из графика, в широком диапазоне $l/d = 0{,}5 \div 2{,}0$ значение $\xi_{уст}$ близко к 0,3. Эту величину можно положить в основу расчета подшипников, относя в запас надежности более высокие значения $\xi_{уст}$, присущие подшипникам с $l/d < 0{,}5$.

Проводя на диаграмме рис. 665 горизонталь через точку $\xi = 0{,}3$, определяя по шкале абсцисс соответствующие значения So и переводя их по формуле (238) в λ, получаем оптимальные значения ψ в функции λ (рис. 669, *а*). В диапазоне $l/d = 0{,}5 \div 1{,}5$ кривые аппроксимируются формулой

$$\psi_{\xi=0,3} = 3{,}5\sqrt{\lambda}\sqrt{l/d}. \qquad (241)$$

При $\xi < 0{,}3$ виброустойчивость и жесткость повышаются, но одновременно уменьшается толщина масляного слоя h_{min}. В большинстве случаев при $\xi < 0{,}1$ уже возникает опасность перехода подшипника в область полужидкостной смазки. При $\xi = 0{,}1$ линия центров расположена под углом 25° к направлению нагрузки (точка Γ на рис. 668, *в*). Таким образом, допустимая область работы подшипника заключена в диапазоне углов 45—25° (заштрихованная область на рисунке). При этом согласно формуле (235) соответственно $h_{min} = 0{,}15\Delta$ и $h_{min} = 0{,}05\Delta$.

Значения ψ_{max}, соответствующие предельному условию $\xi = 0{,}1$, показаны на рис. 669, *б*. Кривые аппроксимируются формулой

$$\psi_{max} = 7{,}0\sqrt{\lambda}\sqrt[3]{l/d}. \qquad (242)$$

Помимо правильного выбора параметров подшипников, для предотвращения вибраций необходимо всемерно увеличивать жесткость вала и опор и тщательно балансировать вал и связанные с ним вращающиеся массы.

КОЭФФИЦИЕНТ ТРЕНИЯ ПРИ ЖИДКОСТНОЙ СМАЗКЕ

Окружная сила T, противодействующая вращению вала, равна сумме сил вязкого сдвига масла в зазоре по всей окружности вала. По закону вязкого трения Ньютона при ламинарном течении сила T пропорциональна поверхности сдвига (т. е. величине πdl), вязкости масла η, скорости сдвига v и обратно пропорциональна толщине h масляного слоя.

При концентричном расположении вала толщина масляного слоя $h = 0{,}5\Delta$, скорость

сдвига $v = 0{,}5\omega d$. Следовательно,

$$T = \frac{\pi dl\eta\omega d}{\Delta} = \frac{\pi dl\eta\omega}{\psi}.$$

Коэффициент трения при жидкостной смазке

$$f = \frac{T}{P} = \frac{\pi dl}{P}\frac{\eta\omega}{\psi} = \pi\frac{\eta\omega}{k\psi}. \qquad (243)$$

Это известная формула Петрова, справедливая при расположении вала, близком к концентричному ($So \geqslant 1$; $h \approx 0{,}5\Delta$).

Подставляя в формулу (243) значение $So = \frac{\eta\omega}{k\psi^2}$, получаем

$$f = \pi So\,\psi. \qquad (244)$$

При $So < 1$ формула дает уменьшенные значения f.

При эксцентричном расположении вала ($So < 1$) коэффициент трения определяют по формуле Фогельполя

$$f = \pi\sqrt{So}\,\psi. \qquad (245)$$

Автор показал («Смазка легких двигателей»), что коэффициент трения во всем диапазоне значений So выражается формулой

$$f = \pi So\,\psi + 0{,}5\left(\frac{d}{l}\right)^{1.5}\psi \qquad (246)$$

или

$$f = 20\frac{\lambda}{\psi} + 0{,}5\left(\frac{d}{l}\right)^{1.5}\psi, \qquad (247)$$

где $\lambda = \frac{\eta n}{k}$ (η – вязкость масла при рабочей температуре подшипника, Па·с; n – частота вращения вала, об/с; k – удельная нагрузка на подшипник, Па).

Резкое увеличение f при малых l/d объясняется не возрастанием трения (числитель в формуле $f = T/P$), а снижением несущей способности P подшипника.

При значениях l/d, близких к единице, достаточно точно

$$f = 20\frac{\lambda}{\psi} + 0{,}5\psi.$$

На рис. 670 приведены значения f/ψ, подсчитанные по формулам (244), (245) и (246). Пунктирными линиями показаны экспериментальные данные.

Вычисленные по формуле (247) значения f для различных λ и ψ приведены на рис. 671.

Дифференцируя выражение (247) по ψ и приравнивая производную нулю, находим минимальный коэффициент трения при $(d/l) = 1$

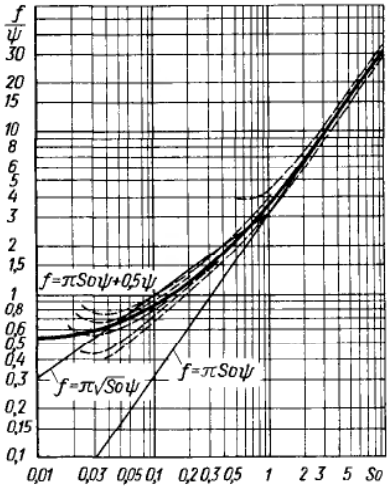


Рис. 670. Значения f/ψ в функции So

$$f_{min} = 6{,}3\sqrt{\lambda}. \qquad (248)$$

Значения f_{min} показаны на рис. 671 жирной линией.

Относительный зазор, при котором коэффициент трения минимален,

$$\psi_{f=min} = 6{,}3\sqrt{\lambda}, \qquad (249)$$

т. е. численно равен минимальному коэффициенту трения (светлые точки на рис. 671).

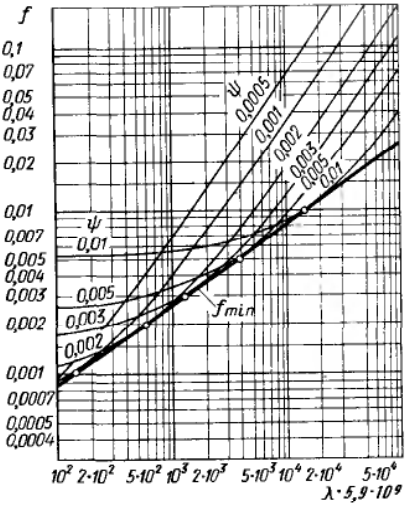


Рис. 671. Зависимость f от λ

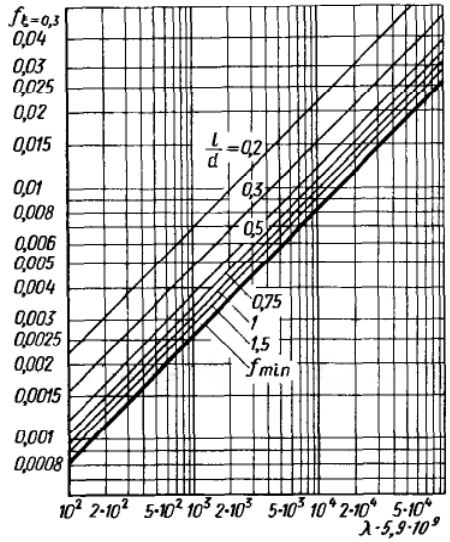


Рис. 672. Зависимость f от λ (при $\xi = 0{,}3$)

Подставляя в уравнение (247) значения ψ, соответствующие оптимальной величине $\xi = 0{,}3$ [формула (241)], получаем

$$f_{\xi=0,3} = \sqrt{\lambda}(5{,}7\sqrt{d/l} + 1{,}75d/l).$$

На основании этого выражения построены кривые зависимости f от λ и l/d (рис. 672).

Нижняя (жирная) кривая изображает значения f_{min}, определенные по формуле (248). Как видно, значения $f_{\xi=0,3}$ в диапазоне $l/d = 0{,}75 \div 1{,}5$ близки к f_{min}. Следовательно, расчет из условия $\xi = 0{,}3$ обеспечивает небольшую потерю на трение.

В пределах $l/d = 0{,}3 \div 1{,}5$ кривые $f_{\xi=0,3}$ аппроксимируются формулой

$$f_{\xi=0,3} = 7{,}7\sqrt{\lambda}\sqrt[3]{d/l}. \qquad (250)$$

Вследствие эксцентричного расположения вала в подшипнике коэффициент трения различен для вала и подшипника.

Коэффициент трения для подшипника

$$f_п = f_в - \psi\varepsilon,$$

где $f_в$ – коэффициент трения для вала; ψ – относительный зазор; ε – относительный эксцентриситет ($\varepsilon = 1 - \xi$).

При обычных значениях $f_в = 0{,}003$; $\psi = 0{,}001$ и $\varepsilon = 0{,}7$ коэффициент трения для подшипников

$$f_п = 0{,}003 - 0{,}7 \cdot 0{,}001 = 0{,}0023,$$

т. е. на 25% меньше коэффициента трения для вала.

РАСЧЕТНЫЕ НОМОГРАММЫ

На рис. 673 и 674 представлены расчетные номограммы, построенные на основании рис. 665. По номограмме рис. 673 (для $l/d = 1$) можно определять параметры подшипников в диапазоне $l/d = 0{,}8 \div 1{,}2$. Номограммой, приведенной на рис. 674 (для $l/d = 0{,}5$), можно пользоваться при $l/d = 0{,}3 \div 0{,}7$.

Жирные линии в правой части графика соответствуют виброустойчивым значениям $\xi < 0{,}3$, тонкие – виброопасным $\xi > 0{,}3$.

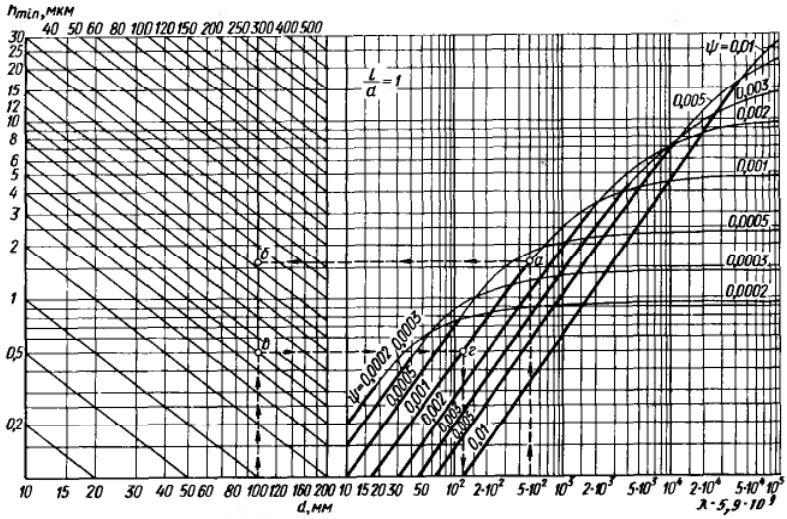


Рис. 673. Номограмма для расчета подшипников ($l/d = 1$)

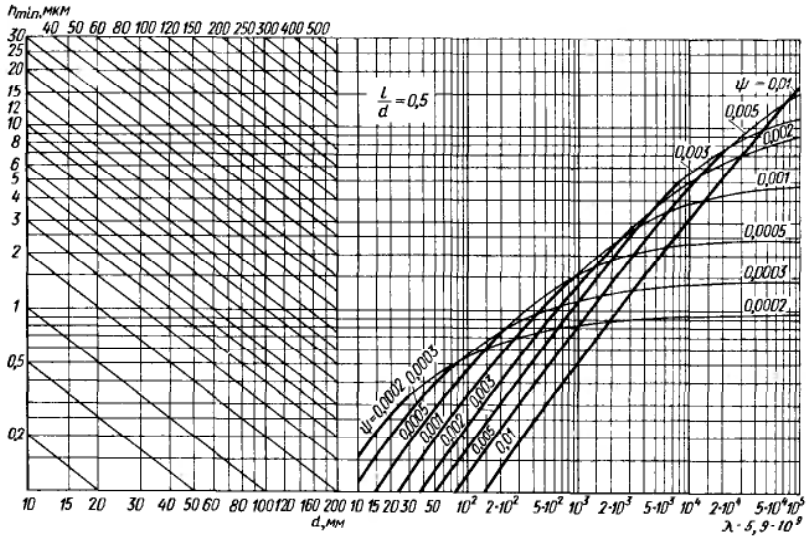


Рис. 674. Номограмма для расчета подшипников ($l/d = 0,5$)

Пусть подшипник с $d = l = 100$ мм нагружен силой $P = 40$ кН. Частота вращения $n = 1000$ об/мин. Вязкость масла $\eta = 2\cdot10^{-2}$ Па·с. Критическая толщина масляного слоя $h_{кр} = 5$ мкм. Определить оптимальный зазор ψ.

Удельная нагрузка

$$k = \frac{P}{ld} = \frac{40\cdot10^3\cdot10^6}{100\cdot100} = 4 \text{ МПа}.$$

Характеристика режима

$$\lambda = \frac{\eta n}{k} = \frac{2\cdot10^{-2}\cdot10^3}{4\cdot10^6\cdot60} = 8,4\cdot10^{-8}.$$

Восстанавливая из точки $\lambda = 8,4\cdot10^{-8}$ (правая часть иомограммы, рис. 673) перпендикуляр до пересечения с кривыми ψ и проводя через точки пересечения горизонтали до встречи с ординатой $d = 100$ мм в левой части диаграммы, читаем на сетке наклонных прямых соответствующие значения h_{min}. Затем по заданной величине $h_{кр}$ находим обратным построением критические значения $\lambda_{кр}$ и определяем коэффициент надежности $\varkappa = \lambda/\lambda_{кр}$.

Например, для $\lambda = 8,4\cdot10^{-8}$ и $\psi = 0,001$ (точка *а*) $h_{min} = 16$ мкм (точка *б*). При $h_{кр} = 5$ мкм (точка *в*) критическая характеристика режима $\lambda_{кр} = 2\cdot10^{-8}$ (точка *г*). Следовательно, коэффициент надежности

$$\varkappa = \frac{8,4\cdot10^{-8}}{2\cdot10^{-8}} = 4,2.$$

Относительная толщина масляного слоя по формуле (235)

$$\xi = 10^{-3}\,\frac{2\cdot16}{0,001\cdot100} = 0,32.$$

Коэффициент трения по формуле (247)

$$f = \frac{20\cdot8,4\cdot10^{-8}}{10^{-3}} + 0,5\cdot10^{-3} = 0,0022.$$

Определяя по этой методике значения h_{min}, ξ, $\varkappa$ и f для различных ψ, получаем полную картину влияния ψ на параметры работы подшипника (рис. 675, *а*).

Толщина масляного слоя максимальна ($h_{min} \approx 19$ мкм) при $\psi = 0,0008$, что соответствует $\xi = 0,5$ (значения ξ нанесены на кривой h_{min} светлыми точками). С уменьшением ψ (левая ветвь кривой) подшипник вступает в область запрещенных эксцентриситетов ($\xi > 0,5$); коэффициент трения резко возрастает. С увеличением ψ (правая ветвь) значения h_{min} уменьшаются; коэффициент надежности падает. Заштрихованная область показывает допустимые пределы $\psi = 0,001 \div 0,002$ ($\xi = 0,3 \div 0,1$), при которых h_{min} и $\varkappa$ сохраняют приемлемые значения ($h_{min} = 16 \div 10$ мкм; $\varkappa = 4,2 \div 2,5$). В этом интервале коэффициент трения имеет пологий минимум ($f \approx 0,002$).

Оптимальным является значение $\psi = 0,001$ ($\xi = 0,3$), обеспечивающее при вполне устойчивом положении вала в подшипнике и малом трении наибольшие величины $h_{min} \approx 16$ мкм и $\varkappa = 4,2$.

Величина $\varkappa$ значительно повышается при уменьшении $h_{кр}$. При $h_{кр} = 3$ мкм коэффициент надежности (штриховая линия) повышается вдвое ($\varkappa' = 8,4$ при $\psi = 0,001$ вместо $\varkappa = 4,2$, как при $h_{кр} = 5$ мкм).

На графике стрелками указаны диапазоны ψ, соответствующие стандартным посадкам. Рекомендуемой области $\psi = 0,001 \div 0,002$ лучше всего соответствуют средние значения ψ при посадке H7/d8 или H7/c8. Посадка H7/c8 вызывает снижение h_{min} и $\varkappa$. Посадки H7/f7 и H6/f6 неприемлемы, так как переводят подшипник в неустойчивую область ($\xi > 0,5$).

На рис. 675, *б* представлен аналогичный график для подшипника тех же размеров, но при $\lambda = 16,8\cdot10^{-8}$ (увеличение в 2 раза вязкости или частоты вращения или снижение в 2 раза нагрузки). Повышение λ благоприятно влияет на параметры подшипника. Толщина масляного слоя h_{min} при $\xi = 0,3$ возрастает до 23 мкм, коэффициент надежно-

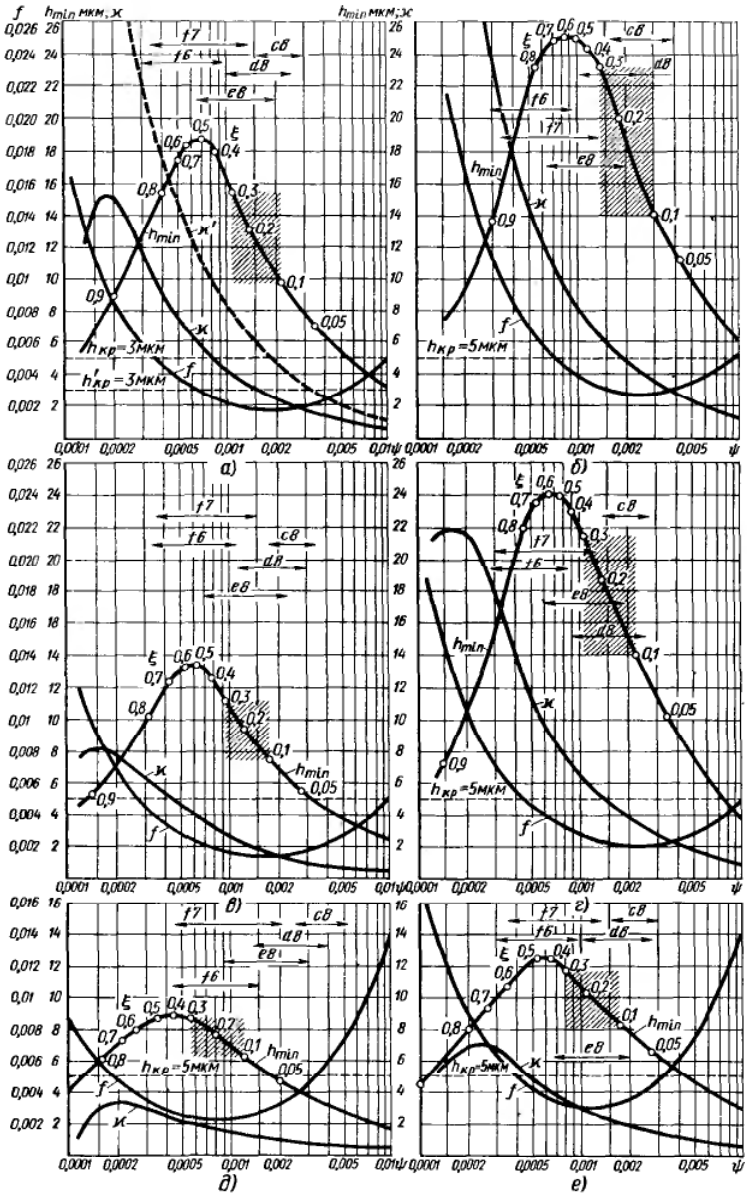


Рис. 675. Параметры работы подшипников при различных значениях $\bar{\gamma}$

сти до 6,2. Коэффициент трения несколько повышается ($f \approx 0{,}003$). Оптимальное значение ψ в данном случае равно 0,0015, что соответствует средним значениям ψ при посадке H7/d8.

На рис. 675, *в* изображен график для подшипника с теми же l, P, η и n, но с диаметром 80 мм. Удельная нагрузка

$$k = \frac{P}{ld} = \frac{40 \cdot 10^3 \cdot 10^6}{100 \cdot 80} = 5 \text{ МПа}.$$

Характеристика режима

$$\lambda = \frac{\eta n}{k} = \frac{2 \cdot 10^{-2} \cdot 10^3}{5 \cdot 10^6 \cdot 60} = 6{,}7 \cdot 10^{-8}.$$

График свидетельствует об ухудшении параметров подшипника. Величина h_{min} при $\xi = 0{,}3$ снижается до 11 мкм, коэффициент надежности до 2,5. Коэффициент трения снижается незначительно ($f = 0{,}0019$). Оптимальный зазор в данном случае $\psi = 0{,}0009$ (ближайшая подходящая посадка H7/e8).

На рис. 675, *г* приведен график для подшипника с теми же l, P, η и n, но с $d = 120$ мм.

Удельная нагрузка

$$k = \frac{P}{ld} = \frac{40 \cdot 10^3 \cdot 10^6}{100 \cdot 120} = 3{,}35 \text{ МПа}.$$

Характеристика режима

$$\lambda = \frac{\eta n}{k} = \frac{2 \cdot 10^{-2} \cdot 10^3}{3{,}35 \cdot 10^6 \cdot 60} = 10 \cdot 10^{-8}.$$

Параметры работы подшипника резко улучшаются. Величина h_{min} при $\xi = 0{,}3$ становится равной 21,5 мкм, коэффициент надежности – 6,2. Коэффициент трения несколько повышается ($f = 0{,}0026$). Оптимальный зазор в данном случае $\psi = 0{,}0011$ (посадка H7/d8).

На рис. 675, *д* представлен график для подшипника с теми же d, P, η, n, но с $l/d = 0{,}5$ ($l = 50$ мм). Удельная нагрузка

$$k = \frac{P}{ld} = \frac{40 \cdot 10^3 \cdot 10^6}{50 \cdot 100} = 8 \text{ МПа}.$$

Характеристика режима

$$\lambda = \frac{\eta n}{k} = \frac{2 \cdot 10^{-2} \cdot 10^3}{8 \cdot 10^6 \cdot 60} = 4{,}2 \cdot 10^{-8}.$$

Толщина масляного слоя h_{min} при $\xi = 0{,}3$ равна 8,5 мкм; коэффициент надежности 2; коэффициент трения 0,0022; оптимальный зазор $\psi = 0{,}0006$ (ближайшая подходящая посадка H7/f7).

Параметры подшипника с $l/d = 0{,}5$ можно улучшить повышением характеристики режима путем увеличения вязкости масла или уменьшения k (увеличение диаметра). При $\lambda = 8{,}5 \cdot 10^{-8}$ (рис. 675, *е*) h_{min} (при $\xi = 0{,}3$) повышается до 12 мкм, коэффициент надежности до 3,5. Оптимальный зазор $\psi = 0{,}0008$ (ближайшая подходящая посадка H7/e8).

Диаграммы $\psi - h_{min}$ наиболее полно раскрывают картину работы подшипника, но построение их трудоемко. Проще определять относительный зазор прямо из условия $\xi = 0{,}3$ на основании рис. 669 или формулы (241) и подбирать ближайшую стандартную посадку по рис. 658, *в*, *г* так, чтобы при крайних значениях ψ величина ξ не выходила из предела $0{,}1 - 0{,}5$ и в среднем была равна $\sim 0{,}3$. Учитывая износ в эксплуатации, лучше придерживаться несколько повышенных первоначальных средних значений ($\xi = 0{,}35 \div 0{,}4$) с таким расчетом, чтобы по мере приработки и износа подшипник переходил в область оптимального значения $\xi = 0{,}3$.

Выбор величины ψ из этого условия почти безошибочно приводит к созданию надежно работающего подшипника, сохраняющего работоспособность в течение длительного срока службы.

Согласно диаграммам (рис. 675), значениям $\xi = 0{,}3 \div 0{,}1$ соответствует минимальный коэффициент трения, поэтому при выборе ψ можно также исходить из условия минимального коэффициента трения, т. е. определять ψ по формуле (249). Однако это приводит к несколько пониженным значениям ξ.

ДИАМЕТР ПОДШИПНИКА

Решая формулу (241) (для $\xi = 0{,}3$) относительно λ, получаем

$$\lambda = \frac{\eta n}{k} = 8{,}2 \cdot 10^{-2} \frac{\psi^2}{l/d}, \qquad (251)$$

где $k = P/ld$ – удельная нагрузка, Па.

Подставляя в формулу (251) значение k и значение ψ из формулы (230) , находим

$$P = \frac{12{,}2}{m^2} d^3 (l/d)^2 \eta n. \qquad (252)$$

Это выражение показывает, что при прочих равных условиях (одинаковые η, n, m и l/d) не-

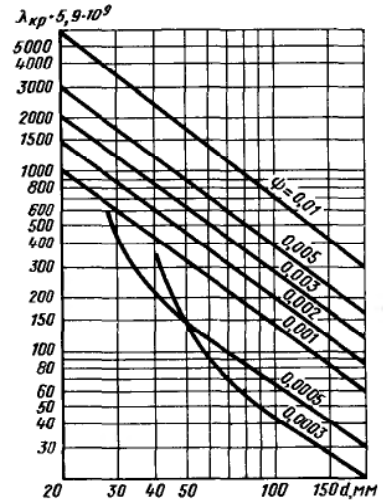


Рис. 676. $\lambda_{кр}$ **в функции** d **и** ψ

сущая способность подшипника пропорциональна кубу диаметра. Следовательно, увеличение диаметра представляет очень эффективное средство повышения несущей способности подшипника.

Увеличение диаметра не только повышает несущую способность, но при данном значении $h_{кр}$ снижает критическую характеристику режима $\lambda_{кр}$ и, следовательно, увеличивает надежность работы подшипника.

На рис. 676 показана определенная на основании рис. 673 зависимость $\lambda_{кр}$ от диаметра подшипника d и относительного зазора ψ (принято $l/d = 1$; $h_{кр} = 5$ мкм). Как видно, $\lambda_{кр}$ резко снижается с увеличением диаметра и уменьшением относительного зазора. Применять зазоры $\psi < 0{,}001$ не рекомендуется, так как подшипник при этом переходит в область $\xi > 0{,}3$.

При увеличении d также повышается жесткость вала, уменьшаются его упругие деформации (которые в значительной мере определяют критическую толщину масляного слоя) и увеличивается виброустойчивость подшипника.

Как видно из рис. 676, значения $\lambda_{кр}$ для подшипников малого диаметра ($d = 20 \div 30$ мм) очень велики. Следовательно, такие подшипники могут надежно работать лишь при высоких характеристиках режима (большие частоты вращения, низкие удельные нагрузки). Как и для подшипников большого диаметра, целесообразно придерживаться умеренных значений относительного зазора (но не ниже $\psi = 0{,}001$).

По формуле (252) можно при заданных P, η, n найти диаметр подшипника, при котором обеспечивается условие $\xi = 0{,}3$:

$$d = 0{,}44\sqrt[3]{\frac{Pm^2}{(l/d)^2\eta n}} \qquad (253)$$

(значения m приведены на с. 323).

Для $l/d = 1$ и наиболее распространенной посадки $\frac{H7}{e8}$ $(m = 12)$

$$d = 2{,}3\sqrt[3]{P/(\eta n)}.$$

ОТНОШЕНИЕ l/d

Согласно формуле (252) несущая способность подшипника пропорциональна квадрату отношения l/d.

Несущая способность подшипников с малым отношением l/d понижена вследствие облегченного вытекания масла с торцов. При равенстве λ минимальная толщина масляного слоя у таких подшипников меньше, чем у подшипников с высоким отношением l/d; для создания масляного слоя достаточной толщины необходимы более высокие значения λ и меньшие зазоры.

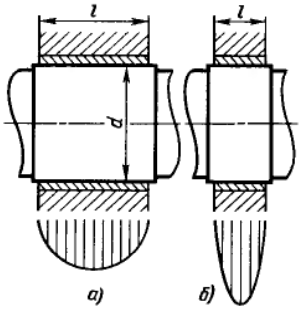


Рис. 677. Подшипники с различным отношением l/d

Однако подшипники с малым отношением l/d менее чувствительны к перекосам; критическая толщина масляного слоя у них значительно меньше, чем у подшипников с высоким отношением l/d. Это в значительной степени компенсирует пониженную несущую способность подшипников с малым l/d.

Подшипники с большим l/d, напротив, очень чувствительны к перекосам, вследствие чего критическая толщина масляного слоя у них всегда больше.

Учитывая положительное и отрицательное влияние l/d на несущую способность, чаще всего придерживаются средних значений $l/d = 0{,}8 \div 1{,}2$ (рис. 677, *а*).

Из-за ограниченных осевых размеров приходится иногда снижать отношение l/d до 0,3 (рис. 677, *б*). Такие подшипники при правильном выборе остальных параметров (достаточно малые зазоры, высокие значения λ) работают вполне удовлетворительно.

Малые отношения l/d применяют также для подшипников больших диаметров ($d > 100$ мм), отличающихся высокой несущей способностью.

Подшипники с $l/d > 1{,}5$, как правило, делают самоустанавливающимися, что позволяет использовать преимущества высоких l/d.

ФАЗЫ РАБОТЫ ПОДШИПНИКА

Фазы работы подшипника отчетливо выявляются на диаграмме, показывающей изменение коэффициента трения f в зависимости от характеристики режима λ.

Эти диаграммы, получаемые экспериментально, позволяют определить критический режим работы подшипника и критическое значение минимальной толщины масляной пленки $h_{кр}$.

На рис. 678 приведен график в координатах $\lambda - f$ для подшипника диаметром $d = 100$ мм с $l/d = 1$ и относительным зазором $\psi = 0{,}002$ ($\Delta = 200$ мкм).

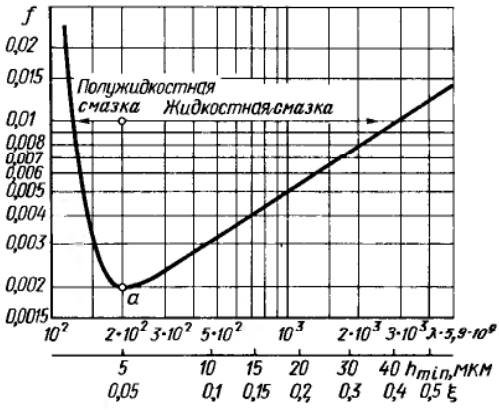


Рис. 678. Коэффициент трения в зависимости от λ

Левая ветвь кривой относится к области полужидкостной смазки, где наблюдается металлический контакт между поверхностями вала и подшипника.

Крайняя точка кривой (выходящая за пределы диаграммы) соответствует коэффициенту трения при граничной смазке.

Коэффициент трения в области полужидкостной смазки уменьшается с увеличением λ, т. е. для подшипника с заданной удельной нагрузкой и вязкостью масла – с увеличением частоты вращения. Это означает, что по мере увеличения частоты вращения вал отходит от поверхности подшипника; число соприкасающихся микронеровностей уменьшается.

В точке a при $\lambda = 3{,}4 \cdot 10^{-8}$ наступает разобщение металлических поверхностей, вал «всплывает» на масляной пленке; подшипник переходит в область жидкостной смазки.

За точкой a коэффициент трения определяется гидродинамическими факторами. В соответствии с уравнением (246) коэффициент трения непрерывно повышается с увеличением λ.

Минимум кривой (граничная смазка) указывает критическое значение характеристики режима. С помощью графика рис. 665 можно определить ξ, а по графику рис. 678 найти значение $h_{\min} = \dfrac{\xi\Delta}{2}$ (вторая шкала на оси абсцисс) и $h_{кр}$ (на рис. 665 $h_{кр} = 5$ мкм).

ПОДШИПНИК ЖИДКОСТНОЙ СМАЗКИ КАК САМОРЕГУЛИРУЮЩАЯ СИСТЕМА

Подшипники скольжения устойчиво работают в широком диапазоне эксплуатационных режимов. Это объясняется их способностью приспосабливаться к различным условиям работы благодаря свойству смазочных масел менять вязкость с изменением температуры.

Большие зазоры неблагоприятны для несущей способности, но способствуют уменьшению трения и увеличению прокачки масла. Рабочая температура подшипников с большим зазором меньше; повышенная благодаря этому вязкость масла компенсирует их малую несущую способность.

Этим объясняется способность подшипников скольжения работать даже при довольно значительных износах.

Подшипники с малым зазором вследствие повышенного тепловыделения работают при высокой температуре; однако пониженная вязкость масла компенсируется свойственной этим подшипникам высокой нагружаемостью.

Аналогичную способность саморегулирования подшипник проявляет и при колебаниях рабочего режима.

Если, например, возрастает удельная нагрузка, то характеристика режима падает, а с ней уменьшается и минимальная толщина масляного слоя; подшипник приближается к режиму полужидкостной смазки. Однако с понижением λ одновременно падает коэффициент трения (см. рис. 678) и снижается тепловыделение. В результате повышается вязкость масла, отчего прежнее значение характеристики режима полностью или частично восстанавливается, и подшипник переходит в состояние устойчивого равновесия.

Если повышается температура подшипника (например, из-за временного уменьшения подачи масла), то рабочая вязкость масла падает, толщина масляного слоя уменьшается, и может произойти заедание. Однако с понижением вязкости падает коэффициент трения и уменьшается тепловыделение. В результате устанавливается новое состояние равновесия, хотя, может быть, и с пониженным против первоначального значением λ.

При переходе в область высоких значений λ (увеличение частоты вращения, спад нагрузки) работа подшипника может стать неустойчивой из-за уменьшения эксцентриситета вала. Однако при возникновении вихревых движений вала резко возрастают потери на трение, температура подшипника повышается, вязкость масла падает, и вал возвращается в устойчивую область.

Механизм самозатухания вибраций перестает действовать только в области малых эксцентриситетов ($\varepsilon < 0{,}5$).

Таким образом, фактор η в выражении $\dfrac{\eta n}{k}$ играет роль регулятора, который стремится при изменении характеристики режима восстановить ее первоначальное значение.

Главное условие заключается в том, чтобы механизм восстановления равновесия мог дей-

ствовать во всем диапазоне возможных колебаний режима, без перехода опасных значений h_{min}. Для этого нужно, чтобы подшипник был рассчитан с достаточным коэффициентом надежности и работал в области достаточно больших эксцентриситетов.

В противоположность жидкостной смазке область полужидкостной смазки является неустойчивой. Если подшипник переходит в эту область, то всякий фактор, способствующий снижению величины λ (уменьшение вязкости масла, увеличение нагрузки), вызывает повышение коэффициента трения (см. рис. 678); как следствие – увеличение температуры подшипника, сниженне λ и, следовательно, новое увеличение коэффициента трения. Процесс завершается возникновением граничной смазки, если только не появится какой-нибудь благоприятный фактор (например, у пластичных подшипниковых материалов сглаживание микронеровностей под действием повышенных температур, сопровождающееся снижением $h_{кр}$).

Благоприятно сказывается в области полужидкостной смазки повышение частоты вращения. С увеличением n (а следовательно, и λ) коэффициент трения резко падает, и подшипник переходит в область жидкостной смазки. Этим объясняется сравнительно безопасный переход подшипников через область полужидкостной смазки в пусковые периоды.

РАСЧЕТ ПОДШИПНИКОВ ЖИДКОСТНОЙ СМАЗКИ

Расчет подшипников жидкостной смазки не представляет затруднений, если известны температура масляного слоя и рабочая вязкость масла.

Поверочный расчет (заданы геометрические параметры подшипника, нагрузка, частота вращения) сводится к определению минимальной толщины масляного слоя, коэффициента трения и коэффициента надежности подшипника. По вязкостно-температурной кривой (см. рис. 664) находят вязкость масла при данной температуре, определяют число Зоммерфельда So и по графику рис. 665 определяют относительную толщину масляного слоя ξ. Минимальная толщина масляного слоя (в мкм)

$$h_{min} = \xi \frac{\psi d}{2} 10^3.$$

Значение $\xi_{кр}$ вычисляют по формуле

$$\xi_{кр} = \frac{2h_{кр}}{\Delta} = 10^{-3} \frac{2h_{кр}}{\psi d},$$

после чего по той же диаграмме находят соответствующее значение $So_{кр}$ и определяют коэффициент надежности как отношение $So/So_{кр}$. Коэффициент трения вычисляют по формуле (247).

Удобнее пользоваться графиками (см. рис. 665), где непосредственно даны значения h_{min} в зависимости от λ и ψ.

Критическую характеристику режима $\lambda_{кр}$ определяют по тем же графикам на основании величины $h_{кр}$. Коэффициент надежности $\varkappa = \lambda/\lambda_{кр}$.

Величина $h_{кр}$ зависит от качества обработки поверхностей, длины и диаметра подшипника, жесткости системы вал – подшипник и прирабатываемости материала подшипника.

При параметрах шероховатости поверхности $Ra = 0{,}08 \div 0{,}32$ мкм величину $h_{кр}$ можно определять из ориентировочного соотношения

$$h_{кр} = a\sqrt{l/d}\sqrt{d}, \qquad (254)$$

где d – диаметр вала, мм; a – коэффициент, равный для подшипников с баббитовой заливкой 0,7, с заливкой свинцовой бронзой 1, подшипников из бронзы и алюминиевых сплавов 1,5; $h_{кр}$, мкм.

Для многоопорных валов (например, коленчатых) значения $h_{кр}$, определенные по формуле (254), следует увеличивать в 1,2 – 1,5 раза.

При проектировочном расчете заданы нагрузка и частота вращения. Нередко по конструктивным условиям задан диаметр вала. Отношение l/d обычно принимают равным 0,8 – 1 (за исключением специальных случаев).

Задача сводится в большинстве случаев к нахождению зазора ψ, обеспечивающего наиболее надежную работу подшипника.

Возможно также варьирование характеристики режима путем изменения вязкости масла (подбор смазочного материала).

Простейший расчет состоит в определении величины ψ из условия $\xi = 0{,}3$. При выбранном диаметре вала и отношении l/d и при данном сорте смазочного материала определяют характеристику режима $\lambda = \frac{\eta n}{k}$, после чего находят оптимальный зазор ψ по графику рис. 669 или по формуле (241).

Затем подбирают ближайшую стандартную посадку с таким расчетом, чтобы при крайних значениях ψ, определяемых полем допусков, максимальное значение ξ с учетом износа в эксплуатации составляло $\sim 0{,}4$, причем не выходило за пределы $0{,}1 - 0{,}5$.

Для облегчения подбора посадки построена номограмма (рис. 679), устанавливающая связь между относительными зазорами при стандартных посадках и величинами ξ (график составлен для $l/d = 1$ и применим для значений $l/d = 0{,}8 \div 1{,}2$).

Пусть, например, $d = 80$ мм; характеристика режима $\lambda = 17 \cdot 10^{-8}$. Восстанавливая из точки $d = 80$ мм (в левой или правой части графика) перпендикуляр до встречи с крайними значениями ψ при различных посадках и проводя через точки встречи горизон-

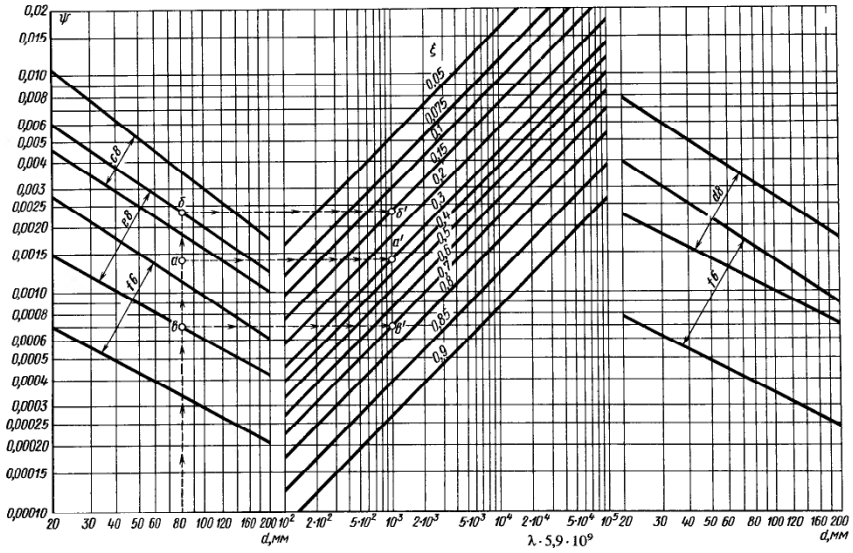


Рис. 679. Номограмма для подбора посадок

27. Значения зазора

Зазор	ψ	δ, мкм	ξ	h_{min}, мкм	$\lambda_{кр}\ 5{,}9\times\times 10^9$	$\varkappa$	f
Средний	0,0014	56	0,3	16,5	200	5	0,003
Максимальный	0,0023	92	0,15	14,7	320	3,1	0,0027
Минимальный	0,0007	28	0,7	19,6	120	8,4	0,05

тальные линии до пересечения с ординатой $\lambda = 17\cdot 10^{-8}$ в средней части графика, читаем на наклонных линиях соответствующие значения ξ.

В рассматриваемом случае ближайшей подходящей посадкой является посадка H7/e8, при которой для среднего значения $\psi = 0{,}0014$ (точка *а*), крайнего верхнего $\psi = 0{,}0023$ (точка *б*), крайнего нижнего $\psi = 0{,}0007$ (точка *в*) значения ξ соответственно равны 0,3; 0,15; 0,7 (точки *а'*, *б'*, *в'*).

Приемлема также посадка H7/d8 (соответственно $\xi = 0{,}18$; 0,09; 0,45). Посадка H7/c8 дает слишком низкие значения ξ (0,1; 0,075; 0,2), при которых возможно появление полужидкостной смазки. Недопустимы посадки H7/f7 ($\xi = 0{,}65$; 0,27; 0,85) и H6/f6 ($\xi = 0{,}75$; 0,45; 0,87), переводящие подшипник в неустойчивую область.

Средние и крайние значения h_{min} определяют из выражения

$$h_{min} = 10^3 \frac{\xi\psi d}{2},$$

где ξ – относительная толщина масляного слоя; ψ – относительные зазоры при среднем и крайних значениях зазоров.

Значение $\lambda_{кр}$ находят по номограммам (рис. 673) на основании принятого значения $h_{кр}$. Коэффициент надежности $\varkappa = \lambda/\lambda_{кр}$. Коэффициент трения вычисляют по формуле (247).

Результаты расчета по средним и крайним значениям зазора для предыдущего примера (посадка $\frac{H7}{e8}$; $h_{кр} = 5$ мкм) приведены в табл. 27.

ТЕПЛОВОЙ РАСЧЕТ ПОДШИПНИКОВ

Количество энергии (теплоты), выделяющейся в подшипнике за единицу времени (в Вт),

$$R = Pvf, \qquad (255)$$

где P – нагрузка на подшипник, Н; v – окружная скорость, м/с; f – коэффициент трения.

В подшипниках жидкостной смазки с циркуляцией смазочного материала теплоотводом от подшипника в окружающую среду пренебрегают, полагая, что на установившемся тепловом режиме вся теплота отводится маслом.

Количество теплоты, Вт, уносимой маслом из подшипника за единицу времени,

$$R' = Q\rho c(t_{вых} - t_{вх}) = Q\rho c\Delta t, \qquad (256)$$

где Q – объем масла, вытекающего из подшипника за единицу времени, м^3/с; ρ – плотность масла, кг/м^3; c – удельная теплоемкость масла, Дж/(кг·°С); $\Delta t = t_{вых} - t_{вх}$ – повышение температуры масла в подшипнике; $t_{вх}$ и $t_{вых}$ – температура масла соответственно на входе в подшипник и на выходе из него.

В состоянии теплового равновесия $R = R'$, т. е. согласно формулам (255) и (256)

$$Pvf = Q\rho c\Delta t, \qquad (257)$$

откуда

$$\Delta t = \frac{Pvf}{Q\rho c}. \qquad (258)$$

Температура масла на выходе из подшипника

$$t_{вых} = t_{вх} + \Delta t. \qquad (259)$$

Средняя температура масла в подшипнике

$$t_{ср} = 0{,}5(t_{вых} + t_{вх}) = t_{вх} + 0{,}5\Delta t. \qquad (260)$$

Подставив в формулу (258) значение $P = kld$ и $v = \pi dn$, где d и l – диаметр и длина подшипника, м; $k = P/ld$ – удельная нагрузка, Па; n – частота вращения, об/с, получаем

$$\Delta t = \pi \frac{kld^2nf}{Q\rho c}. \qquad (261)$$

Плотность минеральных смазочных масел в диапазоне 20–100 °С колеблется в пределах $\rho = (0{,}85 \div 0{,}95)\,10^3$ кг/м^3, удельная теплоемкость $(1{,}8-2{,}3)\,10^3$ Дж/(кг·°С). Подставляя в уравнение (261) значения $\rho = 0{,}93\cdot 10^3$ и $c = 2{,}1\cdot 10^3$ Дж/(кг·°С), получаем

$$\Delta t = 1{,}61\cdot 10^{-6}\frac{kld^2nf}{Q}. \qquad (262)$$

Объем Q масла, м^3/с, вытекающего из подшипника, по Фогельполю

$$Q = 19{,}8\cdot 10^{-2}(2{,}8 - l/d)\psi ld^2n\sqrt[3]{1 + 10^{-5}p}, \qquad (263)$$

где d и l – диаметр и длина подшипника, м; ψ – относительный зазор; n – частота вращения, об/с; p – давление подачи масла, Па.

Подставляя это значение Q в уравнение (261), получаем

$$\Delta t = \frac{8{,}12\cdot 10^{-6}}{(2{,}8 - l/d)\sqrt[3]{1 + 10^{-5}p}}\frac{kf}{\psi}. \qquad (264)$$

Для подшипника, рассчитанного на работу при оптимальном значении $\xi = 0{,}3$, согласно формулам (250) и (241)

$$f = 7{,}7\sqrt{\lambda}\sqrt[3]{d/l};$$
$$\psi = 3{,}5\sqrt{\lambda}\sqrt{l/d}.$$

Подставляя эти величины в уравнение (264), находим

$$\Delta t = \frac{17{,}87\cdot 10^{-6}k(d/l)^{0.8}}{(2{,}8 - l/d)\sqrt[3]{1 + 10^{-5}p}}. \qquad (265)$$

Представляя k в виде $k = \dfrac{P}{d^2(l/d)}$, получаем

$$\Delta t = \frac{17{,}87\cdot 10^{-6}P}{d^2(l/d)^{1.8}(2{,}8 - l/d)\sqrt[3]{1 + 10^{-5}p}} = a\frac{P}{d^2}. \qquad (266)$$

Из этого выражения видно, что при заданной нагрузке повышение температуры в подшипнике обратно пропорционально квадрату диаметра и прямо пропорционально фактору a (рис. 680):

$$a = \frac{17{,}87\cdot 10^{-5}}{(l/d)^{1.8}(2{,}8 - l/d)\sqrt[3]{1 + 10^{-5}p}}.$$

Для проектировочного расчета подшипника с оптимальным значением $\xi = 0{,}3$ надо знать P и n, задаться значениями d, l/d, давлением p и температурой $t_{вх}$ подачи смазочного масла, а также сортом его.

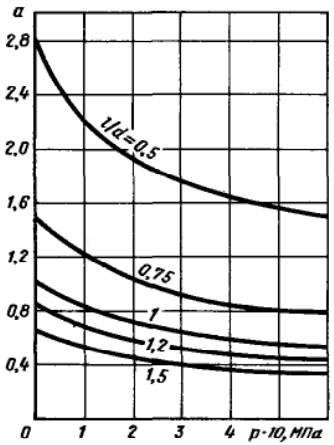


Рис. 680. Фактор a в функциях p и $l-d$

Из уравнения (265) определяют повышение температуры масла Δt в подшипнике и по формуле (260) – среднюю температуру масляного слоя, после чего по вязкостно-температурной кривой находят значение рабочей вязкости масла η и вычисляют характеристику режима λ.

Далее расчет ведут по описанной методике, определяя ψ из уравнения (241) или по графику рис. 669 и подбирая ближайшую стандартную посадку. Затем вычисляют минимальную толщину масляного слоя по формуле (235), находят по графикам рис. 676 величину $\lambda_{кр}$ и определяют коэффициент надежности $\varkappa = \lambda/\lambda_{кр}$.

Улучшить работу подшипника в данном случае можно, не только увеличив диаметр, но и повысив давление подачи масла.

Истечение масла из подшипника можно значительно увеличить (и тем самым снизить рабочую температуру масляного слоя) с помощью продольных выборок в ненагруженной области подшипника [формула (263) справедлива для подшипников без выборок с подачей масла через отверстие, расположенное в ненагруженной области.

Пусть $P = 40$ кН; $n = 2000$ об/мин; $d = 80$ мм; $l/d = 1$. Температура подаваемого масла $t_{вх} = 60\,^{\circ}C$, давление подачи $p = 0{,}4$ МПа. Масло АК-15.

Удельная нагрузка

$$k = \frac{40\cdot 10^3\cdot 10^6}{80\cdot 80} = 6{,}2 \text{ МПа}.$$

Повышение температуры в подшипнике по формуле (265)

$$\Delta t = \frac{17{,}87\cdot 10^{-6}\cdot 6{,}2\cdot 10^6}{1{,}8\sqrt[3]{5}} = 36\,^{\circ}C.$$

Средняя температура масла по формуле (260)

$$t_{ср} = 60 + 18 = 78\,^{\circ}C.$$

Согласно рис. 664 вязкость масла при этой температуре $\eta = 35\cdot 10^{-3}$ Па·с. Характеристика режима

$$\lambda = \frac{\eta n}{k} = \frac{35\cdot 10^{-3}\cdot 2000}{6{,}2\cdot 10^6\cdot 60} = 18{,}8\cdot 10^{-8}.$$

Оптимальный относительный зазор по формуле (241)

$$\psi = 3{,}5\sqrt{18{,}8\cdot 10^{-8}} = 0{,}0015.$$

Согласно графику рис. 679 ближайшая подходящая посадка H7/e8.

Минимальная толщина масляного слоя

$$h_{min} = \frac{\xi\psi d 10^3}{2} = \frac{0{,}3\cdot 0{,}0015\cdot 80\cdot 10^3}{2} = 18 \text{ мкм}.$$

По рис. 673 (для $h_{кр} = 5$ мкм) критическая характеристика режима $\lambda_{кр} = 2{,}7\cdot 10^{-8}$.

Коэффициент надежности

$$\varkappa = \frac{\lambda}{\lambda_{кр}} = \frac{18{,}8 \cdot 10^{-8}}{2{,}7 \cdot 10^{-8}} = 7.$$

Коэффициент трения по формуле (247)

$$f = 7{,}7\sqrt{18{,}8 \cdot 10^{-8}} + 0{,}00075 = 0{,}004.$$

Мощность, затрачиваемая на трение,

$$N = Pvf = P2\pi n\frac{d}{2}f =$$

$$= 40 \cdot 10^3 \frac{2\pi \cdot 2000}{60} \frac{80}{2 \cdot 10^3} 0{,}004 = 1{,}34 \text{ кВт}.$$

При поверочном тепловом расчете исполненных подшипников (параметры которых необязательно выбраны из условия $\xi = 0{,}3$) среднюю температуру $t_{ср}$ масляного слоя определяют методом последовательного приближения. Задаются предположительным значением $t_{ср}$, определяют вязкость масла, находят $\lambda = \frac{\eta n}{k}$ и по выражению (247) вычисляют коэффициент трения. Затем по формуле (263) находят истечение масла, по формуле (264) – величину Δt и по формуле (260) – величину $t_{ср}$.

Если $t_{ср}$ отличается от предварительного значения, то производят перерасчет до совпадения. Дальше расчет ведут, как описано выше.

ВИДЫ НАГРУЖЕНИЯ

Приведенные в предыдущих разделах формулы, основанные на предположении постоянной нагрузки и постоянной частоты вращения, применимы, когда:

1) вал, нагруженный постоянной силой, вращается, подшипник неподвижен; зона давления не меняет своего положения относительно подшипника (рис. 681, *а*);

2) вал неподвижен, подшипник, нагруженный постоянной силой, вращается; зона давления перемещается относительно вала с угловой скоростью, равной угловой скорости подшипника, но не меняет своего положения относительно подшипника (вид *б*);

3) вал, нагруженный постоянной центробежной силой, вращается, подшипник неподвижен; зона давления перемещается относительно подшипника с угловой скоростью, равной угловой скорости вала, но не меняет своего положения относительно вала (вид *в*);

4) вал неподвижен, подшипник, нагруженный постоянной центробежной силой, вращается; зона давления перемещается относительно вала с угловой скоростью, равной угловой скорости подшипника, но не меняет своего положения относительно подшипника (вид *г*).

Если вал, подшипник и вектор нагрузки вращаются каждый со своей скоростью, то расчет ведут по приведенной скорости

$$\omega_{пр} = \omega_в + \omega_п - 2\omega_н,$$

где $\omega_в$, $\omega_п$, $\omega_н$ – угловые скорости соответственно вала, подшипника и вектора нагрузки.

При нагрузке, переменной по направлению и значению (нестационарный режим нагружения), расчет усложняется. Приближенно такие подшипники рассчитывают исходя из средней нагрузки и средней частоты вращения вектора нагрузки за цикл нагружения.

С появлением электронно-вычислительной техники стал возможен точный расчет с помощью метода итерации.

Исходным материалом для расчета служит диаграмма нагрузки за цикл нагружения. Для начальной точки цикла задаются некоторым вероятным положением вала в подшипнике и, зная величину и направление нагрузки, а также приведенную частоту вращения, определяют величину и направление гидродинамической силы.

Сравнивая полученные значения с величиной и направлением внешней силы, находят вероятное направление перемещения центра вала. Повторяя вычисления для ряда последовательных положений вала через малые интервалы (например, через 5°), получают приблизительную траекторию движения центра вала, которая служит исходным материалом для следующей серии вычислений.

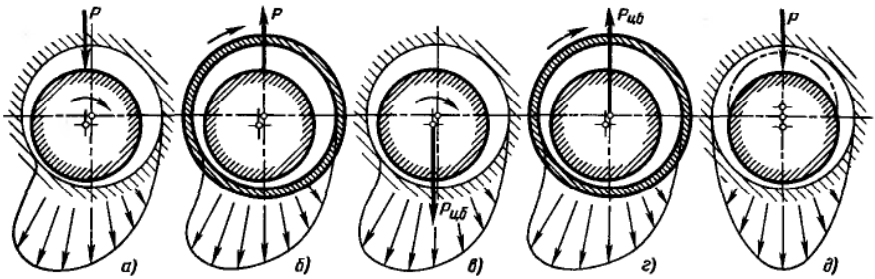


Рис. 681. Виды нагружения

После достаточно большого числа вычислений результаты их начинают повторяться, а последовательно определенные траектории совпадают.

Зная траекторию движения вала, находят минимальную толщину масляного слоя h_{min}, сравнивают с критической толщиной масляного слоя $h_{кр}$ и определяют коэффициент надежности $\varkappa$.

Если полученные значения h_{min} и $\varkappa$ недостаточны, то задаются другими значениями d, l/d, ψ и η, руководствуясь закономерностями влияния этих параметров на несущую способность, и повторяют расчет до получения удовлетворительного результата.

Особый случай (рис. 681, *д*) представляет нагружение пульсирующей или знакопеременной нагрузкой вала (или подшипника), вращающегося с небольшой скоростью, совершающего колебательное движение, или неподвижного. Несущая сила масляного слоя в данном случае создается вследствие периодического вытеснения масла из областей максимального сближения вала и подшипника. Она пропорциональна вязкости масла, кубу диаметра подшипника и обратно пропорциональна квадрату относительного зазора.

Перемещение вала в подшипнике за время $\Delta\tau$ зависит от импульса силы $P\Delta\tau$. При заданной закономерности изменения нагрузки во времени можно подобрать геометрические параметры подшипника и вязкость масла, обеспечивающие в конце каждого цикла нарастания нагрузки достаточную толщину масляного слоя в точке наибольшего сближения вала и подшипника и сохранение жидкостной смазки, несмотря на слабый насосный эффект вала или полное его отсутствие (при неподвижном вале).

Повышение несущей способности подшипника в результате периодического сближения вала и подшипника под действием переменной нагрузки наблюдается и при нестационарном нагружении, хотя и не учитывается расчетом.

ПРИБЛИЖЕННЫЕ КРИТЕРИИ НЕСУЩЕЙ СПОСОБНОСТИ

Нередко при проектировании подшипников исходят из допустимой удельной нагрузки $k = P/ld$. Этот критерий применим только для мягких, малопрочных подшипниковых материалов (баббиты, пластики), и то с большими допущениями.

Действительная несущая способность зависит от конструкции подшипника, его жесткости, способа нанесения антифрикционного слоя, геометрических параметров (зазора, отношения l/d), характера нагрузки, частоты вращения вала, количества подаваемого масла и других факторов.

Рассмотрим подшипники с баббитовой заливкой. Предел выносливости баббита на сжатие, определенный на испытуемых образцах, равен ~20 МПа при 20 °С и ~10 МПа при 100 °С. Учитывая, что максимальное давление в масляном слое превышает среднее удельное давление примерно в 3 раза, следовало бы, исходя из этих данных, считать допустимой удельной нагрузкой при 20 °С $k = 0{,}3 \cdot 20 = 6$ МПа, а при 100 °С $k = 0{,}3 \cdot 10 = 3$ МПа.

Действительную несущую способность подшипников можно резко повысить, уменьшая толщину слоя заливки, увеличивая жесткость вкладышей и постелей, правильно выбрав зазор и отношение l/d. Рационально сконструированные подшипники с тонкослойной баббитовой заливкой безопасно выдерживают при циклическом нагружении удельную нагрузку $k = 10 \div 15$ МПа.

Несущая способность пластиковых подшипников определяется не столько их прочностью на сжатие, сколько ползучестью (возникновением остаточных деформаций при напряжениях, значительно меньших предела прочности на сжатие), термостойкостью, коэффициентом линейного расширения, а главным образом конструкцией подшипника и колеблется в зависимости от этих факторов в очень широких пределах ($k = 0{,}5 \div 5$ МПа).

При расчете подшипников из более прочных материалов (бронзы, алюминиевые сплавы, серебро) решающими являются гидродинамика подшипника, его геометрические (d, l/d, ψ) и режимные (λ) факторы, рациональный выбор которых позволяет довести удельные нагрузки до 15–30 МПа, а в отдельных случаях до 50–60 МПа.

В качестве критерия тепловой напряженности подшипников нередко применяют величину kv (произведение удельной нагрузки, МПа, на окружную скорость вала, м/с). Предельными считаются значения $kv = 40 \div 60$.

Применение этого критерия совершенно не обосновано. Конечным мерилом тепловой напряженности является температура масляного слоя, которая устанавливается в результате взаимодействия тепловыделения и теплоотвода от подшипника. Тепловыделение пропорционально $kvldf$ (а не kv) и поддается регулировке в широких пределах путем подбора геометрических параметров и режима работы подшипника. Теплоотвод, в свою очередь, зависит от геометрических и режимных факторов и может быть резко увеличен проточной циркуляцией масла, введением охлаждающих канавок и повышением давления подачи масла. Таким образом, критерий kv не может служить даже для приближенной оценки работоспособности подшипника.

КОНСТРУКТИВНЫЕ, ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЕ И ЭКСПЛУАТАЦИОННЫЕ ФАКТОРЫ

Перегрев подшипника, чрезмерный износ, растрескивание и расплавление заливки, наволакивание материала подшипника на вал и другие явления неудовлетворительной работы подшипника почти всегда происходят в результате перехода (общего или местного) за критическую толщину масляного слоя и возникновения в подшипнике полужидкостной или граничной смазки, но редко бывают следствием недостаточно высоких расчетных

значений h_{min} и λ. В большинстве случаев неполадки обусловлены ошибками конструкции, технологии изготовления и эксплуатации.

Наиболее частые причины выхода подшипников из строя:

неправильный подвод смазочного материала;

недостаточная подача масла в пусковые периоды;

заторможенное истечение масла из подшипника;

неправильная конструкция подшипникового узла; неблагоприятное распределение сил на подшипники; повышенные кромочные нагрузки;

недостаточная жесткость вала и подшипника;

неправильный выбор материала вала и подшипника;

недостаточная твердость поверхности вала; неправильное соотношение между твердостью вала и подшипника;

неправильная макро- и микрогеометрия несущих поверхностей;

низкое качество масла; окисление масла в эксплуатации;

неудовлетворительная фильтрация масла от механических примесей и твердых продуктов окисления.

У многоопорных валов наиболее частой причиной выхода подшипников из строя являются отклонения от соосности опор или шеек вала и недостаточная жесткость корпуса, несущего опоры.

Устранение этих причин обычно обеспечивает удовлетворительную работу подшипников.

Из основных уравнений гидродинамической теории смазки нельзя делать вывод, что повышение частоты вращения вала и вязкости масла ведет к увеличению несущей способности и надежности подшипника, поскольку в эти уравнения входит р а б о ч а я вязкость масла, устанавливающаяся в результате взаимодействия между тепловыделением и теплоотводом.

Повышение частоты вращения, формально увеличивающее характеристику режима, практически нередко снижает ее, так как при высокой частоте вращения увеличивается тепловыделение, вследствие чего рабочая вязкость масла падает. Большие частоты вращения опасны; при конструировании быстроходных подшипников нужно особо тщательно выбирать конструктивные параметры с целью уменьшения тепловыделения.

Увеличение характеристики режима путем применения масел повышенной вязкости также не всегда рационально. Высокая вязкость смазочного материала увеличивает трение и тепловыделение и затрудняет истечение масла из подшипника, вследствие чего температура масляного слоя возрастает, и рабочая вязкость масла падает. В результате несущая способность подшипника при вязком масле может быть меньше, чем при менее вязком. К тому же масло повышенной вязкости затрудняет пуск.

Применение масла высокой вязкости оправдано лишь в тех случаях, когда подшипник работает при температуре, повышенной в результате нагрева извне, например в подшипниках горячих машин (двигателей внутреннего сгорания), корпуса которых нагреваются от теплоты, выделяющейся при рабочих процессах. Здесь применение масел повышенной вязкости является подчас единственно возможным способом обеспечения надежной работы подшипника.

Несущая способность подшипника резко возрастает с уменьшением критической толщины масляного слоя (за счет уменьшения шероховатости обработанных поверхностей вала и подшипника, повышения поверхностной твердости вала с целью уменьшения износа, увеличения жесткости системы вал – подшипник, применения самоустанавливающихся подшипников, тщательной очистки масла от механических примесей).

Наиболее эффективный способ повышения несущей способности – увеличение диаметра подшипника, так как несущая способность при прочих равных условиях пропорциональна кубу диаметра [см. формулу (252)].

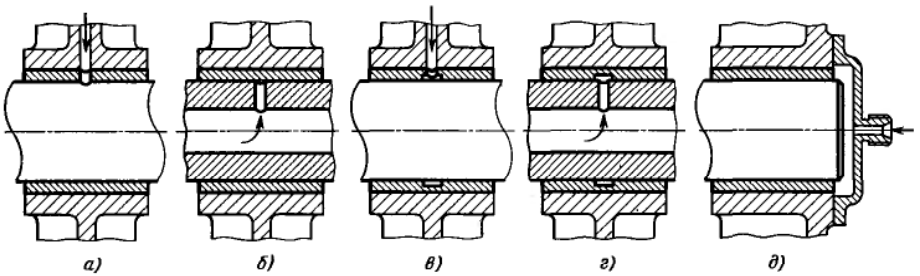


Рис. 682. Ввод масла в подшипники

ВВОД МАСЛА В ПОДШИПНИКИ

Чаще всего масло вводят в подшипники через сверления в корпусе (рис. 682, *а*) или в вале (вид *б*)). Ввод через кольцевые канавки (виды *в*, *г*) применяют при необходимости увеличить прокачку масла через подшипник, а также при нагрузке переменного направления. Следует иметь в виду, что кольцевые канавки резко снижают несущую способность, превращая подшипник в два коротких подшипника. Ввод масла с торца (вид *д*) не снижает несущей способности подшипника, но прокачка масла в этом случае примерно в 2 раза меньше, чем при центральных кольцевых канавках.

Как правило, масло следует вводить в ненагруженную область подшипника.

Нагрузка постоянного направления

При нагрузке постоянного направления маслоподводящие отверстия целесообразно располагать в зоне наибольшего расширения зазора (точка *А*, рис. 683, *а*). Так как положение вала в подшипнике не всегда точно известно, то на практике придерживаются правила: располагать отверстие в области, ограниченной углом $\sim 45°$ по обе стороны действия нагрузки.

Грубую ошибку представляет ввод масла в нагруженную область (вид *б*). Вследствие повышенного давления в этой области, достигающего нескольких десятков МПа, масло, подаваемое обычно под давлением 0,2–0,6 МПа, не поступает в зазор, а выдавливается из подшипника в маслопровод.

Это обстоятельство используют в некоторых конструкциях для подвода смазки к труднодоступным поверхностям (например, в шатунно-поршневых механизмах масло в поршневые пальцы подается из шатунных подшипников через отверстия, расположенные в зоне высоких давлений).

При вводе масла через радиальное сверление в вале (вид *в*) маслоподводящее сверление за каждый оборот вала пересекает нагруженную зону, подача масла происходит периодически, а в маслопроводе возникают пульсации.

Если подвод масла через вал обусловлен конструктивной необходимостью, то нужно делать в вале не менее трех маслоподводящих отверстий (вид *г*), подводить масло через кольцевую канавку или с торца (см. рис. 682, *в* – *д*).

Если неподвижен вал, а вращается корпус, нагруженный силой постоянного направления, то зона повышенного давления сохраняет свое положение относительно вала. В этом случае наиболее целесообразно подводить масло через сверление в вале на участке, противоположном направлению нагрузки (рис. 683, *д*). При других способах подвода (через корпус, кольцевые канавки, с торца) необходимо учитывать замечания, сделанные для случая неподвижного корпуса.

Кромки маслопроводящих отверстий, выходящие на поверхность трения, должны быть плавно скруглены.

Нагрузка переменного направления

Простейший случай нагрузки, переменной по направлению, – нагружение подшипника центробежной силой масс, присоединенных к вращающемуся валу. Зона повышенного давления в масляном слое перемещается по окружности подшипника вместе с вращающимся валом.

В данном случае наиболее целесообразно подводить масло через сверление в вале, расположенное на участке, приблизительно противоположном действию центробежной силы (рис. 684, *а*). Подвод по направлению нагрузки (вид *б*) недопустим.

Подвод масла через подшипник (вид *в*) нежелателен: при любом расположении маслоподводящего отверстия оно будет при каждом обороте вала перекрываться зоной повышенного давления. Для того чтобы обеспечить непрерывную подачу масла в зазор, нужно под-

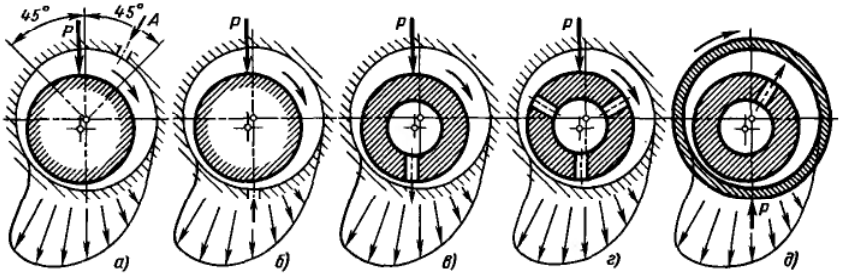


Рис. 683. Ввод масла при нагрузке постоянного направления

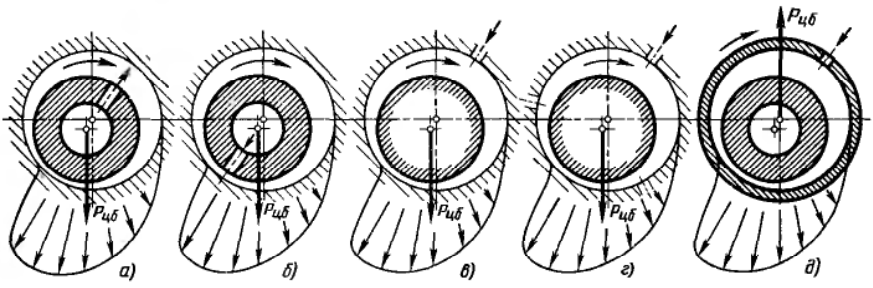


Рис. 684. Ввод масла при центробежной нагрузке

водить масло через три отверстия (вид *г*), через кольцевые канавки или с торца.

Если неподвижен вал, а вращается подшипник вместе с присоединенными к нему массами, то целесообразно подводить масло через отверстие в подшипнике, расположенное по направлению нагрузки (вид *д*). Если это конструктивно неосуществимо, то масло подводят через несколько радиальных сверлений в вале.

Если нагрузка переменна, причем вращение вектора нагрузки не совпадает с вращением вала, то маслоподводящие отверстия следует располагать в той области, где вал за цикл изменения нагрузки реже всего и на наиболее короткое время сближается с подшипником.

Эту область находят с помощью диаграмм износа (рис. 685), показывающих приблизительное распределение износа на поверхностях вала и подшипника, а также расположение участков, где вал и подшипник за цикл изменения нагрузки сближаются чаще.

Исходным материалом для построения диаграмм износа служат полярные диаграммы нагрузки, действующей на вал и подшипник за полный цикл изменения нагрузки (который не обязательно совпадает с одним оборотом вала).

Окружность подшипника разбивают на равные части, например через каждые 15° (см. рис. 685, *а*), которые нумеруют и заносят в таблицу. Так как точное положение вала в подшипнике в каждый данный момент неизвестно, то упрощенно предполагают, что действие силы, приложенной к валу (или подшипнику), распространяется на область с центральным углом 60° (или 90°), смещенную на 30° от направления нагрузки в сторону вращения.

Если, например, сила $P = 3$ кН действует согласно полярной диаграмме в точке *1*, то эту цифру заносят в таблицу под всеми делениями, лежащими в этой области, т. е. для точек *13—17*.

После того как таблица заполнена, под каждым делением проставляют итоговые цифры, которые наносят в удобном масштабе на окружности вала и подшипника в виде радиусов-векторов, концы которых соединяют плавной кривой.

Диаграмма износа подшипника (вид *б*) служит для выбора расположения маслоподводящего отверстия в подшипнике; вала (вид *в*) — для выбора расположения отверстия в вале.

Маслоподводящие отверстия в подшипнике или вале размещают в области минимумов кривых износа.

Более того, определить целесообразное расположение маслопроводящих отверстий в подшипнике или вале можно с помощью метода итерации.

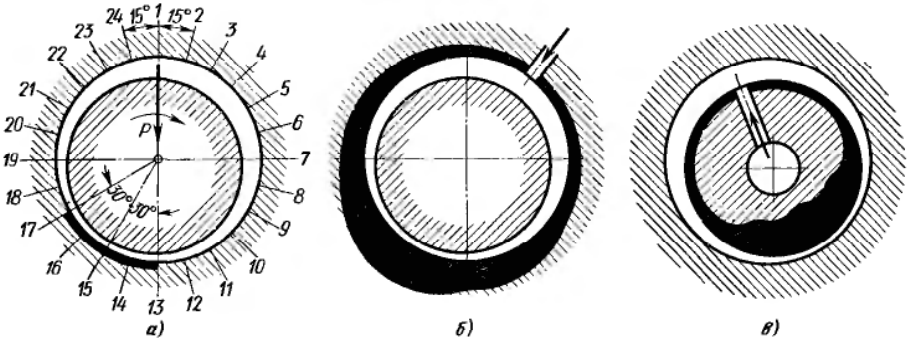


Рис. 685. Диаграммы износа

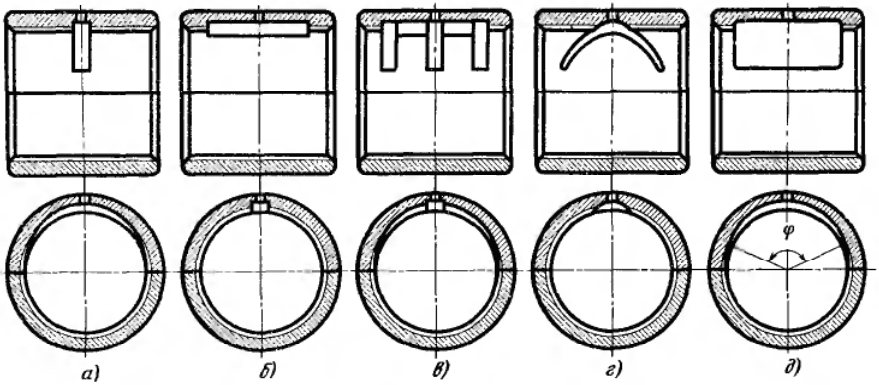


Рис. 686. Маслораздаточные канавки

Смазочные канавки

Нагруженная область подшипника жидкостного трения должна быть свободна от канавок и выборок, нарушающих гладкость несущей поверхности и ослабляющих несущую способность подшипника. Кольцевые канавки соединяют область высокого давления подшипника с областями пониженного давления, продольные – облегчают вытекание масла из нагруженной области.

Полезную роль играют маслораздаточные канавки, расположенные в ненагруженной области непосредственно у маслоподводящего отверстия.

Полукольцевые канавки (рис. 686, *а*) служат для распределения масла по окружности подшипника. Продольные канавки (вид *б*) применяют в длинных подшипниках для обеспечения подачи масла вдоль оси подшипника; одновременно они несколько увеличивают торцовое истечение масла из подшипника. По комбинированным (вид *в*) и спиральным (вид *г*) канавкам распределяется масло в окружном и осевом направлениях.

В подшипниках, несущих нагрузку постоянного направления при больших частотах вращения, канавкам придают значительную ширину (вид *д*).

Иногда их делают сквозными для увеличения прокачки масла и усиления теплоотвода от подшипника.

Вместе с тем подобные выборки уменьшают трение и тепловыделение в подшипнике (приблизительно в отношении $\frac{\varphi^\circ}{360^\circ}$, где φ – центральный угол выборки).

Кромки маслораспределительных и охлаждающих канавок должны быть плавно скруглены (рис. 687, *а*, *б*).

Обрабатывать смазочные канавки в открытых вкладышах нетрудно. Сложнее делать канавки, особенно спиральные, в целых втулках. Здесь следует применять наиболее простые полукольцевые и продольные канавки. Во втулках малого диаметра (менее 20 мм) канавки обычно не делают.

В подшипниках с нагрузкой переменного направления маслораспределительные канавки иногда выполняют на валу в виде продольных, винтовых и перекрестных выборок. Это нужно делать крайне осторожно, так как подобные канавки снижают сопротивление усталости вала. Надо избегать острых входящих углов, придавать канавкам плавные очертания или заменять их неглубокими лысками (рис. 687, *б*, справа), несколько менее ослабляющими вал.

ПРОТОЧНАЯ ЦИРКУЛЯЦИЯ МАСЛА

В подшипниках жидкостной смазки с принудительным подводом смазочного материала

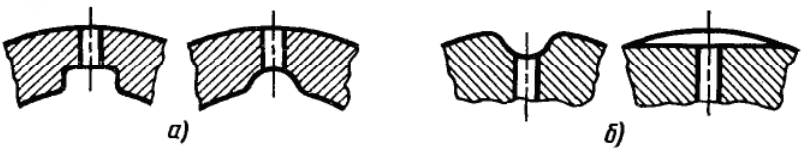


Рис. 687. Смазочные канавки в подшипниках (*а*) и на валах (*б*)

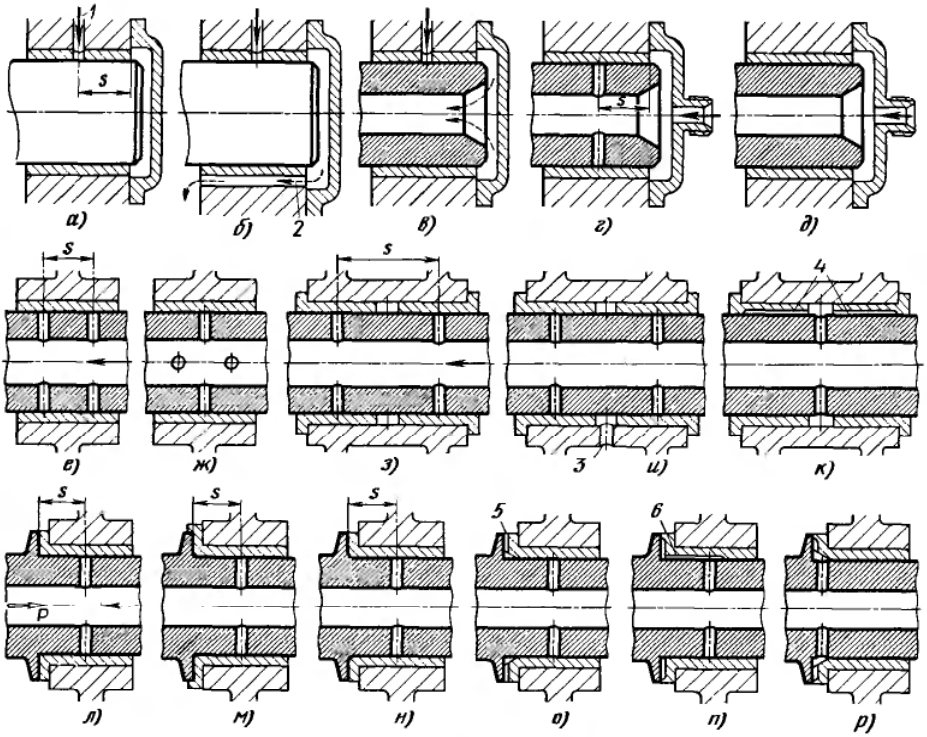


Рис. 688. Обеспечение циркуляции масла

необходимо обеспечить свободное торцовое истечение масла.

На рис. 688, *а* показана установка вала в концевом подшипнике с крышкой; масло подводится через отверстие *1* в корпусе. С левого торца подшипника масло вытекает свободно; с правой стороны получается глубокая полость. На участке *s* образуется застойная зона, где масло перегревается.

В правильных конструкциях предусмотрен слив масла — по канавке *2* в корпусе (вид *б*) или по центральному отверстию в вале (вид *в*).

В конструкции *г* масло введено с торца во внутреннюю полость и оттуда по радиальным отверстиям в подшипник. Так как давление циркуляционного масла в подшипнике в месте расположения радиальных отверстий примерно такое же, как на правом торце подшипника, то циркуляции масла на участке *s* не происходит.

Исправить ошибку можно, устранив радиальные отверстия (вид *д*), что обеспечивает проточную циркуляцию масла через подшипник.

Следует избегать подачи масла по смежным отверстиям (вид *е*), между которыми образуется застойная зона *s*. Правильное истечение обеспечивается при подаче масла по отверстиям, расположенным приблизительно по оси симметрии подшипника (вид *ж*). Если необходима усиленная подача, то масло вводят через отверстия, расположенные в шахматном порядке.

На рис. 688, *з* показана ошибочная система подвода масла в узле установки вала на двух смежных подшипниках. Масло подведено к подшипникам из центрального отверстия вала через радиальные отверстия. На участках *s* образуются застойные зоны.

Обеспечить правильную циркуляцию масла можно, введя сливное отверстие *3* в полости между подшипниками (вид *и*) или подводя масло в полость *4* между подшипниками (вид *к*).

В конструкции подшипника с заплечиком для восприятия односторонней осевой силы *P* (вид *л*) выход масла со стороны заплечика закрыт упорным буртиком вала. На участке *s* образуется застойная зона; масло к упорному буртику подводится в недостаточном количестве. В конструкции *м* ошибка усугублена тем, что диаметр заплечика подшипника пре-

вышает диаметр буртика вала; при износе буртик углубляется в заплечик, что еще более мешает истечению масла. Нежелательно галтельное сопряжение торцовых поверхностей с цилиндрическими (вид *н*). Вследствие неточностей изготовления галтель вала, надвигаясь на галтель подшипника, может перекрыть доступ масла к упорным поверхностям.

Для обеспечения правильной циркуляции масла следует предусматривать на упорной поверхности подшипника радиальные канавки *5* для выхода масла (вид *о*). В конструкции *п* канавки сообщены с маслоподводящими отверстиями продольными пазами *6*, расположенными в ненагруженной области подшипника; во избежание быстрого сброса масла наружу радиальные канавки сделаны несквозными. В конструкции *р* масло подается в кольцевое пространство, образованное фаской на фланце подшипника, откуда поступает на торцовую и цилиндрическую поверхности трения.

СМАЗКА В ПУСКОВЫЕ ПЕРИОДЫ

Наибольший износ и наиболее частые повреждения рабочих поверхностей подшипников происходят при пуске, когда подшипники работают в условиях граничной или полужидкостной смазки.

Подача масла по смазочным магистралям в пусковые периоды затруднена из-за загустения масла. Кроме того, при пуске масло поступает в смазочные точки с запозданием через промежуток времени, необходимый для заполнения масляных каналов. Для ускорения подачи масла к смазочным точкам целесообразно уменьшать объем полостей масляной магистрали (например, отверстий в валах) с помощью вытеснителей, представляющих собой стержни из легких сплавов или заглушенные тонкостенные трубки *1* (рис. 689). Масло поступает по суженному кольцевому пространству между вытеснителем и стенками вала.

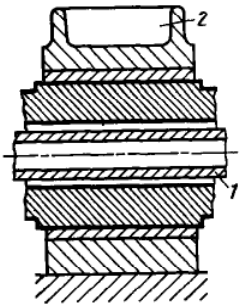


Рис. 689. Подача масла в пусковые периоды

В подшипниках, расположенных в маслосодержащих полостях, устраивают маслосборные корыта *2*, питающие подшипник в пусковые периоды скапливающимся в них барботажным маслом.

В ответственных конструкциях применяют систему автономного питания подшипников в пусковой период от насоса, приводимого электродвигателем.

УСТРАНЕНИЕ КРОМОЧНЫХ НАГРУЗОК

Работоспособность подшипников зависит от равномерности распределения нагрузки вдоль оси подшипника и расположения несущей поверхности относительно действующих сил.

На рис. 690, *а* показано ошибочное расположение подшипника промежуточного зубчатого колеса. Сила приложена к подшипнику эксцентрично. На кромках подшипника (особенно на кромке, ближайшей к плоскости действия силы) возникают высокие удельные нагрузки. Кроме того, вал нежесткий, конструкция в целом неработоспособна.

В конструкции *б* с удлиненным подшипником нагрузка воспринимается преимущественно тем участком подшипника, который расположен в плоскости действия силы; остальная часть подшипника используется слабо.

Целесообразно расположить подшипник центрально по отношению к плоскости действия силы. В конструкции *в* подшипник слишком короток; малая несущая поверхность и небольшое отношение l/d снижают его работоспособность.

В конструкции *г* несущая способность увеличена удлиненной опорой. Нерациональным здесь является разделение подшипника на две втулки с малым отношением l/d. Наиболее высокой несущей способностью при наименьших осевых размерах обладает целый подшипник (вид *д*) с диаметром, развитым до предела, допускаемого конструкцией зубчатого колеса.

Установка консольного зубчатого колеса на подшипнике в корпусе (вид *е*) ошибочна: подшипник слишком короток; кромочные давления высоки.

Сила, действующая на ближайшую к зубчатому колесу кромку, приблизительно равна PL/l.

Точность радиальной фиксации колеса низкая; под действием нагрузки ось колеса смещается на угол α, тангенс которого Δ/l, где Δ – диаметральный зазор в подшипнике. С износом кромок перекос увеличивается еще больше.

В конструкции *ж* ошибка исправлена путем разноса опор. Сила на ближайшей к зубчатому колесу кромке в данном случае меньше $\left(\sim P\frac{L_1}{l_1}\right)$; тангенс угла перекоса $\operatorname{tg}\alpha = \Delta/l_1$.

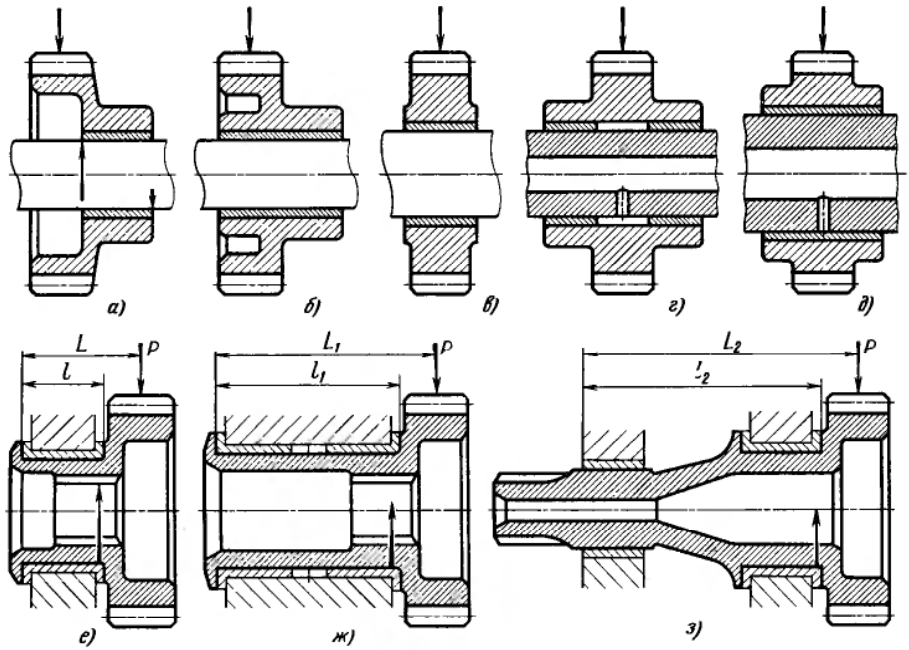


Рис. 690. Уменьшение кромочных нагрузок

Недостаток конструкции – неравномерная нагрузка подшипников: крайний (от колеса) подшипник нагружен меньше, чем ближайший к колесу.

В рациональной конструкции *з* удельная нагрузка на подшипники примерно одинакова. Кромочные давления уменьшены путем разноса опор. Тангенс угла перекоса равен $\frac{\Delta + \Delta_1}{2l_2}$, где Δ – зазор в переднем, Δ_1 – в заднем подшипнике.

При размерах, показанных на рисунке, кромочные силы в конструкциях *е*, *ж*, *з* находятся в соотношении 1 : 0,75 : 0,7, тангенсы угла перекоса зубчатого колеса соответственно 1 : 0,45 : 0,25.

ПОДШИПНИКИ ПОЛУЖИДКОСТНОЙ И ГРАНИЧНОЙ СМАЗКИ

Организовать циркуляционную жидкостную смазку не всегда возможно по конструктивным условиям и не всегда экономически оправдано. Для подшипников вспомогательных приводов, воспринимающих небольшие нагрузки при умеренных частотах вращения, достаточна периодическая смазка. Невозможно обеспечить жидкостную смазку в подшипниках, на которые действуют большие нагрузки при малых частотах вращения или при колебательном движении (втулки рычагов, подшипники рессор и др.).

При правильном выборе материала и конструктивных параметров подшипники полужидкостной смазки работают достаточно надежно.

Подшипники полужидкостной смазки, расположенные в маслосодержащих полостях, смазывают чаще всего барботажным маслом через отверстия в корпусе подшипника (рис. 691, *а*). Для сбора барботажного масла устраивают корыта, соединенные отверстием с масляным зазором подшипника (вид *б*).

Вынесенные наружу подшипники смазывают периодически жидким или пластичным смазочным материалом через масленки. Иногда ограничиваются закладкой пластичного материала в околоподшипниковое пространство (смазка набивкой). В труднодоступных местах применяют самосмазывающиеся пористые подшипники, а при небольших нагрузках –

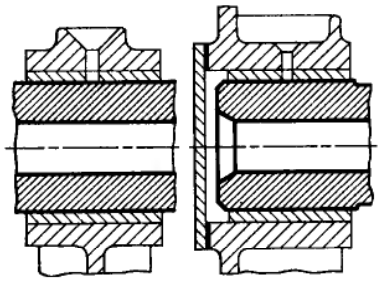


Рис. 691. Подвод масла к подшипникам полужидкостной смазки

пластмассовые подшипники (преимущественно полиамидные).

Коэффициент трения у подшипников с периодическим подводом смазочного материала колеблется в зависимости от условий смазки и режима работы от значений, соответствующих жидкостной смазке, до значений, соответствующих граничной смазке.

Примерные значения коэффициентов f при граничной смазке для некоторых подшипниковых материалов (при смазке жидким маслом):

Баббиты оловянные	0,01 – 0,02
Баббиты свинцовые	0,015 – 0,025
Бронза свинцовая	0,02 – 0,03
Алюминиевые сплавы	0,03 – 0,04
Бронзы БрАЖ	0,04 – 0,05
Чугун антифрикционный	0,05 – 0,08

Расчет подшипников полужидкостной смазки усложнен неопределенностью коэффициента трения и условиями теплоотвода. Для повышения несущей способности и увеличения надежности работы таких подшипников рекомендуется:

уменьшать удельную нагрузку k путем увеличения диаметра (но не длины) подшипника. Применять отношение $l/d > 1{,}2$ не следует;

обеспечивать обильную подачу смазочного материала с повышенными вязкостью, маслянистостью и высокой адсорбцией к металлическим поверхностям; целесообразно вводить противозадирные присадки;

при небольших нагрузках и относительно высоких окружных скоростях применять подшипники с баббитовой заливкой; при повышенных нагрузках – с заливкой свинцовистой бронзой; при больших нагрузках и малых частотах вращения – бронзовые подшипники.

Твердость валов должна быть не ниже HRC 50. Поверхность вала следует обрабатывать с малой экономически приемлемой шероховатостью. Целесообразно подвергать поверхность вала сульфилированию или силицированию.

Зазоры в подшипниках полужидкостной смазки делают меньше ($\psi = 0{,}0005 \div 0{,}001$), чем в подшипниках жидкостной смазки. Если обеспечена обильная подача масла, зазор увеличивают до обычных значений ($\psi = 0{,}001 \div 0{,}002$).

Во многих случаях целесообразно применять «плавающие» втулки.

Смазочные канавки можно располагать как в ненагруженной, так и в нагруженной областях.

Поскольку в этих подшипниках отсутствует масляный слой с присущими ему зонами высокого и низкого давления, канавки ослабляют несущую способность подшипника незначительно – в меру уменьшения площади несущей поверхности, выполняя в то же время полезную роль накопительных резервуаров, обеспечивающих питание подшипника смазочным материалом при перерывах его подачи.

Типичные формы смазочных канавок показаны на рис. 692.

Сквозные канавки (виды *е*, *з*, *к*) применяют для увеличения теплоотвода (если обеспечена обильная подача смазки). В подшипниках с ограниченной подачей масла канавки делают глухими (виды *а – г*, *ж*). В подшипниках, смазываемых пластичным смазочным материалом, возле торцов проделывают кольцевые заграждающие, так называемые ж и р о в ы е канавки (виды *д*, *и*, *л*, *м*).

Подшипники с продольными, часто расположенными канавками (виды *з*, *и*) применяют при колебательном движении малой амплитуды.

АНТИФРИКЦИОННЫЕ СВОЙСТВА МАТЕРИАЛОВ

Для правильной работы подшипника в области жидкостной и полужидкостной смазки имеют значе-

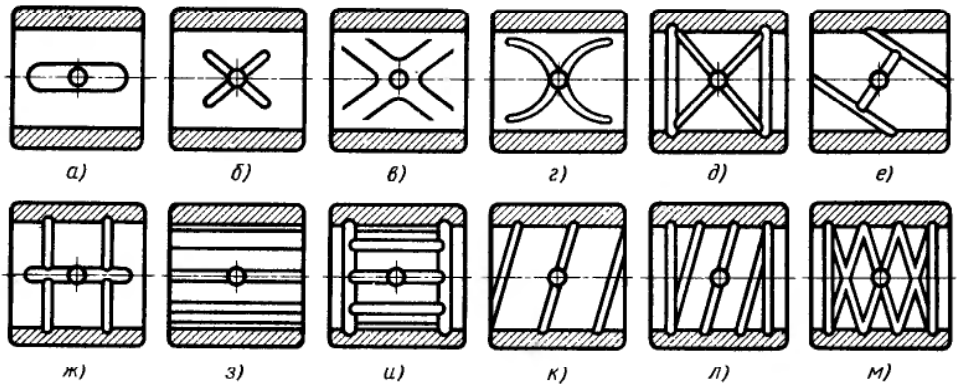


Рис. 692. Смазочные канавки в подшипниках полужидкостной смазки

ние следующие свойства материала вала и подшипника.

Механическая прочность. Максимальные нагрузки, которые может выдержать подшипник, определяются прочностью на сжатие металла подшипника при рабочей температуре. У наиболее мягкого подшипникового металла (баббита) нагрузка на подшипник в значительной мере определяется его пределом выносливости при повышенной температуре. Чрезмерная нагрузка, особенно при недостаточной жесткости вкладыша или корпуса подшипника, вызывает усталостные трещины.

Смачиваемость маслом. На некоторых материалах смазочное масло образует прочные адсорбированные пленки, которые удерживаются на поверхности металла даже при недостаточном подводе масла и предупреждают наступление сухого трения. Хорошо смачиваются маслом баббиты, несколько хуже бронза, еще хуже латунь; тефлон совершенно не смачивается. Повышают адсорбцию активизирующие присадки (олеиновая и пальмитиновая кислоты), вводимые в масло.

Коэффициент трения. Коэффициент трения в значительной степени определяет тепловыделение при граничной и полужидкостной смазке, а следовательно, и работоспособность в условиях недостаточной смазки. Наиболее низкий коэффициент трения стали по оловянным баббитам, значительно выше по свинцовистой бронзе и алюминиевым сплавам. Снижают коэффициент трения присадки к маслу коллоидального графита, дисульфида молибдена, серы.

Теплопроводность. Чем больше теплопроводность материала, тем лучше отводится тепло, образующееся в масляном слое, поэтому подшипники, изготовленные из малотеплопроводных материалов (например, пластиков), обладают, как правило, меньшей несущей способностью, чем подшипники из высокотеплопроводных материалов (металлов).

Особенно большое значение имеет теплопроводность при кратковременном местном повышении температуры, происходящем в результате возникновения очагов полужидкостной или граничной смазки. Теплопроводные материалы быстрее отводят теплоту, что позволяет во многих случаях избежать аварии подшипника.

Прирабатываемость. Прирабатываемость заключается в сглаживании микронеровностей и выступающих участков поверхности подшипников, образующихся в результате неточностей изготовления и монтажа.

В подшипниках из мягких материалов (баббиты, отчасти свинцовистой бронзы) основную роль играет пластическая деформация материала под действием повышенных давлений и температур, возникающих на выступающих участках. У таких подшипников приработка сглаживает не только микро-, но и макронеровности (волнистость и другие отклонения от правильной цилиндрической формы), вызывая оседанне материала на участках местных повышеиных давлений (например, кромочных давлений, обусловленных упругими деформациями вала).

В подшипниках из твердых материалов (бронзы, чугуна) пластическая деформация почти не происходит. Приработка сводится к процессам срезания и выкрашивания микрогребешков. Макронеровности в таких подшипниках приработка не устраняет.

Противозадирные свойства. Металлы, сходные по атомно-кристаллической решетке и физико-химическим свойствам, в условиях граничной смазки свариваются. Процесс начинается с переноса (наволакивания) частиц одного металла на другой. Прилипшие частицы вызывают наволакивание новых частиц, пока поверхность не становится настолько неровной, что подшипник схватывается. Это явление наблюдается при работе термически необработанного вала по бронзе. Поверхность вала после перегрева и заедания иногда бывает покрыта слоем бронзы.

Хорошо противостоят заеданию многофазные медно-оловянные, медно-алюминиевые, оловянно-сурьмяные подшипниковые сплавы с пластичной основой и твердыми структурными составляющими. Противозадирные свойства сталей повышаются при наличии в структуре неметаллических составляющих (нитриды, сульфиды, силициды).

Благоприятно действуют противозадирные присадки (силиконовые жидкости, трифенилфосфат), вводимые в масло.

Износостойкость. Наиболее точно характеризует сопротивление износу твердость материала. Чем тверже поверхность материала вала, тем выше его износостойкость.

Резко увеличивают износостойкость сульфидирование и силицирование (насыщение поверхностного слоя вала соответственно серой и кремнием). Несмотря на то, что твердость поверхности при этом не увеличивается, как при других видах химико-термической обработки, износостойкость сульфидированных и силицированных валов повышается в 10 – 20 раз. Вместе с тем уменьшается склонность к задирам и схватыванию.

У подшипниковых материалов прямой зависимости между твердостью и износостойкостью не наблюдается. Высокооловянные баббиты, пластики, резина, несмотря на мягкость, отличаются высокой устойчивостью против изнашивания.

Коррозионная стойкость. Подшипниковые материалы должны быть устойчивы против действия кислот, появляющихся в масле после длительной работы при повышенной температуре. Наиболее склонны к коррозии Pb, Zn, Cd.

Надежно предохраняет от коррозии диффузионное насыщение поверхностного слоя подшипникового материала индием.

Химическая нейтральность. Материал подшипника должен быть химически нейтрален по отношению к маслу. Большинство антифрикционных металлов удовлетворяют этому условию, за исключением Pb и Cu, которые при повышенных температурах каталитически ускоряют окисление масла.

При наличии в подшипниковом сплаве этих металлов целесообразно вводить в масло противоокислительные присадки (металлоорганические соединения S, P, N).

Обрабатываемость. Гладкость поверхностей трения в известной степени зависит от обрабатываемости материалов. Некоторые подшипниковые материалы (например, твердые бронзы, термопластичные пластмассы) плохо поддаются тонкой обработке режущим инструментом. Хорошо обрабатываются баббиты, пластичные бронзы и алюминиевые сплавы. Стальные валы, как правило, обрабатываются тем лучше, чем тверже их поверхность.

ПОДШИПНИКОВЫЕ МАТЕРИАЛЫ

Различают пластичные (< НВ 50), мягкие (НВ 50 – 100) и твердые (> НВ 100) подшипниковые сплавы.

К пластичным принадлежат баббиты, свинцовые бронзы, алюминиевые сплавы, серебро; к мягким – бронзы оловянные, оловянно-свинцовые, оловянно-свинцово-цинковые; к твердым – бронзы алюминиево-железные и чугуны.

Для высоконагруженных быстроходных подшипников, рассчитанных на работу в области жидкостной смазки, применяют почти исключительно пластичные сплавы в виде тонких слоев, наносимые на стальные (реже бронзовые) втулки и вкладыши.

Мягкие и твердые сплавы применяют для изготовления подшипников граничной и полужидкостной смазки, работающих при умеренных скоростях.

Баббиты

Баббитами называют сплавы мягких металлов (Sn, Pb, Cd, Sb, Zn), характеризующиеся наличием твердых структурных составляющих в пластичной матрице.

Баббиты отличаются низким коэффициентом трения, пластичностью, хорошей прирабатываемостью и износостойкостью.

Пластичность обеспечивает равномерное распределение нагрузки по несущей поверхности; становится относительно безопасным попадание в подшипники мелких твердых частиц (металлическая пыль, твердые продукты окисления масла), которые впрессовываются в баббит и обезвреживаются.

Недостаток баббитов – низкое сопротивление усталости, особенно при повышенных температурах.

Баббиты могут работать в паре с нормализованными или улучшенными стальными валами (HRC 25 – 35), но для увеличения долговечности подшипника целесообразнее термически обрабатывать валы до твердости > HRC 50.

Наиболее высокими антифрикционными качествами обладают высокооловянные баббиты, представляющие собой сплавы олова с сурьмой с небольшими присадками меди (вводимой для предупреждения ликвации); структура баббита – твердые кристаллиты SnSb, вкрапленные в пластичную эвтектику.

Основные марки высокооловяных баббитов – Б89, Б83 (цифры указывают содержание олова в процентах).

Теплопроводность их $(3.0-4{,}2)\cdot 10^{-2}$ Вт/(м·°С); коэффициент линейного расширения $(22-24)\cdot 10^{-6}$. Модуль нормальной упругости $E = (5-6)\times \times 10^4$ МПа. Плотность 7,3 кг/дм³. Твердость при 20°С НВ 20 – 30; предел текучести при сжатии 40 – 60 МПа. При 100 – 120°С твердость и предел текучести снижаются примерно вдвое.

Температура плавления оловянистых баббитов: начало 240 – 250°С, конец 400 – 420°С.

Баббиты заливают при 450 – 480°С на вкладыши, предварительно подогретые до 250°С. Наилучшие результаты дает центробежная заливка. Применяют также заливку в кокили и под давлением.

Толщина слоя заливки в подшипниках обычной конструкции 1 – 3 мм. Сопротивление усталости баббитовой заливки повышается с уменьшением толщины слоя заливки, а также с увеличением жесткости системы вкладыш – постель. В последнее время толщину заливки доводят до 0,25 – 0,4 мм. Еще лучшие результаты дает электролитическое нанесение слоя баббита толщиной 10 – 20 мкм на подложку из пористой бронзы.

Падение прочности баббитовой заливки при повышенных температурах предупреждают интенсивным масляным охлаждением подшипников. Все это позволяет повысить удельные нагрузки на подшипники с баббитовой заливкой до 10 – 15 МПа.

В целях экономии дефицитного олова разработаны и внедрены в промышленность низкооловянные баббиты, являющиеся более или менее полноценными заменителями высокооловяпистых баббитов.

Свинцово-оловянные баббиты Б16, Б6, БН, БТ состоят на 60 – 75% из свинца, 5 – 20% Sn, 10 – 20% Sb с небольшими присадками Cu, Cd, Ni, Fe. В качестве модификаторов вводят 0,5 – 1% As.

Антифрикционные качества свинцовых баббитов в условиях полужидкостной смазки ниже, чем высокооловяных. Теплопроводность их $(1{,}2-2{,}4)\cdot 10^{-2}$ Вт/(м·°С), плотность 9,5 – 10 кг/дм³. Твердость и механические свойства примерно такие же, как у оловянных баббитов. Коррозионная стойкость значительно ниже.

В условиях жидкостной смазки разница между свинцовыми и оловянными баббитами малоощутима.

Безоловянные баббиты БК1, БК2 состоят почти целиком из свинца с присадками ~ 1% Ca и Na. Антифрикционные свойства и коррозиестойкость свинцовых баббитов улучшают, вводя в небольших количествах Sr, Ba, Li, Te.

Состав и свойства оловянных и свинцовых баббитов приведены в табл. 28.

Кадмиевые баббиты содержат 90 – 97% Cd с присадками Cu, Ni, Ag и других металлов, образующих твердые структурные составляющие в пластичной кадмиевой основе. Твердость кадмиевых баббитов НВ 30 – 40, коэффициент линейного расширения этих баббитов $\sim 30\cdot 10^{-6}$ 1/°С, теплопроводность $(8{,}4 \div 10{,}0)\cdot 10^{-2}$ Вт/(м·°С).

Антифрикционные качества высокие. Недостаток кадмиевых баббитов – низкая коррозионная стойкость.

В биметаллических тонкостенных вкладышах применяют алюминиево-оловянные сплавы, содержащие до 20% Sn. Наиболее распространены сплавы типа АО20 – 1 (20%Sn; 1% Cu; остальное Al) и сплав АО6 – 1 (6% Sn; 1% Cu; 0,5 – 1% Ni; 1 – 1,5%Si; остальное Al). Твердость антифрикционных алюминиевых сплавов НВ 35 – 45; теплопро-

28. Баббиты (по ГОСТ 1320–74)

Марка	Состав, %						НВ	Плотность, кг/дм³	Предел прочности, МПа		Относительное удлинение, %
	Sn	Sb	Cu	Pb	Ca	Другие элементы			на растяжение	на сжатие	
Оловянные											
Б89	89	9	3	<0,3	–	–	24	7,3	80	110	10
Б83	83	11	6		–	–	30		90	120	6
Свинцово-оловянные											
Б16	16	16	1,8	Остальное	–	–	30	9,5	80	120	0,2
Б6	6	15	2,8		2	0,8As	32		70	100	0,2
БН	10	14	1,8		1,5	0,8As; 1Ni	30		60	130	1,7
БТ	10	15	1,8		–	0,2Te	20		60	130	1,8
Свинцовые											
БК1	–	–	–	Остальное	1	0,8Na	30	10,5	90	120	3
Б52	2	–	0,2		0,4	0,8Na					
БКА	–	–	–		1	1Na; 0,2Al					

водность 0,18–0,24 Вт/(м·°С); коэффициент линейного расширения $(20-22)\cdot 10^{-6}$ 1/°С, плотность 2,7 кг/дм³.

Алюминиевые сплавы обладают высоким сопротивлением усталости и могут работать при удельных нагрузках до 50 МПа. Склонны к наволакиванию на вал. Необходимы усиленная прокачка масла и применение валов повышенной твердости (> HRC 50).

Для неответственных подшипников применяют дешевые цинкоалюминиевые сплавы типа ЦАМ 10–5 (10%Al; 5%Cu; остальное Zn) и ЦАМ 9–1,5 (9% Al; 1,5Cu). Твердость их НВ 60–80; коэффициент линейного расширения $(30-32)\cdot 10^{-6}$; плотность 6,2 кг/дм³. Антифрикционные качества цинкоалюминиевых сплавов посредственные. Необходимо применение валов твердостью > HRC 50. Наилучшими качествами обладают нестандартные высокоалюминиевые цинковые сплавы (30–40% Al; 5–10% Cu; остальное Zn). Твердость их НВ 50–60.

Свинцовые бронзы

Свинцовые бронзы представляют собой сплавы Cu (40–70%) и Pb (30–60%) с присадками небольших количеств Sn, Zn, Ni, Ag. В СССР наиболее распространены бронзы БрС30 (30% Pb; остальное Cu) и БрО5С25 (5%Sn; 25%Pb; остальное Cu). Применяют также высокосвинцовую никелевую бронзу БрС60Н2,5 (60% Pb; 2.5 Ni).

Свинец практически нерастворим в меди и присутствует в сплавах в виде округлых включений, более или менее равномерно распределенных в медной матрице.

Свинцовые бронзы прочнее и тверже баббитов (НВ 40–60). В отличие от баббитов твердость и прочность их остаются практически постоянными до 200°С. Теплопроводность 0,12–0,13 Вт/(м·°С).

Недостатком свинцовых бронз является пониженная коррозионная стойкость (из-за наличия свободного свинца). Кроме того, свинец вызывает ускоренное окисление масла при эксплуатации.

Прирабатываемость и антифрикционные свойства свинцовой бронзы хуже, чем у баббитов. Подшипники с заливкой свинцовой бронзой требуют особенно малой шероховатости поверхностей трения, исключения перекосов, увеличения жесткости системы вал–подшипник, увеличения прокачки масла и тщательной его фильтрации, а также повышения поверхностной твердости вала (> HRC 50). Зазоры в подшипниках с заливкой свинцовой бронзой делают в среднем на 30–50% больше, чем в подшипниках с баббитовой заливкой. Целесообразно применять масла с низким кислотным числом (< 1 мг КОН/г) и вводить в масло противоокислительные присадки.

Рабочие поверхности подшипников с заливкой свинцовой бронзой обрабатывают тонкой расточкой алмазными или твердосплавными резцами с малыми подачами и большими скоростями резания (10–13 м/с).

Свинцовую бронзу заливают на вкладыши из низкоуглеродистых сталей слоем толщиной 0,5–0,8 мм

при 1050 °С в графитных формах. Во избежание ликвации и для получения равномерного и тонкодисперсного распределения свинца в сплаве вкладыши сразу после заливки подвергают интенсивному охлаждению водой, пульверизованной сжатым воздухом.

Разработаны улучшенные составы свинцовых бронз с 30% Pb с присадками Ni (до 5%), Sn (до 25%) и незначительных количеств S и Ca. Присадка Ni увеличивает коррозионную стойкость, S и Ca вводят для предупреждения ликвации свинца.

Наряду с высокосвинцовыми бронзами для заливки подшипников применяют пластичные (НВ 60–80) бронзы с содержанием 5–7% Pb, 5%P и 5%Zn.

Серебро

Для тяжелонагруженных опор машин, выпускаемых небольшими сериями, применяют подшипники с поверхностью трения из серебра (с присадкой небольших количеств Sn и Pb).

Серебряные покрытия отличаются пластичностью, мягкостью (в отожженном состоянии НВ 25–35), хорошими антифрикционными качествами и высоким сопротивлением усталости.

Теплопроводность серебряных покрытий высокая – 0,36–0,42 Вт/(м·°С). Коэффициент линейного расширения $18 \cdot 10^{-6}$. Модуль упругости $E = 8{,}2 \cdot 10^4$ МПа. Температура плавления 960 °С.

Серебро заливают на поверхность вкладышей слоем 0,1–0,3 мм или наносят электролитически на пористую бронзовую или медно-никелевую подложку слоем толщиной 20–50 мкм.

В отдельных случаях для улучшения связи с вкладышем серебро заливают на мелкоячеистую стальную основу. Выступающие на поверхность участки стальной матрицы увеличивают несущую способность подшипника.

В целях улучшения прирабатываемости на поверхность серебряного покрытия наносят слой свинца или свинцово-сурьмяного сплава толщиной 10–30 мкм, который для предупреждения коррозии покрывают слоем индия толщиной несколько микрометров.

Необходимо применение валов повышенной твердости (> HRC 50).

Многослойные покрытия

При многослойной заливке тонкий слой оловянного баббита наносят на подложку из антифрикционного сплава толщиной 0,2–0,5 мм. Позволяя использовать ценные качества оловянных баббитов, этот способ резко сокращает расход олова и вместе с тем увеличивает сопротивление усталости и сопротивляемость заливки ударным нагрузкам.

В качестве подложки применяют свинцовые бронзы, алюминиевые сплавы и бронзы. Наилучшие результаты дают пористые подложки из спеченных сплавов Cu–Al и Cu–Ni (60% Cu, 40%Ni), обеспечивающие прочную связь баббита с вкладышем.

Применяют два способа нанесения баббита. При заливке баббит наносят слоем 0,3–0,4 мм. После обработки толщина баббитового слоя составляет 0,15–0,2 мм.

Технологичнее электролитическое осаждение баббита слоем толщиной 15–20 мкм на поверхности подложки, обработанной начисто. При этом способе обязательно применять пористую подложку, которая, будучи пропитана баббитом, образует антифрикционный подслой, обеспечивающий правильную работу подшипника при местном или общем износе поверхностного баббитового слоя.

Иногда в качестве поверхностного слоя применяют свинцовые баббиты. Для предупреждения коррозии на них наносят электролитический слой In толщиной несколько микрометров, который затем подвергают диффузии посредством нагрева при 150 °С в течение 2–3 ч.

Бронзы

Бронзы применяют для изготовления подшипников, работающих в области преимущественно полужидкостной смазки при небольших окружных скоростях (подшипники вспомогательных приводов). Благодаря повышенной твердости они выдерживают большие удельные нагрузки.

Наиболее распространены оловянные, оловянно-свинцовые и оловянно-цинково-свинцовые бронзы (табл. 29).

Хорошими антифрикционными качествами обладают оловянные бронзы типа БрОФ. Бронзы с содержанием > 0,5% Sn отливают (предпочтительно в кокили), с содержанием < 0,5% Sn – штампуют. Твердость штампованных бронз можно снизить до НВ 50–60 посредством смягчающего отжига.

Введение свинца (бронзы БрОС) улучшает обрабатываемость, увеличивает пластичность и снижает твердость бронзы. Бронза БрО5С25 относится к разряду полупластичных.

Наиболее широко применяют оловянно-цинково-свинцовые бронзы, в которых содержание дефицитного олова снижено до 2–6%. Пластичность их выше, чем у оловянных бронз (удлинение 6–15%); твердость НВ 50–70.

29. Бронзы

Марка	Состав, % (Cu – остальное)						$\sigma_в$, МПа	ε, %	НВ, МПа
	Sn	Zn	Pb	Al	Fe	Другие элементы			
Оловянные (ГОСТ 5017–74)									
БрОФ6,5–0,15	6–7	–	–	–	–	(0,10–0,25)P			
БрОЦС4–4–2,5	3–5	3–5	1,5–3,5	–	0,05	0,03P			
БрОЦС4–4–4	3–5	3–5	3,5–4,5	–	0,05	0,03P			
Оловянно-свинцовые[1] (ГОСТ 613–79)									
БрО10С10	9–11	–	8–11	–	–	–	176	7	637
БрО5С25	4–6	–	23–26	–	–	–	147	5	441
Оловянно-цинково-свинцовые[1] (ГОСТ 613–79)									
БрО3Ц12С5	2–3,5	8–15	3–6	–	–	–	176	8	588
БрО4Ц7С5	3–5	6–9	4–7	–	–	–	147	6	588
БрО4Ц4С17	3,5–5,5	2–6	14–20	–	–	–	147	5	588
БрО5Ц5С5	4–6	4–6	4–6	–	–	–	147	6	588
БрО6Ц6С3	5–7	5–7	2–4	–	–	–	147	6	588
Алюминиево-железные[1] (ГОСТ 493–79)									
БрА9Мц2Л	–	–	–	8–9,5	–	(1,5–2,5)Mn	392	20	784
БрА9Ж3Л	–	–	–	8–10,5	2–4	–	392	10	980
БрА10Ж4Н4Л	–	–	–	9,5–11	3,5–5,5	(3,5–5,5)Ni	587	5	1568
БрА11Ж6Н6	–	–	–	10,5–11,5	5–6,5	(5–6,5)Ni	587	2	2450

[1] При литье в песчаную форму.

Оловянно-цинково-свинцовую бронзу БрОЦС 4-4-2,5 применяют в виде холоднокатаных лент для изготовления тонкостенных втулок.

Алюминиево-железные бронзы типа БрАЖ, имеющие повышенную твердость (НВ 70–100), применяют для изготовления втулок, работающих при высоких нагрузках и малых скоростях в условиях полужидкостной и граничной смазки (направляющие втулки всасывающих клапанов двигателей внутреннего сгорания).

Подшипники, работающие при высоких температурах, при граничной смазке (направляющие выхлопных клапанов) изготовляют из жаропрочных железоникельалюминиевых сплавов типа БрАЖН.

Теплопроводность антифрикционных бронз 0,06–0,12 Вт/(м·°С); коэффициент линейного расширения $(16–18)\cdot10^{-6}$; модуль упругости $E=(8–10)\cdot10^4$ МПа.

Валы, работающие в бронзовых подшипниках средней твердости, должны иметь твердость > HRC 50, а в подшипниках из бронзы высокой твердости > HRC 55.

Антифрикционные чугуны

В качестве дешевых заменителей бронз применяют антифрикционные чугуны: серые АЧС с пластинчатым графитом, высокопрочные АВЧ с глобулярным графитом, ковкие АЧК с хлопьевидным графитом и медистые ЧМ (табл. 30).

Недостатки антифрикционных чугунов – хрупкость и высокая твердость (НВ 160–250), исключающая возможность самоприработки. Чугунные подшипники чувствительны к перекосам, вызывающим высокие кромочные давления.

Чугунные подшипники применяют с валами высокой поверхностной твердости (> HRC 55). Мягкие антифрикционные чугуны (АЧС-3, АЧВ-2, АЧК-2) могут при небольших нагрузках работать в паре с нормализованными или улучшенными сталями (HRC 25–35).

30. Антифрикционные чугуны

Марка	Состав, %								НВ
	C (~)	Si (~)	Mn (~)	Cr	Ni	Cu	P	S <	
АЧС-1	3,5	2	1	0,3	0,3	1,2	0,2	0,1	180 – 241
АЧС-2	3,5	2	0,5	0,3	0,3	0,4	0,3	0,2	180 – 229
АЧС-3	3,5	2	0,5	–	0,3	0,4	0,3	0,1	160 – 190
АЧВ-1	3,2	2,2	0,8	–	–	0,6	0,2	0,05	210 – 260
АЧВ-2	3,2	2,3	0,7	–	–	0,6	0,2	0,05	167 – 197
АЧК-1	2,5	0,8	0,3	0,6	–	1,2	0,15	0,1	200 – 220
АЧК-2	3	1,3	0,6	–	–	–	0,1	0,1	170 – 200
ЧМ-1,3	2,6	0,8	0,8	0,2	–	2	0,2	0,1	190 – 260
ЧМ-1,8	3	1,7	1	0,3	–	1,8	0,3	0,1	210 – 270

Легкие сплавы

Из легких сплавов в качестве антифрикционных материалов чаще всего применяют алюминиевые.

Неответственные подшипники изготовляют из литейных сплавов Al – Si (АЛ3; АЛ4; АЛ5), Al – Mg (АЛ8). Al – Cu (АЛ10В; АЛ18В) предпочтительно отливкой в металлические формы (НВ 65 – 70). Целесообразнее изготовлять подшипники штамповкой из деформируемых сплавов типа АК4, АК4-1 (НВ 80 – 90).

Широкое применение имеют нетермообрабатываемые (НВ 40 – 60) сплавы АМ8 (8 % Cu); АМК2 (8 % Cu; 2 % Si); АЖ6 (6 % Fe); АН-2,5 (2,5 % Ni); АСС6-5 (6 % Sb; 5 % Pb). Пластичные сплавы АК5М и АН-2,5 (НВ 35 – 45) применяют в биметаллических ленточных вкладышах.

Наиболее высокими антифрикционными качествами обладают оловянные алюминиевые сплавы (содержание Sn до 20 %). Один из лучших сплавов этого типа, сочетающий пластичность и высокую прочность, имеет состав: 6 % Sn; 1,5 % Ni; 0,5 – 1 % Sb; 0,5 %Si; 0,5 – 1 % Mn; остальное Al.

Твердость антифрикционных алюминиевых сплавов НВ 40 – 80; теплопроводность 0,12 – 0,24 Вт/(м · °С); коэффициент линейного расширения $(21 - 24) \cdot 10^{-6}$; модуль упругости $E \approx 7 \cdot 10^4$ МПа. Предел прочности литых сплавов 120 – 180 МПа, штампованных 200 – 300 МПа.

Алюминиевые сплавы коррозиестойки и не вызывают окисления масла. Недостатком их является пониженная прирабатываемость и склонность к наволакиванию на вал. Необходима смазка под давлением и применение валов повышенной твердости (> HRC 55).

Модуль упругости алюминиевых сплавов невелик, поэтому для нормальной работы необходимо повышение жесткости подшипников (утолщение стенок, выполнение буртиков жесткости, увеличение жесткости постелей).

В конструкции подшипников из алюминиевых сплавов надо учитывать их высокий коэффициент линейного расширения. При нагреве зазор в подшипнике возрастает, поэтому «холодный» зазор делают минимальным, совместимым с условием надежной работы подшипника в пусковые периоды. Кроме того, при нагреве возрастает натяг на посадочной поверхности подшипника. Подшипники из алюминиевых сплавов предпочтительно применять в корпусах из тех же сплавов.

Втулки из алюминиевых сплавов, установленные в корпусах из материалов с низким коэффициентом линейного расширения (сталь, чугун), могут при повышении температуры приобрести остаточные деформации сжатия. В таких случаях применяют минимальные посадочные натяги с обязательным стопорением втулок; диаметр стопорных штифтов рекомендуется увеличивать во избежание сминания материала подшипника.

Чтобы компенсировать изменение линейных размеров втулки при нагреве, ее делают с температурным швом – разрезом, который располагают в ненагруженной области подшипника. Такие втулки устанавливают в корпус с натягом, который поддерживается более или менее постоянным при колебаниях температуры. Втулки со швом необходимо стопорить от проворачивания.

Магниевые сплавы как антифрикционный материал близки к алюминиевым, но отличаются от последних еще более низким модулем упругости ($E = 4{,}2 \cdot 10^4$ МПа) и более высоким коэффициентом линейного расширения $\alpha = (26 \div 28) \cdot 10^{-6}$ 1/°С.

Для изготовления подшипников пригодны литейные сплавы МЛ3, МЛ4 и деформируемые МА1, МА2.

Твердость магниевых сплавов НВ 30 – 40, теплопроводность 0,072 – 0,084 Вт/(м · °С).

При конструировании подшипников из магниевых сплавов нужно соблюдать те же правила, что и для алюминиевых сплавов.

СРАВНИТЕЛЬНЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ПОДШИПНИКОВЫХ СПЛАВОВ

Сравнительные характеристики пластичных подшипниковых сплавов приведены в табл. 31.

Прирабатываемость, противозадирные свойства, коррозионная стойкость, влияние на окисление масла, предел выносливости (последние графы таблицы) оценены по пятибалльной системе (балл 5 – наивысший).

31. Свойства подшипниковых материалов

Материал	НВ		Максимально допустимая температура, °С	Максимально допустимая твердость вала HRC	Сравнительная оценка				
	20 °С	150 °С			Прирабатываемость	Противозадирные свойства	Коррозионная стойкость	Влияние на окисление масла	Предел выносливости
Баббиты оловянные	20–30	6–12	150	25	5	5	5	5	1
Баббиты свинцовые	15–20	6–12	150	25	5	5	3	1	1
Многослойные покрытия (верхний слой–баббит)	20–30	6–12	200	25	5	5	5	5	4
Кадмиевые баббиты	30–40	15	200	30	4	5	1	4	2
Свинцовые бронзы	40–70	40–60	300	45	2	3	2	2	4
Серебро	25–30	25–30	400	45	3	4	5	5	5
Оловяные бронзы	60–80	60–70	400	45	1	1	4	4	5
Сплавы Al	35–40	32–46	300	45	2	2	5	5	4

МЕТАЛЛОКЕРАМИКА

Для подшипников, работающих в условиях граничной смазки, при недостатке или полном отсутствии смазки применяют самосмазывающиеся металлокерамические бронзографитовые и железографитовые композиции, получаемые прессованием и спеканием порошков металла и графита.

Особенностью металлокерамических материалов является микропористость (объем пор 20–40%) и способность впитывать большие количества масла.

Подшипники из этих материалов перед применением пропитывают турбинным маслом при 100–120 °С. Этого запаса масла хватает на несколько месяцев работы без смазки. Пропитку необходимо периодически повторять (с предварительным растворением старого масла).

Для увеличения срока службы в конструкции подшипников предусматривают карманы, заполняемые маслом.

Наиболее высокими качествами обладают железографиты, представляющие собой смесь 97–98% железа, полученного электролитическим осаждением, с 2–3% графита и небольшими добавками порошков Cu и Pb. Для увеличения пластичности и ударной вязкости вводят до 7% Ni.

Железографиты более стойки против окисления, чем бронзографитовые композиции.

Порошки железа и графита спрессовывают в формах под давлением 150–200 МПа и спекают при 1050–1100 °С в течение 2–3 ч. Окончательные размеры подшипникам придают с помощью калибровочного прессования под давлением 50–80 МПа (точность размеров в пределах сотых долей миллиметра). Механической обработке железографиты подлаются плохо.

При спекании графит соединяется с железом, образуя ферритоцементитные смеси с включениями свободного графита. Металл приобретает структуру серого чугуна, который в зависимости от состава шихты и режима спекания может иметь ферритную, перлитную или цементитную основу (предпочтительна перлитная основа).

Марки отечественных железографитов (первая цифра указывает содержание графита в шихте, вторая – объем пор в %):

ЖГ-3-30 – для легких нагрузок;
ЖГ-7-25 – для средних нагрузок;
ЖГ-3-20 – для тяжелых нагрузок.

Железографитовые подшипники удовлетворительно работают при небольших окружных скоростях и умеренных нагрузках. Кратковременно выдерживают нагрузки до 30 МПа.

Рабочая температура подшипников не должна превышать 50–60 °С, иначе поры быстро закупориваются продуктами окисления масла и подшипник теряет свойство самосмазываемости. Необходимо применять валы повышенной твердости (> HRC 55).

Несущая способность пористых подшипников, работающих в гидродинамическом режиме (обильная смазка, высокая частота вращения), снижена по сравнению с массивными подшипниками. Масло в нагруженной области уходит из зазора в поры и перетекает по стенкам втулки отчасти к торцам, где выходит наружу, отчасти в ненагруженную зону, откуда снова поступает в зазор. Таким образом, в стенках втулки образуется непрерывная циркуляция масла, интенсивность которой (а следовательно, и степень снижения несущей способности) зависит от проницаемости материала подшипника (размеров и относительного объема пор), геометрических размеров втулки (длины и толщины), вязкости масла (температуры подшипника), давления в нагруженной зоне и других факторов.

НЕМЕТАЛЛИЧЕСКИЕ МАТЕРИАЛЫ

В качестве материалов для подшипников используют пластики, твердые породы натурального дерева, усиленную древесину, резину, графит.

Все перечисленные материалы применяют в сочетании с валами повышенной твердости (> HRC 50). При этом условии неметаллические подшипники обнаруживают высокую износостойкость.

Отличительная особенность неметаллических подшипниковых материалов – низкая теплопроводность. Почти все они лучше работают на воде, чем на масле.

Применение водяной смазки оправдано в тех случаях, когда машина работает с водой (водяные насосы) или в воде (установки гребных винтов, подводный механизированный инструмент и т. д.). В отдельных случаях применяют водяную смазку и на машинах общего назначения. При водяной смазке валы выполняют из закаливающихся коррозионно-стойких сталей (типа 30 × 13, 40 × 13). Металлические корпуса подшипников необходимо защищать от коррозии.

Пластики

Пластмассовые подшипники применяют преимущественно при полужидкостной смазке (малые частоты вращения, колебательное движение), а также при невозможности подвести к опорам регулярную смазку. Они могут работать с разовой и периодической смазкой, а при небольших нагрузках и окружных скоростях – без смазки. Подшипники из ненабухающих пластиков могут работать на водяной смазке, из химически стойких пластиков – на смазке химически активными жидкостями.

Допустимая удельная нагрузка зависит от твердости и прочности пластика, температуры, окружной скорости, вида и количества подводимой смазки и колеблется в пределах 1 – 10 МПа.

Для изготовления пластмассовых подшипников чаще всего применяют фенопласты (текстолит), поликарбонаты (дифлон), полиамиды (капрон, найлон), фторопласты (тефлон). Свойства этих пластиков приведены в табл. 32.

Пластики как подшипниковые материалы имеют следующие особенности:

малая твердость (без наполнителей НВ 5 – 20);

низкий модуль упругости (без наполнителей $E = 10^3 \div 10^4$ МПа);

низкая теплопроводность $(0{,}24 - 0{,}36) \times 10^{-3}$ Вт/(м·°С);

высокий коэффициент линейного расширения $[(50 \div 100)\,10^{-6}]$;

низкая теплостойкость (по Мартенсу 80 – 150 °С).

Фенопласты и полиамиды набухают в воде (водопоглощение после длительного соприкосновения с водой до 15% по массе). Фторопласты отличаются ползучестью (возникновение остаточных деформаций под длительным воздействием сравнительно небольших напряжений).

Износостойкость и антифрикционные качества пластиков высокие.

Пластики, особенно термопласты, плохо поддаются механической обработке. Полиамидные и поликарбонатные подшипники изготовляют пресс-литьем, фторопластовые – горячим прессованием с приданием окончательных размеров в пресс-формах. Реактопласты (фенопласты) можно обрабатывать твердосплавным инструментом при малых подачах и высоких скоростях резания.

Вследствие низкой теплопроводности, высо-

32. Антифрикционные пластики

Показатели	Текстолит	Поликарбонаты	Капрон	Найлон	Тефлон
Плотность, кг/дм³	1,3 – 1,4	1,2 – 1,3	1,1 – 1,2	1,1 – 1,2	2,1 – 2,4
Твердость НВ	25 – 40	20 – 25	8 – 12	10 – 20	3 – 6
Разрушающие напряжения:					
при растяжении $\sigma_p \cdot 10^{-1}$, МПа	⊥6, //10	8 – 10	5 – 8	7 – 12	3 – 6
при сжатии $\sigma_c \cdot 10^{-1}$, МПа	⊥25, //12	10 – 12	8 – 12	10 – 15	4 – 6
Модуль упругости $E \cdot 10^{-1}$, МПа	250 – 800	200 – 250	100 – 150	150 – 200	50 – 60
Относительное удлинение, %	10 – 20	30 – 80	150 – 200	50 – 100	150 – 200
Коэффициент линейного расширения $\alpha \cdot 10^6$ 1/°С	20 – 40	60 – 80	60 – 150	60 – 120	100 – 200
Теплостойкость по Мартенсу, °С	120 – 130	140 – 160	50 – 60	60 – 70	100 – 120
Водопоглощение за 24 ч, %	1,5 – 2	0,1 – 0,2	2 – 3	1,5 – 2	0
Коэффициент трения по стали	0,2 – 0,3	0,15 – 0,2	0,1 – 0,15	0,1 – 0,15	0,05 – 0,1

Примечание. ⊥ – поперек слоев; // – параллельно слоям.

кого коэффициента линейного расширения и легкой деформируемости пластмассовые подшипники редко выполняют в виде толстостенных втулок. Главная область применения пластиков – нанесение тонких (0,1 – 0,5 мм) покрытий на металлические поверхности, а также пропитка поверхностного слоя пористых антифрикционных металлов (спеченных бронз).

В тонких слоях отрицательные особенности пластиков почти не влияют на работу подшипника.

Массивные пластмассовые втулки применяют преимущественно при малых диаметрах (менее 30 мм), небольших нагрузках и частоте вращения. С учетом возможности объемных изменений пластика зазор делают в среднем в 2 – 3 раза больше, чем в металлических подшипниках ($\psi = 0{,}003 \div 0{,}006$). При больших диаметрах для компенсации объемных изменений втулки делают разрезными с прямым, спиральным или шевронным швом. В таких подшипниках относительный зазор может быть доведен до 0,001 – 0,002.

Прочность пластиков увеличивают, вводя волокнистые или тканевые наполнители, теплопроводность – вводя металлические порошки (Pb, свинцовая бронза).

Текстолитовые подшипники изготовляют из многослойной шифонной ткани, пропитанной бакелитом и опрессованной под давлением ~ 100 МПа при 150 – 180 °С.

Текстолитовые подшипники работают лучше, если торцы тканевых слоев расположены перпендикулярно к поверхности трения. В крупногабаритных подшипниках текстолит устанавливают блоками в металлических кассетах.

Максимальная удельная нагрузка при обильной масляной или водяной смазке 10 МПа. Предельная длительная температура 60 – 80 °С.

Капрон и найлон применяют преимущественно для изготовления подшипников диаметром менее 50 мм. работающих при недостаточной смазке или без смазки.

Для увеличения прочности вводят наполнители (ткань, стекловолокно, графитное волокно).

Полиамиды (как и все термопласты) плохо поддаются механической обработке. Капроновые и найлоновые подшипники изготовляют пресс-литьем в металлических формах с точностью размеров в пределах нескольких сотых миллиметра.

Для увеличения прочности, тепло- и износостойкости и уменьшения водопоглощаемости капроновые подшипники подвергают термической обработке (выдержка 3 – 4 ч в минеральном масле при 150 – 180 °С, кипячение в течение такого же времени в воде, медленное охлаждение).

Тефлон в чистом виде мало пригоден для изготовления подшипников вследствие мягкости, большого коэффициента линейного расширения, холодной ползучести и полной несмачиваемости маслом. Его применяют только в тонких слоях с обязательной присадкой свинца (до 20% по массе). Тефлон плохо наносится на металлические поверхности. Наилучший способ покрытия – вакуумная пропитка тефлоносвинцовой композицией, диспергированной в жидкости пористого антифрикционного слоя из спеченных бронзовых сплавов. Для улучшения антифрикционных качеств в композицию вводят коллоидальный графит и дисульфид молибдена.

Такие подшипники по антифрикционным качествам не уступают подшипникам с оловянно-баббитовой заливкой, а по пределу выносливости превосходят их. Они могут работать в интервале от – 50 до + 250 °С.

Подшипники, работающие при высоких окружных скоростях, нуждаются в циркуляционной смазке.

Применяют также тонкослойные (0,1 – 0,2 мм) полиамидные, полиуретановые и эпоксидные покрытия, которые наносят наплавлением, горячим напылением, наклеиванием (эпоксиды), осаждением в псевдоожиженном слое в электростатическом поле.

Древесные материалы

Для подшипников применяют пропитанные маслом твердые древесные породы (гваяковое дерево, самшит), как заменители – березу, клен, дубовые породы.

Более высокими качествами обладает усиленная древесина, представляющая собой многослойный березовый шпон (лигнофоли) или крошку (лигностоны), пропитанные фенолоформальдегидными смолами и опрессованные под давлением 30 – 50 МПа при 150 – 180 °С.

Древесные пластики лучше работают на воде; их применяют для изготовления подшипников гидравлических машин, а также для изготовления низкооборотных, тяжелонагруженных и крупногабаритных подшипников прокатных станов.

Вкладыши из древеснослоистых пластиков набирают из брусков с расположением слоев перпендикулярно к поверхности трения и крепят в металлических корпусах (рис. 693).

Допустимая удельная нагрузка в среднем 2 – 3 МПа; кратковременная до 15 МПа. Предельная температура 60 – 70 °С.

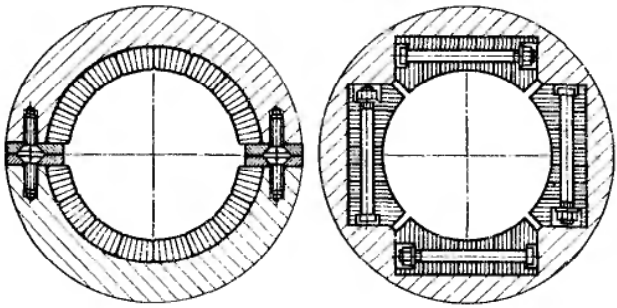


Рис. 693. Подшипники из древесно-слоистых пластиков

Резины

Резиновые подшипники представляют собой металлические втулки, облицованные натуральными или синтетическими каучуками (хлор- и фторкаучуки, силиконовые и полисульфидные каучуки). Наилучшими для подшипников скольжения являются фторкаучуки.

Твердость и эластичность каучуков можно менять в широких пределах изменением состава и технологии изготовления.

Резиновые подшипники применяют почти исключительно с водяной смазкой. Их используют в гидравлических машинах, для подводного механизированного инструмента, в концевых установках гребных валов (дейдвудные подшипники). Металлические корпуса подшипников выполняют из коррозионно-стойких сталей или защищают от коррозии нанесением полимерных пленок.

Для удаления грязи на рабочей поверхности подшипников предусматривают сквозные канавки (рис. 694).

Коэффициент трения стали по влажной резине $f = 0{,}05 \div 0{,}1$. При достаточной прокачке воды и высоких окружных скоростях (10 – 20 м/с) можно, несмотря на малую вязкость воды, создать чисто жидкостную смазку ($f = 0{,}002 \div 0{,}003$).

Подшипники из мягких резин применяют, когда важно обеспечить самоустанавливаемость вала, а также амортизацию его колебаний. Несущая способность их незначительна ($k = 0{,}1 \div 0{,}2$ МПа).

Подшипники из твердых резин выдерживают нагрузки до 3 – 5 МПа.

Углеграфиты

Для изготовления подшипников, работающих без смазки при высоких температурах, в химически агрессивных средах, применяют углеграфиты (смеси графита, угля, сажи и кокса на связке из пека и каменноугольных смол, спрессованные и подвергнутые спеканию).

Физико-механические свойства графита: плотность 2,2 кг/дм^3; температура плавления 3500 °С; разрушающее напряжение 20 МПа; модуль нормальной упругости $8 \cdot 10^3$ МПа; коэффициент линейного расширения $\alpha = (0{,}5 - 1) \cdot 10^{-6}$ 1/°С теплопроводность $(6 - 8) \cdot 10^{-3}$ Вт/(м·°С).

Углеграфиты обладают хорошими антифрикционными качествами (коэффициент трения 0,05 – 0,08), теплостойкостью, химической стойкостью, низким коэффициентом линейного расширения $\alpha = (2 \div 3) \cdot 10^{-6}$. Углеграфиты хорошо обрабатываются резанием. Недостатком их является хрупкость.

Для увеличения прочности, теплопроводности и износостойкости в углеграфиты вводят металлические порошки (Cu, Cd, баббит). Хрупкость уменьшают пропиткой фенолоформальдегидами, силоксанами и тефлоном (графитопласты).

Наилучшими суммарными свойствами обладают антегмиты (табл. 33).

Валы, работающие в углеграфитных подшипниках, должны иметь твердость > HRC 50.

Углеграфиты широко применяют для уплотнения высокотемпературных узлов (уплотнительные кольца турбин, диски торцовых уплотнений).

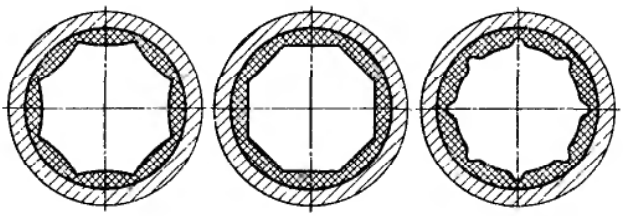


Рис. 694. Резиновые подшипники

33. Антегмиты

Марка	Плотность, г/см³	Разрушающие напряжения при сжатии, МПа	Удельная ударная вязкость, МДж/м²	Температуростойкость, °С	Теплопроводность, Вт/(м·°С)	Коэффициент линейного расширения $\alpha \cdot 10^6$
АТМ-1	1,8	10000	0,0030	170	0,036	8,5
АТМ-10	1,7	5500	0,0015	400	0,100	2,5
АТМ-1Г	1,7	4500	0,0015	600	0,120	2,2

МИКРОГЕОМЕТРИЯ НЕСУЩИХ ПОВЕРХНОСТЕЙ

В тяжелонагруженных опорах валам, независимо от твердости подшипникового материала, целесообразно придавать повышенную твердость посредством закалки с нагревом ТВЧ (HRC 55–58), цементации, сульфоцианирования (HRC 58–60), диффузионного хромирования (HV 800–1000), азотирования (HV 1000–1200). Наряду с повышением износостойкости эти способы увеличивают сопротивление усталости и снижают концентрацию напряжений на участках переходов и расположения смазочных отверстий.

Валы рекомендуется шлифовать так, чтобы окружные скорости шлифовального круга и вала при его эксплуатации совпадали по направлению, а полировать валы целесообразно в обратном направлении.

Для чистовой обработки валов применяют полирование, суперфиниширование, накатывание и алмазное выглаживание. Выглаживание производят на токарных станках закругленным алмазным инструментом (радиус закругления $R_{сф} = 1,5 \div 3$ мм) при $s = 0,03 \div 0,05$ мм/об, $v = 20 \div 50$ м/мин и нагрузке на инструмент 200–400 Н.

Почти все подшипниковые материалы (за исключением антифрикционных чугунов) не поддаются шлифованию. Чистовую обработку подшипников производят тонким растачиванием, развертыванием, калибрующим протягиванием, алмазным выглаживанием. Эти способы обеспечивают параметры шероховатости поверхности $Ra = 0,08 \div 0,32$ мкм.

Тонкослойные гальванические и пластмассовые покрытия механической обработке не подвергают.

При неупорядоченном расположении микронеровностей, получающемся при обычных способах обработки, существует оптимальное значение параметра шероховатости $Ra = 0,08 \div 0,63$ мкм. Увеличение шероховатости уменьшает несущую способность вследствие возрастания утечки масла через впадины между микронеровностями. Уменьшение шероховатости снижает маслоудерживающую способность поверхности и повышает склонность к схватыванию и заеданию. Главное значение, однако, имеет не высота микронеровностей, а их форма и расположение.

Неблагоприятны профили с острыми гребешками и впадинами (рис. 695, *а*, обработка резанием), несколько лучше – с притупленными гребешками (вид *б*) (суперфиниширование, обкатывание), еще лучше – волнистые поверхности с плавными очертаниями (вид *в*, алмазное выглаживание).

Оптимальными являются профили с развитой гладкой несущей поверхностью, пересеченной маслоудерживающими микроканавками (вид *г*) или углублениями (вид *д*), которые обеспечивают питание маслом в периоды недостаточной подачи (пуск), способствуют распределению масла по поверхности и предот-

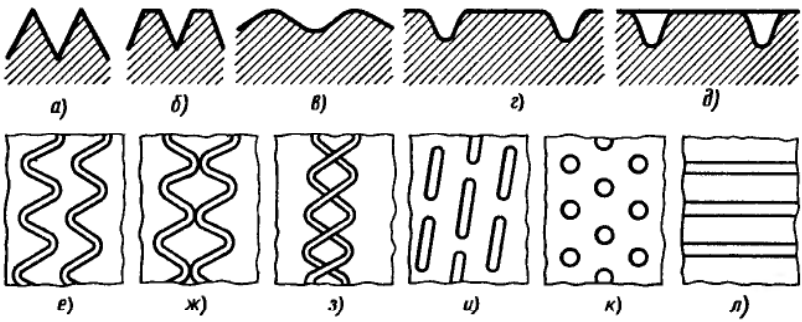


Рис. 695. Микрогеометрия несущих поверхностей

вращают схватывание и заедание. Размеры микроуглублений определяются условием достаточной маслоемкости. Суммарную площадь накопительных карманов делают равной 20 – 30% общей поверхности, глубину доводят до 5 – 10 мкм. Таким образом, номинальная шероховатость поверхности, определенная на основе величин Ra, увеличивается по сравнению с обычно рекомендуемыми значениями (формально до $Ra = 0{,}63 \div 2{,}5$ мкм), несмотря на то, что несущая способность поверхности возрастает.

Маслоудерживающий рельеф по виду *г* создают виброобкатыванием предварительно обработанных поверхностей до параметров шероховатости $Ra = 0{,}02 \div 0{,}08$ мкм с помощью закругленного алмазного инструмента ($Rz = 1{,}5 \div 2$ мм), которому наряду с движением продольной подачи ($s = 0{,}8 \div 1{,}2$ мм/об) придают продольные колебания с амплитудой 1 – 1,5 мм. В результате на поверхности образуется сетка винтовых синусоидальных канавок, которые в зависимости от подачи и амплитуды колебаний могут располагаться эквидистантно (вид *е*), соприкасаться (вид *ж*) или пересекаться (вид *з*). Инструмент устанавливают в подпружиненной державке; ширина и глубина канавок регулируется силой затяжки пружины.

Этот способ позволяет создать регламентированный микрорельеф с оптимальными для данных условий работы параметрами.

Замкнутые ячеистые углубления (вид *д*) обладают тем преимуществом, что не сообщают зоны высокого и низкого давления подшипника и, следовательно, не снижают его гидродинамическую несущую способность. Их получают, придавая инструменту радиальные колебания, в результате чего на поверхности образуются строчечные спиральные канавки (вид *и*). Другой способ – выдавливание ячеек роликовыми накатниками с закругленными выступами (вид *к*).

Замкнутые ячейки можно без ущерба для несущей способности подшипника делать глубиной до нескольких десятых миллиметра.

Продольные канавки (вид *л*), получаемые профильным протягиванием, увеличивают торцовое истечение масла и наряду с маслораспределительными функциями служат для охлаждения подшипника.

Маслоудерживающую способность электролитических покрытий можно увеличить путем пористого осаждения (с периодическим изменением направления тока).

Маслоудерживающий рельеф на валах можно создать дозированной дробеструйной обработкой.

РАЗЪЕМНЫЕ ПОДШИПНИКИ

Разъемные подшипники выполняют в виде стальных (реже бронзовых) вкладышей с заливкой антифрикционными сплавами. Вкладыши устанавливают в корпус по посадкам j_s, k или р. г.

Центрирование вкладышей достигается путем совместной обработки постелей в корпусах; половины корпусов фиксируют контрольными штифтами или призонными болтами. Применяют две разновидности вкладышей – массивные и тонкостенные.

Массивные вкладыши

Толщину стенок вкладышей этого типа выбирают в зависимости от диаметра подшипника, материала вкладышей и корпуса и жесткости постелей. Для обычных условий (стальные вкладыши, чугунные корпуса) наружный диаметр вкладышей можно определять из ориентировочного соотношения $D = 1{,}2d$ (где d – диаметр вала), округляя полученные значения до ближайшего стандартного значения.

Заливку антифрикционного металла на ласточкин хвост (рис. 696, *а*) сейчас применяют только для материалов, имеющих низкую адгезионную способность по отношению к стали (свинцовые баббиты). Обычно же металл заливают по цилиндрической поверхности (вид *б*), которую для улучшения сцепления обрабатывают грубо (параметры шероховатости $Rz = 20 \div 160$ мкм). Обязательно тщательное обезжиривание и травление поверхности вкладыша.

Наблюдается последовательная тенденция к уменьшению толщины слоя заливки. Уменьшение толщины увеличивает предел выносливости заливки и, кроме того, снижает расход материала заливки, что имеет большое значение для дефицитных и дорогих металлов (олово, серебро). В последнее время толщину заливки доводят до нескольких десятых, а при электролитическом покрытии по пористой бронзе – до нескольких сотых миллиметра.

Стыки вкладышей при работе несколько прогибаются внутрь (рис. 697, светлые стрелки) под действием посадочного натяга, а также давления в масляном слое, вследствие чего на участках, близких к стыку, возникает повы-

а) *б)*

Рис. 696. Способы заливки

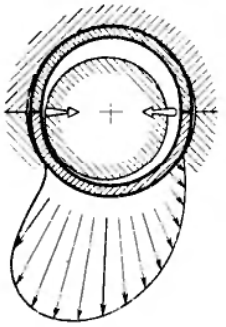


Рис. 697. Прогиб стыков вкладышей

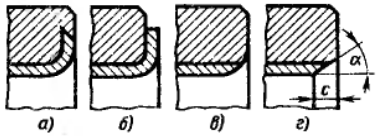


Рис. 699. Галтели и фаски на торцах подшипников

торцах рабочих поверхностей подшипников делают галтели или фаски.

Изготовление галтелей сложно, особенно с выходом слоя заливки на торец вкладыша (рис. 699, *а*, *б*). Чаще всего снимают фаски под

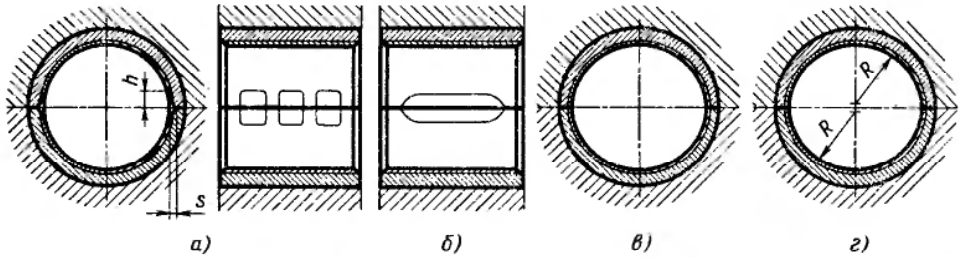


Рис. 698. Устранение повышенного трения у стыков вкладышей

шенное трение. Этот дефект, особенно часто наблюдающийся у тонкостенных и нежестких вкладышей, предупреждают, проделывая на внутренней поверхности вкладышей возле стыков наклонные выборки (рис. 698, *а*) высотой в среднем $h = 4 \div 6$ мм и глубиной (при выходе на стык) $s = 0{,}2 \div 0{,}5$ мм, условно называемые «холодильниками» (хотя они не имеют ничего общего с охлаждением). Наиболее простая форма выборок показана на виде *б*.

Иногда с той же целью отверстие вкладышей растачивают на эллипс (вид *в*) или придают ему «лимонную» форму (вид *г*). Разность размеров отверстия в плоскости стыка и в плоскости, перпендикулярной к нему, делают равной $(0{,}001 - 0{,}0015)d$ (d — номинальный диаметр отверстия).

Для уменьшения кромочных давлений на углом $\alpha = 30 \div 45°$ к оси подшипника (вид *г*). Небольшие осевые нагрузки (например, в фиксирующих подшипниках) воспринимают упором в тело вкладыша.

Фаски не должны быть слишком протяженными; в противном случае они заметно уменьшают несущую поверхность. Катет фаски (параллельный оси подшипника) делают для подшипников диаметром до 100 мм равным 0,5 – 1,0 мм.

Способы фиксации вкладышей в разъемных корпусах показаны на рис. 700.

Фиксация цилиндрическими поясками на болтах, стягивающих половины корпуса (рис. 700, *а*), нетехнологична (необходима совместная обработка отверстий под болты в сборе вкладышей с корпусом), поэтому применяют ее редко.

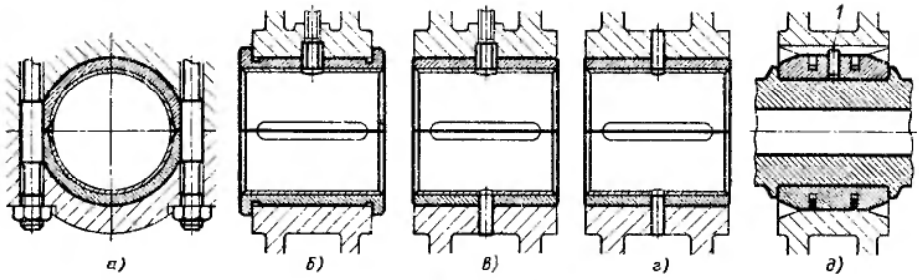


Рис. 700. Фиксация вкладышей

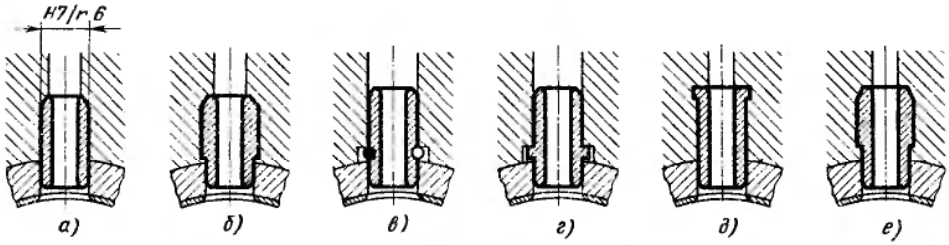


Рис. 701. Установка маслопроводящих штуцеров

В подшипниках, несущих осевые нагрузки, вкладыши фиксируют в продольном направлении буртами, а в окружном – штифтами или штуцерами для подвода масла (вид *б*).

Гладкие вкладыши фиксируют в обоих направлениях маслоподводящими штуцерами (вид *в*), а в подшипниках с подводом масла из вала – штифтами (вид *г*). Отверстия под штифты во вкладышах делают слегка продолговатыми (в окружном направлении) для того, чтобы обеспечить свободу самоустановки при затяжке вкладышей.

При установке многоопорных валов в целые корпуса иногда применяют систему фиксации с помощью разрезных пружинных колец, заводимых в канавки, проточенные совместно в обоих вкладышах (вид *д*). Вкладыши собирают на валу и вводят в гнезда корпуса. От проворота их фиксируют штифтом *1*, запрессованным в один из вкладышей и входящим в продольный паз в гнезде корпуса. Осевую нагрузку такие подшипники нести не могут.

Маслоподводящие штуцеры устанавливают в корпусе по посадке с натягом (рис. 701, *а*) и страхуют от выпадения, которое может привести к аварии подшипника.

Способы страховки, показанные на видах *б – г*, предупреждают выпадение штуцеров только в собранном виде (при установленных вкладышах). Для предупреждения выпадения при разборке штуцер фиксируют в корпусе развальцовкой в кольцевой канавке (вид *д*), а в корпусах из мягких металлов – зачеканкой металла корпуса на ступеньку штуцера (вид *е*).

Тонкостенные вкладыши

Для машин серийного выпуска широко применяют тонкостенные вкладыши, изготовляемые из ленты малоуглеродистой стали с тонким слоем баббита (0,3 – 0,5 мм), свинцовой бронзы или пластичных алюминиевых сплавов (0,8 – 1,5 мм). Вкладыши этой конструкции изготовляют методами массового производства с обеспечением их полной взаимозаменяемости.

Толщину вкладышей можно определять из ориентировочной формулы

$$b = 0{,}35\sqrt{d}, \qquad (267)$$

округляя полученные данные до ближайших стандартных значений.

Стыковые участки тонкостенных вкладышей особенно склонны к прогибу внутрь подшипника. Для предотвращения граничной смазки на участках возле стыков делают продольные выборки, подобные изображенным на рис. 698, *б*.

В подшипниках с покрытиями пластичными антифрикционными металлами смазочные канавки, фаски и выборки штампуют. Отверстия под фиксирующие штифты и маслоподводящие штуцеры пробивают пуансонами.

Рекомендуемые формы штампованных канавок показаны на рис. 702.

Тонкостенные вкладыши устанавливают в постелях по посадке не выше H7/r6. Чрезмерный натяг может вызвать перенапряжение и коробление стенок вкладыша (загиб стыковых кромок внутрь подшипника).

Посадочный натяг определяется длиной вкладыша по окружности. Для создания диаметрального натяга N длина l вкладыша, измеренная по его среднему диаметру, должна быть (без учета допусков)

$$l = \frac{\pi}{2}(d_0 - b + N),$$

где d_0 – диаметр посадочного отверстия постели; b – толщина вкладыша.

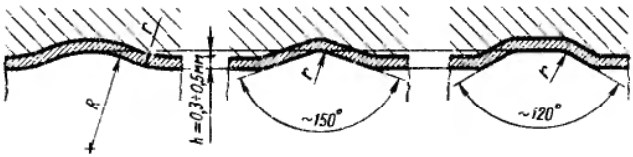


Рис. 702. Профили штампованных канавок

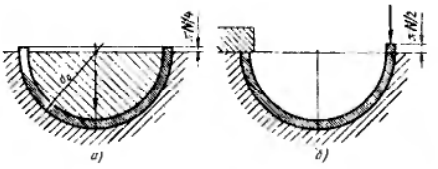


Рис. 703. Монтаж тонкостенных вкладышей

Так как величина $\frac{\pi N}{2}$ незначительна (при посадке с натягом по 6-му квалитету для диаметра 100 мм $N = 60 \div 85$ мкм; $\frac{\pi N}{2} = 0{,}1 \div 0{,}13$ мм) и выдержать необходимый размер l при вырубке заготовки трудно, то заготовку выполняют с припуском 0,5 – 0,8 мм по длине, плотно зажимают в приспособлении с отверстием диаметром d_0 и выступающие концы вкладыша прошлифовывают в размер $\frac{\pi N}{4}$ (рис. 703, *а*).

При установке вкладыша в постель один конец его устанавливают заподлицо с плоскостью разъема (вид *б*) и проверяют величину выступания противоположного конца, которая при плотном прилегании вкладыша к постели должна быть равна $\frac{\pi N}{2}$.

Диаметральный зазор в подшипнике зависит от размера вала, посадочного отверстия постели и толщины вкладышей. Предположим, что постели жесткие и не деформируются при затяжке, а толщина вкладыша при затяжке практически не изменяется. Тогда минимальный зазор

$$\Delta_{min} = d_0 - 2b - d^{-C_1}; \qquad (268)$$

максимальный

$$\Delta_{max} = d_0^{+A} - 2b^{-B} - d^{-C_2}, \qquad (269)$$

где d_0 – диаметр отверстия постели; b – толщина вкладыша; d – диаметр вала; A – плюсовый допуск на диаметр отверстия постели; C_1 и C_2 – минусовые допуски на диаметр вала; B – минусовый допуск на толщиину вкладыша.

Пусть $d_0 = 80$ мм; $b = 2{,}5$ мм ($d = 75$ мм). При обработке по 7-му квалитету $A = 30$ мкм; $C_1 = -60$ мкм; $C_2 = -106$ мкм (посадка H7/e8); $B = -30$ мкм.

Минимальный и максимальный зазоры согласно уравнениям (268) и (269)

$$\Delta_{min} = 80 - 5 - 75^{-60} = 60 \text{ мкм};$$

$$\Delta_{max} = 80^{30} - 2 \cdot 2{,}5^{-30} - 75^{-106} = 166 \text{ мкм}.$$

При массивных вкладышах, обрабатываемых после установки в постели, было бы

$$\Delta_{min} = 60 \text{ мкм}; \ \Delta_{max} = 30 + 106 = 136 \text{ мкм}.$$

Как видно, колебания толщины вкладыша сильно влияют на диаметральный зазор. Это заставляет выдерживать толщину (и равностенность) вкладышей в узких пределах (10 – 30 мкм).

Если вкладыши и посадочные отверстия в корпусе изготовлены точно, то после посадки вкладышей даже в многоопориых установках не требуется сквозного развертывания подшипников.

Смена вкладышей производится без дополнительных операций обработки и подгонки, так как вкладыши центрируются в точио обработанных и не подверженных износу постелях.

Тонкостенные вкладыши фиксируют в постелях с помощью штифтов (рис. 704, *а*) или маслоподводящих штуцеров (вид *б*). Отверстия во вкладышах делают продолговатыми (в окружном направлении) для того, чтобы обеспечить свободу самоустановки вкладышей при затяжке.

Чаще применяют фиксацию с помощью высечек у стыковых поверхностей (виды *в* – *д*), заводимых в наклонные выборки постелей. Глубина высечек s (вид *е*) равна 1,5 – 2 мм; высота $h = 4 \div 6$ мм.

Увеличивая поверхность затяжки, высечки эффективно предупреждают прогиб стыковых поверхностей внутрь подшипника. При достаточной протяженности (вид *д*) высечки могут заменить «холодильники», применяемые для предотвращения граничной смазки у стыковых поверхностей.

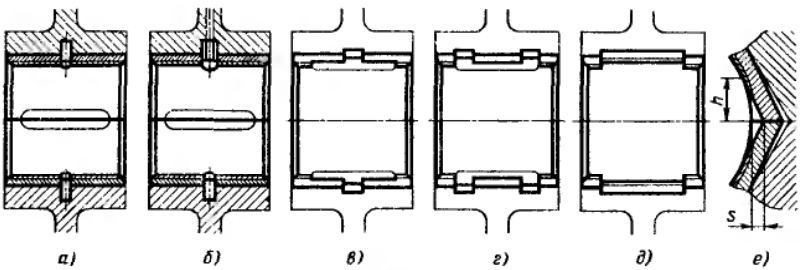


Рис. 704. Фиксация тонкостенных вкладышей

ВТУЛКИ

Неразъемные подшипники выполняют в виде втулок, изготовляемых при небольших диаметрах (в среднем < 50 мм) целиком из антифрикционного материала (бронза, легкие сплавы, антифрикционный чугун), а при больших – из стали с заливкой пластичным антифрикционным материалом (баббит, свинцовая бронза).

Толщину втулок выбирают из ориентировочного соотношения $b \approx 0{,}1d$, где d – диаметр вала (наружный диаметр втулок $D \approx 1{,}2d$), округляя полученные значения до ближайших стандартных.

Втулки сажают в корпуса по посадкам H7/p6, H7/r6, H7/s6, H7/t7, H7/u7.

При посадках с большим натягом втулки, особенно тонкостенные, садятся, причем их внутренний диаметр уменьшается. Такие втулки после запрессовки, как правило, подвергают развертыванию.

Если по конструкции узла развертывание выполнить невозможно, то диаметр отверстия втулки увеличивают против номинального значения на усадку, которую определяют посредством расчета или эксперимента.

Запрессовка не всегда гарантирует втулки от проворачивания.

Рабочая температура втулки может значительно превышать температуру корпуса, например при резком повышении частоты вращения, когда теплота, развивающаяся во втулке, от трения, не успевает перейти в корпус. Большая разность температур наблюдается в пусковые периоды, когда втулка быстро разогревается, а корпус еще остается холодным. Если втулка выполнена из материала с более высоким коэффициентом линейного расширения, чем у материала корпуса, то втулка, предварительно напряженная запрессовкой, может приобрести остаточные деформации; при последующем остывании посадка втулки ослабевает.

У горячих машин (двигатели внутреннего сгорания) посадка втулки может измениться при разогреве корпуса. На практике придерживаются следующих правил.

Посадки с большими натягами применяют, если коэффициент линейного расширения втулки меньше, чем корпуса, и если корпус при работе нагревается.

Если коэффициент линейного расширения материала втулки больше, чем корпуса, и корпус холодный, то применяют умеренные натяги.

Во всех случаях втулки необходимо стопорить от проворачивания и осевого сдвига.

Способы стопорения приведены в табл. 34. При установке в целые корпуса чаще всего применяют наиболее простые и технологичные конструкции *9 – 12*. Из способов глухого стопорения предпочтительны конструкции *16*, *17*.

ВТУЛКИ ИЗ ЛИСТОВЫХ МАТЕРИАЛОВ

В машинах серийного производства широко применяют тонкостенные втулки, изготовляемые свертыванием из лент.

Втулки небольшого диаметра (в среднем < 50 мм) изготовляют из холоднокатаных лент бронзовых, латунных или из других антифрикционных металлов, поддающихся деформации в холодном состоянии. Втулки большого диаметра делают из биметаллических лент (стальная лента с тонким слоем антифрикционного материала).

Толщину втулок определяют по формуле (267). Диаметр втулки при сомкнутом стыке выбирают так, чтобы втулка плотно входила в посадочное отверстие.

Втулки из бронзовых и латунных лент после установки раздают дорнованием или раскатыванием и начисто обрабатывают протяжкой с закругленными калибрующими зубьями. Поверхность втулки при этом приобретает малую шероховатость, а стык практически полностью затягивается.

Втулки фиксируют в отверстии развальцовкой (рис. 705, *а*), расчеканкой торцов (вид *б*)

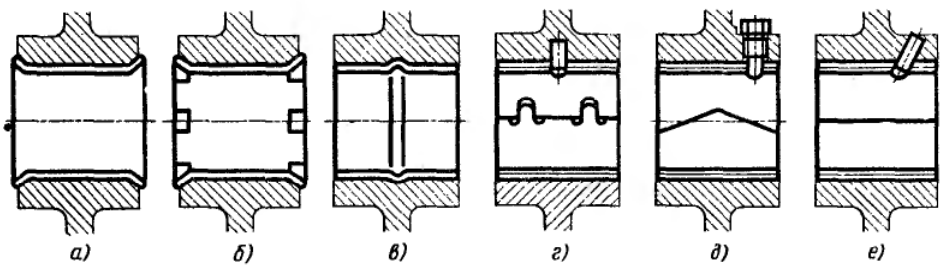


Рис. 705. Фиксация тонкостенных втулок

34. Способы фиксации втулок

Эскиз конструкции и характеристика	Эскиз конструкции и характеристика
Установка в разъемных корпусах 1. Осевая фиксация буртиками, угловая — штифтом	 10. Фиксация радиальным штифтом
 2. Фиксация маслоподводящим штуцером	 11. Фиксация наклонным штифтом
 Установка в целых корпусах 3. Фиксация осевым винтом	 12. То же. Штифт зафиксирован в корпусе ступенькой
 4. Фланцевое крепление. Конструкция требует изготовления втулки литьем	 *Глухая установка* 13. Закерновка материала корпуса
 5. Фиксация фланцем и осевым штифтом. Конструкция применима при осевой нагрузке постоянного направления	 14. Завальцовка материала корпуса на рифтовой буртик втулки
 6. То же. С фланцем уменьшенного диаметра	 15. Фиксация рифтовым поясом втулки. Конструкция применима для стальных втулок, устанавливаемых в корпуса из мягкого металла
 7. Фиксация привертными пластинками. Число болтов на каждой пластинке не менее двух	 16. Развальцовка кромок втулки на конические выточки в корпусе
 8. Фиксация привертной пластинкой и буртиком	 17. Закерновка кромок втулки в местные выборки корпуса
 9. Фиксация радиальным винтом	 18. Развальцовка втулки в кольцевую выточку корпуса

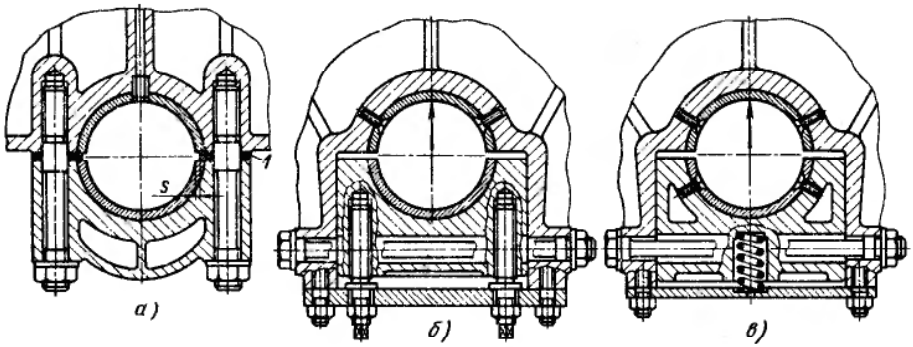


Рис. 706. Регулирование зазора в разъемных подшипниках

или закатыванием в кольцевую канавку корпуса (вид *в*). Этот способ применяют преимущественно для установки втулок в корпусах из твердых металлов (сталь, чугун).

Втулки из биметаллических лент устанавливают в свернутом состоянии на оправку диаметром, несколько меньшим диаметра вала, и прошлифовывают по наружному диаметру под посадку с натягом, устанавливают в отверстие корпуса, стопорят штифтами (виды *г* – *е*), после чего развертывают. Для таких втулок предпочтителен замковый стык (вид *г*), хотя на практике часто применяют более простые – шевронный (вид *д*) и прямой (вид *е*) стыки.

РЕГУЛИРОВАНИЕ ЗАЗОРА В ПОДШИПНИКАХ

Даже правильно сконструированные и рассчитанные на жидкостную смазку подшипники со временем изнашиваются, главным образом вследствие возникновения полужидкостной смазки в пусковые периоды.

В подшипниках, подверженных быстрому износу (работа на переменных режимах с частыми пусками и остановками), а также при необходимости обеспечить точное центрирование вала предусматривают средства регулирования зазора.

В разъемных подшипниках с массивными вкладышами применяют регулировку ш и м а м и – прокладками *1* (рис. 706, *а*) из листовой латуни толщиной ~ 0,05 мм, устанавливаемыми на стыке подшипника. Во избежание касания с валом торцы шимов располагают с зазором $s = 0{,}3 \div 0{,}5$ мм по отношению к поверхности отверстия.

При расточке вкладышей с шимами (рис. 707) стыковые поверхности обрабатывают начисто, устанавливают между ними пластинки толщиной, равной первоначальной (монтажной) толщине t пакета шимов (обычно $t = 0{,}4 \div 0{,}5$ мм), после чего отверстие и наружную поверхность вкладышей в сборе обрабатывают на цилиндр.

В эксплуатации подшипники периодически подтягивают. Крышки снимают, удаляют один или несколько шимов и затягивают вновь.

Цилиндрическая форма отверстия подшипника при этом несколько нарушается. Отверстие приобретает слегка овальную форму; искажения формы отверстия от износа остаются.

Выдержать правильный зазор при подтяжке затруднительно. Обычное правило, согласно которому вал после затяжки должен свободно проворачиваться от руки, разумеется, не гарантирует правильности зазора.

Иногда зазор в подшипнике выбирают, затягивая крышки подшипника с помощью винтов (рис. 706, *б*).

На рис. 706, *в* изображена конструкция с полуавтоматическим регулированием зазора. Крышку подшипника затягивают поперечными болтами. При необходимости уменьшить зазор болты отпускают, крышка под действием пружины прижимается к валу, после чего поперечные болты затягивают вновь.

Конструкция *б* и особенно *в*, где фиксация крышки недостаточно точная, применяют при нагрузке постоянного направления; нагрузка должна быть направлена на неподвижный вкладыш подшипника.

При необходимости тонкого регулирования зазора с точным центрированием вала (шпинделя шлифовальных станков) применяют втул-

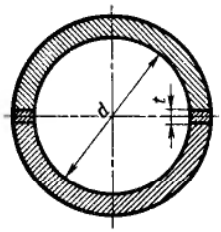


Рис. 707. Расточка подшипников с шимами

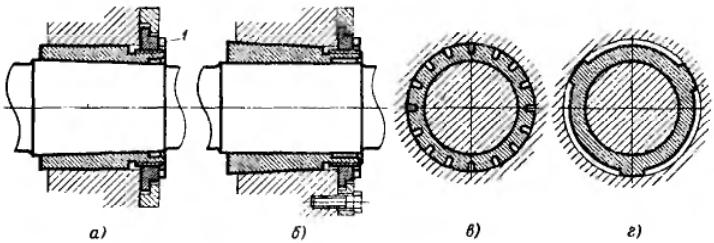


Рис. 708. Регулирование зазора в целых подшипниках

ки с конической несущей поверхностью (рис. 708, *а*). Зазор регулируют осевым перемещением втулки с помощью гайки *1*.

Лучше поверхность трения выполнять цилиндрической, а наружную, посадочную поверхность втулки – конической (вид *б*). При затяжке втулки в коническом гнезде зазор в подшипнике уменьшается в результате упругой деформации втулки.

В целях увеличения диапазона регулирования применяют разрезные втулки или увеличивают упругость втулки с помощью радиальных прорезей (вид *в*).

В конструкции *г* наружная поверхность втулки опирается в коническом гнезде на три выступа, обработанные на конус. При затяжке втулки зазор на этих участках уменьшается; по обе стороны каждого участка образуются масляные клинья, что обеспечивает центрирование вала и способствует безвибрационной работе подшипника.

САМОУСТАНАВЛИВАЮЩИЕСЯ ПОДШИПНИКИ

Самоустанавливающиеся подшипники на сферических опорах применяют при $l/d > 1{,}5$; при недостаточно жестких валах и корпусах; в опорах, разнесенных на большие расстояния; в опорах, расположенных в разных корпусах, когда трудно обеспечить точную соосность.

На рис. 709 изображены разновидности сферических самоустанавливающихся подшипников.

Конструкции *а* со сферической опорой небольшой длины применяют при малых осевых нагрузках или при отсутствии их.

В конструкции *б* вся наружная поверхность подшипника выполнена по сфере; подшипник может нести наряду с радиальными довольно значительные осевые нагрузки в обоих направлениях.

При повышенных осевых нагрузках увеличивают диаметр сферы и длину подшипника, в результате чего опорные поверхности размещаются ближе к краям подшипника (вид *в*), средний угол их наклона к оси подшипника возрастает, а следовательно, увеличивается и способность нести осевые нагрузки.

Подшипники с полусферической опорной поверхностью (вид *г*), фиксируемые в гнезде корпуса пружинами, применяют при повышенной односторонней осевой нагрузке и незначительной радиальной.

Самоустанавливающиеся подшипники фиксируют от проворачивания стопорами, устанавливаемыми в корпусе (вид *а*) или в подшипнике (вид *б*). В стопорном устройстве должен быть предусмотрен зазор, допускающий самоустановку подшипника в необходимых пределах.

Опорные сферические поверхности подшипника и корпуса изготовляют из материалов, образующих антифрикционную пару. При установке в стальной корпус подшипник выполняют из бронзы или заливают его сферическую поверхность свинцовистой бронзой. При установке в чугунный корпус и корпус из легких сплавов подшипник делают стальным; твердость сферической поверхности должна быть $>$ HRC 50.

Обязателен подвод масла (желательно под давлением) к сферическим поверхностям. На

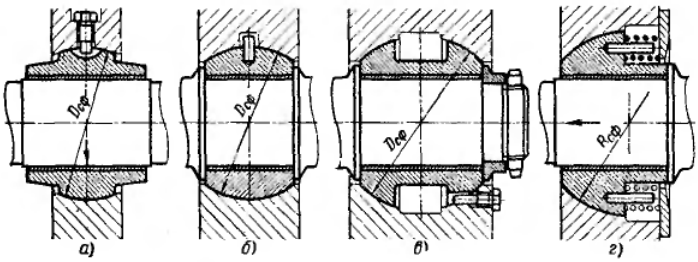


Рис. 709. Самоустанавливающиеся подшипники

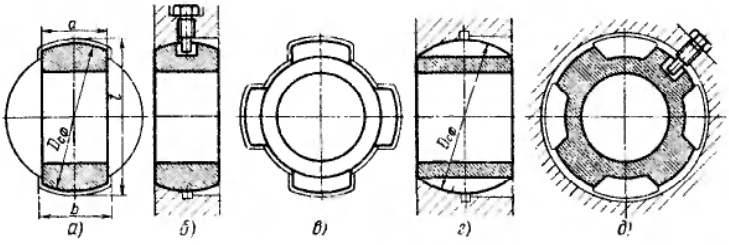


Рис. 710. Установка сфер в целые корпуса

поверхности сферы целесообразно проделывать частую сеть замкнутых масляных каналов, обеспечивающих (при подаче масла под давлением) определенный гидростатический эффект, облегчающий самоустановку сферы.

Монтаж сферических подшипников в корпуса с разъемом в меридиональной или экваториальной плоскости не представляет затруднений. Установка в целые корпуса сложнее.

Короткие сферические подшипники устанавливают через проделанные в гнезде корпуса диаметрально противоположные пазы (рис. 710, *а*) длиной *l*, несколько большей диаметра $D_{сф}$ сферы, и шириной *b*, несколько большей ширины подшипника. Подшипник вводят в пазы, повернув его на 90° по отношению к рабочему положению до упора в стенку сферического гнезда. После этого подшипник поворачивают в рабочее положение, в результате чего он оказывается зафиксированным в осевом направлении стенками гнезда (вид *б*). От проворота подшипник фиксируют стопором.

При большой длине подшипника сферические опорные поверхности выполняют в виде выступов, а в корпусе проделывают ответные пазы (вид *в*). Подшипник заводят в гнездо в рабочем положении (вид *г*), поворачивают в плоскости, перпендикулярной к его оси, на угол, равный половине угла между выступами, и фиксируют в этом положении стопором (вид *д*).

На рис. 711, *а* показан самоустанавливающийся подшипник с демпфированием изгибных колебаний вала с помощью эластомерных колец, установленных по сторонам втулки.

В конструкции *б* самоустанавливаемость подшипника обеспечивается четырьмя цилиндрическими шипами, заведенными в продольные пазы корпуса (радиально-лучевое центрирование). Подшипник фиксируют в осевом направлении (например, упорами на валу, как показано на рисунке). Осевых нагрузок подшипник нести не может.

На видах *в*, *г* показаны конструкции, обеспечивающие частичную самоустанавливаемость за счет упругой деформации.

В конструкции *в* подшипник установлен в гнездо корпуса на коротком цилиндрическом поясе; концы его утонены. Упругие деформации посадочной поверхности и тонких концов подшипника позволяют ему приспосабливаться к перекосам вала. Недостаток конструкции состоит в том, что при изгибе концы подшипника принимают овальную форму в направлении изгиба; зазор между валом и подшипником по малой оси вала уменьшается.

В конструкции *г* радиальная жесткость концов подшипника увеличена посредством кольцевых ребер; вместе с тем концы подшипника могут деформироваться, следуя изгибным деформациям вала. Ребра служат также для охлаждения подшипника.

Некоторую свободу самоустановки вала обеспечивает «корсетная» расточка подшипников. Поверхности трения придают форму гиперболоида вращения; диаметр расточки у торцов делают на несколько сотых миллиметра больше, чем в середине.

ПОДШИПНИКИ С ПЛАВАЮЩИМИ ВТУЛКАМИ

Плавающие втулки устанавливают с зазором по отношению к валу и корпусу; под действием сил трения они вращаются с окружной скоростью, примерно равной половине частоты вращения вала.

Преимущества подшипников с плавающими втулками:

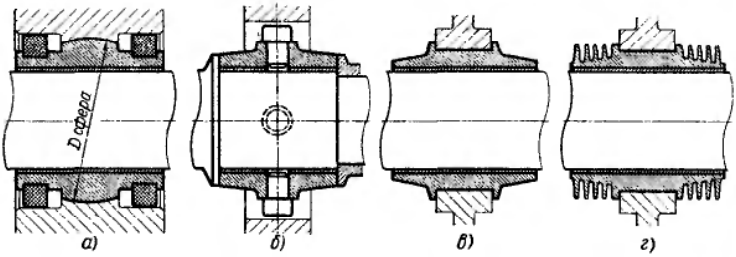


Рис. 711. Самоустанавливающиеся и упругие подшипники

уменьшенное тепловыделение (работа трения пропорциональна квадрату окружной скорости, поэтому при плавающей втулке, вращающейся с частотой, равной половине частоты вращения вала, суммарное тепловыделение примерно в 2 раза меньше, чем в жестком подшипнике, а при двух концентрических плавающих втулках – в 3 раза);

равномерный износ по окружности, обеспечивающий сохранение цилиндрической формы втулок;

увеличенная надежность работы (при заедании одной стороны втулка продолжает работать другой стороной);

повышенная виброустойчивость;

повышенная (благодаря наличию двух масляных буферов) амортизация радиальных смещений вала под действием удариой и переменной нагрузки.

Недостатком этих подшипников является худшее центрирование вала, обусловленное увеличением суммарного зазора в подшипнике.

Целесообразные области применения плавающих втулок: быстроходные подшипники, где необходимо уменьшить тепловыделение и предупредить вибрации; подшипники, работающие под большими ударными нагрузками; подшипники полужидкостной и граничной смазки (например, опоры качательного движения), где по характеру движения невозможно создать устойчивую масляную пленку. В последнем случае оказываются полезными устойчивость плавающих втулок против заедания и свойство равномерного износа по окружности.

Плавающие втулки обычно делают целыми; иногда по условиям монтажа их приходится выполнять разъемными (что усложняет изготовление). Изготовляют плавающие втулки из бронз, антифрикционного чугуна, а втулки большого диаметра – из стали с двусторонней заливкой баббитом или свинцовой броизой. Корпус и вал изготовляют из стали > HRC 50; если корпус выполнен из мягкого материала, в него запрессовывают стальную втулку.

При подводе масла с одной стороны плавающей втулки в ней делают радиальные отверстия для подачи масла к другой стороне. Предпочтительно вводить масло изнутри, так как в этом случае доступ масла к наружной поверхности трения облегчается центробежными силами.

Толщину втулок выполняют в среднем равной $0{,}1d$ (где d – диаметр вала).

Радиальные зазоры у плавающих втулок делают на 20 – 30% меньше, чем у жестких подшипников. Зазор по наружной поверхности

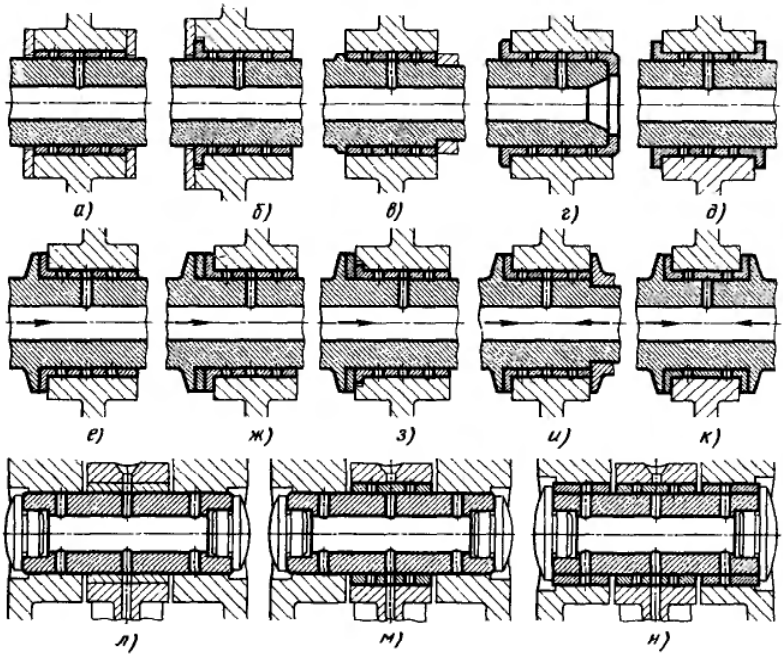


Рис. 712. Подшипники с плавающими элементами

трения должен быть больше, чем по внутренней, так как в работе этот зазор уменьшается (в особенности у бронзовых втулок) вследствие нагрева.

Плавающие втулки фиксируют в осевом направлении: в неразъемных корпусах – с помощью щек (рис. 712, *а*), фланцев (вид *б*), буртиков на валу (вид *в*); в концевых установках – торцом вала (вид *г*); в разъемных корпусах – с помощью реборд (вид *д*).

При наличии развитых торцовых поверхностей (виды *е*–*к*) подшипники с плавающими втулками могут нести довольно большие осевые нагрузки.

На видах *л*–*н* приведен узел шатунно-поршневого сочленения с плавающей установкой осей.

Вид *л* – поршневой палец плавает в опорах поршня и во втулке шатунной головки (в узле три зазора и два последовательно работающих масляных буфера).

Вид *м* – плавает также втулка шатуна (четыре зазора, три масляных буфера).

Вид *н* – палец установлен в поршне на плавающих втулках (шесть зазоров; четыре масляных буфера).

БЫСТРОХОДНЫЕ И ВИБРОУСТОЙЧИВЫЕ ПОДШИПНИКИ

У подшипников, работающих при высоких частотах вращения (валы турбин 6000–10000 об/мин, шпиндели внутришлифовальных станков 10000–30000, валы гироскопов 20000–50000, валы центрифуг до 150000 об/мин), характеристика режима достигает $\lambda = (51 \div 85)\,10^{-7}$ число $So = 10 \div 50$. Вследствие малого эксцентриситета вала работа таких подшипников неустойчива; коэффициент трения имеет очень большое значение ($f = 0{,}05 \div 0{,}10$).

При конструировании быстроходных подшипников возникают две основные задачи: 1) предотвращение вибраций вала и связанных с ними кавитационных процессов; 2) предупреждение перегрева подшипника, обусловленного большим тепловыделением.

Задачи конструирования быстроходных подшипников во многом противоположны задачам конструирования высоконагруженных, сравнительно низкоскоростных подшипников ($\lambda = (8{,}5 \div 17)\,10^{-8}$; $So < 1$), где обычно приходится добиваться повышения несущей способности подшипника и увеличения минимальной толщины масляного слоя h_{min}.

При конструировании высокоскоростных подшипников основной задачей является уменьшение избыточной величины h_{min}, до получения необходимых для безвибрационной работы значений $\xi < 0{,}3 \div 0{,}4$.

В подшипниках, нагруженных силой постоянного направления, безвибрационной работы можно достичь рациональным, направленным на уменьшение So и h_{min} выбором режимных и конструктивных параметров. Целесообразно применять масла малой вязкости, уменьшать диаметр подшипника (повышение k), увеличивать относительный зазор ψ и применять малые значения l/d.

Пусть характеристика режима $\lambda = 85 \cdot 10^{-7}$. По графику (см. рис. 669) находим, что при $l/d = 1$ безвибрационную работу ($\xi = 0{,}3$) обеспечивает относительный зазор $\psi = 0{,}011$. Это – чрезмерно большая величина (для $d = 100$ мм диаметральный зазор $\Delta = 1{,}1$ мм). Подшипники с таким зазором не могут удовлетворительно работать на режимах пуска и выбега. Коэффициент трения согласно рис. 672 $f = 0{,}22$.

Уменьшим l/d до 0,3. Учитывая, что при неизменном диаметре удельная нагрузка k повышается, а величина λ уменьшается в 3,33 раза ($\lambda = 25{,}5 \cdot 10^{-7}$), и пренебрегая тем, что у подшипников с $l/d = 0{,}3$ безвибрационное значение ξ несколько повышено (см. рис. 667), получаем согласно рис. 669 значение $\psi = 0{,}0028$ (для $d = 100$ мм $\Delta = 0{,}28$ мм). Толщина масляного слоя $h_{min} = 0{,}5 \cdot 10^3 \cdot 0{,}0028 \cdot 100 \cdot 0{,}3 = 42$ мкм. Коэффициент трения $f = 0{,}018$.

При уменьшении диаметра вала до 50 мм и $l/d = 0.3$ параметры подшипника принимают удовлетворительные значения ($\lambda = 12{,}7 \cdot 10^{-7}$; $\psi = 0{,}002$; $\Delta = 0{,}1$ мм; $h_{min} = 15$ мкм; $f = 0{,}013$).

Другие способы придания виброустойчивости приведены в табл. 35.

Снижения несущей способности (с соответствующим уменьшением относительного зазора) достигают, изготовляя на рабочей или тыльной стороне подшипника полукольцевые (*1*, *2*) или кольцевые (*3*, *4*) канавки, сообщающие зоны высокого и низкого давления, а также продольные канавки в нагруженной зоне (*5*, *6*), облегчающие истечение масла из этой зоны и ограничивающие дугу несущей поверхности.

Температуру подшипника снижают, применяя плавающие втулки (*7*), а у неподвижных втулок – увеличивая циркуляцию масла путем повышения давления подачи и введения в ненагруженной зоне продольных выборок, сквозных (*8*, *а*) или заканчивающихся у торцов (*8*, *б*). Выборки большой протяженности не только увеличивают истечение масла, но и уменьшают трение (приблизительно пропорционально отношению дуги выборки к окружности подшипника).

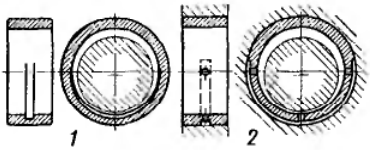
Выборки *9* с углом 270°, предупреждая подъем вала (за граничную точку на полукруге Гюмбеля) (см. рис. 668), обеспечивают работу подшипника в устойчивой области.

При нагрузке переменного направления большие зазоры недопустимы. Здесь безвибрационную работу обеспечивают, выполняя поверхность подшипника в виде отдельных несущих площадок, разделенных выборками и расположенных с небольшим радиальным зазором относительно вала.

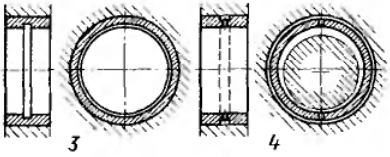
Простейшие конструкции такого типа – подшипники с кольцевыми (*10*) и вафельными

35. Быстроходные и виброустойчивые подшипники

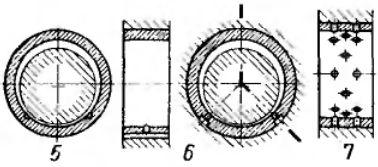
Эскиз



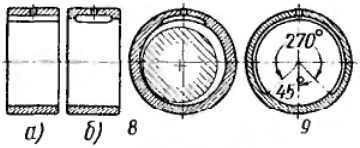
Подшипники с полукольцевыми канавками



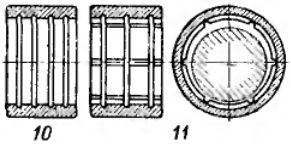
Подшипники с кольцевыми канавками



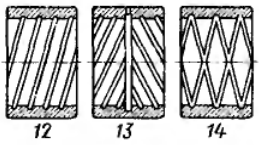
Подшипники с выборками в нагруженной области (*5*, *6*); плавающие втулки (*7*)



Подшипники с выборками в ненагруженной области

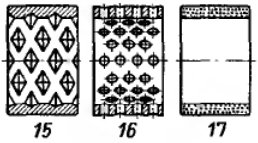


Подшипники с кольцевыми и вафельными канавками

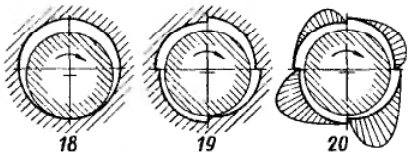


Подшипники со спиральными, шевронными и перекрестными канавками

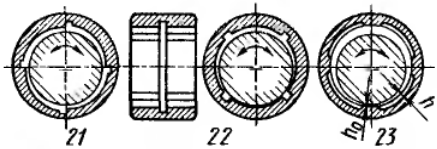
Эскиз



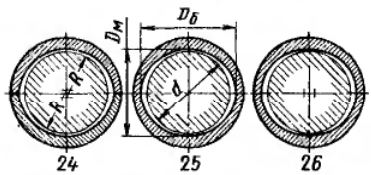
Подшипники с ромбическими углублениями (*15*) и сквозными отверстиями (*16*); пористые подшипники (*17*)



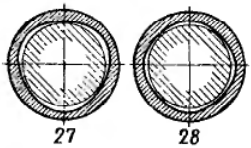
Схемы многоклиновых подшипников



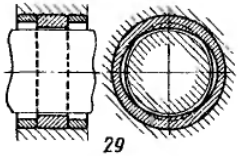
Четырехклиновые подшипники (*21*, *22*); ступенчатые подшипники (*23*)



Подшипники с «лимонными» (*24*), эллиптическими (*25*) и овальными (*26*) отверстиями

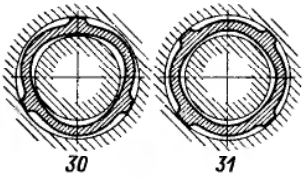
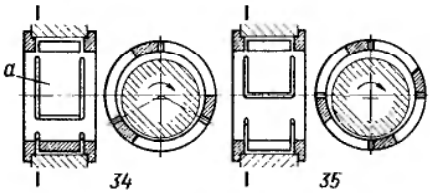
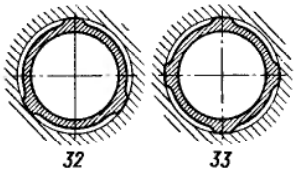
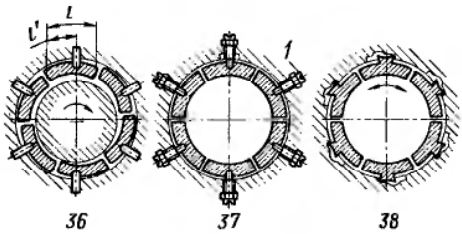


Подшипники с многогранной расточкой



Подшипники из колец эллиптической расточки противоположного направления

Продолжение табл. 35

Эскиз	Эскиз
 Многоклиновые подшипники с упругодеформируемыми втулками	 Лепестковые подшипники
 Подшипники с упругими втулками	 Сегментные подшипники

(*11*) несущими канавками. Целесообразнее подшипники со спиральными (*12*), шевронными (*13*) и ромбическими (*14*) канавками. Особую разновидность представляют подшипники с ромбическими накатанными углублениями (*15*), сквозными, расположенными в шахматном порядке отверстиями (*16*), и пористые (*17*).

Наиболее широко применяют многоклиновые подшипники, основанные на принципе гидродинамического ограничения перемещений вала. Несущие поверхности таких подшипников выполняют в виде наклонных площадок (*19*) с зазором (в точках наибольшего сближения вала с подшипником), меньшим, чем в обычных цилиндрических подшипниках (*18*). Давления развиваются одновременно на всех площадках, но на площадках, противоположных направлению нагрузки, давления больше (*20*). Суммарная нагружаемость подшипника равна разности давлений на нагруженной и ненагруженной стороне подшипника. Если нагрузка меняет направление, то на противолежащих по отношению к нагрузке площадках возникают повышенные давления, противодействующие перемещению вала и гасящие его колебания. Перемещения вала тем меньше, чем выше частота вращения и чем меньше местные относительные зазоры.

Маслоподводящие канавки между клиновыми поверхностями делают сквозными или несколько не доводят до торцов подшипника. Наилучший способ подвода масла – по центральной кольцевой канавке (*21*, *22*). При сквозных выемках возможен подвод масла с торца подшипника.

В подшипниках со ступенчатой несущей поверхностью (*23*) несущая сила создается в результате нагнетания масла в выемки и дросселирования потока в узких зазорах h_0 между валом и подшипником. Глубина выемок h равна нескольким сотым миллиметра. Конструкция реверсивная.

Двухклиновые подшипники с «лимонными» (*24*), эллиптическими (*25*) или овальными (*26*) отверстиями применяют редко и только при нагрузке постоянного направления, так как они гасят колебания только в направлении малой оси отверстия и, наоборот, способствуют возникновению колебаний вала в направлении большой оси.

При нагрузке переменного направления требуется не менее трех клиньев. Втулки с трехгранным отверстием (*27*) применяют в неразъемных подшипниках. Подшипники с четырехгранной расточкой (*28*) можно применять в неразъемных и разъемных подшипниках. Конструкция (*29*) из трех втулок, средняя из которых имеет эллиптическую расточку одного направления, а крайние – противоположного направления, допускает регулирование расположения эллипсов путем поворота среднего кольца. Конструкции *27 – 29* реверсивные.

Эллиптические двухклиновые подшипники могут быть обработаны на обычном расточном станке при наклоне заготовки относительно оси вращения шпинделя на угол α, определяемый из отношения

$$\cos\alpha = \frac{1+\psi_{min}}{1+\psi_{max}},$$

где $\psi_{min} = \frac{D_м - d}{d}$ и $\psi_{max} = \frac{D_б - d}{d}$ – соответственно минимальный и максимальный относительные зазоры; d – диаметр вала (см. эск. 25).

При обычных значениях $\psi_{max}/\psi_{min} = 2$ и $\psi_{min} = 0{,}001$

$$\cos\alpha = \frac{1{,}001}{1{,}002} = 0{,}995 \quad (\alpha = 6°).$$

Повторяя процесс с заготовкой, повернутой на 90° вокруг ее оси, получают четырехклиновую расточку.

Многогранные отверстия получают с помощью копирного растачивания или протягивания, а в неразъемных подшипниках – посредством нормированной пластической деформации втулки с последующей обработкой наружной поверхности на цилиндр.

Применяют также метод упругой деформации. Втулки с тремя или четырьмя гребешками, обработанными на конус, устанавливают с натягом в коническое отверстие корпуса. При натяге втулка деформируется, принимая соответственно трехгранную (*30*) и четырехгранную (*31*) формы. Степень клиновидности можно регулировать, перемещая втулки в корпусе.

Другой способ основан на упругой деформации стенок втулки под действием давлений в масляном слое. В отверстие корпуса плотно устанавливают втулки с выступами (*32*, *33*). Неопертые участки втулки под действием гидродинамических сил прогибаются наружу; нагрузку преимущественно несут опертые участки. Степень клиновидности несущих поверхностей в этих конструкциях определяется податливостью стенок втулки и гидродинамическими силами.

Дальнейшим развитием этого принципа являются лепестковые подшипники (*34 – 35*), у которых несущими поверхностями являются площадки *а* (лепестки), вырезанные в теле втулки. Под действием гидродинамических сил лепестки отгибаются наружу, создавая масляные клинья.

Втулки устанавливают в корпусах с радиальным зазором, обеспечивающим прогиб лепестков. Возможна плавающая установка.

В сегментных подшипниках (*36*, *38*) несущими поверхностями являются шарнирно установленные в корпусе сегментные вкладыши. Благодаря шарнирной установке сегменты автоматически приспосабливаются к изменениям нагрузки. При увеличении нагрузки передняя (по направлению движения вала) кромка отходит к периферии, а задняя приближается к валу, вследствие чего зазор в этой точке уменьшается, и несущая способность сегмента возрастает.

Как и все многоклиновые подшипники, сегментные подшипники обеспечивают виброустойчивость только при малом относительном зазоре (на участках расположения шарниров).

Гидродинамические характеристики подшипника определяются расположением шарниров и сохраняются при всех колебаниях эксплуатационного режима. Несущая способность максимальна, а коэффициент трения минимален, если шарнир установлен на расстоянии $l' = 0{,}58l$ (где l – длина сегмента) от передней (по направлению движения) кромки сегмента (*36*).

В реверсивных подшипниках шарниры устанавливают в центре сегментов (*37*), что ухудшает их характеристики, или, предпочтительнее, в выемках корпуса (*38*) с таким расчетом, чтобы сегменты при перемене направления вращения перемещались под действием сил трения в наиболее выгодное положение. Величину зазоров (и положение вала в подшипнике) можно регулировать с помощью винтов *1*.

Несмотря на высокие антивибрационные характеристики, сегментные подшипники применяют редко. Изготовление их гораздо сложнее, чем многоклиновых подшипников с неподвижными несущими поверхностями. Вследствие вихреобразования в полостях между сегментами суммарное тепловыделение в них значительно больше, чем в подшипниках с плавными переходами между несущими поверхностями.

ВВОД МАСЛА В ВАЛЫ

На рис. 713,*а – е* показаны способы ввода масла с торца вала. При подаче без давления масло вводят по трубке во внутреннюю полость вала, снабженную закраиной для распределения масла по смазочным отверстиям (вид *а*).

Наиболее простой способ подачи под давлением – ввод масла в торец вала через установленную на корпусе крышку (вид *б*).

На виде *в* показан способ ввода масла через торцовое уплотнение. Пружина, сжимающая диск *1* уплотнения, должна быть достаточно сильной для того, чтобы предупредить отжим уплотняющей поверхности давлением масла.

В конструкции *г* масло вводится в хвостовик вала через холостую втулку, застопоренную от вращения пластинкой *2*, а в конструкции *д* – через плавающий штуцер *3*, зафиксированный от вращения шлицами в корпусе.

В наиболее компактной конструкции *е* масло подается через втулку, установленную в расточке вала и зафиксированную от вращения шайбой со шлицами *4*.

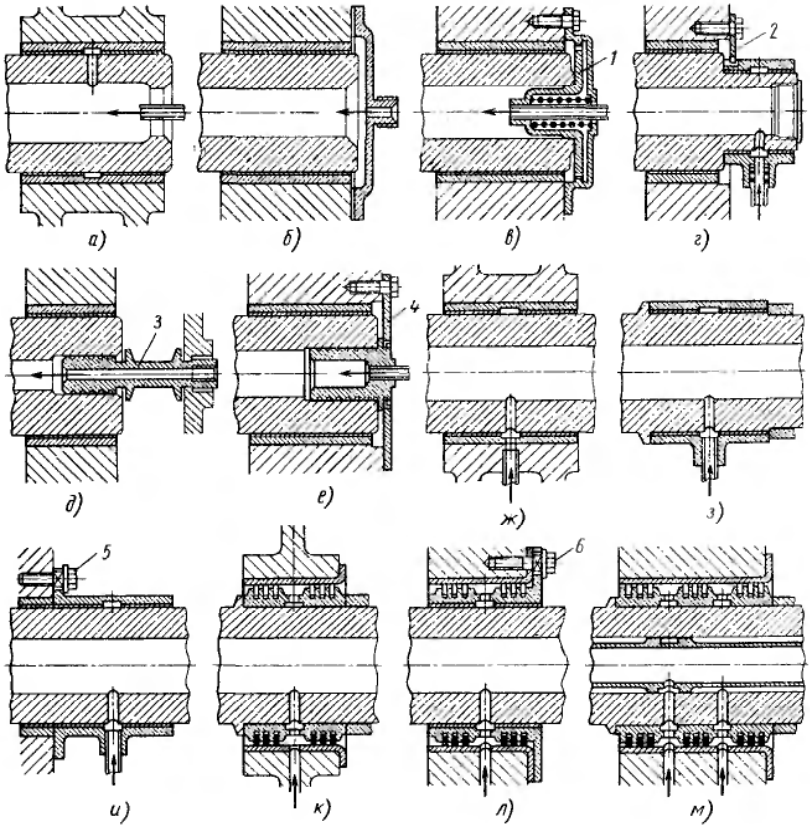


Рис. 713. Ввод масла в валы

В промежуточных установках масло чаще всего вводят по кольцевой канавке в подшипнике (вид *ж*), откуда оно поступает через радиальные сверления в полость вала.

Применяют также подачу масла через холостые втулки, зафиксированные на валу (вид *з*). В конструкции *и* втулка зафиксирована на корпусе фланцем с радиальными прорезями, в которые входят болты *5* с подголовниками. Конструкция обеспечивает осевую фиксацию втулки при некоторой свободе самоустановки втулки на валу.

При необходимости подачи под высоким давлением масло вводят через установленное на валу уплотнение с разрезными пружинными кольцами (вид *к*). Корпус колец затягивают на валу между буртиком и распорной втулкой.

Если невозможно затянуть корпус (случай гладкого вала), то его делают плавающим и фиксируют в продольном и окружном направлениях болтами *6* с подголовниками, входящими в радиальные прорези фланца корпуса (вид *л*). Для уплотнения внутреннюю поверхность корпуса заливают баббитом.

На виде *м* показано уплотнение разрезными пружинными кольцами для ввода масла отдельно в две концентричные полости вала (например, для привода установленных на валу гидравлических сервомеханизмов).

В коленчатые валы масло чаще всего вводят через коренные подшипники, откуда оно по радиальным сверлениям поступает во внутренние полости коренных шеек и затем по отверстиям в щеках подается в полости шатунных шеек для смазки шатунных подшипников. Часть масла отводят из кольцевой канавки подшипников по центральному отверстию в стержне шатуна для смазки поршневого пальца.

Масло из коренной опоры подается по наклонным трубкам в кольцевую канавку шатунного подшипника, откуда поступает в сверление в стержне шатуна (рис. 714, *а*). При такой конструкции увеличивается скорость подачи

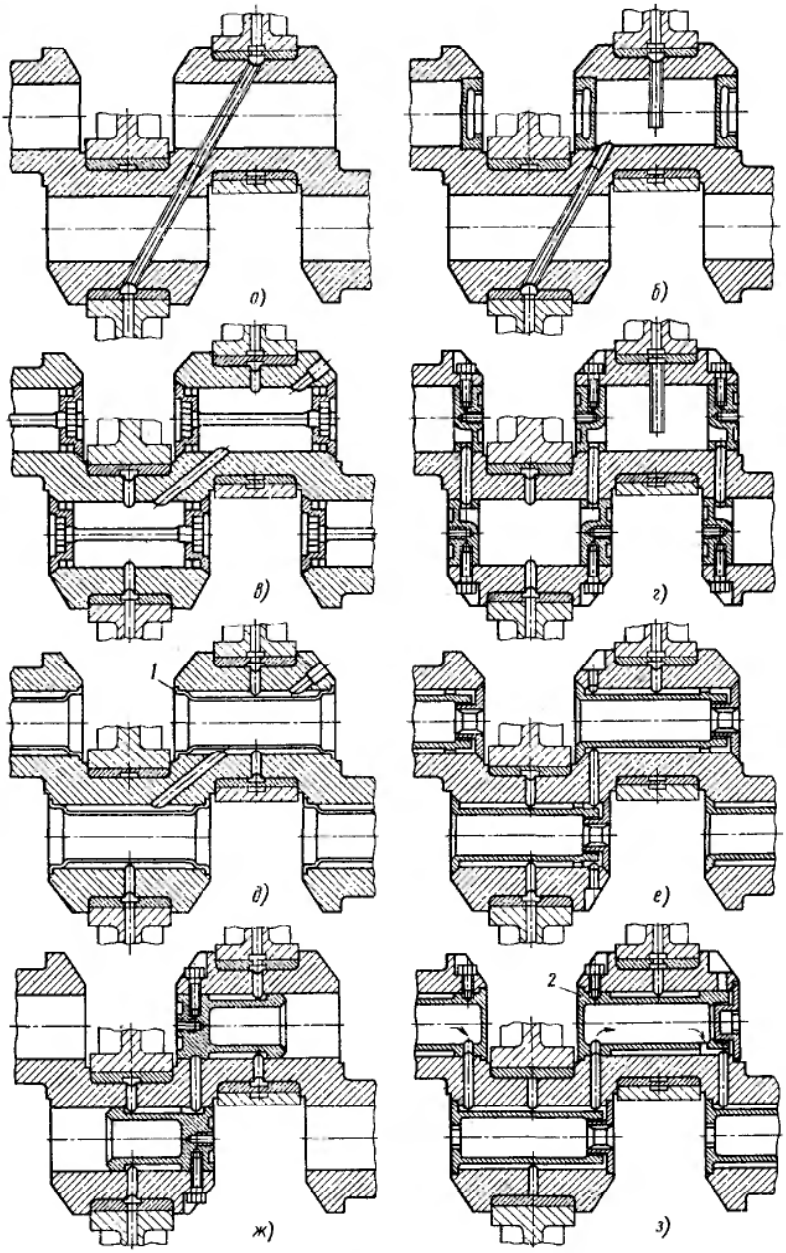


Рис. 714. Каналы для масла в коленчатых валах

масла к смазочным точкам в пусковые периоды. Прочистка масляной системы очень проста и осуществляется крацеванием трубок.

В конструкции *б* использовано вращение вала для центрифугирования масла. Масло из коренной опоры поступает по наклонной трубке в закрытую заглушками полость шатунной шейки, где подвергается центрифугированию. В шатунный подшипник масло подается по радиальной трубке, опущенной в полость шатунной шейки. Осадки остаются в верхней части полости. Недостаток конструкции – ослабление щек вала резьбой под заглушки.

В конструкции *в* полости коренных и шатунных шеек закрыты коническими заглушками; для облегчения притирки к седлам заглушки снабжены цилиндрическими выступами. Масло вводится по наклонным отверстиям, просверленным через верхние грани щек, затем поступает в шатунную шейку и подается в шатунные подшипники через радиальные отверстия. При расположении отверстий ниже оси шатунной шейки достигается определенный центрифугирующий эффект.

Масло, содержащееся в полостях коренных и шатунных шеек, обеспечивает питание в пусковые периоды.

В конструкции *г* заглушки из легкого сплава установлены по посадке $H7/j_s6$ в цилиндрические отверстия шеек и застопорены болтами. Для облегчения демонтажа в заглушках проделаны нарезные отверстия. Масло подается через прямые отверстия в щеках вала, сверление которых проще, чем сверление косых отверстий. Особенность данной конструкции заключается в том, что масло подводится в шатунную шейку с двух сторон, из обеих смежных коренных опор.

В конструкции *д* в полостях коренных и шатунных шеек для ускорения подачи в пусковые периоды установлены вытеснители – тонкостенные стальные гильзы *1*, укрепленные завальцовкой. Конструкция неразборная; масляную систему вала можно промывать только шприцеванием.

В конструкции *е* вытеснители разборные. Конструкции *д*, *е* применимы только в коленах, расположенных под углом одно к другому. При шейках, расположенных в линию (шатунные шейки средней опоры валов), устанавливать вытеснители затруднительно.

В конструкции *ж* применимы короткие легкосъемные вытеснители.

На виде *з* масло вводят через коренную опору передней или задней шейки и пропускают через вал, где оно подвергается центрифугированию последовательно во всех коленах. К коренным подшипникам масло подводится через радиальные сверления в вале. В шатунных шейках установлены патроны *2*, в которых скапливаются осадки. Патроны периодически снимают для очистки.

В смешанной системе масло подводят в каждую вторую коренную опору. В промежуточные коренные опоры, а также в шатунные шейки поступает центрифугированное масло.

УПОРНЫЕ ПОДШИПНИКИ

По функциональному признаку различают следующие упорные подшипники скольжения:

торцовые опоры, служащие для фиксации валов в осевом направлении и несущие незначительные нагрузки при умеренных частотах вращения;

упорные подшипники, предназначенные для восприятия больших осевых сил при повышенных частотах вращения.

Торцовые опоры выполняют в виде фланцев на втулках или шайб, опирающихся на торцы радиального подшипника. Смазка в них обычно полужидкостная.

Упорные подшипники делают в виде опор жидкостной смазки, гидродинамической или гидростатической.

Упорные подшипники, устанавливаемые на вертикальных валах, объединяют под общим названием подпятников.

Торцовые опоры

В простейших конструкциях торцовых опор несущей поверхностью служит фланец на втулке подшипника, в который упирается буртик (рис. 715, *а*) или насадной диск (вид *б*) вала.

Фланцы большого диаметра усложняют изготовление подшипников.

Если корпус подшипника изготовлен из твердого металла (сталь, чугун), то часто ограничиваются упором вала в обработанные торцы корпуса (вид *в*). В корпусах, изготовленных из мягких сплавов или металлов с плохими антифрикционными свойствами, на торцах подшипников устанавливают шайбы бронзовые (вид *г*) или биметаллические (вид *д*) – стальные диски с заливкой антифрикционным металлом.

Шайбы делают толщиной $(0{,}05-0{,}10)D$, где D – наружный диаметр шайбы (нижние пределы для шайб диаметром до 50 мм, верхние – больше 50 мм).

Толстые шайбы стопорят штифтами, запрессованными в корпус и входящими в отверстия (виды *г*, *д*) или пазы (вид *е*) шайбы. Концы штифтов утапливают по отношению к поверхности трения на величину $s > 0{,}5$ мм, учитывая возможность ее износа. Выходящие на поверхность трения кромки отверстия должны быть скруглены.

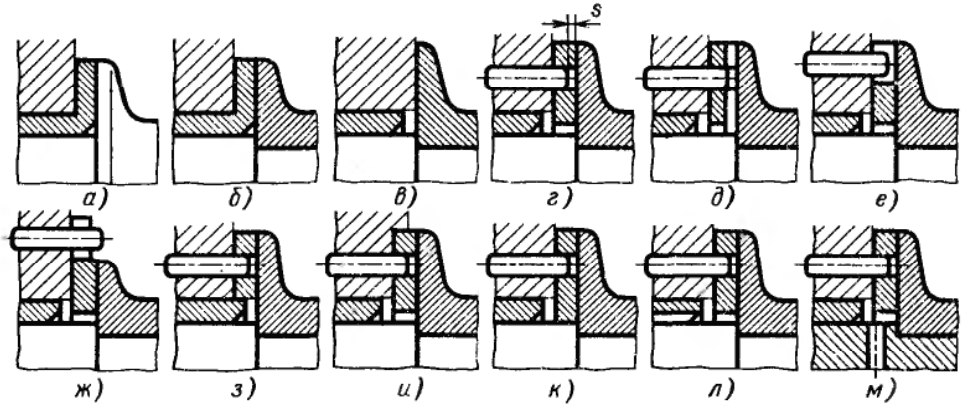


Рис. 715. Торцовые опоры

В конструкции *ж* штифт вынесен за пределы несущей поверхности, и, следовательно, высота его свободного конца не ограничена. Однако этот способ требует значительного увеличения диаметра шайбы.

Для фиксации шайбы в плоскости, перпендикулярной к оси вала, необходима установка двух диаметрально противоположных штифтов, а в конструкциях *е*, *ж* – трех штифтов, расположенных под углом 120°.

Если шайбы центрированы по втулке подшипника (вид *з*) или в корпусе (вид *и*), то достаточно одного стопорного штифта.

Центрирования шайбы по валу (вид *к*) следует избегать, так как крутящий момент трения, проворачивая шайбу относительно стопорного штифта, вызывает местный износ вала.

Поверхности трения упорных фланцев и шайб, работающих при небольших нагрузках, обычно смазывают маслом, вытекающим из торцов подшипника. Для увеличения прокачки масла в подшипниках проделывают продольные канавки (вид *л*) или подводят масло непосредственно под упорную шайбу из отверстия в вале (вид *м*).

Тонкостенные (1,5–2 мм) шайбы стопорят высечками на наружной (рис. 716, *а*, *б*), средней (вид *в*) или внутренней (виды *г*, *д*) окружностях шайбы, входящими в пазы корпуса (рис. 717, *а*–*ж*). Для центрирования шайб необходимо не менее трех пазов. При центрировании по втулке подшипника (рис. 717, *з*) достаточно одного паза.

На поверхностях трения (обычно на поверхности из мягкого материала) проделывают маслораспределительные канавки, сквозные (рис. 718, *а*) или глухие (вид *б*). Косые (вид *в*) и спиральные (вид *г*) канавки с наклоном по

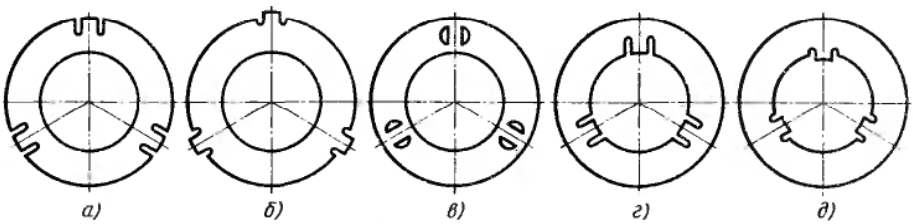


Рис. 716. Фиксация тонкостенных шайб

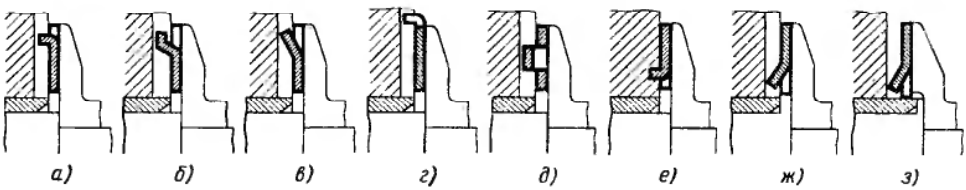


Рис. 717. Фиксация тонкостенных шайб

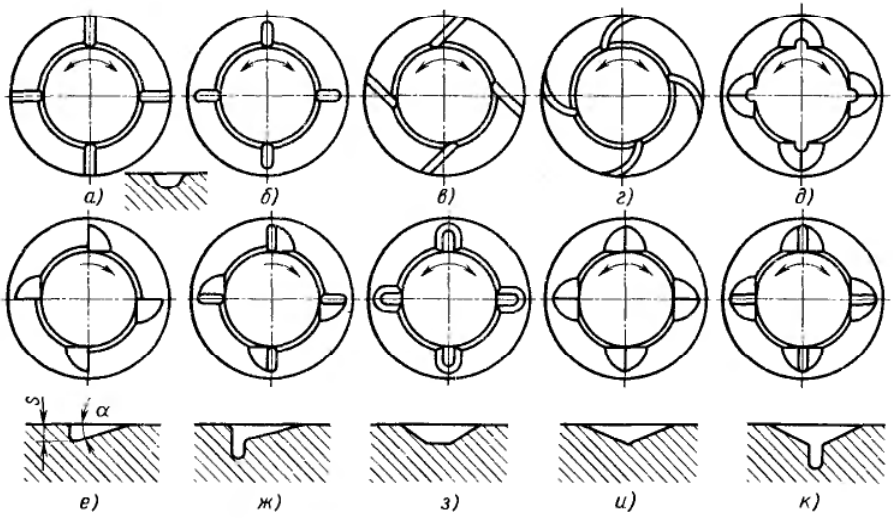


Рис. 718. Маслораспределительные канавки

направлению вращения увеличивают прокачку масла, а с противоположным наклоном – уменьшают.

Канавки делают глубиной $s = 0{,}3 \div 0{,}6$ мм для толстых и $s = 0{,}1 \div 0{,}3$ мм для тонких шайб (вид *е*) и снабжают скосами под углом $\alpha = 5 \div 15°$ по направлению вращения (виды *е*, *ж*). В реверсивных узлах скосы делают по обе стороны канавки (виды *д*, *з – к*).

Ошибочно считают, что эти скосы создают гидродинамический масляный клин. В действительности несущий масляный слой возникает лишь при углах наклона не более 5—10′, выполнимых только на шайбах большого диаметра.

Несущая способность торцовых опор (в Н)

$$P = [k][0{,}785(D^2 - d^2) - F],$$

где D и d – наружный и внутренний диаметры шайбы, мм; F – суммарная площадь маслораспределительных канавок, мм^2; $[k]$ – допустимая удельная нагрузка, $[k] = 0{,}1 \div 0{,}3$ МПа.

В ненагруженных торцовых опорах нередко возникают случайные, не поддающиеся определению нагрузки, обусловленные неточностями изготовления и монтажа (торцовое биение опорных поверхностей вала и подшипника, перекос вала и т. д.), вызывающие износ опорных поверхностей.

В конструкции *а* (рис. 719) прямозубое цилиндрическое колесо опертo на узкий кольцевой буртик подшипниковой втулки. Несмотря на отсутствие расчетных осевых сил (за исключением незначительного веса колеса), буртик быстро изнашивается. В правильной конструкции (вид *б*) втулка выполнена с фланцем большого диаметра.

В узле установки колеса на горизонтальной оси (вид *в*) ошибка, заключающаяся в недостаточности опорных поверхностей, усугублена тем, что одна из опорных поверхностей образована торцом кольцевой гайки, обеспечить перпендикулярность которого относительно оси подшипника практически невозможно.

В правильной конструкции (вид *г*) зубчатое колесо зафиксировано упором в шайбы большого диаметра.

Если колесо нагружено осевыми силами (случай косозубого зубчатого колеса, вид *д*), то обязательно применение антифрикционной пары (бронзовый фланец *1*, опирающийся на стальную шайбу *2*).

При двусторонней фиксации вала (фиксирующие подшипники) необходимо предусматривать осевой зазор для компенсации те-

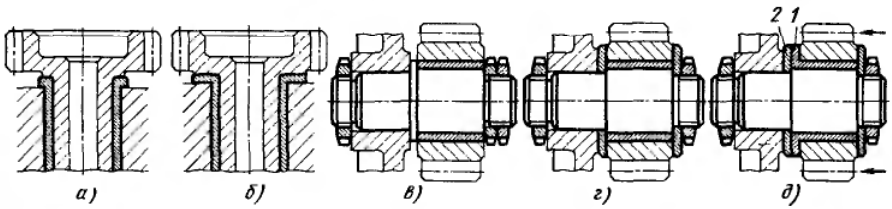


Рис. 719. Конструкции торцовых опор

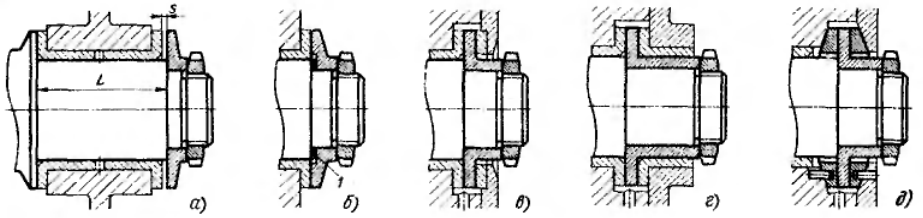


Рис. 720. Фиксирующие подшипники

пловых деформаций и колебаний осевых размеров вала и подшипника.

В узлах, работающих при умеренных температурах, зазор в среднем делают $s = (0{,}003 \div 0{,}005)L$, где L – длина подшипника (рис. 720, *а*).

Для подшипников, работающих при повышенных температурах и особенно установленных в корпусах из легких сплавов, к этой величине необходимо прибавить температурный зазор s_t, учитывающий изменение осевых размеров системы при нагреве:

$$s_t = L[\alpha_к(t_к - t_0) - \alpha_в(t_в - t_0)],$$

где L – длина подшипника, мм; $\alpha_к$ и $\alpha_в$ – коэффициенты линейного расширения материалов соответственно корпуса и вала; $t_к$ и $t_в$ – рабочие температуры соответственно корпуса и вала; t_0 – температура сборки.

Пусть $L = 100$ мм; $\alpha_к = 24 \cdot 10^{-6}$ (алюминиевый сплав); $\alpha_в = 11 \cdot 10^{-6}$ (сталь); $t_к = t_в = 90$°С; $t_0 = 20$°С. Тогда $s_t = 100(24 - 11) \cdot 10^{-6}(90 - 20) \approx 0{,}1$ мм.

Принимая холодный зазор $s = 0{,}003L = 0{,}3$ мм, находим общий зазор $s + s_t = 0{,}3 + 0{,}1 = 0{,}4$ мм.

При необходимости регулирования осевого зазора упорный диск устанавливают на калибровочных шайбах *1* (вид *б*).

Для точной фиксации применяют упорные шайбы двустороннего действия (виды *в*, *г*). Осевой зазор при этом может быть доведен до нескольких сотых миллиметра.

В сильно нагруженных подшипниках целесообразно применять сферические опорные шайбы (вид *д*).

Подшипники с плавающими шайбами

При повышенных частотах вращения, когда возникает опасность перегрева подшипника, применяют плавающие шайбы. В простейшем подшипнике одностороннего действия (рис. 721, *а*) бронзовая плавающая шайба *2* установлена между насадным диском *1* вала и стальным неподвижным диском *3*. Масло подводится через отверстие в вале и по клиновым выборкам в шайбе поступает на поверхности трения.

При очень высокой частоте вращения для уменьшения тепловыделения устанавливают последовательно несколько плавающих шайб.

В многодисковом подшипнике одностороннего действия (вид *б*) бронзовые плавающие шайбы *5* центрированы ступицами на штуцере *4*, запрессованном в вал. Между ними установлены стальные плавающие шайбы *6* с клиновыми выборками, центрированные по на-

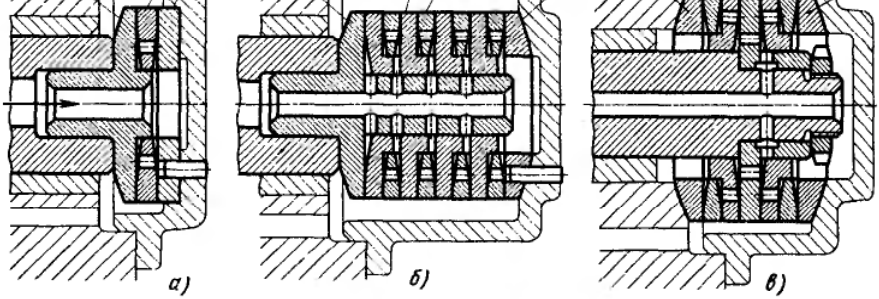


Рис. 721. Подшипники с плавающими шайбами

ружным поверхностям ступиц. Пакет шайб опирается с одной стороны на диск штуцера, а с другой – на бронзоаую шайбу 7 со сферической опорной поверхностью.

В подшипнике двустороннего действия (вид *в*) нагрузку воспринимают пакеты чередующихся бронзовых и стальных шайб, расположенные по обе стороны упорного диска *8* вала. Система замыкается бронзовыми самоустанавливающимися шайбами *9* и *10*.

Суммарное тепловыделение в подшипниках с плавающими дисками меньше, чем в подшипниках с неподвижной опорной поверхностью, в 2 раза при одном плавающем диске, в 3 раза при двух и т. д. Многодисковые подшипники могут работать при очень высокой частоте вращения (~ 20 000 об/мин).

Гребенчатые подшипники

Гребенчатый подшипник представляет собой ряд дисков, выполненных как одно целое с валом (рис. 722, *а*) или, чаще, на насадной втулке (вид *б*), входящих в кольцевые выточки корпуса, изготовленного из антифрикционного материала. В крупных подшипниках поверхности трения корпуса заливают баббитом или свинцовой бронзой. Между каждым диском и рабочими поверхностями оставляют зазор несколько сотых миллиметра.

Несущая способность подшипника (в предположении равномерного распределения нагрузки между дисками)

$$P = [k]\, z 0{,}785 (D^2 - d^2),$$

где D и d – наружный и внутренний диаметры поверхностей трения, м; $[k]$ – допустимая удельная нагрузка, Па; z – число поверхностей трения.

Масло подводят к каждой поверхности трения обычно по радиальным сверлениям в вале (рис. 722, *а*) или в насадной втулке (вид *б*). Должен быть обеспечен сток отработанного масла из каждой рабочей полости.

Конструкции *а*, *б* предназначены для радиальной сборки (корпус, разнимающийся в меридиональной плоскости). При осевой сборке диски вала и гребенки корпуса делают наборными (вид *в*). Масло подводят через торцовые канавки *h*, профрезерованные на дисках. Корпус сажают в постель жестко (виды *а* – *в*) или, предпочтительнее, на самоустанавливающихся опорах (вид *г*).

Основное условие правильной работы подшипника – одновременное прилегание всех дисков к опорным поверхностям – вызывает повышенные требования к точности обработки. Рабочие поверхности вала и корпуса обрабатывают гребенчатыми резцами и притирают в сборе. В конструкциях с наборными дисками осевые размеры дисков выполняют с жесткими допусками.

Подшипники со сферическими упорными поверхностями

Особый вид упорных подшипников представляют подшипники, воспринимающие нагрузку путем упора в сферу с центром по оси вращения вала. Так как площадка контакта очень мала, то скорость относительного движения в пятне контакта незначительна.

Несущая способность таких подшипников определяется контактными напряжениями, которые зависят от формы соприкасающихся поверхностей. Наиболее высокие напряжения возникают при контакте двух сфер, меньшие – при контакте плоской поверхности со сферой и наиболее низкие – при контакте сферы со сферической вогнутой поверхностью радиусом, равным $1{,}01 - 1{,}02R$ сферы. Во всех случаях напряжения уменьшаются с увеличением диаметра сфер.

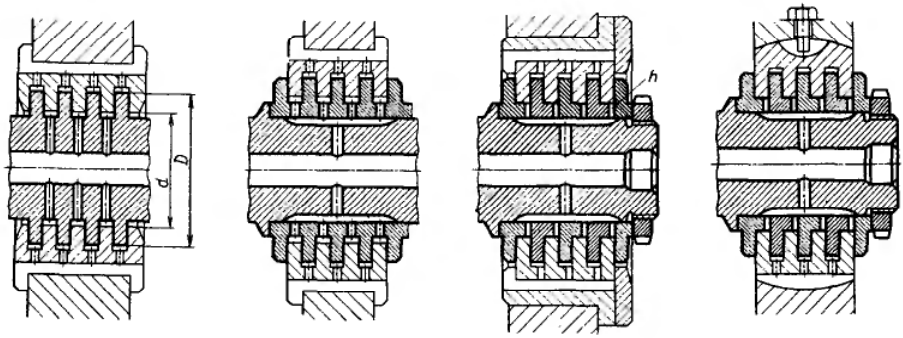


Рис. 722. Гребенчатые подшипники

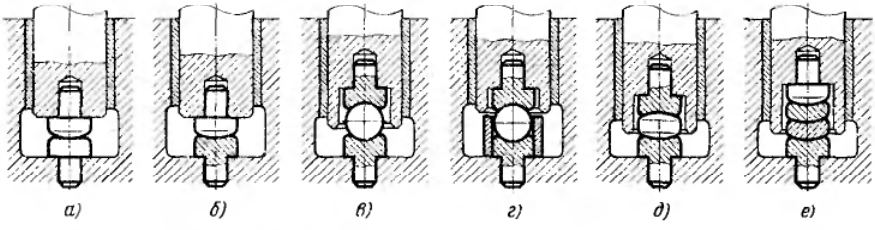


Рис. 723. Подпятники со сферическими упорными поверхностями

Опорные тела изготовляют из шарикоподшипниковых сталей типа ШХ15, ШХ15СГ и подвергают термической обработке до твердости HRC 62–65.

Допустимую нагрузку на сферы принимают в пределах 0,01 – 0,02 от разрушающей нагрузки при сжатии. Для сферы диаметром, например, 10 мм разрушающая нагрузка при сжатии между двумя плоскостями равна 500 кН; допустимая нагрузка $(0{,}01 \div 0{,}02)\,500 = 5 \div 10$ кН.

Разновидности сферических упоров представлены на рис. 723. В конструкции *а* сферический наконечник, запрессованный в вал, опирается на плоскую пяту, установленную в корпусе. Конструкция *б* со сферической пятой отличается более высокой несущей способностью. Конструкция *в* с полной сферой обладает тем преимуществом, что сфера вследствие практически всегда имеющейся несоосности опорных поверхностей проворачивается при работе и износ распределяется достаточно равномерно по поверхности сферы. В конструкции *г* сфера дополнительно фиксируется с помощью втулки, центрируемой по нижней пяте.

В конструкции *д* с плавающим сухарем и упорными сферическими поверхностями большого радиуса скорость относительного движения на площадках контакта уменьшается примерно в 2 раза. Опоры, предназначенные для восприятия больших осевых сил при повышенных частотах вращения, выполняют в виде пакета самоцентрирующихся плавающих менисковых шайб (вид *е*).

Подшипники со сферическими опорами применяют при односторонней нагрузке преимущественно в узлах с вертикальными валами, где легче обеспечить самоцентрирование сферических тел трения.

Гидравлические подпятники

В гидравлических подпятниках осевую нагрузку воспринимает масляная подушка в замкнутой полости, питаемой насосом. Вал поддерживается в постоянном вертикальном положении посредством маслораспределительных устройств.

В простейшей конструкции (рис. 724, *а*) масло подается в кольцевую канавку *m* подпятника, откуда через лыску *n* и радиальное отверстие в вале поступает в замкнутое пространство под торцом вала. Положение, изображенное на рисунке (кромка лыски касается кромки кольцевой канавки), является равновесным: маслоподводящая канавка перекрыта; масло под торец вала не подается. При опускании вала радиальное отверстие сообщается с кольцевой канавкой, масло поступает под торец вала, возвращая его в исходное положение. Таким образом, вал непрерывно колеблется с небольшой амплитудой возле равновесного положения.

Лыска, обеспечивающая открытие сразу больших сечений, способствует уменьшению амплитуды колебаний.

Упорная шайба *1*, расположенная с небольшим зазором относительно фланца подпятника, служит для фиксации вала на стоянках.

В конструкции *б* подпитка масляной подушки осуществляется посредством игольчатого

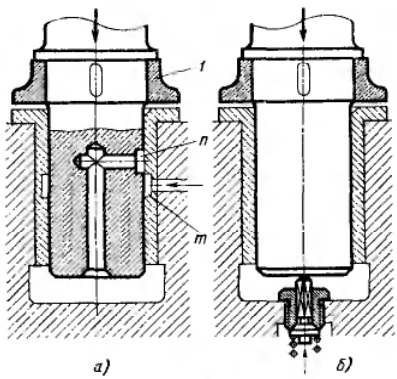


Рис. 724. Гидравлические подпятники

клапана, управляемого валом. Равновесным является положение, когда торец вала слегка прикасается к хвостовику клапана, находящегося в закрытом состоянии. При опускании вал открывает клапан, и масло поступает в полость, возвращая вал в исходное положение.

Несущая способность гидравлических подпятников зависит от давления подачи масла и площади сечения вала. При давлении 3 – 4 МПа нагружаемость сравнима с несущей способностью механических подпятников тех же радиальных размеров.

Если диаметр $d = 50$ мм, давление подачи $p = 3$ МПа, то несущая способность $P = 0{,}785 d^2 p = 0{,}785 \cdot 50^2 \cdot 3 = 6$ кН.

Трение (имеется в виду трение по масляной подушке) незначительно.

Если масляная подушка питается от насоса с независимым приводом, то в периоды пуска и выбега полужидкостное трение на шайбе *1* отсутствует.

Недостатками гидравлических подпятников являются высокое давление масла, относительно большая затрата мощности на создание масляной подушки и недостаточно точная фиксация вала в осевом направлении.

Гидравлические подпятники применяют для валов небольшого диаметра (в среднем до 50 мм), нагруженных силами до 10 кН. При больших нагрузках целесообразно применять энергетически более выгодные гидростатические подшипники (см. с. 399).

Гидродинамические упорные подшипники

Подшипники с наклонными несущими поверхностями

Схема подшипников с наклонной несущей поверхностью показана на рис. 725. Плоскость *1* движется со скоростью v относительно неподвижной поверхности *2* длиной L и шириной B, наклоненной под углом α. Масло, увлекаемое плоскостью, попадая в суживающийся зазор, стремится растечься к боковым торцам и входной кромке поверхности *2*. Силы вязкости масла, препятствующие течению, вызывают повышение давления в масляном слое (эпюр сверху). Оставшееся после истечения масло, проходя через самое узкое место зазора, отодвигает плоскость *1* от наклонной поверхности, создавая непрерывно возобновляемый масляный слой, минимальная толщина которого равна h_0. Силы, развивающиеся в масляном слое, позволяет системе выдерживать нагрузки, перпендикулярные к направлению движения. Равнодействующая

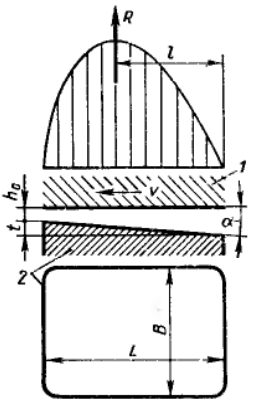


Рис. 725. Схема подпятника с наклонной несущей поверхностью

R сил давления масляного слоя находится на расстоянии $l = (0{,}55 \div 0{,}65) L$ от передней кромки наклонной поверхности.

Обязательное условие образования масляного клина – плавное закругление передней (по направлению движения) кромки несущей поверхности.

Минимальная толщина h_0 масляного слоя пропорциональна вязкости масла η, скорости движения v, обратно пропорциональна нагрузке P и зависит от отношения L/B и угла наклона α. Если h_0 превышает критическую величину $h_{кр}$, при которой возможно соприкосновение металлических поверхностей, то в подшипнике происходит чисто жидкостная смазка.

Как показывает теория, несущая способность определяется безразмерным фактором (число Гюмбеля)

$$\text{Gü} = \frac{Ph_0^2}{\eta v L B^2} = \frac{kh_0^2}{\eta v B}, \qquad (270)$$

где P – осевая нагрузка, Н; η – вязкость масла, Па·с; v – скорость движения, м/с; L и B – соответственно длина и ширина наклонной поверхности, м; h_0 – минимальная толщина масляного слоя, м; $k = P/LB$ – удельная нагрузка, Па.

Несущая способность подшипника согласно уравнению (270)

$$P = \text{Gü} \frac{\eta v L B^2}{h_0^2}. \qquad (271)$$

На рис. 726 приведена для различных L/B зависимость величины Gü от h_0/t, где t – максимальная высота скоса. Значение Cü (а следовательно, и несущая способность подшипника) максимально (Gü = 0,07) при $h_0/t = 0{,}8$ и $L/B = 1$. Коэффициент трения при этом близок к минимальному.

Небольшие отклонения от оптимальных значений существенно не влияют на величину

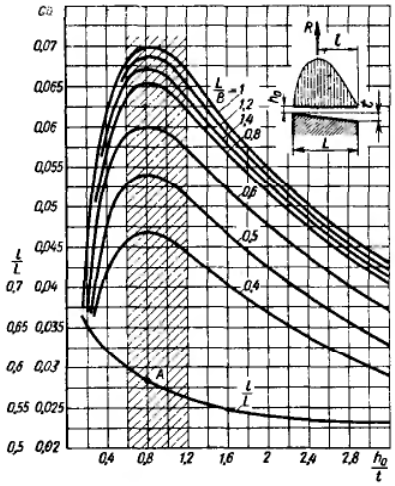


Рис. 726. Зависимость Gü от h_0/t при различных L/B

Cü. При $h_0/t = 0{,}6 \div 1{,}2$ (заштрихованная область на графике) и $L/B = 1 \div 1{,}4$ величина Cü колеблется в пределах 0,065 – 0,070. Этих значений h_0/t, L/B и следует придерживаться при проектировании.

На том же графике построена кривая l/L (l – расстояние равнодействующей сил давления от передней кромки наклонной поверхности). При оптимальном значении $h_0/t = 0{,}8$ (точка A) отношение $l/L = 0{,}58$.

В подшипниках описываемого типа (t = const) отношение h_0/t, а с ним и Gü изменяются при колебаниях рабочего режима вследствие изменения h_0. Опасно уменьшение h_0 (увеличение нагрузки, падение вязкости масла), поэтому для создания резерва несущей способности целесообразно при расчете на номинальном режиме применять несколько повышенные значения $h_0/t = 1 \div 1{,}2$ с тем, чтобы при увеличении нагрузки подшипник переходил в оптимальный режим.

Коэффициент трения

$$f = 3\sqrt{\frac{\eta v}{kB}} = 3\frac{h_0}{B}\sqrt{\frac{1}{\text{Gü}}}. \qquad (272)$$

Мощность потерь на трение

$$N = Pfv = 3Pv\sqrt{\frac{\eta v}{kB}}. \qquad (273)$$

Секундное тепловыделение

$$R = N. \qquad (274)$$

Секундное истечение масла из-под наклонной поверхности

$$Q = 0{,}7Bvh_0. \qquad (275)$$

Уравнение теплового баланса (в предположении, что вся теплота поглощается маслом)

$$R = Q\rho c(t - t_0), \qquad (276)$$

где ρ – плотность масла, кг/м^3; c – удельная теплоемкость масла, Дж/(кг·°С); t_0 и t – температура масла соответственно на входе и выходе из подшипника.

Средняя температура масляного слоя

$$t_{ср} = 0{,}5(t + t_0). \qquad (277)$$

В дисковых упорных подшипниках наклонные поверхности выполняют в виде сегментов, разделенных маслоподводящими канавками (рис. 727). Обычно число сегментов 6 – 8.

Ширина сегмента

$$B = 0{,}5(D - d), \qquad (278)$$

где D и d – наружный и внутренний диаметры диска.

Скорость по средней окружности

$$v = \frac{\omega d_{ср}}{2} = \frac{\pi n d_{ср}}{60},$$

где ω – угловая скорость вала, рад/с; n – частота вращения вала, об/мин.

Длина сегмента по средней окружности

$$L = \frac{\pi d_{ср}\beta}{z} = \frac{\pi(D + d)\beta}{2z}, \qquad (279)$$

где z – число сегментов; β – коэффициент использования поверхности;

$$\beta = \frac{\pi d_{ср} - zm}{\pi d_{ср}} = 1 - \frac{zm}{\pi d_{ср}}, \qquad (280)$$

где m – ширина маслоподводящих канавок по средней окружности (с учетом галтелей на кромках канавок). Обычно $\beta = 0{,}8 \div 0{,}85$.

Из уравнений (278) и (279) получаем

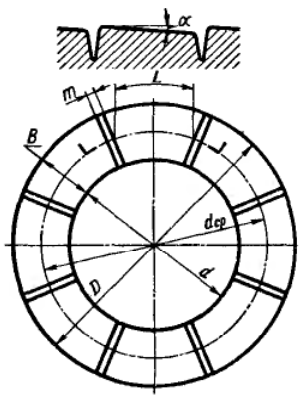


Рис. 727. Схема дискового упорного подшипника

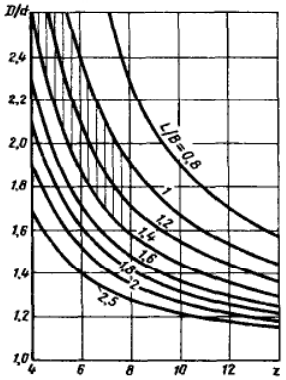


Рис. 728. Зависимость D/d от z при различных L/B

$$\frac{D}{d}=\frac{\dfrac{L}{B}\dfrac{z}{\pi\beta}+1}{\dfrac{L}{B}\dfrac{z}{\pi\beta}-1}. \qquad (281)$$

На основании этого выражения построен график (рис. 728) зависимости D/d от z при различных отношениях L/B (принято $\beta=0{,}85$). Область наиболее употребительных значений L/B и D/d заштрихована.

Суммарная несущая способность опоры согласно уравнению (271)

$$P=\frac{z\eta v LB^2}{h_0^2}\text{Gü}=\frac{\eta n\beta F^2}{60h_0^2}\text{Gü} \qquad (282)$$

или

$$P=0{,}017\frac{\eta nF^2\beta}{h_0^2}\text{Gü}, \qquad (283)$$

где η – вязкость масла, Па·с; F – несущая площадь подшипника, м^2; h_0 – минимальный зазор, мкм; n – частота вращения вала, об/мин.

Значения Gü находят по графику (см. рис. 726) в зависимости от принятых h_0/t и L/B. При оптимальных значениях $h_0/t=0{,}6\div1$ и $L/B=1$ (Cü = 0,07) формула (283) принимает вид

$$P=1{,}2\cdot10^{-3}\frac{\eta nF^2\beta}{h_0^2}, \qquad (284)$$

где обозначения те же, что в формуле (283).

Как видно из выражений (283) и (284), нагружаемость опоры существенно повышается с увеличением несущей площади F и уменьшением минимального зазора h_0.

Угол α наклона несущей поверхности определяется из выражения

$$\operatorname{tg}\alpha=\frac{t}{L}. \qquad (285)$$

При оптимальном значении $t=1{,}25\ h_0$

$$\operatorname{tg}\alpha=\frac{1{,}25h_0}{L}. \qquad (286)$$

При обычных в дисковых опорах отношениях $h_0/L=0{,}00025\div0{,}00050$

$$\operatorname{tg}\alpha=0{,}0003\div0{,}0010\ (\alpha=1\div4').$$

При проектировочном расчете обычно бывают заданы нагрузка P, частота вращения n, вязкость масла η; требуется найти размеры опоры.

Минимальную величину h_0 (мкм), обеспечивающую жидкостную смазку, определяют по эмпирической формуле

$$h_0=a\sqrt{d_{ср}}. \qquad (287)$$

При тщательном изготовлении и сборке $a=0{,}7\div1$; для опор нормальной точности $a=1\div1{,}5$.

Задаваясь приблизительным значением $d_{ср}$, определяют по этой формуле h_0 и, принимая предварительно $\beta=0{,}85$, находят по формуле (283) несущую площадь подшипника F.

Выбирая d по конструктивным соображениям, вычисляют отношение D/d по формуле

$$F=\frac{\pi}{4}\beta d^2\left[\left(\frac{D}{d}\right)^2-1\right] \qquad (288)$$

и по графику рис. 728 определяют ближайшее целое число сегментов z (желательно четное), обеспечивающее приемлемые значения $L/B=1\div1{,}4$.

После этого уточняют величину β и при необходимости производят перерасчет.

Наружный диаметр

$$D=(D/d)d.$$

Средний диаметр

$$d_{ср}=0{,}5(D+d).$$

Если величина $d_{ср}$ значительно отличается от значения, принятого при определении h_0 по формуле (283), то производят перерасчет.

Удельная нагрузка на несущих поверхностях

$$k=\frac{P}{zBL}.$$

В исполненных конструкциях удельная нагрузка в среднем составляет 2–5 МПа, а при тщательном изготовлении и монтаже достигает 10 МПа.

Согласно формуле (272) коэффициент трения

$$f=6{,}8\cdot10^{-1}\sqrt{\frac{\eta nd_{ср}}{kB}}=3\frac{h_0}{B}\sqrt{\frac{1}{\text{Gü}}}. \qquad (289)$$

Угол наклона α по формуле (285)

$$\operatorname{tg}\alpha=\frac{t}{L}=\frac{h_0}{L(h_0/t)}. \qquad (290)$$

При проверочном расчете (заданы размеры и режим подшипника) определяют величину h_0 и сравнивают ее с допустимым значением по формуле (287).

Тепловой расчет ведут методом последовательного приближения. Задаются пробным значением средней температуры масляного слоя, находят (для заданного сорта масла) рабочую вязкость масла и вычисляют секундное тепловыделение по формуле (274).

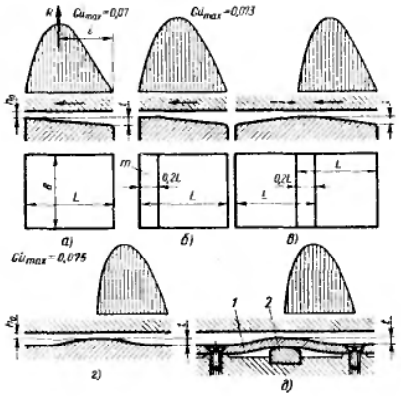


Рис. 729. Схемы подшипников с наклонными опорными поверхностями

Суммарное секундное истечение масла

$$Q' = zQ, \qquad (291)$$

где z – число сегментов; Q – истечение масла из-под сегмента, определяемое по формуле (275).

По уравнениям (276) и (277) находят среднюю температуру $t_{ср}$ масляного слоя. Если полученное значение $t_{ср}$ отличается от предварительного, расчет ведут вновь до совпадения.

Основные разновидности подшипников с наклонными опорными поверхностями показаны на рис. 729, *а–д*. На схемах приведены максимальные значения Gü.

Для облегчения изготовления сегменты обычно выполняют с плоскими площадками m (вид *б*), являющимися базой для обработки наклонных поверхностей. Гидродинамически оптимальная ширина площадки $0{,}2L$. Остальные геометрические соотношения, несущая способность, а также порядок расчета сегментов с плоскими площадками такие же, как для наклонных сегментов.

Сегменты реверсивных опор выполняют с двумя симметричными скосами противоположного наклона (вид *в*). Несущая способность

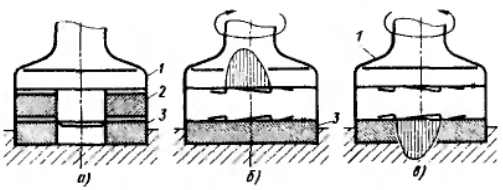


Рис. 730. Реверсивный подшипник с промежуточной плавающей шайбой

их приблизительно в 2 раза меньше, чем сегментов с односторонним скосом. Коэффициент трения выше, чем у одноклиновых опор.

$$f = 5{,}2\sqrt{\frac{\eta v}{kB}}.$$

Реверсивные подшипники синусоидального профиля (вид *г*) при одинаковом h_0/t обладают несколько большей несущей способностью, чем подшипники с двусторонними скосами. Механическая обработка их значительно сложнее. В конструкции *д* волнистость создается упругой деформацией несущего диска *1* посредством клиньев *2*. Конструкция допускает регулирование величины t.

Целесообразнее реверсивные опоры с промежуточной плавающей шайбой *2* (рис. 730, *а*), установленной между упорным диском *1* вала и неподвижной опорной поверхностью *3*. На верхней и нижней поверхностях шайбы проделаны зеркально обращенные скосы. При вращении упорного диска по часовой стрелке (вид *б*) масляные клинья образуются на верхней стороне шайбы. На противоположной стороне, где гидродинамический эффект отсутствует, возникает полужидкостная смазка, удерживающая шайбу относительно опорной поверхности *3*.

При вращении вала в обратном направлении (вид *в*) шайба вращается вместе с упорным диском *1* вала по масляным клиньям, образующимся на поверхности *3*.

Несущие поверхности подшипников небольшого и среднего размеров выполняют в виде дисков из антифрикционной бронзы с фрезерованными наклонными площадками и маслораспределительными канавками. В серийном

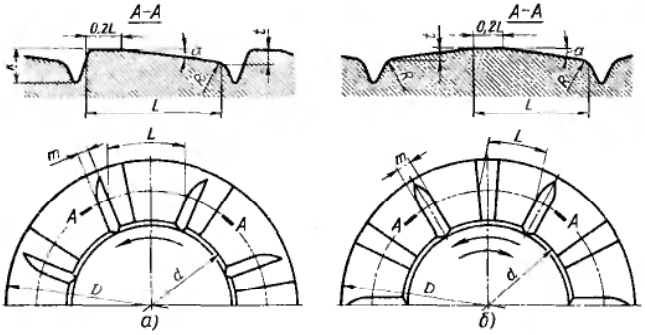


Рис. 731. Диски с наклонными несущими поверхностями

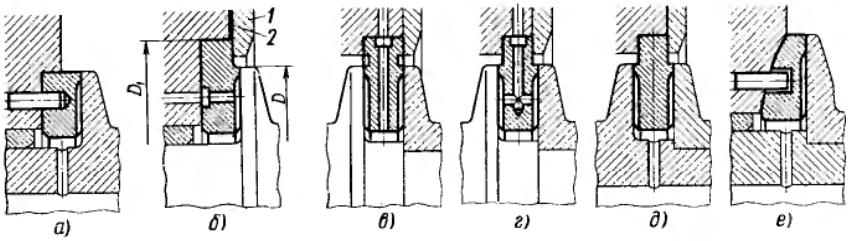


Рис. 732. Установка дисков в корпусах

производстве рабочие поверхности изготовляют холодной калибровочной штамповкой, которая обеспечивает высокую точность и малую шероховатость поверхностей.

Несущие поверхности подшипников с постоянным направлением вращения делают с односторонними скосами (рис. 731, *а*), реверсивных подшипников – с двусторонними (вид *б*).

Глубина маслоподводящих канавок $к = 1 \div 1{,}5$ мм; ширина $m = 2 \div 5$ мм. Кромки канавок скругляют плавными галтелями; на внутренней окружности дисков снимают фаски под углом 45° с катетом, по меньшей мере равным m.

Диски подшипников, несущих нагрузку постоянного направления, центрируют в корпусе по наружному диаметру и стопорят от вращения штифтами (рис. 732, *а*). При наличии в системе осевого зазора целесообразнее крепить диск затяжкой с помощью шайбы *1* (вид *б*), устанавливаемой на упругой прокладке *2*. Центрирующий диаметр D_1 при этом должен быть больше диаметра D рабочей поверхности.

Масло подводят к рабочим поверхностям через вал (вид *а*) или корпус (вид *б*).

Диски подшипников двустороннего действия крепят обычно затяжкой. Для выхода масла предусмотрены кольцевые канавки (вид *в*) или рабочие поверхности делают выше крепежных (вид *г*).

Масло подводят из корпуса по радиальным отверстиям в диске (виды *в*, *г*) или через вал (вид *д*).

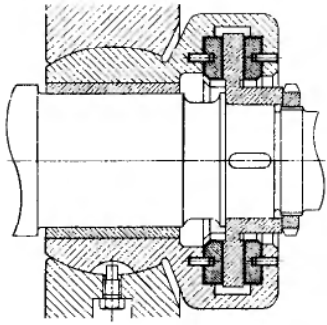


Рис. 733. Самоустанавливающийся сегментный подшипник двустороннего действия

Для устранения перекосов опорные шайбы целесообразно устанавливать на сферах (вид *е*).

В крупных подшипниках сегменты делают наборными (рис. 733); рабочую поверхность сегментов заливают баббитом или свинцовой бронзой.

Одно- и двухклиновые упорные подшипники

Простейший способ образования одноклиновых опор состоит в придании поверхности диска *1* (рис. 734, *а*) или опорной шайбы *2* (вид *б*) регламентированного перекоса относительно плоскости вращения. Между поверхностями образуется клиновидный зазор, расширяющийся в окружном направлении по обе сто-

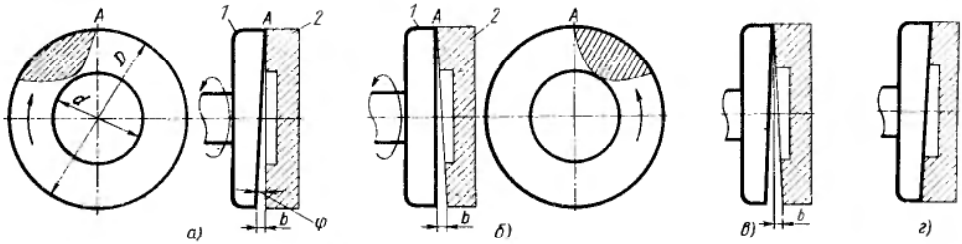


Рис. 734. Одноклиновые опоры с косыми поверхностями

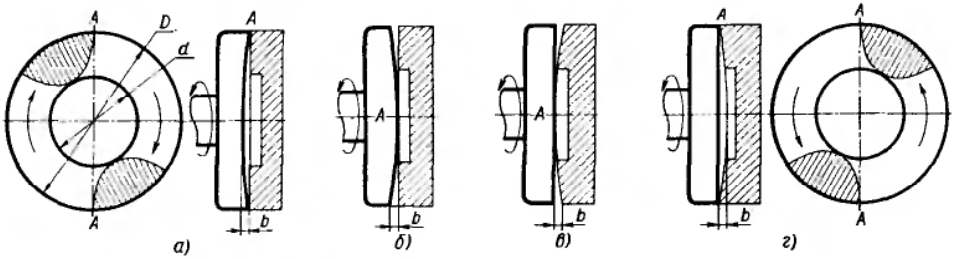


Рис. 735. Двухклиновые опоры с цилиндрическими поверхностями

роны от точки A наибольшего сближения поверхностей и в радиальном направлении по мере приближения к центру. Если угол клина по окружности достаточно мал, то в суживающейся по направлению вращения части зазора возникает гидродинамическое давление, распространяющееся на угол $\sim 60^\circ$ от точки A в сторону, противоположную вращению (заштрихованные площадки). Давление максимально в точке A и падает в окружном и радиальном направлениях по мере увеличения зазора.

При косом диске зона давления перемещается вместе с валом относительно шайбы, а при косой шайбе неподвижна.

Масло обычно вводят через центральное отверстие в вале или шайбе.

Наклон поверхностей определяется условием равенства угла клина по окружности гидродинамическому углу α ($\operatorname{tg}\alpha = 0{,}0003 \div 0{,}001$).

Торцовое биение b диска (или шайбы)

$$b = \frac{\pi D}{2} \operatorname{tg}\alpha.$$

Угол φ перекоса шайбы

$$\operatorname{tg}\varphi = \frac{b}{D} = \frac{\pi}{2} \operatorname{tg}\alpha. \qquad (292)$$

Если, например, $\operatorname{tg}\alpha = 0{,}0006$ и $D = 100$ мм, то $\operatorname{tg}\varphi = 1{,}57 \cdot 0{,}0006 \approx 0{,}001$; $b = 0{,}001 \cdot 100 = 0{,}1$ мм.

Поверхность, сопряженная с наклонной поверхностью, должна быть строго перпендикулярна к оси вращения. Если обе поверхности выполнены с наклоном (рис. 734, *в*), то вал приобретает колебания в осевом направлении с амплитудой b и с частотой, равной частоте вращения.

Если углы наклона поверхностей диска и шайбы близки по абсолютной величине, то один раз за каждый оборот (при совпадении наклонов) клиновидность зазора становится равной нулю (вид *г*), вследствие чего в подшипнике периодически возникает полужидкостная смазка.

Недостатком одноклиновых подшипников является эксцентричное приложение равнодействующей сил давления масляного слоя (эксцентриситет в среднем равен $0{,}8D/2$). Вал подвергается изгибающему моменту $M_{изг} \approx 0{,}4PD$ (где P – осевая сила) в плоскости при косом диске – неподвижной, а при косой шайбе – вращающейся относительно вала.

Центральное приложение силы обеспечивают **двухклиновые опоры**. Наиболее простой способ образования двух клиньев – придание поверхности диска или шайбы слегка вогнутой (рис. 735, *а*, *г*) или выпуклой (виды *б*, *в*) цилиндрической формы. Зоны давления при этом расположены симметрично в квадрантах, примыкающих к точкам A наибольшего сближения со стороны, противоположной направлению вращения. Величина b в этих подшипниках должна быть вдвое меньше, чем в одноклиновых. Плоские поверхности должны быть строго перпендикулярны к оси вращения.

Подшипники этих типов используют для восприятия небольших нагрузок, когда применение более сложных многоклиновых опор экономически не оправдано.

Другой способ образования масляных клиньев – установка опорных шайб на сфере. Масляный клин образуется в результате наклона шайбы при ее перемещении в сферическом ложе.

Наиболее простой способ получения наклона заключается в регламентированном смещении оси стопорного штифта на ложе относительно оси гнезда под штифт на шайбе.

Если расположить ось стопора выше оси гнезда на Δh (рис. 736, *а*), то шайба при установке на штифт приподнимается по ложу, причем образуется зазор, клиновидно расширяющийся от точки A наибольшего сближения шайбы и диска (вид *б*). В квадранте, примыкающем к точке A со стороны набегания диска, образуется зона давления (вид *в*).

Если стопор расположен ниже центра гнезда, то шайба при установке опускается по ложу, и клиновидный зазор образуется на нижней стороне шайбы.

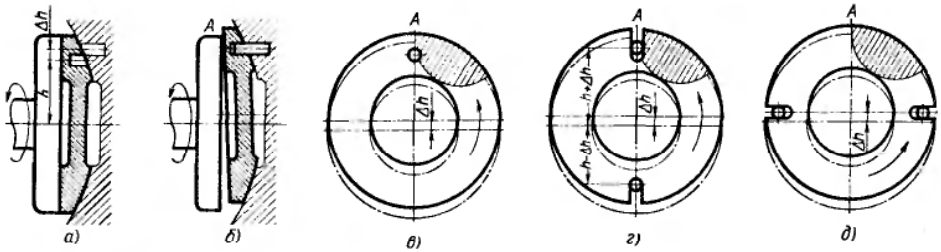


Рис. 736. Схема образования масляного клина в подшипниках со сферической опорой

При стопорении двумя штифтами, входящими в пазы шайбы, наклон достигается смещением штифтов на расстояние Δh по отношению к центру ложа (вид *г*) или сдвигом штифтов на Δh по отношению к горизонтальной оси ложа (вид *д*).

Определим величину Δh, обеспечивающую создание гидродинамического клина.

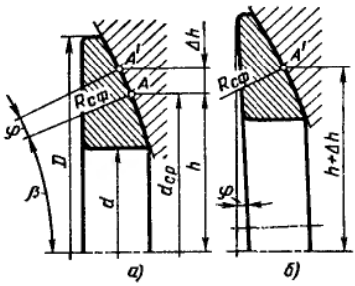


Рис. 737. К определению Δh

Пусть расстояние центра гнезда (точка *A*, рис. 737, *а*) от оси шайбы

$$h = R_{сф} \sin\beta = aD \sin\beta, \qquad (293)$$

где β – номинальный угол установки штифта; $R_{сф}$ – радиус сферы; $a = R_{сф}/D$ – отношение радиуса сферы к диаметру D шайбы ($a = 0{,}8 \div 1$).

При обычном расположении штифта по средней окружности шайбы

$$h = 0{,}5 d_{ср} = 0{,}25(D + d),$$

и согласно формуле (293)

$$\sin\beta = \frac{h}{R_{сф}} = \frac{0{,}25(1 + d/D)}{a}.$$

Пусть центр штифта (точка *A*) расположен со смещением Δh, т. е. на расстоянии $h + \Delta h$ от оси ложа. При установке на штнфт (совмещение точек *A* и *A'*, вид *б*) шайба перекашивается на угол φ, определяемый из выражения

$$\sin(\beta + \varphi) = \frac{h + \Delta h}{aD}.$$

Подставляя в это выражение значение h из уравнения (293), получаем

$$\Delta h = aD[\sin(\beta + \varphi) - \sin\beta]. \qquad (294)$$

Для создания гидродинамического клина должно быть выдержано условие

$$\operatorname{tg}\varphi = 0{,}5\pi \operatorname{tg}\alpha,$$

где α – гидродинамический угол ($\operatorname{tg}\alpha = 0{,}0003 \div 0{,}001$).

Пусть $D = 100$ мм; $d/D = 0{,}5$; $a = 1$ и $\operatorname{tg}\alpha = 0{,}0006$ ($\alpha = 2'20''$). Тогда

$$\sin\beta = 0{,}25(1 + 0{,}5) = 0{,}375 \quad (\beta = 22°);$$

$$\operatorname{tg}\varphi = 1{,}57 \cdot 0{,}0006 \approx 0{,}001 \quad (\varphi = 3'30'').$$

Из выражения (294) получаем

$$\Delta h = aD[\sin(\beta + \varphi) - \sin\beta] =$$

$$= 100[\sin 22°3'30'' - \sin 22°] =$$

$$= 100(0{,}376 - 0{,}375) = 100 \cdot 0{,}001 = 0{,}1 \text{ мм}.$$

Таким образом, смещение, необходимое для создания гидродинамического клина, весьма незначительно и при рядовой точности изготовления лежит в пределах допусков. В исполненных конструкциях почти всегда наблюдается смещение такого порядка

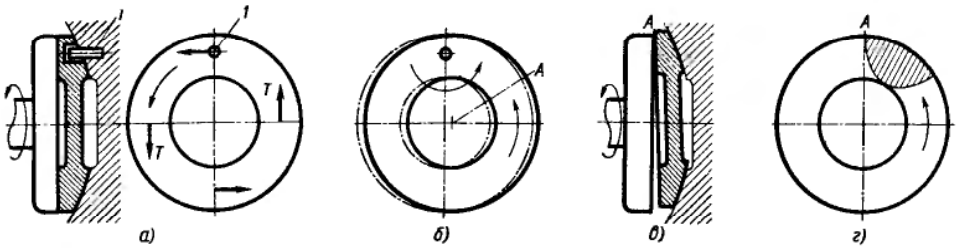


Рис. 738. Схема образования масляного клина под действием сил трения

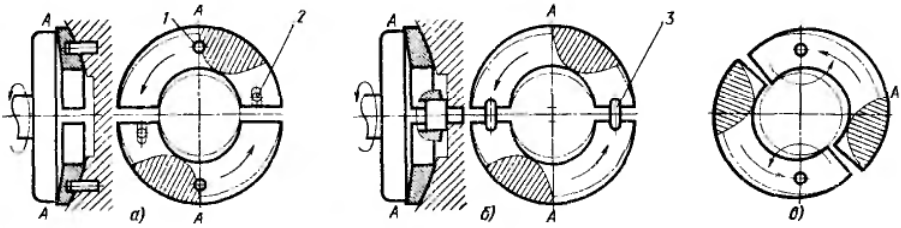


Рис. 739. Двухклиновые подшипники на сферических опорах

и, следовательно, в большей или меньшей степени обеспечивается гидродинамическая смазка. Главным образом этим и объясняется давно замеченная, но не находившая объяснения повышенная несущая способность шайб на сферических опорах. Регламентируя смещение, можно обеспечить устойчивую гидродинамическую смазку с оптимальными параметрами.

При стопорении сферических шайб одним штифтом гидродинамический клин создается также в результате перемещения шайбы силами трения.

Шайба, застопоренная штифтом *1* (рис. 738, *а*), под действием сил трения *T* поворачивается вокруг штифта в сторону, противоположную вращению (вид *б*), и, перемещаясь по сферической поверхности, перекашивается, причем на участке *A* (вид *в*) край ее приподнимается, а в смежном квадранте, на стороне набегания диска, образуется зона давления (вид *г*).

Степень клиновидности зависит от соотношения момента сил трения и осевой нагрузки, стремящейся вернуть шайбу в центральное положение.

Недостатком сферических шайб является эксцентричное приложение равнодействующей сил давления масляного слоя. В двухклиновых опорах шайбы разрезают в экваториальной плоскости (рис. 739, *а*), обеспечивая клиновидность разносом стопорных штифтов *1* (штифты *2* предотвращают проворачивание полушайб), раздвижением полушайб с помощью штифтов *3*, установленных в разрезе (вид *б*), или используя поворот полушайб силами трения (вид *в*).

Конструктивный пример упорного подшипника со сферической шайбой показан на рис. 740.

Отношение d/D обычно принимают равным 0,5. Радиус сферы $R_{сф} = (0{,}8 \div 1)\,D$. При бо́льших значениях $R_{сф}$ затрудняется самоустанавливаемость, а при меньших осевые размеры опоры значительно увеличиваются.

Обязателен подвод масла к поверхности сферы. На рабочей поверхности шайб проделывают маслораспределительные канавки с односторонними скосами при вращении постоянного направления и двусторонними для реверсивных подшипников.

Подшипники со ступенчатыми несущими поверхностями

В подшипниках со ступенчатыми несущими поверхностями (рис. 741, *а*) жидкостный слой образуется вследствие нагнетания масла в зазор *h* между упорным диском и неподвижными сегментами и дросселирования потока мас-

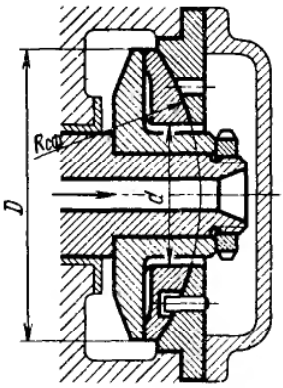


Рис. 740. Подшипник со сферической шайбой

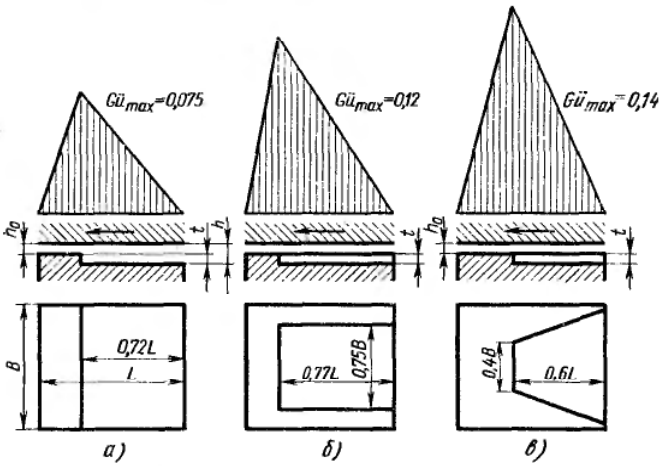


Рис. 741. Подшипники со ступенчатыми несущими поверхностями

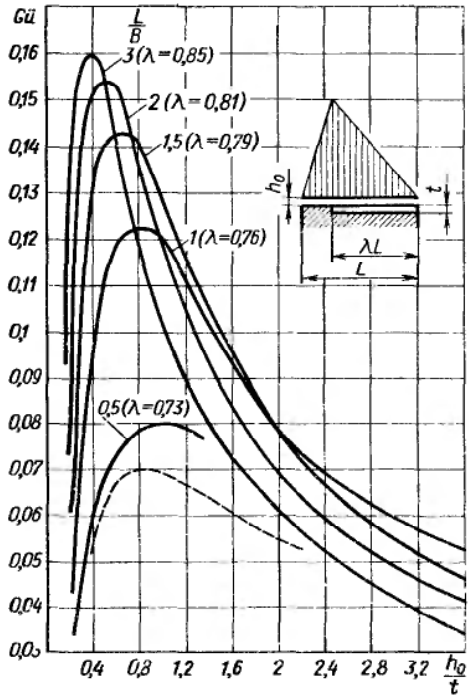


Рис. 742. Зависимость Gü от h_0/t (ступенчатые подшипники)

ла в узкой щели h_0 между ступенькой и диском.

При оптимальных соотношениях (относительная длина выборки $\lambda \approx 0{,}7$; $h_0/t = 0{,}8 \div 1$) несущая способность ступенчатых подшипников примерно такая же, как клиновых.

Повышенной несущей способностью обладают ступенчатые подшипники с запорными кромками (виды *б*, *в*), ограничивающими истечение масла в радиальных направлениях.

Зависимость Gü от h_0/t для различных L/B (при оптимальных для каждого значения L/B величинах λ) показана на рис. 742. Для сравнения на графике приведена кривая Gü (пунктирная линия) для клинового подшипника с оптимальным отношением $L/B = 1$.

Как видно из графика, несущая способность ступенчатых подшипников с запорными кромками в 2 – 2,3 раза выше, чем клиновых. Несущая способность возрастает с увеличением отношения L/B свыше 1, тогда как у клиновых подшипников несущая способность имеет максимум при $L/B = 1$ (см. рис. 726).

Однако максимумы нагружаемости ступенчатых подшипников, особенно при больших отношениях L/B, заключены в очень узких пределах h_0/t, откуда следует, что такие подшипники весьма чувствительны к колебаниям рабочего режима.

Учитывая эту особенность, значение L/B выбирают в пределах 1 – 1,5 (нижние значения применяют при высоких частотах вращения, верхние – при низких). При этом оптимальные значения $h_0/t = 0{,}6 \div 1$, $\lambda = 0{,}76 \div 0{,}80$, а Gü = 0,12 ÷ 0,14, т. е. превышают в 1,7 – 2 раза число Гюмбеля для клинового подшипника с оптимальными параметрами.

В остальном расчет ступенчатых подшипников такой же, как клиновых.

Реверсивные ступенчатые подшипники выполняют с симметричными выборками (рис. 743, *а*) или с плавающей промежуточной шайбой (см. рис. 730).

В конструкции по рис. 743, *б* реверсивность обеспечена обратными клапанами *1* и *2*, установленными на маслоподводящих отверстиях. При вращении в направлении, указанном сплошной стрелкой, клапан *1* закрыт давлением масла в выборке, а клапан *2* открыт давлением, создаваемым насосом. При обратном направлении вращения (штриховая стрелка) клапан *2* закрыт, а клапан *1* открыт. Вследствие этого при любом направлении в выборке создается несущий масляный слой.

Подшипники этого типа могут работать в пусковой период как гидростатические, а на рабочем режиме – как гидродинамические.

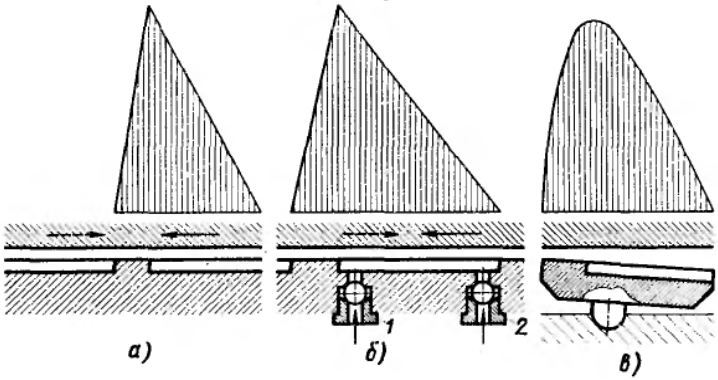


Рис. 743. Реверсивные ступенчатые подшипники

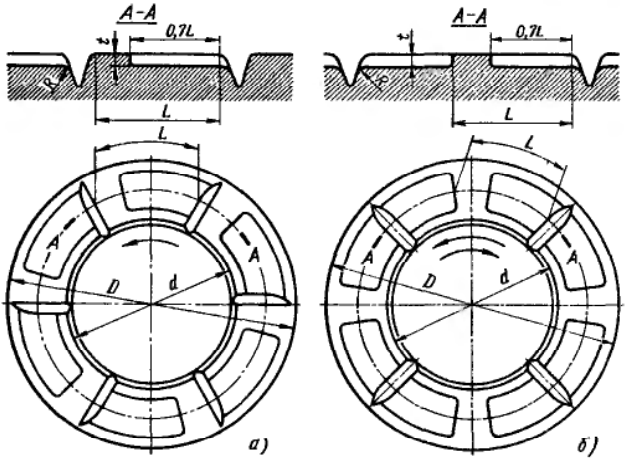


Рис. 744. Диски со ступенчатыми опорными поверхностями

Целесообразно применять самоустанавливающиеся ступенчатые сегменты (вид *в*), сохраняющие расчетное значение h_0/t независимо от колебаний режима.

На рис. 744 представлено конструктивное оформление дисков со ступенчатыми опорными поверхностями для одностороннего (*а*) и двустороннего (*б*) вращения.

ПОДШИПНИКИ С САМОУСТАНАВЛИВАЮЩИМИСЯ СЕГМЕНТАМИ

В подшипниках этого типа сегменты устанавливают на шарнирах, опирающихся о неподвижную поверхность (рис. 745).

При любом угле α наклона сегмента равнодействующая сил давления масляного слоя проходит через ось шарнира. Следовательно, положение шарнира (координата l на виде *а*) задает вполне определенное значение h_0/t, которое остается постоянным при любых колебаниях рабочего режима. Согласно графику (см. рис. 726) оптимальному значеиию $h_0/t = 0{,}8$ соответствует координата $l = 0{,}58L$. Если расположить шарнир в этой точке, то оптимальные характеристики сохранятся при всех колебаниях рабочего режима. В этом главное отличие и преимущество подшипников с самоустанавливающимися сегментами перед подшипниками с неподвижными сегментами, характеристики которых изменяются с колебаниями режима.

Согласно рис. 726 допустимый размер l, при котором $G\ddot{u} = 0{,}070 \div 0{,}065$ (заштрихованная область на графике), ограничен: $l = (0{,}56 \div 0{,}6)L$. При изменении этого размера характеристики подшипника резко ухудшаются. Например, при $l = 0{,}53$ ($h_0/t = 3$) число Гюмбеля уменьшается (для подшипника с $L/B = 1$) до 0,045, т. е. несущая способность подшипника падает по сравнению с максимальной в $\dfrac{0{,}070}{0{,}045} = 1{,}55$ раза.

Расстояние b центра шарнира от несущей плоскости сегмента (рис. 745, *а*) целесообразно для уменьшения смещений сегмента при самоустановке делать минимальным. Наиболее целесообразно совмещать центр шарнира с несущей плоскостью (вид *б*). Однако допустимы

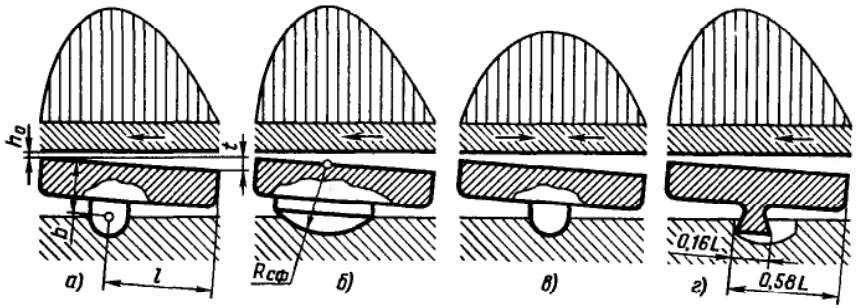


Рис. 745. Подшипники с самоустанавливающимися сегментами

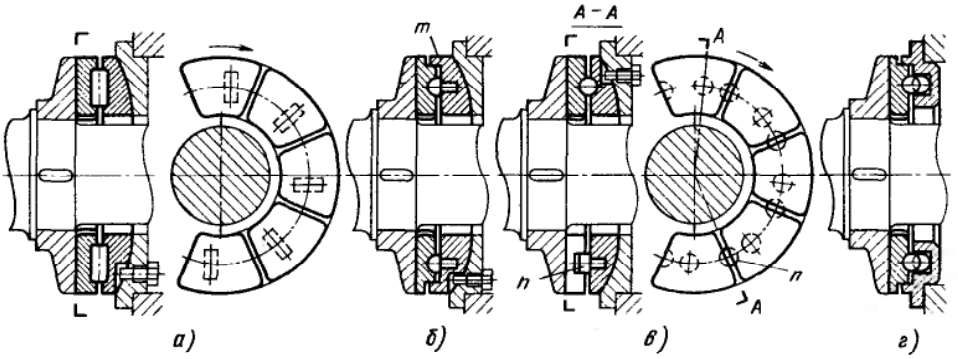


Рис. 746. Подшипники с самоустанавливающимися сегментами

и значительные отклонения от этого положения.

Подшипники с самоустанавливающимися сегментами рассчитывают по уравнениям (271)–(284), т. е. так же, как с неподвижными сегментами.

В реверсивных подшипниках шарниры устанавливают в центре сегментов (вид *в*). Несущая способность таких подшипников значительно меньше, чем подшипников с оптимальным расположением шарниров.

Целесообразнее конструкция переставляющихся сегментов (вид *г*) с двумя ножевыми опорами, расстояние между которыми равно $0{,}16L$. Опорная ножка сегмента установлена в выемке с вогнутым днищем. При перемене направления вращения сегмент под действием сил трения перемещается вдоль выемки до упора ножей в ее торцовые стенки. Если вал вращается в направлении, показанном на виде *г*, то работает левая опора; центр качания сегмента расположен на оптимальном расстоянии $0{,}5L + 0{,}08L = 0{,}58L$ от передней кромки сегмента. Правая опора, будучи расположена во впадине выемки, не мешает самоустановке сегмента. При обратном направлении вращения работает правая опора также при оптимальном положении центра качания.

Сегменты малонагруженных подшипников выполняют из антифрикционных бронз. У высоконагруженных подшипников рабочие поверхности сегментов заливают баббитом или свинцовой бронзой.

Сегменты устанавливают на шайбе (как правило, со сферической опорной поверхностью) с помощью цилиндрических (рис. 746, *а*) или сферических (вид *б*) шарниров.

Сферические шарниры предпочтительнее, так как обеспечивают самоустановку сегментов не только в окружном, но и в радиальном направлении, что способствует компенсации погрешностей изготовления.

Цилиндрические шарниры фиксируют сегменты в окружном и радиальном направлениях, а также от проворота в плоскости вращения. При сферических шарнирах сегменты стопорят от проворота с помощью закраин *m* на опорной шайбе или штифтов *n* (вид *в*), расположенных в промежутках между сегментами и заходящих в полукруглые гнезда на торцах сегментов.

Самоустанавливаемость сегментов можно обеспечить также посредством цилиндрических или сферических упоров, расположенных в промежутках между сегментами (рис. 747).

Положение центра качания А сегментов зависит от углов скосов φ на торцах сегментов.

При одинаковых углах φ (вид *а*) центр качания находится на оси симметрии сегмента, незначительно отклоняясь от этого положения при самоустановке сегмента в пределах рабочих значений углов α.

Для того чтобы сместить центр качания на расстояние aL от передней (по направлению движения) кромки (вид *б*), необходимо угол φ_1 переднего скоса делать меньше угла φ_2 заднего скоса согласно соотношению

$$\frac{\operatorname{tg}\varphi_1}{\operatorname{tg}\varphi_2} = 1/a - 1.$$

При оптимальном значении $a = 0{,}58$

$$\frac{\operatorname{tg}\varphi_1}{\operatorname{tg}\varphi_2} = 0{,}72.$$

Во всех описанных конструкциях равномерное распределение нагрузки между сегментами может быть достигнуто лишь путем точного

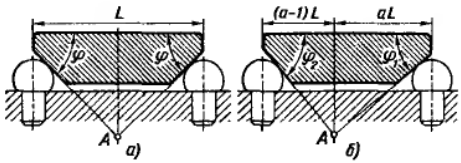


Рис. 747. Установка сегментов на промежуточных опорах

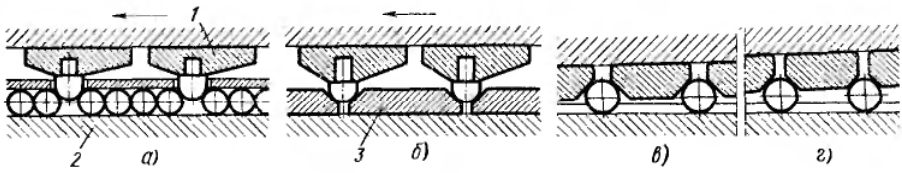


Рис. 748. Выравнивающее устройство

изготовления сегментов и их опор, обеспечивающего расположение поверхностей скольжения в одной плоскости.

Совершеннее системы с автоматическим выравниванием нагрузки на сегменты.

В конструкции (рис. 748, *а*) сегменты *1* оперты на шарики, уложенные в замкнутом кольцевом пазу опорной шайбы *2*. Увеличение нагрузки на один из сегментов заставляет его погружаться в промежуток между шариками, что вызывает подъем менее нагруженных сегментов.

В конструкции *б* выравнивающий механизм состоит из ряда плавающих сухарей *3* (имеющих в плане сегментную форму), уложенных в кольцевой паз опорной шайбы. Действие механизма аналогично предыдущему. Один из сухарей должен быть зафиксирован от перемещения в окружном направлении.

На виде *в* показан самовыравнивающийся механизм с сегментами, установленными скошенными краями на сферические промежуточные опоры. В отличие от схем, показанных на рис. 747, сферы свободно установлены в кольцевом пазу опорной шайбы, что обеспечивает автоматическое выравнивание нагрузки. Один из сегментов должен быть зафиксирован от перемещения в окружном направлении.

Выравнивающие устройства обеспечивают также самоустанавливаемость подшипника в целом и, следовательно, делают ненужным применение сферических опорных шайб.

Проследим это на примере выравнивающего механизма по схеме, показанной на рис. 748, *в*. Пусть упорный диск вала выполнен с перекосом. На самом узком участке зазора (вид *в*) сегменты опускаются в промежутки между шариками, раздвигая последние, что вызывает сближение шариков и подъем сегментов на противоположном широком участке зазора (вид *г*). Поверхности скольжения сегментов благодаря самоустанавливаемости последних располагаются в одной наклонной плоскости. Одновременно обеспечивается равномерное распределение нагрузки между сегментами.

Самоустанавливающийся подшипник с шариковым выравнивающим механизмом, выполненным по схеме *а* (рис. 748), показан на рис. 746, *г*.

Пусть $P = 50$ кН; $n = 1000$ об/мин; $\eta = 50 \cdot 10^{-3}$ Па·с. Требуется определить размеры гидродинамического подшипника с самоустанавливающимися сегментами.

Задаваясь предварительным значением $d_{ср} = 170$ мм и принимая в формуле (287) $a = 1{,}5$, получаем

$$h_0 = 1{,}5\sqrt{170} \approx 20 \text{ мкм}.$$

Несущую площадь F определяем по формуле (284) для $\bar{G}\ddot{u} = 0{,}07$.

Принимая предварительно $\beta = 0{,}85$, находим

$$F = \sqrt{\frac{5 \cdot 10^3 \cdot 20^2}{1{,}2 \cdot 10^{-3} (10^6)^2 50 \cdot 10^{-3} \cdot 1000 \cdot 0{,}85}} = 2 \cdot 10^{-2} \text{ м}^2.$$

По конструктивным соображениям принимаем $d = 120$ мм.

Из формулы (288) находим отношение

$$D/d = \sqrt{\frac{4F}{\pi\beta d^2} + 1} = \sqrt{\frac{4 \cdot 2 \cdot 10^{-2}}{\pi \cdot 0{,}85 \cdot (0{,}12)^2} + 1} = 1{,}75.$$

По рис. 728 этому значению при $z = 6$ соответствует $L/B = 1{,}5$, а при $z = 8$ $L/B = 1{,}15$. Принимаем $z = 8$.

Наружный диаметр

$$D = 1{,}75 \cdot 120 = 210 \text{ мм}.$$

Средний диаметр

$$d_{ср} = 0{,}5(210 + 120) = 165 \text{ мм}.$$

Пересчитывать величину h_0 не нужно, так как разница между предварительным значением $d_{ср}$ (170 мм) и полученным незначительна.

Ширина сегмента

$$B = 0{,}5(D - d) = 0{,}5(210 - 120) = 45 \text{ мм}.$$

Длина сегмента по средней окружности

$$L = 1{,}15 \cdot 45 = 52 \text{ мм}.$$

Принимая расстояние между сегментами 6 мм и радиус галтелей на выходе и входе в сегмент $R = 2$ мм, получаем суммарный промежуток между сегментами $m = 6 + 4 = 10$ мм.

По формуле (280) находим

$$\beta = 1 - \frac{8 \cdot 10}{\pi \cdot 165} = 0{,}845,$$

т. е. пересчет величины β также излишен.

Активная длина сегмента

$$L' = 52 - 2R = 52 - 4 = 48 \text{ мм}.$$

Фактическое отношение $L'/B = 48/45 = 1{,}07$ близко к оптимальному, вследствие чего выбор величины $\bar{G}\ddot{u} = 0{,}07$ обоснован.

Удельная нагрузка на сегменты

$$k = \frac{P}{zL'B} = \frac{50 \cdot 10^3}{8 \cdot 48 \cdot 45} = 2{,}9 \text{ МПа}.$$

Шарнир располагаем на оптимальном расстоянии $l = 0{,}58L'$ от передней кромки:

$$l = 0{,}58 \cdot 48 = 29 \text{ мм}.$$

Для оптимального значения $t = 1{,}25h_0$ согласно формуле (286)

$$\operatorname{tg}\alpha = 1{,}25\frac{h_0}{L} = 1{,}25 \cdot 10^{-3}\frac{20}{48} = 0{,}00052;$$

$$\alpha = 1'50''.$$

Средняя окружная скорость подшипника

$$v = \frac{\pi n \cdot d_{ср}}{30 \cdot 2} = 8{,}65 \text{ м/с}.$$

Коэффициент трения по формуле (272)

$$f = 3\sqrt{\frac{5 \cdot 10^{-3} \cdot 8{,}65}{2{,}9 \cdot 10^6 \cdot 45 \cdot 10^{-3}}} = 0{,}0054.$$

Затраты мощности на трение по формуле (273)

$$N = 50 \cdot 10^3 \cdot 8{,}65 \cdot 0{,}0054 = 2{,}3 \cdot 10^3 \text{ Вт} = 2{,}3 \text{ кВт}.$$

Секундное тепловыделение

$$R = N = 2{,}3 \text{ кВт}.$$

Секундное истечение масла для всех сегментов

$$Q = 0{,}7zBvh_0 = 0{,}7 \cdot 8 \cdot 45 \cdot 10^{-3} \cdot 8{,}65 \cdot 20 \cdot 10^{-6} =$$
$$= 435 \cdot 10^{-7} \text{ м}^3/\text{с}.$$

Повышение температуры масла в подшипнике определяем по формуле (276), принимая $\rho = 0{,}9 \cdot 10^3$ кг/м^3 и $c = 2 \cdot 10^3$ Дж/(кг·°С):

$$\Delta t = t - t_0 = \frac{R}{Q\rho c} = \frac{2{,}3 \cdot 10^3}{4{,}35 \cdot 10^{-5} \cdot 0{,}9 \cdot 10^3 \cdot 2 \cdot 10^3} = 29{,}4 \text{ °С}.$$

Пусть температура масла на входе $t_0 = 30$ °С. Тогда средняя температура масла в подшипнике

$$t_{ср} = 30 + 0{,}5 \cdot 29{,}4 = 44{,}7 \text{ °С}.$$

Масло выбираем из расчета, чтобы при 45 °С вязкость масла была равна $50 \cdot 10^{-3}$ Па·с.

ГИДРОСТАТИЧЕСКИЕ УПОРНЫЕ ПОДШИПНИКИ

В гидростатических подшипниках несущая сила создается при подаче масла из насоса

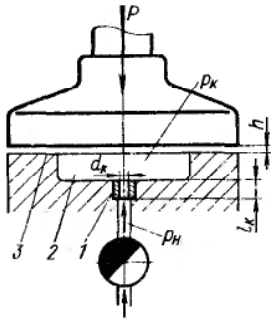


Рис. 749. Схема гидростатического подшипника

под упорный диск (рис. 749). Масло через дроссель *1* поступает в карман *2* с запорной кромкой *3*. Давление в кармане зависит от соотношения между сечением дросселя и переменным сечением h щели. С увеличением нагрузки щель уменьшается, и давление в кармане возрастает до давления, создаваемого насосом. Это соответствует режиму максимальной несущей способности.

При ударной нагрузке давление в кармане в результате резкого повышения гидравлического сопротивления (гидравлической закупорки) дросселя может значительно превысить давление, создаваемое насосом.

Для увеличения способности выдерживать динамические нагрузки на дросселях устанавливают обратные клапаны.

Гидростатические подшипники обладают следующими преимуществами по сравнению с гидродинамическими:

отсутствие полужидкостной смазки на режимах пуска и выбега;

значительно большая толщина масляного слоя и, следовательно, меньший коэффициент трения;

меньшие затраты мощности на трение (с учетом мощности привода насоса).

Их недостатки: чувствительность к колебаниям режима, необходимость дополнительной насосной установки, тщательной фильтрации масла и сепарирования воздушных пузырьков.

Малую жесткость гидростатических подшипников, обусловленную большой толщиной масляного слоя, можно значительно повысить

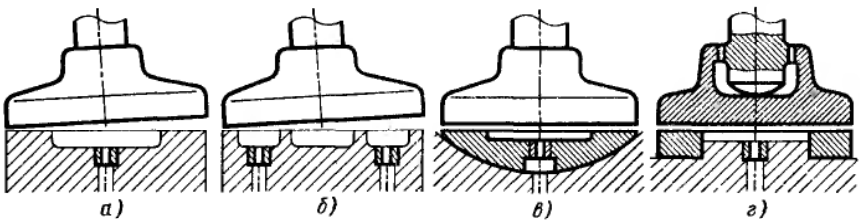


Рис. 750. Перекосы в гидростатических подшипниках

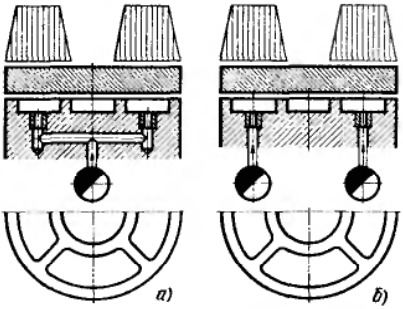


Рис. 751. Гидростатические подшипники с карманами

с помощью специальных маслораспределительных устройств.

Гидростатические подшипники чувствительны к перекосам. При наклоне диска (рис. 750, *а*) расход масла через широкий участок щели увеличивается, и давление в кармане уменьшается, тем более что дроссель начинает при этом ограничивать подачу масла. В точке наибольшего сближения диска и упорной шайбы даже при умеренных перекосах может возникнуть металлический контакт.

Падение несущей способности предупреждают, разделяя подшипник на отдельные карманы (вид *б*), питаемые одним насосом через дроссели (рис. 751, *а*) или, предпочтительнее, отдельными насосами на каждый карман (вид *б*). В этом случае давление в карманах на участках сближения диска и несущей поверхности сохраняется и даже несколько увеличивается, что предотвращает металлический контакт и обеспечивает работу подшипника в режиме жидкостной смазки, хотя и с пониженной (вследствие снижения давления в остальных карманах) несущей способностью.

Жесткость подшипников с карманами, питаемыми отдельными насосами, значительно выше, чем подшипников с кольцевым карманом.

Целесообразно выполнять подшипники самоустанавливающимися (см. рис. 750, *в*, *г*). В этом случае несущая поверхность при перекосах сохраняет параллельность относительно диска.

Несущая способность Потери на трение

На рис. 752 показан эпюр давления в гидростатическом подшипнике. Давление $p_к$ в кармане постоянно, а в щели падает почти прямолинейно до нуля на периферии подшипника (вид *а*).

С достаточной точностью эпюр давления можно заменить прямоугольником (вид *б*) высотой $p_к$ и основанием, равным диаметру $d_{эф}$ эффективной несущей поверхности $F_{эф}$, определяемой из соотношения

$$F_{эф} = F_к + 0{,}5F_{щ}, \tag{295}$$

где $F_к$ – площадь кармана ($F_к = 0{,}785d^2$); $F_{щ}$ – площадь щели;

$$F_{щ} = 0{,}785D^2\left[1 - (d/D)^2\right]. \tag{296}$$

Подставляя в выражение (295) значения $F_к$ и $F_{щ}$, получаем

$$F_{эф} = 0{,}39D^2\left[1 + (d/D)^2\right]. \tag{297}$$

Эффективный диаметр

$$d_{эф} = 0{,}7D\sqrt{1 + (d/D)^2}. \tag{298}$$

Несущая способность гидростатических подшипников максимальна, а потери на трение близки к минимуму при $d/D = 0.5$ (приемлемые пределы $d/D = 0{,}4 \div 0{,}6$).

Принимая $d/D = 0{,}5$, из формул (298) и (296) получаем

$$d_{эф} = 0{,}8D; \tag{299}$$

$$F_{эф} = 0{,}5D^2; \tag{300}$$

$$F_{щ} = 0{,}59D^2. \tag{301}$$

Несущая способность подшипника

$$P = p_к F_{эф} = 0{,}785p_к d_{эф}^2, \tag{302}$$

а при $d/D = 0{,}5$

$$P = 0{,}5p_к D^2. \tag{303}$$

Истечение масла через зазор h по уравнению Рейнольдса

$$Q = \frac{p_к h^3}{12\eta}\frac{B}{S}, \tag{304}$$

где B – ширина щели ($B = \dfrac{D-d}{2}$); S – длина щели по внешней окружности ($S = \pi D$); η – динамическая вязкость масла.

Поскольку $p_к = P/F_{эф}$, то

$$Q = \frac{Ph^3}{12F_{эф}\eta}\frac{B}{S}, \tag{305}$$

откуда

$$P = \frac{12F_{эф}\eta Q}{h^3}\frac{S}{B}. \tag{306}$$

Отношение

$$S/B = \frac{2\pi}{1 - d/D}, \tag{307}$$

и при $d/D = 0{,}5$

$$S/B = 4\pi. \tag{308}$$

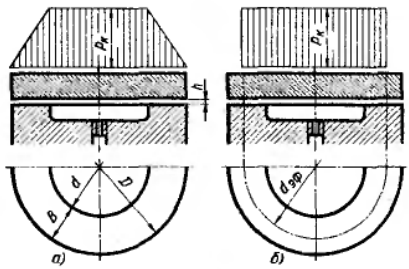


Рис. 752. К расчету гидростатических подшипников

При этом

$$P = \frac{150 F_{эф} \eta Q}{h^3}. \quad (309)$$

Затраты мощности на привод насоса

$$N_{нас} = \frac{Q p_н}{\eta_н}, \quad (310)$$

где Q – расход масла через подшипник, м^3/с; $p_н$ – давление, создаваемое насосом, Па; $\eta_н$ – КПД насоса (с учетом потерь на перепуск масла через редукционный клапан принимают $\eta_н = 0,6 \div 0,8$).

Подставляя в уравнение (310) значение Q из выражения (305), получаем

$$N_{нас} = \frac{P h^3}{F_{эф} 12 \eta} \frac{B}{S} \frac{p_н}{\eta_н}. \quad (311)$$

Затраты мощности на преодоление сил трения в щели (трением в кармане пренебрегаем)

$$N_{тр} = Tv, \quad (312)$$

где v – скорость движения масла по средней окружности щели;

$$v = 0,5 \omega d_{ср} = \frac{\pi n (D + d)}{120};$$

T – окружная сила по средней окружности; согласно закону Ньютона

$$T = \frac{\eta v F_{щ}}{h}. \quad (313)$$

Коэффициент трения

$$f = \frac{T}{P} = \frac{\eta v F_{щ}}{P h} = \frac{\eta v}{k h} [1 - (d/D)^2], \quad (314)$$

где k – средняя удельная нагрузка на подшипник:

$$k = \frac{P}{0,785 D^2}. \quad (315)$$

При $d/D = 0,5$

$$f = 0,75 \frac{\eta v}{k h}. \quad (316)$$

Затраты мощности на трение по формулам (312) и (313)

$$N_{тр} = \frac{\eta v^2 F_{щ}}{h}. \quad (317)$$

Суммарные затраты мощности

$$N = N_{нас} + N_{тр} = \frac{P}{F_{эф}} \frac{h^3}{12 \eta} \frac{B}{S} \frac{p_н}{\eta_н} + \frac{\eta v^2 F_{щ}}{h}. \quad (3.18)$$

При заданных геометрических параметрах подшипника и постоянных F, v и $p_н$

$$N = \text{const} \frac{h^3}{\eta} + \text{const} \frac{\eta}{h},$$

т. е. затраты мощности на привод насоса пропорциональны h^3 и обратно пропорциональны η; затраты мощности на трение пропорциональны η и обратно пропорциональны h.

Дифференцируя выражение (318) по η и приравнивая производную к нулю, получаем оптимальное значение η, при котором $N = \min$:

$$\eta_{opt} = 0,29 \frac{h^2}{v} \sqrt{\frac{P}{F_{эф} F_{щ}} \frac{p_н}{\eta_н} \frac{B}{S}}. \quad (319)$$

Согласно уравнениям (296) и (297)

$$F_{эф} F_{щ} = 0,29 D^4 \left[1 - \left(\frac{d}{D}\right)^4\right]. \quad (320)$$

Подставляя эту величину в уравнение (319), получаем

$$\eta_{opt} = 0,29 \frac{h}{v D^2} \sqrt{\frac{P}{1 - \left(\frac{d}{D}\right)^4} \frac{p_н}{\eta_н} \frac{B}{S}}. \quad (321)$$

При $d/D = 0,5$, $S/B = 4\pi$ и $\eta_н = 0,8$

$$\eta_{opt} \approx 0,1 \frac{h^2}{v D^2} \sqrt{P p_н}. \quad (322)$$

Целесообразно оптимальные параметры определять по зазору h.

Дифференцируя выражение (318) по h и приравнивая производную к нулю, получаем оптимальное значение h, при котором $N = N_{min}$:

$$h_{opt} = \sqrt[4]{4 \eta^2 v^2 \frac{F_{эф} F_{щ}}{P} \frac{\eta_н}{p_н} \frac{S}{B}}. \quad (323)$$

Подставляя $F_{эф} F_{щ}$ из уравнения (320), получаем

$$h_{opt} = D \sqrt[4]{\frac{\eta^2 v^2 [1 - (d/D)^4]}{P} \frac{\eta_н}{p_н} \frac{S}{B}}. \quad (324)$$

При $d/D = 0,5$ и $\eta_н = 0,8$

$$h_{opt} = 1,83 D \sqrt[4]{\frac{\eta^2 v^2}{P p_н}}. \quad (325)$$

Величина h_{opt} должна быть больше минимально допустимого значения h_0. В гидростатических подшипниках это условие легко выполняется.

Отношение мощности привода насоса к мощности, затрачиваемой на трение, согласно уравнениям (311), (317) и (320)

$$\frac{N_{нас}}{N_{тр}} = 0,03 \frac{h^4}{D^4} \frac{p_н}{\eta^2 v^2}. \quad (326)$$

Для оптимального значения h_{opt}

$$\frac{N_{нас}}{N_{тр}} = 0,335.$$

С уменьшением h по сравнению с оптимальной величиной отношение $N_{нас}/N_{тр}$ резко снижается, а с увеличением повышается.

Жесткость

Дифференцируя уравнение (306) по h, находим жесткость подшипника

$$\lambda = \frac{dP}{dh} = \frac{36 Q \eta F_{эф}}{h^4} \frac{S}{B}. \quad (327)$$

Подставляя в уравнение (327) значение Q из выражения (305), получаем

$$\lambda = \frac{3P}{h}. \quad (328)$$

Как видно из формулы (328), жесткость падает с уменьшением P и увеличением h. Для того чтобы жесткость была постоянной, необходимо обеспечить условие

$$\frac{p_к}{h} = \text{const},$$

или поскольку $P = p_к F_{эф} \sim p_к$, то и

$$\frac{p_к}{h} = \text{const},$$

т. е. давление в кармане должно быть пропорционально зазору. К этому условию можно приблизиться путем установки дросселя на входе в карман.

В качестве дросселей могут служить капилляры или диафрагменные отверстия. Обычно применяют капилляры, так как отверстия их больше, чем в диафрагме (проще изготовление, меньше опасность засорения), и пропускная способность легче поддается регулированию (путем изменения длины капилляра). Кроме того, характеристики подшипников с капиллярными дросселями в отличие от подшипников с диафрагменными дросселями не зависят от вязкости масла (т. е. от температуры подшипника).

В качестве регулируемых дросселей применяют резьбовые отверстия с ввертывающимся в них стержнем, пропускную способность которых можно менять путем завинчивания стержня на большую или меньшую глубину.

При больших нагрузках, когда h невелико и пропускная способность щели соизмерима с пропускной способностью дросселя, последний не влияет на жесткость подшипника, которая остается высокой. При небольших нагрузках, когда h возрастает и истечение масла через щель увеличивается, дроссель ограничивает подачу масла в карман, сдерживая увеличение h и тем самым повышая жесткость подшипника. Давление $p_к$ в кармане при этом становится меньше давления $p_н$ насоса.

При надлежащем выборе сопротивления дросселя можно сделать жесткость в рабочем диапазоне изменения нагрузки приблизительно постоянной.

Гидравлическое сопротивление капилляра

$$R_к = \frac{\Delta p}{Q_к}, \tag{329}$$

где Δp – разность давлений на входе и выходе из капилляра;

$$\Delta p = p_н - p_к; \tag{330}$$

$Q_к$ – расход масла через капилляр;

$$Q_к = \frac{\pi d_к^4 \Delta p}{128 \eta l_к}, \tag{331}$$

где $d_к$ и $l_к$ – диаметр и длина капилляра (см. рис. 749).

Подставляя это выражение в уравнение (329), получаем

$$R_к = \frac{41 \eta l_к}{d_к^4}. \tag{332}$$

Гидравлическое сопротивление щели

$$R = \frac{p_к}{Q}. \tag{333}$$

Подставляя значение Q из уравнения (324), получаем

$$R = \frac{12\eta}{h^3} \frac{S}{B}. \tag{334}$$

Истечение через капилляр всегда равно истечению через щель:

$$Q_к = Q.$$

Подставляя значение $Q_к$ из уравнения (329) и Q из уравнения (333), получаем

$$\frac{p_к}{p_и} = \frac{1}{R_к/R + 1}. \tag{335}$$

Отношение $R_к/R$ согласно уравнениям (332) и (334)

$$\frac{R_к}{R} = 3{,}4 \frac{l_к h^3}{d_к^4} \frac{B}{S}. \tag{336}$$

Вводя это значение в выражение (335), получаем

$$\frac{p_к}{p_н} = \frac{1}{3{,}4 \dfrac{l_к h^3}{d_к^4} \dfrac{B}{S} + 1}. \tag{337}$$

При $S/B = 4\pi$ [формула (308)]

$$\frac{p_к}{p_н} = \frac{1}{0{,}27 \dfrac{l_к h^3}{d_к^4} + 1}. \tag{338}$$

Поскольку $P = p_к F_{эф}$, то жесткость подшипника

$$\lambda = \frac{dP}{dh} = F_{эф} \frac{dp_к}{dh} = F_{эф} p_н \frac{d}{dh} \frac{p_к}{p_н}. \tag{339}$$

Дифференцируя выражение (338) по h и подставляя производную в уравнение (339), получаем

$$\lambda = \frac{F_{эф} p_н 0{,}27 \dfrac{l_к}{d_к^4} h^2}{(0{,}27 \dfrac{l_к h^3}{d_к^4} + 1)^2} =$$

$$= 0{,}27 F_{эф} p_н \frac{l_к h^2}{d_к^4} \left(\frac{p_к}{p_н} \right)^2. \tag{340}$$

На основании формулы (338) построен график (рис. 753), изображающий изменение $p_к/p_н$ в зависимости от зазора h для различных диаметров капилляра $d_к$ (принято $l_к/d_к = 10$). Согласно уравнению (339) тангенс угла α наклона кривых $p_к/p_н$ к оси абсцисс пропорционален жесткости подшипника.

Как видно из графика, в диапазоне $p_к/p_н = 0{,}40 \div 0{,}65$ (заштрихованная область) жесткость для каждого данного значения $d_к$ максимальна и практически постоянна ($\operatorname{tg} \alpha = \text{const}$). Этих значений $p_к/p_н$ и следует придерживаться при проектировании подшипников. При расчетном значении h, определяемом из условия минимальных потерь на трение по выражению (324), диаметр капилляра следует выбирать так, чтобы значения $p_к/p_н$ на рабочих режимах находились в пределах 0,40 – 0,65. Если в эксплуатации возможно повышение нагрузки (уменьшение

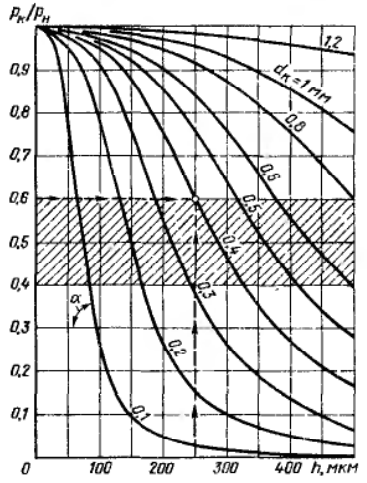


Рис. 753. Зависимость $p_к/p_н$ от h и $d_к$

h), то для сохранения достаточной жесткости целесообразно на номинальном режиме придерживаться нижних значений ($p_к/p_н = 0,4$). Если же в эксплуатации возможны периоды работы на малых нагрузках (увеличение h), то следует выбирать более высокие расчетные значения ($p_к/p_н = 0,65 \div 0,7$). В среднем можно принимать $p_к/p_н = 0,5$.

Достаточно высокая жесткость сохраняется и в более широком диапазоне значений $p_к/p_н = 0,2 \div 0,8$. Следует, однако, избегать значений $0,9 < p_к/p_н < 0,1$, при которых жесткость стремится к нулю и работа подшипника становится неустойчивой.

Из формулы (338) получаем

$$0,27\frac{l_к}{d_к^4} = \frac{1}{h^3}\left(\frac{p_н}{p_к} - 1\right).$$

Подставляя это выражение в формулу (340), находим фактор жесткости (жесткость при заданных $F_{эф}$ и $p_н$):

$$\frac{\lambda}{F_{эф}\,p_н} = \frac{1}{h}\,\frac{p_к}{p_н}\left(1 - \frac{p_к}{p_н}\right).$$

Как видно из рис. 754, отображающего зависимость этого фактора от $p_к/p_н$, жесткость имеет пологий максимум при $p_к/p_н = 0,4 \div 0,65$ и резко увеличивается с уменьшением h. Так как экономичность подшипника мало изменяется при уменьшении зазора примерно до 60% оптимальной величины, то для повышения жесткости подшипника при расчете целесообразно принимать $h = (0,6 \div 0,7)h_{опт}$.

Жесткость гидростатических подшипников можно повысить, вводя золотниковые и клапанные регуляторы давления, автоматически устанавливающие в кармане давление, пропорциональное рабочей нагрузке. Лучшие конструкции этого типа обеспечивают неизменное положение опорного диска в широком диапазоне колебаний нагрузки, т. е. практически придают подшипнику бесконечно большую жесткость.

Высокой жесткостью обладают замкнутые опоры, в которых опорный диск расположен между двумя несущими поверхностями, одна из которых воспринимает рабочую нагрузку, а другая дополнительно нагружает подшипник при уменьшении рабочей нагрузки, поддерживая общую нагрузку на постоянном уровне.

Сравним показатели гидродинамических и гидростатических подшипников. Примем те же данные, что и в предыдущем расчете гидродинамического подшипника ($D = 210$ мм; $P = 50$ кН; $n = 1000$ об/мин; $\eta = 50 \cdot 10^{-3}$ Па·с).

Для оптимального значения $d/D = 0,5$ величина $F_{эф}$ по формуле (300)

$$F_{эф} = 0,5 \cdot 0,21^2 = 2,2 \cdot 10^{-2}\ м^2.$$

Необходимое давление в кармане по формуле (302)

$$p_к = \frac{50 \cdot 10^3}{2,2 \cdot 10^{-2}} = 2,3\ МПа.$$

Принимая $p_к/p_н = 0,6$, находим давление подачи масла

$$p_н = \frac{p_к}{0,6} = \frac{2,3}{0,6} = 3,85\ МПа.$$

Средний диаметр подшипника

$$d_{ср} = \frac{D + 0,5D}{2} = \frac{0,21 + 0,105}{2} = 15,75 \cdot 10^{-2}\ м.$$

Окружная скорость

$$v = \frac{\pi n}{30}\,\frac{d_{ср}}{2} = \frac{\pi \cdot 1000 \cdot 15,75 \cdot 10^{-2}}{60} = 8,25\ м/с.$$

Оптимальный зазор по формуле (325)

$$h_{опт} = 1,83 \cdot 0,21 \times$$

$$\times \sqrt[4]{\frac{50^2 \cdot 10^{-6} \cdot 8,25^2}{50 \cdot 10^3 \cdot 3,85 \cdot 10^6}} =$$

$$370^{-6}\ м = 370\ мкм.$$

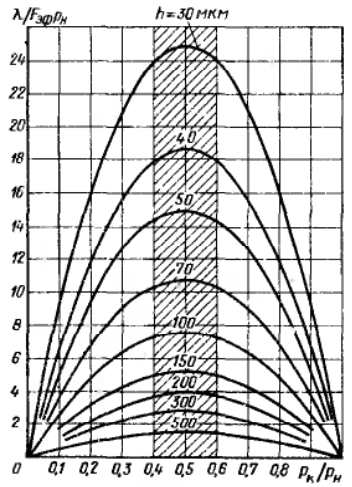


Рис. 754. Зависимость жесткости от $p_к/p_н$ и h

Для увеличения жесткости подшипника принимаем

$$h = 0{,}7h_{опт} = 250 \text{ мкм}.$$

Для получения выбранного значения $p_к/p_н = 0{,}6$ при этом зазоре необходим капилляр с отверстием $d_к = 0{,}4$ мм (рис. 753).

Как видно из графика, жесткость подшипника практически не изменяется при увеличении нагрузки в 1,25 раза и уменьшении в 1,5 раза по сравнению с номинальной.

Отношение B/S при $d/D = 0{,}5$ согласно формуле (308) равно $\frac{1}{4\pi} = 0{,}08$. КПД насоса принимаем $\eta_н = 0{,}8$. Затраты мощности на привод насоса по формуле (311)

$$N_{нас} = \frac{50 \cdot 10^3 \cdot 250^3 \cdot 10^{-18} \cdot 0{,}08 \cdot 3{,}85 \cdot 10^6}{2{,}2 \cdot 10^{-2} \cdot 12 \cdot 50 \cdot 10^{-3} \cdot 0{,}8} = 23 \text{ Вт}.$$

Подача насоса по формуле (310)

$$Q = \frac{23 \cdot 0{,}8}{3{,}85 \cdot 10^6} = 4{,}8 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3/\text{с} \approx 0{,}3 \text{ л/мин}.$$

Площадь $F_щ$ щели по формуле (301)

$$F_щ = 0{,}59 \cdot 0{,}21^2 = 2{,}6 \cdot 10^{-2} \text{ м}^2.$$

Затраты мощности на трение по формуле (317)

$$N_{тр} = \frac{5 \cdot 10^{-2} \cdot 8{,}25^2 \cdot 260 \cdot 10^{-4}}{250 \cdot 10^{-6}} = 350 \text{ Вт}.$$

Суммарные затраты мощности

$$N = N_{нас} + N_{тр} = 23 + 350 = 373 \text{ Вт} \approx 0{,}37 \text{ кВт}.$$

Параметры	Гидродинамический подшипник	Гидростатический подшипник
h, мкм	20	250
f, ...	0,0054	0,00085
N, кВт	2,3	0,37

Удельная нагрузка по формуле (315)

$$k = \frac{P}{0{,}785D^2} = \frac{50 \cdot 10^3}{0{,}785 \cdot 0{,}21^2} = 1{,}45 \text{ МПа}.$$

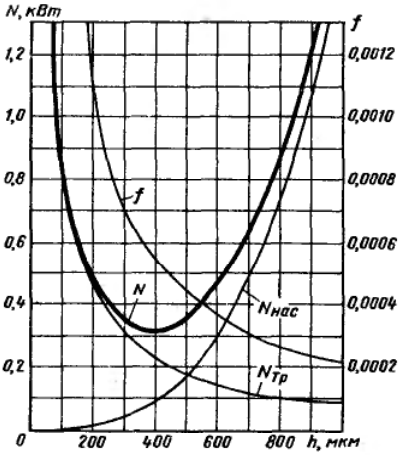


Рис. 755. Влияние зазора h на затраты мощности и коэффициент трения

Коэффициент трения по формуле (316)

$$f = 0{,}75 \frac{50 \cdot 10^{-3} \cdot 8{,}25}{1{,}45 \cdot 10^6 \cdot 250 \cdot 10^{-6}} = 0{,}00085.$$

Сопоставим параметры гидродинамического и гидростатического подшипников, приведенные в таблице.

Таким образом, в гидростатическом подшипнике с избранными параметрами (довольно близкими к оптимальным) толщина масляного слоя в 12,5 раза больше, а коэффициент трения и потери на трение в 6,5 раза меньше, чем в гидродинамическом.

На рис. 755 приведены кривые $N_{нас}$, $N_{тр}$, N и f в зависимости от зазора h. Как видно из графика, довольно значительные отклонения h от $h_{опт} = 370$ мкм мало влияют на величину N.

Без существенного ухудшения экономичности подшипника можно принимать расчетные значения $h = (0{,}6 \div 0{,}7)h_{опт}$, что приводит к увеличению жесткости подшипника примерно в 1,5 раза.

14. ОПОРЫ КАЧЕНИЯ

Подшипники качения имеют следующие преимущества по сравнению с подшипниками скольжения:

более точное центрирование вала;

низкий коэффициент трения;

малая зависимость коэффициента трения от режима работы; небольшие моменты сопротивления в пусковые периоды;

небольшие осевые размеры;

способность работать при малом расходе масла;

способность работать в широком температурном диапазоне – от температур, близких к абсолютному нулю, до 500–600 °С (при изготовлении подшипников из специальных сплавов и применении специальных смазок);

способность работать в вакууме.

Недостатки подшипников качения:

большие радиальные размеры и масса, высокая стоимость;

жесткость работы, отсутствие демпфирования колебаний нагрузки;

шум во время работы, обусловленный погрешностями формы;

сложность установки и монтажа подшипниковых узлов;

повышенная чувствительность к неточностям установки;

невозможность разъема подшипника в меридиональной плоскости;

металлический контакт между телами качения и обоймами[1].

[1] Здесь и далее под обоймами автор понимает кольца подшипника.

Долговечность подшипников качения определяется числом циклов нагружения, которое может выдержать материал подшипника при данной нагрузке, и, следовательно, зависит от частоты вращения подшипника. Долговечность резко падает с увеличением нагрузки (у подшипников скольжения с жидкостной смазкой долговечность не зависит ни от частоты вращения, ни от нагрузки).

Типичные формы тел качения показаны на рис. 756.

ТИПЫ ПОДШИПНИКОВ

Радиальные подшипники

Основные виды радиальных подшипников качения приведены в табл. 36.

Однорядные радиальные шариковые подшипники (табл. 36, экс. *1*, *2*) предназначены для восприятия преимущественно радиальных нагрузок, но могут одновременно нести значительные осевые нагрузки.

В подшипниках этого типа шарики катятся в беговых канавках, профилированных дугами окружностей радиусом, равным ~1,03 радиуса шарика. Шарики заключают в штампованные из листовой стали или массивные сепараторы, предупреждающие трение между шариками и обеспечивающие равномерное расстояние между ними.

Подшипники по эскизу *1* собирают путем смещения внутренней обоймы относительно наружной и введения шариков в образовавшийся серповидный

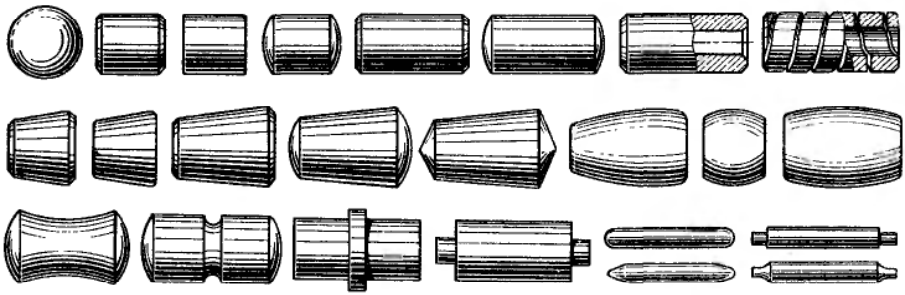
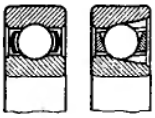


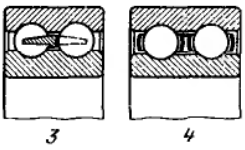
Рис. 756. Формы тел качения

36. Радиальные подшипники качения

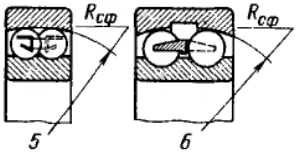
Эскизы подшипников



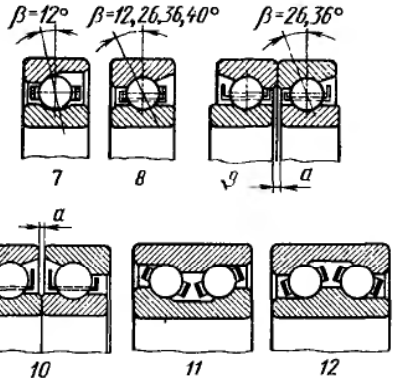
Однорядные радиальные шариковые



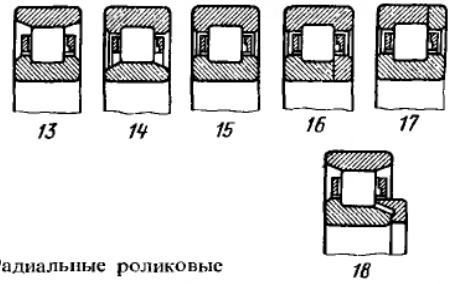
Двухрядные радиальные шариковые



Двухрядные шариковые сферические

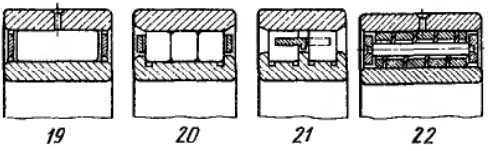


Шариковые радиально-упорные

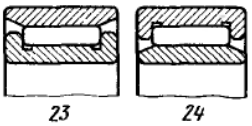


Радиальные роликовые

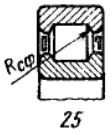
Эскизы подшипников



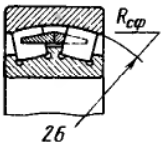
Радиальные роликовые



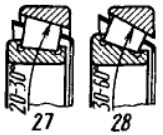
Игольчатые

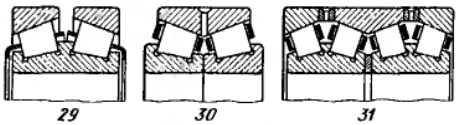


Цилиндросферические



Сферические с бочкообразными роликами





Конические роликовые

зазор. В конструкции *2* для введения шариков предусмотрены осевые канавки, что позволяет несколько увеличить число шариков. Подшипники этого типа обладают повышенной радиальной несущей способностью. Применять их для восприятия осевой нагрузки, направленной в сторону канавок, не рекомендуется.

Осевая жесткость шариковых подшипников невелика. Осевое перемещение внутренней обоймы относительно наружной под высокой нагрузкой достигает нескольких десятых миллиметра. Жесткость парных установок можно повысить предварительным натягом подшипников.

Однорядные шариковые подшипники благодаря точечному контакту обладают наименьшим среди всех подшипников коэффициентом трения и наиболее приспособлены для высоких частот вращения.

Двухрядные радиальные шариковые подшипники (*3*, *4*) отличаются повышенной несущей способностью, но более чувствительны к перекосам.

Двухрядные шариковые сферические подшипники (*5*, *6*), обладающие самоустанавливаемостью, применяют в установках, где возможны упругие деформации вала или смещение оси одного подшипника относительно оси другого.

Снижение радиальной несущей способности вследствие неблагоприятной для контактной прочности формы беговой дорожки наружной обоймы компенсируется наличием двух рядов шариков. Форма беговой дорожки у сферических подшипников не позволяет нести значительные осевые нагрузки. Осевая жесткость их невелика.

Шариковые радиально-упорные подшипники (*7*, *8*) предназначены для восприятия одновременно радиальных и осевых сил.

Форма беговой дорожки наружной обоймы позволяет увеличить число шариков, что повышает несущую способность подшипника. Разъемные радиально-упорные подшипники (*7*) допускают беспрепятственное снятие наружной обоймы; в неразъемных(*8*) подшипниках наружная обойма зафиксирована на шариках неглубокой закраиной беговой дорожки. Последняя конструкция удобнее для монтажа подшипника в узле.

У подшипников, предназначенных для небольших осевых нагрузок, угол контакта $\beta = 12^\circ$; у подшипников для высоких осевых нагрузок $\beta = 26 \div 40^\circ$.

Одиночную установку радиально-упорных подшипников применяют только при постоянной по направлению осевой нагрузке (например, на вертикальных валах). В большинстве случаев применяют парную установку, замыкаемую затяжкой обойм (наружных или внутренних).

Сдвоенные радиально-упорные подшипники (*9*, *10*) выпускают с заранее установленным зазором *a*, выбираемым при затяжке.

Радиально-упорные подшипники в парной установке с натягом обеспечивают практически беззазорное центрирование и осевую фиксацию вала.

Применяемые иногда неразъемные радиально-упорные подшипники двустороннего действия (*11*, *12*) лишены этого преимущества.

Радиальные роликовые подшипники (*13—15*) предназначены для несения высоких радиальных нагрузок при отсутствии осевых. Повышенная несущая способность роликовых подшипников (в 1,5—2 раза большая, чем одинаковых по размерам шариковых подшипников) обусловлена линейным контактом между роликами и беговыми дорожками, а также увеличенным числом роликов (которые в обоймы устанавливаются без затруднений).

Одну из обойм подшипника, обычно внутреннюю (*13*), реже наружную (*14*), выполняют с буртиками, направляющими ролики при их движении по беговым дорожкам. Вторую обойму делают гладкой.

Подшипники этого типа допускают известную свободу осевого перемещения одной обоймы относительно другой; их часто применяют в качестве плавающих опор.

При установке обе обоймы должны быть зафиксированы в осевом направлении.

Подшипники с буртиками на обеих обоймах (*15*) могут нести небольшие осевые нагрузки; их используют для фиксации валов.

Выпускают подшипники с отъемными буртиками (*16*, *17*). Конструкцию по эск. *18* сейчас не применяют из-за больших осевых размеров.

Роликовые подшипники с длинными роликами (*19*) отличаются повышенной несущей способностью и меньшими радиальными размерами. Направление роликов при движении по беговым дорожкам хуже, чем в подшипниках с короткими роликами, поэтому иногда применяют многорядную установку коротких роликов в общем сепараторе (*20*) или пользуются двухрядными роликовыми подшипниками (*21*).

Подшипники с витыми цилиндрическими роликами (*22*) отличаются несколько повышенной упругостью в радиальном направлении. Несущая способность их значительно меньше, чем у подшипников с массивными роликами.

Для установки на коленчатых валах подшипники этого типа изготовляют с разъемными в меридио-

нальной плоскости внутренними обоймами, соединенными в ласточкин хвост. Широкого применения эти подшипники не получили.

Игольчатые подшипники с роликами малого диаметра и большой длины (*23*, *24*) применяют при стесненных радиальных размерах для несения повышенных радиальных нагрузок при малых частотах вращения.

Цилиндросферические подшипники (*25*), у которых торцы роликов выполнены по сфере, могут наряду с радиальными нагрузками воспринимать довольно значительные осевые нагрузки. Условие чистого качения на торцах роликов в этих подшипниках не соблюдается.

Двухрядные роликовые самоустанавливающиеся подшипники с бочкообразными роликами (*26*) выгодно отличаются от сферических шариковых подшипников повышенной радиальной и осевой несущей способностью. Условие чистого качения в этих подшипниках соблюдается не полностью.

Конические роликовые подшипники (*27*, *28*) применяют для восприятия высоких радиальных и осевых нагрузок.

Угол конуса наружной беговой дорожки в стандартных подшипниках $\alpha = 20 \div 30^\circ$. Осевая жесткость их невелика; приложение осевой силы P_{oc} вызывает высокие нагрузки на ролики ($N = P_{oc}/\sin\alpha/2$), вследствие чего частота вращения этих подшипников ограничена; они чувствительны к перетяжке. В подшипниках, предназначенных для несения повышенных осевых нагрузок, угол α увеличивают до 60°. В одиночной установке конические роликовые подшипники применяют только как упорные (преимущественно на вертикальных валах); обычно их устанавливают парно. Замыкание осуществляется установкой обоих подшипников зеркально один по отношению к другому, с затяжкой парных (наружных или внутренних) обойм, обеспечивающей беззазорное центрирование и осевую фиксацию вала.

Промышленность выпускает сдвоенные (*29*, *30*) и многорядные (*31*) крупногабаритные конические роликовые подшипники, предназначенные для несения особо высоких нагрузок.

Упорные подшипники

В табл. 37 приведены основные разновидности упорных подшипников качения.

Однорядные шариковые упорные подшипники (табл. 37, эск. *1*) предназначены для восприятия осевых нагрузок в одном направлении. Радиальную нагрузку упорные шариковые подшипники воспринимать не могут. Их применяют только в сочетании с радиальными подшипниками (скольжения или качения).

Одно из колец подшипника плотно сажают на вал (по диаметру d), а другое устанавливают в корпусе. Для предотвращения трения между валом и свободным кольцом внутренний диаметр d_1 последнего делают на несколько десятых миллиметра больше, чем закрепленного кольца.

Свойство самоустанавливаться придают, выполняя опорную поверхность одного из колец подшипника по сфере и устанавливая его на шайбе со сферической опорной поверхностью (*2*).

Двухрядные шариковые упорные подшипники (*3*, *4*) предназначены для восприятия осевых нагрузок обоих направлений. Частота вращения у этих подшипников ограничена. Под действием повышенных центробежных сил шарики смещаются с беговых канавок (особенно если осевая нагрузка переменная), вследствие чего нарушается правильная работа подшипника.

Упорно-радиальные шариковые подшипники (*5*, *6*) могут наряду с осевыми нагрузками нести довольно значительные радиальные нагрузки.

Упорные подшипники с цилиндрическими роликами (*7—12*) состоят из двух плоских колец, между которыми катятся цилиндрические ролики.

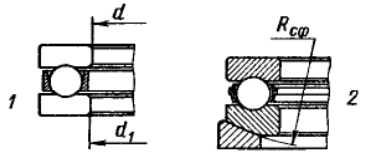
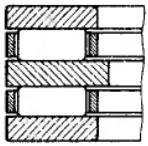
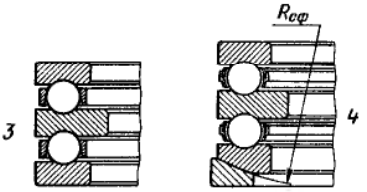
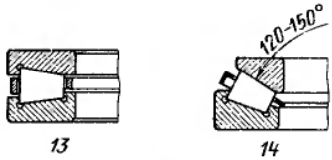
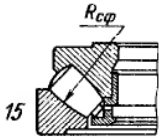
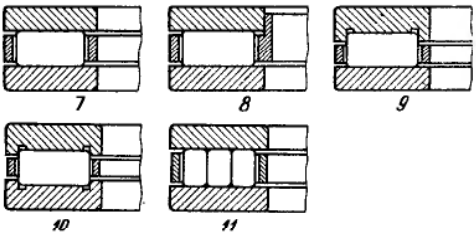
Ролики центрируют в подшипнике сепараторами (*7*), которые, в свою очередь, центрируют на валу или по одной из обойм подшипника (*8*). Применяют также центрирование роликов буртами на одной (*9*) или на двух (*10*) обоймах.

В подшипниках этого типа ролики катятся голько в одной точке своей длины, на остальных участках происходит проскальзывание относительно поверхности беговых дорожек. Для уменьшения проскальзывания иногда применяют установку в ряд нескольких коротких роликов (*11*). Для восприятия осевых сил в обоих направлениях применяют двухрядные роликовые подшипники (*12*). Частота вращения у этих подшипников крайне ограничена. Их применяют в тихоходных тяжелонагруженных опорах.

Упорные подшипники с коническими роликами выполняют с конусами, вершины которых сходятся на оси подшипника (*13*, *14*), что обеспечивает правильное качение роликов.

Сферические подшипники (*15*) обладают свойством самоустанавливаемости и могут нести большие радиальные и осевые нагрузки. Наружная беговая дорожка у них выполнена по сфере, центр которой располо-

37. Упорные подшипники

Эскиз	Эскиз
 Однорядные шариковые упорные	 Двухрядные упорные с цилиндрическими роликами
 Двухрядные шариковые упорные	 Упорные с коническими роликами
Упорно-радиальные шариковые	 Сфероконические упорные
 Однорядные упорные с цилиндрическими роликами	

жен вне подшипника; профили роликов очерчены дугами окружности с радиусом, равным радиусу сферы.

Условие правильного качения роликов сфероконических подшипников соблюдается не полностью.

Подшипники с разъемными обоймами

Для несения повышенных осевых и радиально-осевых нагрузок применяют подшипники с разъемной в экваториальной плоскости наружной (рис. 757, *а*) или, реже, внутренней (вид *б*) обоймой. Разъем позволяет увеличить число шариков и углубить беговые канавки.

При чисто радиальной нагрузке в подшипниках этого типа образуются три точки контакта – две на разъемной и одна на целой обойме (отсюда их условное название «трехконтактные» подшипники). Правильное качение шариков одновременно по трем поверхностям, разумеется, невозможно. Тормозящиеся двухточечным соприкосновением с разъемной обоймой шарики проскальзывают по целой обойме, поэтому трехконтактные подшипники применяют для несения осевой нагрузки или

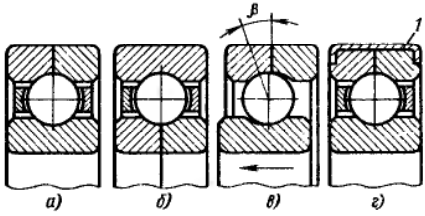


Рис. 757. Подшипники с разъемными обоймами

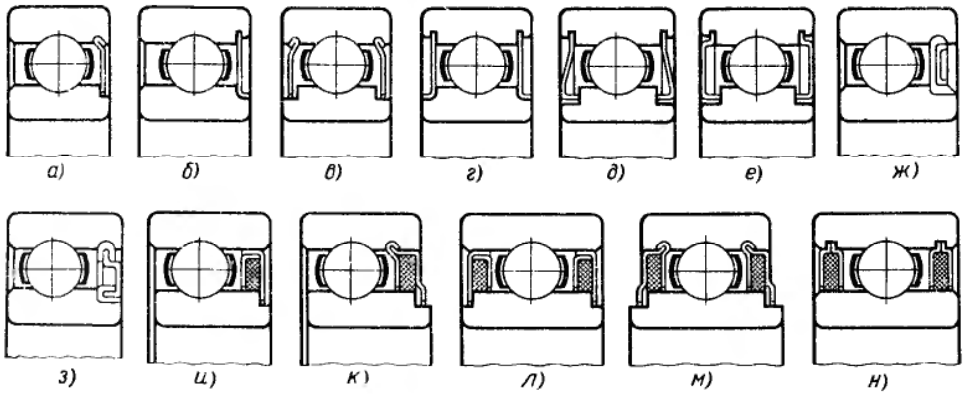


Рис. 758. Подшипники с встроенными уплотнениями

радиальной при одновременном действии осевой. Осевая нагрузка прижимает шарики лишь к одной поверхности (вид *в*), на другой стороне шарики отходят от поверхности беговой дорожки, и в итоге получается двухконтактный подшипник.

Угол β контакта зависит от соотношения радиальной и осевой нагрузки. При чисто осевой нагрузке в исполненных конструкциях $\beta = 20 \div 30°$.

Разъемные обоймы обычно стягивают крепежными гайками, причем взаимное центрирование обойм происходит по посадочной поверхности.

Подшипники, предназначенные для несения чисто осевых нагрузок, устанавливают в корпусах с радиальным зазором. В этом случае применяют подшипники с полуобоймами, соединенными наглухо с помощью гильзы, завальцованной на торцы (вид *г*).

Подшипники с встроенными уплотнениями

Промышленность выпускает несколько типов радиальных шариковых подшипников с встроенными уплотнениями.

Односторонние (рис. 758, *а*, *б*) и двусторонние (виды *в*–*е*) защитные шайбы предохраняют подшипники от проникновения грязи; во внутренних установках они служат для защиты подшипников от избыточной смазки.

Для уплотнения подшипников в концевых установках применяют шайбы, опрессованные эластомерами (виды *ж*, *з*), или фетровые сальники (виды *и*, *к*).

Подшипники одноразовой смазки, во внутреннюю полость которых при выпуске с завода закладывают мерное количество пластичного смазочного материала, уплотняют шайбами (виды *ж*, *з*) или двусторонними фетровыми сальниками (виды *л*–*н*).

Конструктивные соотношения

В табл. 38 показаны усредненные соотношения конструктивных элементов подшипников качения, полученные статистической обработкой размеров стандартных подшипников.

МАТЕРИАЛЫ

Подшипники качения изготовляют из высокоуглеродистых (1–1,2%С) хромистых сталей ШХ (табл. 39). Цифровое обозначение в марке стали указывает среднее содержание Cr в десятых долях процента.

Тела качения делают из сталей ШХ6, ШХ9 и ШХ15, обоймы – из сталей ШХ15, ШХ9 и ШХ15СГ.

Заготовки подвергают отжигу для придания цементиту зернистой формы.

Закалка с температуры 820 ± 10 °С с последующим отпуском при 150–160 °С (HRC 62–66). Для уменьшения количества остаточного аустенита заготовки после закалки обрабатывают холодом (при –30 °С).

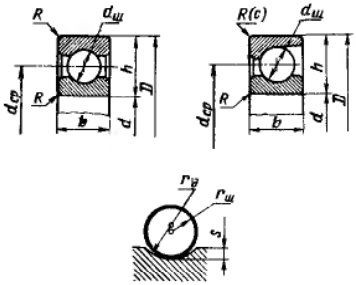
Обоймы крупных подшипников с цементуемыми рабочими поверхностями изготовляют из стали 20Х2Н4А (по специальным техническим условиям). Глубина цементованного слоя 5–6 мм (продолжительность процесса цементации 120–150 ч; температура 850–900 °С). После цементации заготовки подвергают отжигу при 800 °С. Закалка с 750–800 °С; отпуск при 180–200 °С.

Подшипники, работающие в агрессивных средах, изготовляют из коррозионно-стойкой стали мартенситного класса типа 95Х18 (1%

38. Конструктивные соотношения подшипников качения

Типы подшипников	Размеры

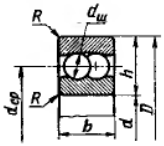
Радиальные и радиально-упорные шариковые



Серия	D/d	$d_ш/d_{ср}$	b/h
Легкая	1,8 – 2	~ 0,18	0,85 – 0,9
Средняя	2,15 – 2,3	~ 0,23	0,85 – 1
Тяжелая	2,5 – 2,8	~ 0,28	0,75 – 0,9

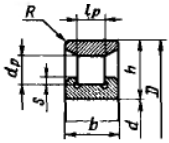
$d_ш = (0{,}55 \div 0{,}63)h$, где $h = 0{,}5(D - d)$;
$R = c = 0{,}1h$;
$r_д \approx 1{,}03 r_ш$;
$s \approx 0{,}1h \approx 0{,}15 d_ш$

Двухрядные самоустанавливающиеся шариковые



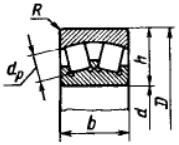
$d_ш = (0{,}45 \div 0{,}5)h$;
$b = (0{,}85 \div 1)h$

Роликовые



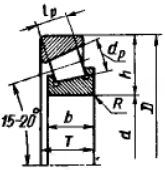
$d_р = l_р \approx 0{,}5h$
Для подшипников легкой и средней серий
$b = (0{,}85 \div 1)h$; $s = (0{,}1 \div 0{,}12)h$;
легкой широкой серии
$b = (1 \div 1{,}25)h$; $s = (0.2 \div 0.25)d_р$

Двухрядные самоустанавливающиеся роликовые



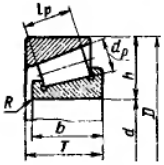
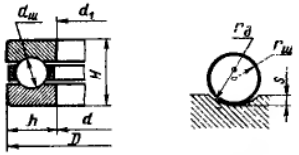
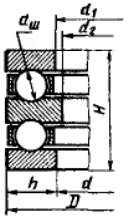
$d_р = 0{,}5h$;
$b = (1{,}15 \div 1{,}25)h$

Конические роликовые



$d_р = (0{,}5 \div 0{,}53)h$;
$l_р = (1{,}2 \div 1{,}25)h$
Легкая серия
$b = (0{,}9 \div 1)h$; $T = (1 \div 1{,}25)h$
Средняя серия
$b = (0{,}7 \div 0{,}9)h$; $T = (0{,}85 \div 1)h$

Продолжение табл. 38

Типы подшипников	Размеры
Конические роликовые широкой серии 	$d_р = (0,5 \div 0,53)h$; $l_р = (1,7 \div 1,9)h$ Легкая серия $b = h$; $T = (1,2 \div 1,6)h$ Средняя серия $b = (0,9 \div 1,25)h$; $T = (1,4 \div 2)h$
Упорные шариковые однорядные 	$d_ш = (0,7 \div 0,8)h$; $d_1 = d + (0,2 \div 0,5)$ мм; $H = (1,35 \div 1,6)h$; $r_д = 1,08r_ш$; $s = 0,1d_ш$
Упорные шариковые двухрядные 	$d_ш = (0,7 \div 0,8)h$; $d_1 = d + (0,2 \div 0,5)$ мм; $d_2 = (0,83 \div 0,85)d$; $H = (2,5 \div 3)h$

39. Шарикоподшипниковые стали (по ГОСТ 801–78)

Марка	Состав, %			
	C	Cr	Mn	Si
ШХ6	1,05–1,15	0,4–0,7	0,2–0,4	0,15–0,35
ШХ9	1–1,1	0,9–1,2	0,2–0,4	0,15–0,35
ШХ15	0,95–1,1	1,3–1,65	0,2–0,4	0,15–0,35
ШХ15СГ	0,95–1,1	1,3–1,65	0,9–1,2	0,4–0,65

C; 18% Cr; < 0,7% Mn и Si). Закалка в масле с 1000–1070 °C; отпуск при 150–160 °C (HRC 60–62).

КЛАССЫ ТОЧНОСТИ ИЗГОТОВЛЕНИЯ

Подшипники качения разделяются по точности изготовлеиия на следующие классы: 0, 6, 5, 4 и 2.

Нормальный	0
Повышенный	6
Высокий	5
Прецизионный	4
Сверхпрецизионный	2

Классы точности различаются по допускам на изготовление основных элементов подшипников (посадочные диаметры, соосность рабочих поверхностей, размеры и форма тел качения, профиль беговых дорожек), а также нормами плавности хода.

В общем машиностроении чаще всего применяют подшипники классов 0, 6 и 5. Прецизионные подшипники используют в специальных случаях (точные приборы, высокоскоростные подшипниковые узлы).

КОЭФФИЦИЕНТ ТРЕНИЯ. ДОПУСТИМЫЕ ОКРУЖНЫЕ СКОРОСТИ

Главные источники потерь в подшипниках качения:

40. Коэффициенты трения и допустимые окружные скорости

Типы подшипников	Коэффициент трения f		Допустимая окружная скорость $v_{окр}$, м/с	$nd_{ср} \cdot 10^{-6}$
	при радиальной нагрузке	при осевой нагрузке		
Шариковые радиальные	0,001—0,002	0,002—0,003	10—30	0,2—0,6
Шариковые сферические	0,002—0,004	—	10—20	0,2—0,4
Шариковые радиально-упорные	0,002—0,003	0,0025—0,004	10—20	0,2—0,4
Роликовые	0,002—0,003	—	10—20	0,2—0,4
Роликовые сферические	0,003—0,005	—	10—20	0,2—0,4
Роликовые конические	0,004—0,008	0,01—0,02	5—15	0,1—0,3
Игольчатые	0,005—0,01	—	5—10	0,1—0,2
Упорные шариковые	—	0,004—0,006	5—10	0,1—0,2
Упорные с коническими роликами	—	0,01—0,02	5—10	0,1—0,2
Упорные с цилиндрическими роликами	—	0,02—0,03	2—5	0,05—0,1

гистерезисные потери при циклической упругой деформации сжатия материала тел качения и беговых дорожек в точках контакта;

проскальзывание тел качения относительно беговых дорожек, вызванное сдвиговой деформацией материала в точках контакта;

скольжение тел качения относительно беговых дорожек при нарушении качения в результате сдвигов и перекосов обойм подшипника под нагрузкой;

трение тел качения о сепаратор и трение сепаратора об обоймы (в подшипниках с центрированным сепаратором);

выдавливание и вязкий сдвиг масла в точках контакта;

завихрение и разбрызгивание смазочного материала, соприкасающегося с подшипником.

В роликовых подшипниках дополнительным источником потерь является трение роликов о направляющие бурты; в подшипниках с углом контакта, не равным нулю (упорные и радиально-упорные шариковые подшипники),— верчение шариков под действием гироскопических моментов; в бессепараторных подшипниках (игольчатые подшипники) — трение между телами качения. В некоторых типах подшипников (упорные подшипники с цилиндрическими роликами, сферокоонические подшипники) чистое качение неосуществимо и движение роликов сопровождается проскальзыванием по беговым дорожкам.

Потери на трение зависят от точности изготовления подшипника. Погрешности профиля беговых дорожек, формы тел качения, отклонения их размеров, отклонения формы и расположения посадочных и рабочих поверхностей нарушают плавность хода и вызывают циклические нагрузки, резко повышающие трение.

Коэффициент трения подшипников качения определяют как отношение окружной силы трения $T_{тр}$ на диаметре d вала к действующей на подшипник нагрузке P:

$$f = \frac{T_{тр}}{P} = 10^3 \frac{2M_{тр}}{Pd}, \qquad (341)$$

где $M_{тр}$ — момент трения, Н·м; d — диаметр вала, мм.

В табл. 40 приведены средние значения f для стандартных подшипников (при рабочей температуре подшипника 50—80 °С и при смазке машинными маслами).

Коэффициент трения зависит от размеров подшипника, окружной скорости, рабочей температуры, свойств и способа подачи смазочного материала, точности изготовления подшипника, способа его установки, условий восприятия нагрузки и правильности монтажа. При неблагоприятных условиях (чрезмерный подвод и высокая вязкость смазочного материала; износ поверхностей качения; неправильный монтаж, приводящий к перекосам и защемлению тел качения) коэффициент трения может значительно превысить приведенные в таблице значения.

Допустимую частоту вращения оценивают величиной условной окружной скорости $v_{окр}$ по центровой линии тел качения или (что практически одно и то же) по среднему диаметру подшипника $[d_{ср} = 0{,}5(D + d)]$:

$$v_{окр} = 0{,}5 \cdot 10^{-3} \omega d_{ср} = 0{,}5 \cdot 10^{-3} \frac{\pi n}{30} d_{ср} \approx$$

$$\approx 5 \cdot 10^{-5} n d_{ср}, \qquad (342)$$

где n — частота вращения, об/мин; $d_{ср}$ — средний диаметр подшипника, мм.

Наряду с окружной скоростью для оценки скорости вращения подшипников применяют фактор $nd_{ср}$, равный согласно уравнению (342)

$$nd_{ср} = 2 \cdot 10^4 v_{окр}. \qquad (343)$$

Средние значения $v_{окр}$ и $nd_{ср}$ для различных типов подшипников приведены в табл. 40.

НЕСУЩАЯ СПОСОБНОСТЬ И ДОЛГОВЕЧНОСТЬ

Подшипники качения нормальной точности рассчитывают на долговечность и несущую способность по эмпирической формуле

$$\left(\frac{C}{P}\right)^{\alpha} = L, \qquad (344)$$

где C – номинальная динамическая грузоподъемность, приводимая в каталоге, Н; P – приведенная нагрузка, Н; α – показатель степени: для шариковых подшипников $\alpha = 3$, для роликовых $\alpha = 10/3$; L – номинальная долговечность, млн. оборотов.

Приведенную нагрузку P вычисляют по формуле

$$P = (XVF_r + YF_a)k_\sigma k_t,$$

где F_r – радиальная нагрузка, Н; F_a – осевая нагрузка, Н; X и Y – коэффициенты радиальной и осевой нагрузки, приводимые в каталоге в зависимости от типа подшипника; V – коэффициент вращения: при вращающемся относительно вектора нагрузки F_r внутреннем кольце $V = 1{,}0$, наружном – $V = 1{,}2$; k_σ – коэффициент безопасности, учитывающий характер нагрузки на подшипник; k_t – температурный коэффициент.

Значения коэффициентов Y и k_σ приведены в табл. 41 и 42.

Коэффициент k_t равен 1 при $t \leqslant 105°$ и $k_t = (108 + 0{,}4t)/150$ при $t > 105°$. Результаты расчета k_t приведены ниже.

Рабочая температура подшипника, °С	100	125	150	175	200	225	250
k_t	1	1,05	1,1	1,15	1,25	1,35	1,4

41. Коэффициент Y приведения осевой нагрузки

Типы подшипников	Серия	Диаметр подшипника	Y при F_r/F_a			
			>2	2	1	0
Шариковые однорядные	–	Для всех размеров	1,5	1,7	1,9	2
Шариковые сферические	Легкая	<17	2,5	2,9	3,1	3,4
		20–40	3,5	4,0	4,3	4,7
		>45	4,5	5,1	5,6	6,0
	Средняя	<30	3,0	3,45	3,75	4,0
		>35	4,0	4,6	5,0	5,6
	Широкая	Для всех размеров	2,5	2,9	3,1	3,4
Роликовые сферические двухрядные	Легкая	То же	4,5	5,1	5,6	6,0
	Средняя	»	3,5	4,0	4,3	4,7
Шариковые радиально-упорные	–	»	0,6	0,7	0,75	0,8
Роликовые конические	Легкая	»	1,5	1,7	1,9	2,0
	Средняя	»	1,8	2,0	2,25	2,4
	С большим углом конуса	»	0,7	0,8	0,88	0,95

42. Коэффициент нагрузки k_σ

Характер нагрузки	k_σ
Спокойная	1
С легкими толчками: кратковременные перегрузки	1–1,2
Пульсирующая: кратковременные перегрузки до 150%	1,3–1,8
Пульсирующая: кратковременные перегрузки до 200%	1,8–2,5
Ударная: кратковременные перегрузки до 300%	2,5–3

Расчет чаще всего заключается в подборе подшипника, т. е. в определении необходимой динамической грузоподъемности C по заданным приведенной нагрузке, частоте вращения n и долговечности L_h.

Так как $L = 60nL_h/10^6$, то требуемая динамическая грузоподъемность из формулы (344)

$$C = P(60nL_h/10^6)^{1/\alpha}. \qquad (345)$$

При поверочном расчете, зная C, P и n, определяют долговечность подшипника:

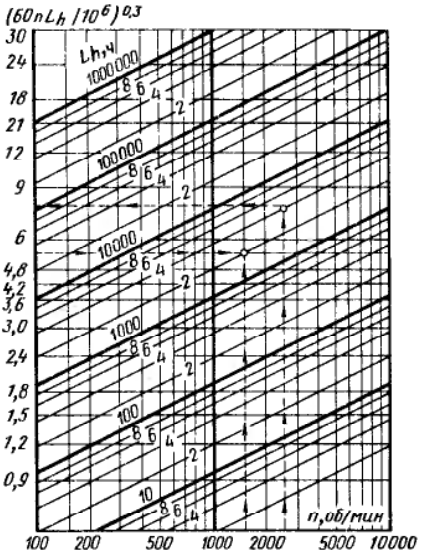


Рис. 759. График функции $(nL_h)^{0,3}$

$$L_h = \left(\frac{C}{P}\right)^a \frac{10^6}{60n}.$$

На рис. 759 показана зависимость $(60nL_h/10^6)^{0,3}$ от n и L_h.

При подборе подшипника, зная частоту вращения n и задаваясь долговечностью L_h, находят на оси ординат графика величину $(60nL_h/10^6)^{0,3}$, после чего определяют необходимую динамическую грузоподъемность по формуле (345).

Пусть $P = 5000$ Н; $n = 2500$ об/мин; $L_h = 4000$ ч. По графику (штриховые линии) находим $(60nL_h/10^6)^{0,3} = 7,5$. Следовательно, $C = 5000 \cdot 7,5 = 37,5$ кН.

С помощью графика легко произвести и поверочный расчет подшипника. Зная $\left(\frac{60nL_h}{10^6}\right)^{0,3} = \frac{C}{P}$, проводят горизонталь до пересечения с перпендикуляром, восстановленным исходя из соответствующего значения n, и в точке встречи находят по сетке кривых L_h долговечность подшипника.

Пусть $P = 20$ кН; $C = 110$ кН $(C/P = 5,5)$; $n = 1500$ об/мин. Согласно графику (штриховые линии) долговечность $L_h = 2000$ ч.

Долговечность подшипников должна быть согласована с долговечностью машин, которая колеблется в очень широких пределах в зависимости от назначения машины, степени напряженности ее рабочих органов, условий эксплуатации и сроков технического устаревания, определяемых в основном продолжительностью срока H службы машины, равного

$$H = \frac{L_h}{\eta_{исп}}, \qquad (346)$$

где L_h – долговечность; $\eta_{исп}$ – коэффициент использования машины (доля фактической работы машины за период ее эксплуатации).

Для машин общего назначения, работающих по календарному режиму,

$$\eta_{исп} = \eta_{см}\eta_{вых}\eta_{пр},$$

где $\eta_{см}$ – коэффициент сменности (при одно-, двух- и трехсменной работе соответственно $\eta_{см} \approx 0,3$; 0,6; 0,9); $\eta_{вых}$ – коэффициент выходных дней (в среднем $\eta_{вых} = 0,8$); $\eta_{пр}$ – коэффициент вынужденных простоев.

Принимая $\eta_{пр} = 0,8$, находим

$$\eta_{исп} = 0,64\ \eta_{см}.$$

Подставляя это значение в уравнение (346), получаем формулу для определения долговечности в зависимости от срока службы:

$$L_h = 0,64\eta_{см}H.$$

На основании этой формулы построен график $L_h - H$ (рис. 760) при одно-, двух- и трехсменной работе, а также для круглогодовой круглосуточной работы (в последнем случае принято $L_h = 0,95H$, где коэффициент 0,95 учитывает вынужденные простои).

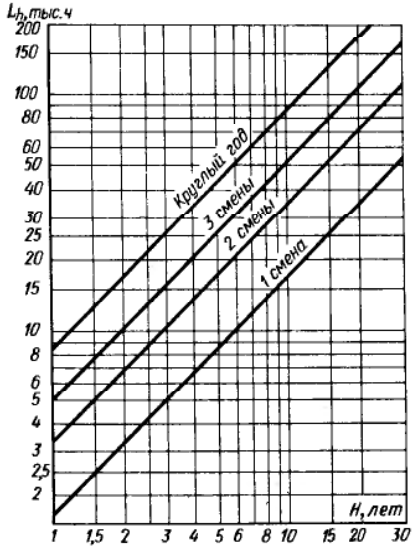


Рис. 760. Зависимость расчетной долговечности от срока службы и режима работы

По графику можно определять расчетную долговечность машин общего назначения в зависимости от режима работы и срока службы.

Для наиболее распространенного случая двухсменной работы при сроке службы 10 – 15 лет расчетная долговечность $L_h = 35 \div 50$ тыс. ч. Для машин интенсивного использования (трехсменная и круглогодовая работа) при том же сроке службы $L_h = 50 \div 100$ тыс. ч.

ВЫБОР СЕРИИ ПОДШИПНИКОВ

Подшипники качения почти всех типов выпускают нескольких разновидностей (серий), отличающихся размерами, нагрузочной способностью и предельной частотой вращения.

На рис. 761, *а*, *б* показаны в зависимости от диаметра d вала динамическая грузоподъемность и предельные допустимые частоты вращения для подшипников различных типоразмеров и серий.

Динамическая грузоподъемность возрастает, а частота вращения падает с переходом от легких серий к более тяжелым и с увеличением диаметра подшипника.

Например, для роликовых подшипников динамическая грузоподъемность средних серий приблизительно в 1,7 раза больше, чем легких; тяжелых серий – во столько же раз

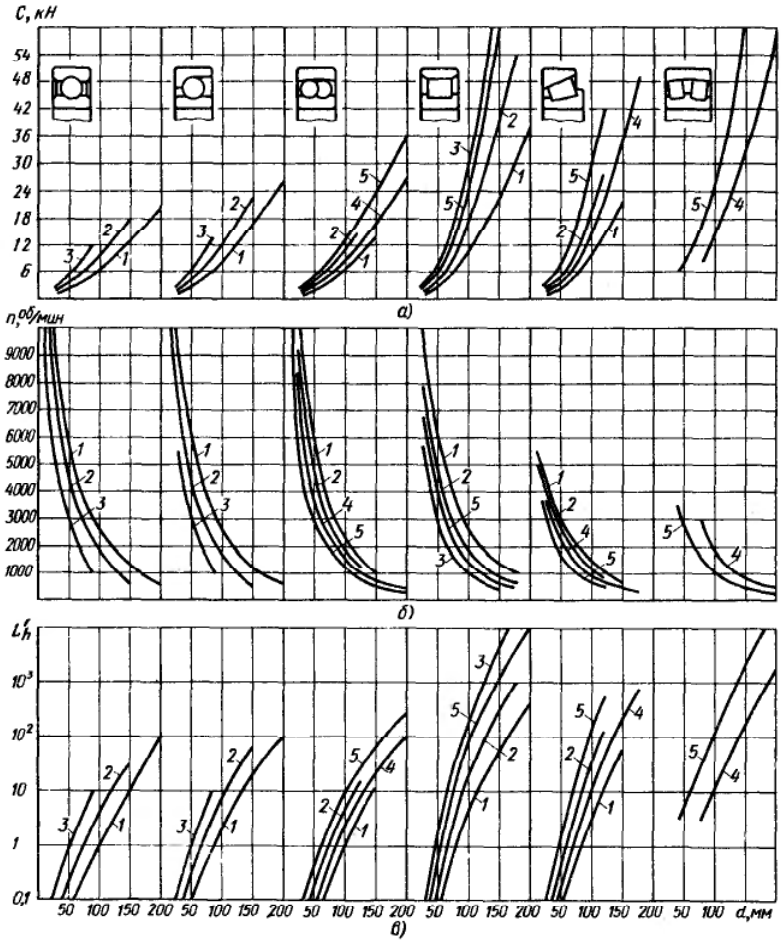


Рис. 761. Динамическая грузоподъемность C, предельная частота вращения n и относительная долговечность L'_h подшипников серий:

1 – легкой; *2* – средней; *3* – тяжелой; *4* – легкой широкой; *5* – средней широкой

больше, чем средних, и приблизительно в 3 раза больше, чем легких серий.

Долговечность подшипников из-за ее степенной зависимости от динамической грузоподъемности возрастает с переходом на более тяжелые серии более существенно.

Согласно формуле (345) долговечность

$$L_h = \frac{10^6}{60n}\left(\frac{C}{P}\right)^{\alpha}, \qquad (347)$$

т. е. при $n = \text{const}$ и $P = \text{const}$ долговечность пропорциональна C^{α}. Следовательно, при прочих равных условиях долговечность роликовых подшипников средних серий в $1{,}7^{3{,}33} \approx 6$ раз больше, чем легких; тяжелых серий – во столько же раз больше, чем средних, и примерно в 36 раз больше, чем легких серий.

На рис. 761, *в* показана относительная долговечность L'_h, вычисленная по формуле (347) в предположении одинаковых нагрузок и частот вращения. За единицу принята долговечность радиального шарикового подшипника легкой серии с $d = 100$ мм (табл. 43).

43. Относительная долговечность подшипников

Подшипники	Серия		
	легкая	средняя	тяжелая
Шариковые	1	4	15
Роликовые	4	25	150

Как видно, долговечность подшипников тяжелых серий примерно на один порядок превышает долговечность подшипников легких серий, а долговечность роликовых подшипников на один-два порядка превышает долговечность шариковых.

На основании рис. 761, *в* можно оценить сравнительную долговечность подшипников, сопоставимых по функциональному назначению и быстроходности. В табл. 43 приведены цифры относительной долговечности радиальных шариковых и роликовых подшипников диаметром 100 мм в предположении, что нагрузки и частота вращения одинаковы (за единицу принята долговечность шарикового подшипника легкой серии).

Как видно, долговечность роликовых подшипников превышает долговечность шариковых подшипников для легкой серии в 4 раза, средней – в 6 раз и тяжелой – в 10 раз. Долговечность роликового подшипника тяжелой серии в 150 раз больше долговечности шарикового подшипника легкой серии.

При выборе серии, помимо несущей способности, следует учитывать габариты, массу и быстроходность подшипника. На рис. 762 приведены основные показатели подшипников различных типов и серий с одинаковым диаметром вала ($d = 80$ мм). Как показано на рисунке, значительное преимущество имеют подшипники легких серий по габаритам, массе и быстроходности. Несущая способность их, разумеется, меньше, чем подшипников средних и особенно тяжелых серий.

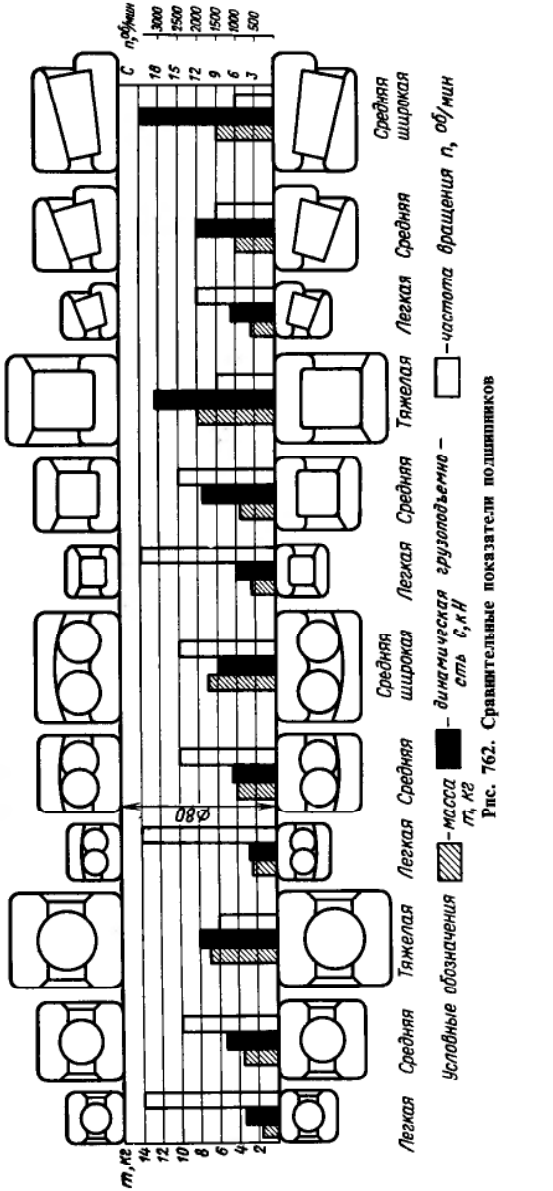


Рис. 762. Сравнительные показатели подшипников

Чаще всего применяют подшипники легких и средних серий, предпочитая в необходимых случаях повышать динамическую грузоподъемность путем увеличения диаметра вала, что является столь же эффективным средством повышения несущей способности и долговечности, как и утяжеление серии. Этот способ соответствует современной тенденции применения в силовых узлах пустотелых валов увеличенного диаметра как средства повышения прочности и жесткости и уменьшения массы конструкции.

Подшипники тяжелых серий используют в тихоходных узлах, подвергающихся действию особо высоких нагрузок (валы прокатных станов). Целесообразно применять их также в концевых установках массивных валов, где диаметр цапф без ущерба для прочности можно сделать значительно меньше диаметра рабочей части вала и таким образом уменьшить габариты подшипникового узла.

Расчет подшипников по приведенным формулам и каталожным данным дает лишь средние и притом несколько приуменьшенные значения долговечности. Согласно статистическим данным у 50% подшипников долговечность в 3—4 раза, а у 10% в 10—20 раз превышает расчетную, причем у подшипников повышенной точности она значительно больше, чем у подшипников нормальной точности. Долговечность и несущая способность подшипников очень сильно зависят от конструкции узла, правильности установки подшипников, жесткости вала и корпуса, величины натягов на посадочных поверхностях и, особенно, от условий смазки. Подшипники в правильно сконструированных узлах при целесообразном предварительном натяге нередко работают в течение срока, во много раз превосходящего расчетный. С другой стороны, высокое значение динамической грузоподъемности не является гарантией надежности. Такие подшипники могут быстро выйти из строя вследствие ошибок установки (перетяжка подшипников, перекос осей, недостаточная или избыточная смазка).

КРЕПЛЕНИЕ ПОДШИПНИКОВ НА ВАЛАХ

Основным способом крепления подшипников на валу является затяжка внутренней обоймы подшипников гайкой. Такое крепление обеспечивает точную осевую фиксацию подшипника, надежно страхует от проворота внутренней обоймы на валу и позволяет устанавливать подшипник на вал с небольшим натягом без опасности смятия и разбивания посадочной поверхности вала.

Наиболее сильную затяжку обеспечивает упор в заплечики или буртик на валу (рис. 763, *а*), в промежуточную втулку (вид *б*) или в насадную деталь, в свою очередь, опирающуюся на заплечики или буртик.

Широко распространена затяжка подшипника на валу через насадную деталь (вид *в*) и установка подшипника между дистанционными втулками (вид *г*), стягиваемыми гайкой.

При упоре в кольцевой стопор (вид *д*) осуществить силовую затяжку невозможно из-за опасности среза стопора или выжимания его из канавки.

Стопорные кольца круглого сечения, усиленные охватывающими коническими кольцами (вид *е*), выдерживают повышенные силы затяжки.

Описанные способы применяют как в концевых, так и в промежуточных установках.

В концевых установках силовую затяжку осуществляют также внутренними гайками (вид *ж*) и шайбами, притягиваемыми к торцу вала центральным болтом (вид *з*) или несколькими болтами (вид *и*).

Все другие способы крепления не обеспечивают силовой затяжки и, как правило, требуют применения посадок с увеличенным натягом и повышения твердости вала во избежание смятия посадочной поверхности.

В малонагруженных подшипниковых узлах применяют фиксацию кольцевыми стопорами (виды *к*, *л*). Для того чтобы обеспечить беззазорную фиксацию с помощью кольцевых стопоров (особенно из круглой проволоки), нужно или строго выдерживать расстояние между канавками стопоров, или применять калиброванные промежуточные шайбы (вид *м*).

В слабонагруженных подшипниковых узлах иногда ограничиваются посадкой подшипников на вал с натягом до упора в фиксирующий буртик (вид *н*). Этот способ не исключает возможности смещения подшипника с вала при ослаблении натяга. Правильнее в таких случаях застраховать подшипник от сдвига с помощью кольцевого стопора (вид *о*).

Фиксация концевого подшипника шайбами, подкладываемыми под болты, расположенные на периферии торца вала (вид *п*), а также планкой (вид *р*) не обеспечивает затяжки, так как во избежание перекоса крепящие элементы должны прилегать к торцу вала.

Почти вышли из употребления способы фиксации подшипников полукольцами, стянутыми пружинными разрезными кольцами (вид *с*) и установочными кольцами с нажимными винтами (вид *т*). Последний способ иногда еще применяют для установки подшипников на гладком валу при необходимости регулирования осевого положения подшипников.

УСТАНОВКА ПОДШИПНИКОВ С КОНИЧЕСКИМ ПОСАДОЧНЫМ ОТВЕРСТИЕМ

Промышленность выпускает подшипники с коническим внутренним отверстием (конус-

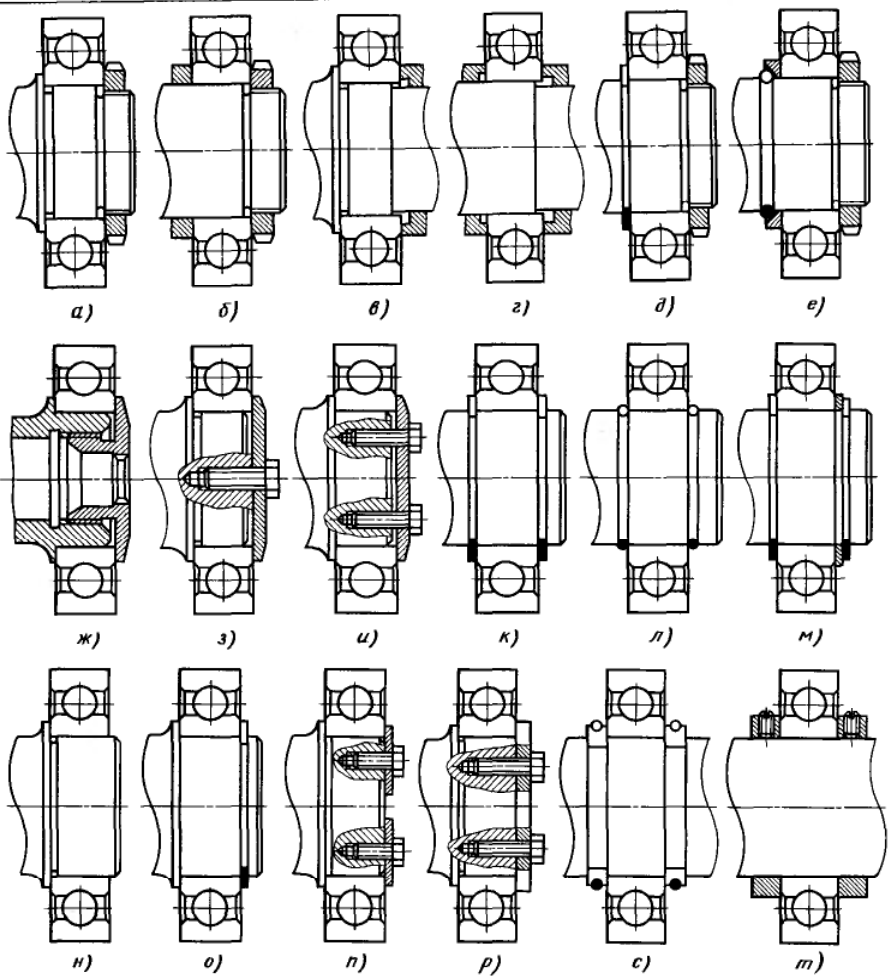


Рис. 763. Крепление подшипников на валах

ность 1 : 12, центральный угол конуса $\alpha \sim 5°$) для установки на гладких валах с помощью разрезной закрепительной втулки с конической наружной и цилиндрической внутренней поверхностями (рис. 764, *а*). Подшипник затягивают на втулке гайкой, благодаря чему создается необходимый для фиксации подшипника натяг между внутренней поверхностью подшипника, с одной стороны, и закрепительной втулкой и валом – с другой.

Подшипники этого типа имеют следующие недостатки:

ухудшается центрование вала из-за добавочной посадочной поверхности;

возможна перетяжка подшипника, вызывающая уменьшение зазора между телами качения и обоймами; сильная перетяжка может привести к заклиниванию тел качения;

положение подшипника на валу при затяжке меняется в результате упругой деформации обоймы, а при повторных затяжках – в результате смятия опорных поверхностей;

подшипники не могут выдерживать сколько-нибудь значительные осевые силы, направленные в сторону большего диаметра конуса, поскольку они вызывают защемление тел качения.

Установка на закрепительной втулке еще применяется как способ крепления подшипников на гладких валах с регулировкой осевого положения подшипника на валу.

В отдельных случаях подшипники с кониче-

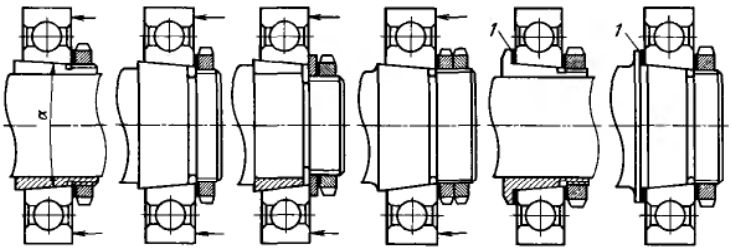


Рис. 764. Установка подшипников с коническим посадочным отверстием

ским посадочным отверстием применяют для регулирования зазора между телами качения и обоймами, увеличивающегося в результате износа, и, наконец, как средство создания предварительного радиального натяга.

На рис. 764, *б* изображено крепление конусного подшипника непосредственно на валу с конической посадочной поверхностью, на виде *в* — на ступенчатом цилиндрическом валу с промежуточной конусной втулкой.

Стрелки на рисунках показывают направление осевых сил, при котором возможно защемление подшипников.

Перетяжку подшипников при монтаже можно предотвратить затяжкой подшипника динамометрическим или предельным ключом с последующей фиксацией гайки контргайкой (вид *г*) или затяжкой подшипника на калиброванные шайбы *1* (виды *д*, *е*), ограничивающие перемещение затягивающей гайки.

Введение калиброванных шайб позволяет подшипнику воспринимать осевые силы обоих направлений. Толщину шайб следует выдерживать очень точно, так как при избыточной толщине ослабляется посадка на вал, а при недостаточной толщине возможна перетяжка подшипника. При повторных переборках шайбы следует менять. В массовом производстве применять калиброванные шайбы нецелесообразно.

УСТАНОВКА ПОДШИПНИКОВ В КОРПУСАХ

Способы установки подшипников в целых корпусах (осевая сборка) показаны на рис. 765.

В тяжелонагруженных опорах наружную обойму подшипника затягивают гайками с упором на буртик (вид *а*) или распорную втулку (вид *б*), жестко зафиксированную в корпусе. Затяжка на кольцевые стопоры (вид *в*) менее надежна. В конструкции *г* стопор усилен заключением в чашечную шайбу.

В концевых установках подшипники фиксируют с помощью крышек. В зависимости от глубины *l* гнезда и толщины уплотнительной прокладки *1* (вид *д*) можно получить установку с зазором *s* или с натягом (виды *е*, *ж*).

Глухие крышки обычно не центрируют; крышки, несущие уплотнения (вид *з*), центрируют по посадочной поверхности.

При установке во внутренних стенках, перегородках, диафрагмах и т. д. подшипники фиксируют с помощью дисков (виды *и* — *л*) обычно с небольшим осевым зазором ($s = 0{,}1 \div 0{,}2$ мм). При необходимости беззазорной фиксации вводят калиброванные шайбы *2* (вид *м*). Затяжку выполняют, предусматривая между диском и корпусом зазор $t = 0{,}05 \div 0{,}1$ мм (вид *н*).

Вместо дисков нередко применяют отдельные шайбы *3* (вид *о*). Если шайбы притянуты к торцовым поверхностям корпуса вплотную (и с небольшим зазором по отношению к подшипнику), то опасность перекоса шайб и подшипника отсутствует, несмотря на затяжку в нескольких точках.

В легконагруженных опорах при отсутствии осевых сил применяют фиксацию с помощью пластинок *4* (вид *п*) с разводными концами, заводимых в осевые канавки на посадочном отверстии.

Широко применяют фиксацию пружинными кольцевыми стопорами. Для облегчения монтажа стопоры обычно устанавливают с зазором $s = 0{,}1 \div 0{,}2$ мм (вид *р*). При необходимости беззазорной фиксации вводят калиброванные шайбы *5* (вид *с*) или применяют конические стопоры (вид *т*).

Очень удобен, особенно в концевых установках, способ фиксации с помощью разрезных пружинных колец, заводимых в канавки на наружной обойме подшипника (радиальные шариковые подшипники с канавками выпускаются серийно).

Обычно кольцо затягивают между корпусом и крышкой (или диском). Выточку под кольцо делают в корпусе (рис. 766, *а*) или, предпочтительнее, в крышке (вид *б*). Этот способ не обеспечивает беззазорную фиксацию (остается

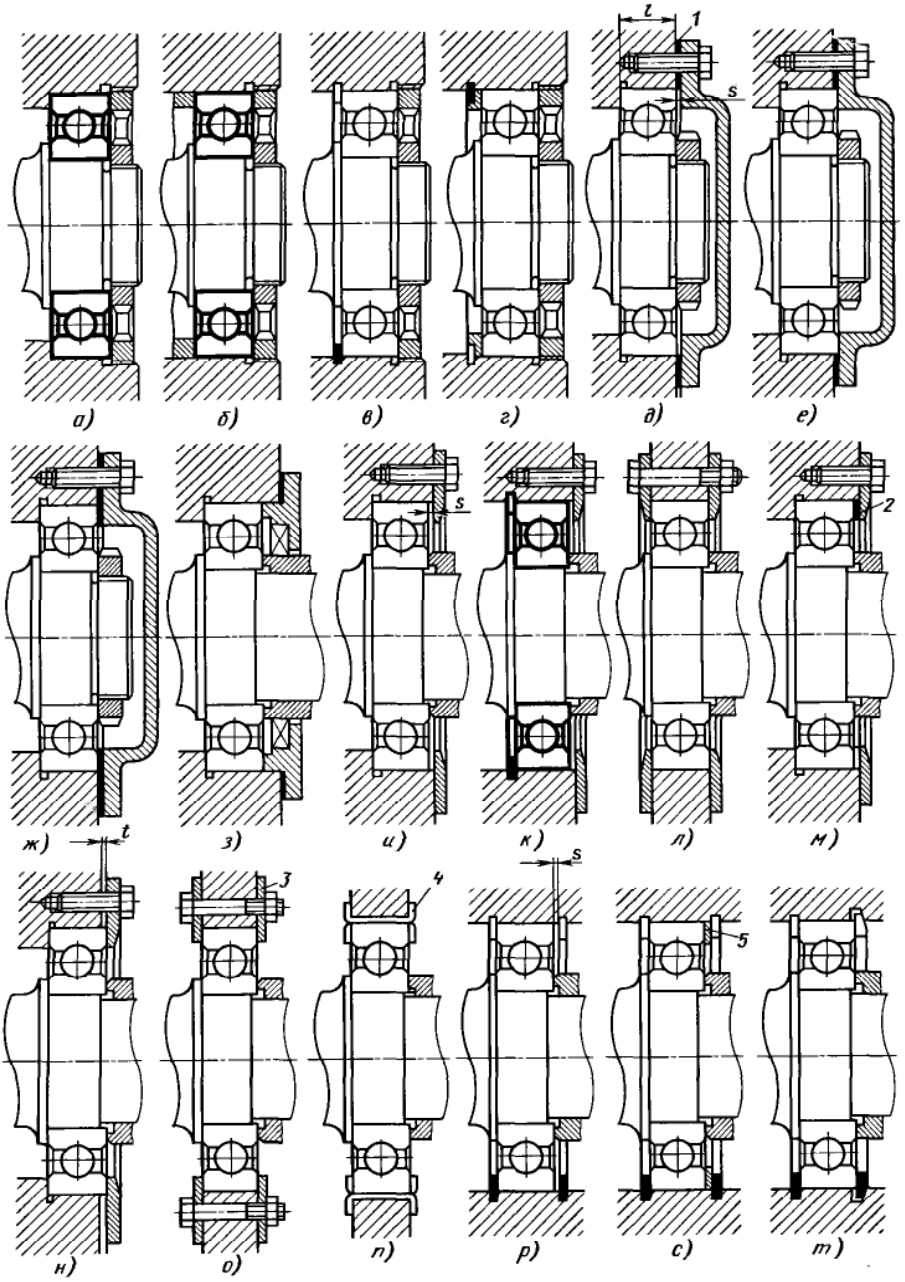


Рис. 765. Крепление подшипников в корпусах

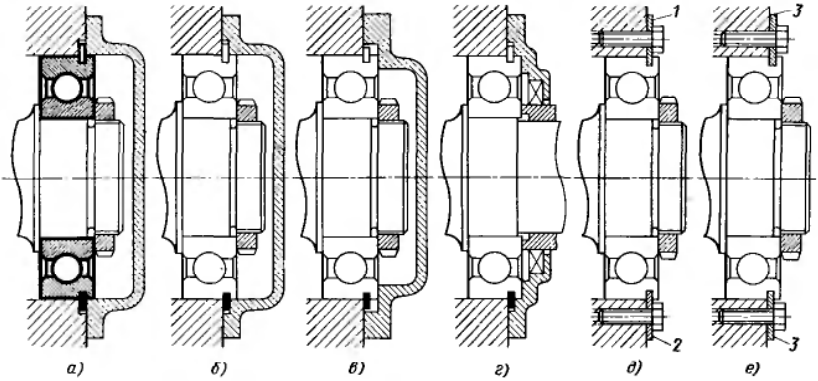


Рис. 766. Крепление подшипников с помощью разрезных пружинных колец

невыбранным зазор между стопорным кольцом и стенками канавки в наружной обойме подшипника). Действующие на подшипник осевые силы воспринимаются стопорным кольцом, несущая способность которого ограничена.

Беззазорную фиксацию обеспечивает затяжка на торец наружной обоймы (вид *в*). Выдерживая необходимые осевые размеры или устанавливая упругие прокладки, можно обеспечить некоторую затяжку подшипника. Осевая нагрузка в одном направлении воспринимается с крышкой, а в другом – стопорным кольцом. Парные установки с зеркально расположенными подшипниками, закрепленными этим способом, могут нести большие осевые нагрузки в обоих направлениях.

Крышки, несущие уплотнения, обычно центрируют по наружной обойме подшипника (вид *г*).

Подшипники с канавками на наружной обойме можно фиксировать также с помощью полуколец *1*, *2* (вид *д*) или шайб *3*, заводимых в канавку (вид *е*).

Соотношения размеров в подшипниках с канавками (рис. 767) следующие (размеры, мм): $H = (0{,}05 \div 0{,}1)D$; $b \div 0{,}3H$; $A = (0{,}03 \div 0{,}06)D$; $h \approx 0{,}3H$; $b' = b + (0{,}1 \div 0{,}15)$.

В этих формулах нижние пределы относятся к подшипникам средним и крупным ($d > 60$ мм), верхние – к малым ($d < 60$ мм).

В разъемных корпусах (радиальная сборка) подшипник устанавливают в кольцевые канавки (рис. 768, *а*), расточенные в обеих половинах корпуса в сборе. Предпочтительнее фиксация, обеспечивающая обработку напроход: с помощью колец (вид *б*), дисков (виды *в*, *г*), кольцевых стопоров (вид *д*) и гильз (вид *е*), заводимых в канавки корпуса. В концевых установках подшипники крепят крышками так же, как в целых корпусах.

В отдельных случаях, когда подшипниковый узел должен отвечать особым требованиям по массе, габаритам и точности установки, применяют специальные подшипники с элементами крепления, включенными в конструкцию обоймы (рис. 769, *а – в*).

На видах *г*, *д* показаны специальные подшипники для установки в разъемных (по меридиональной плоскости) корпусах.

Подшипник с температуронезависимым центрированием (вид *е*), предназначенный для установки в корпус для легких сплавов, имеет две центрирующие поверхности – на наружной обойме и на фланце, выполненном заодно с обоймой. Холодное центрирование осуществляется по обойме. Вторая центрирующая поверхность расположена по отношению к корпусу с зазором *s*, равным разности температурных деформаций корпуса и подшипника. При нагреве корпуса зазор выбирается, и подшипник центрируется заплечиком *m*.

В температуроизависимой установке с радиально-лучевым центрированием (вид *ж*) подшипник крепится болтами с квадратными подголовниками *n*, входящими в прорези фланца наружной обоймы.

УСТАНОВКА ПОДШИПНИКОВ НА ПЕРЕХОДНЫХ ГИЛЬЗАХ

В корпусах из легких сплавов подшипники качения устанавливают, как правило, на переходных гильзах для предупреждения смятия

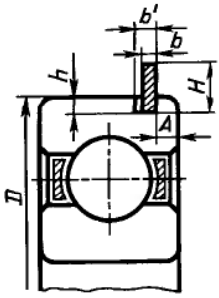


Рис. 767. Размеры канавок

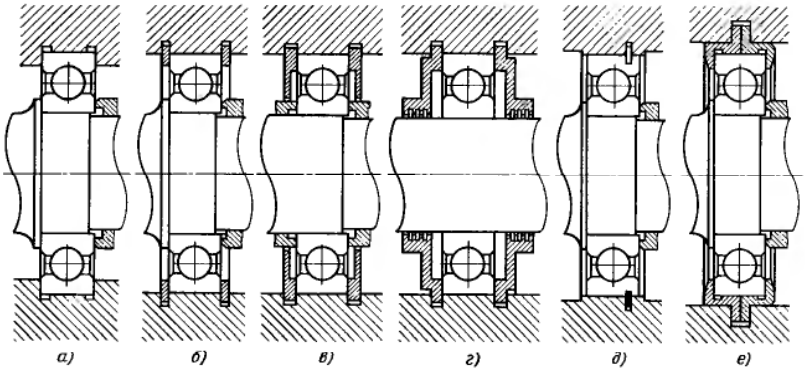


Рис. 768. Установка подшипников в разъемных корпусах

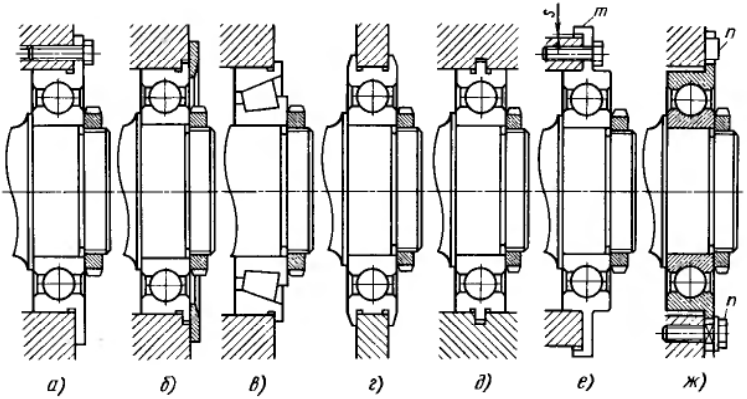


Рис. 769. Особые виды крепления

и разбивания опорных поверхностей, а также наволакивания мягкого металла корпуса на наружную поверхность подшипника при проворачивании наружной обоймы подшипника (особенно в плавающей установке обоймы).

При установке подшипников непосредственно в отверстиях корпуса прослабление отверстия при растачивании может вывести в брак дорогостоящую отливку корпуса, притом на окончательных стадиях механической обработки. Поэтому иногда устанавливают подшипники на гильзах и в чугунных корпусах, за исключением случаев, когда отверстия под подшипники растачиваются по настроенной операции, по кондукторам или на агрегатных станках, когда прослабление отверстий практически исключено.

Гильзы обычно делают из углеродистой нормализованной стали. Толщина стенок гильз в среднем $s = 2 + 0{,}015D$ (D – наружный диаметр подшипника, мм); посадки в корпус $H7/j_s6$, $H7/k6$, $H7/m6$. Соосность наружной и внутренней поверхностей гильз обеспечивают жесткими допусками на разностенность. При установке по посадке с натягом обязательна чистовая расточка отверстий гильз после запрессовки.

Гильзы с фланцами, притягиваемыми к корпусу (рис. 770, *а*), изготовляют штамповкой. Целесообразны конструкции *б*, *в* с уменьшенной высотой фланцев.

В конструкциях *г*, *д* гильзы изготовлены из тонкостенной трубы, что обеспечивает минимальный отход материала при механической обработке.

Наиболее технологичны конструкции гильз, свернутых из калиброванной ленты (вид *е*). При гибке гильзе придают размер, обеспечивающий натяг при установке в отверстие корпуса; в стыке кольца остается небольшой зазор.

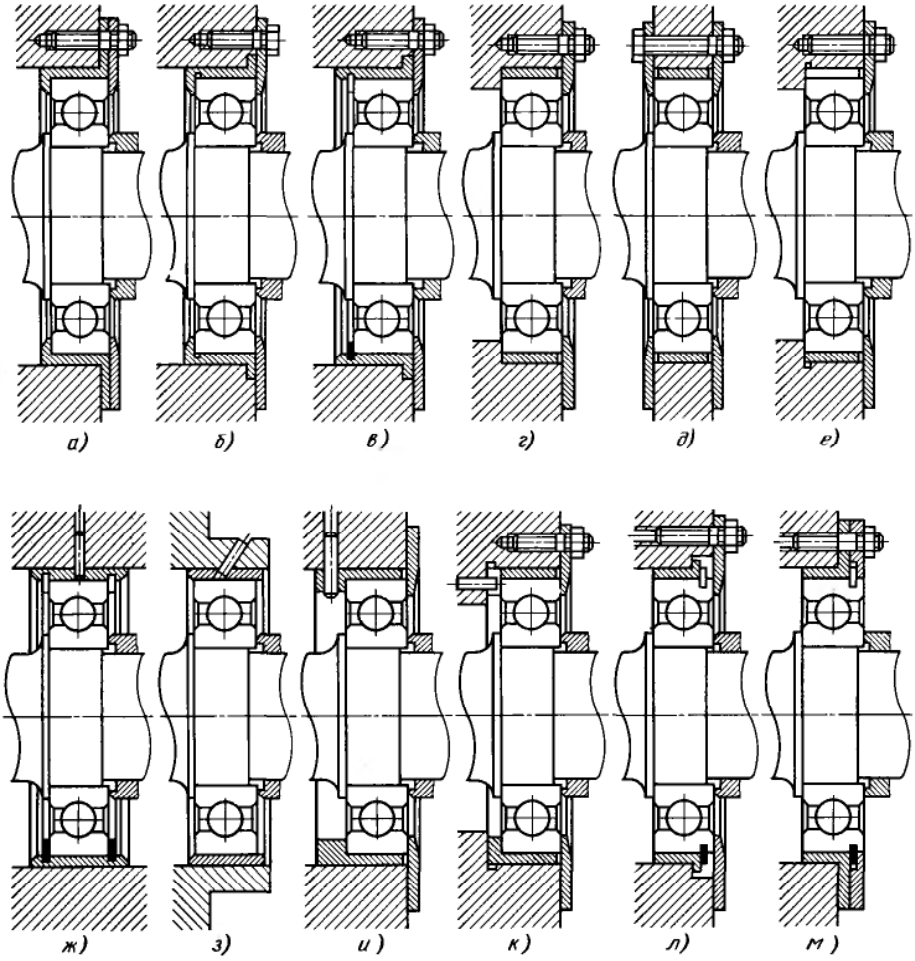


Рис. 770. Установка подшипников в гильзах

В отличие от целых гильз, отверстие которых уменьшается при посадках в корпусе с натягом, ленточные гильзы сохраняют размер внутреннего диаметра, который зависит только от диаметра расточки в корпусе и толщины ленты.

Гильзы фиксируют в осевом направлении и страхуют от проворачивания болтами (вид *а*), затяжкой (виды *б*, *в*), штифтовкой радиальными и наклонными штифтами (виды *ж*–*и*). Осевые штифты (вид *к*) фиксируют гильзы только от проворачивания.

На рис. 770, *л*, *м* показаны способы установки в гильзах подшипников с пружинными кольцами на наружной обойме.

КОНСТРУКТИВНЫЕ ЭЛЕМЕНТЫ КРЕПЛЕНИЯ ПОДШИПНИКОВ

На рис. 771 показаны способы упора торцов подшипников в буртики валов.

Буртики с поднутряющей канавкой для выхода шлифовального круга (виды *а*, *б*) применяют в малонагруженных валах. В циклически нагруженных валах для повышения сопротивления усталости цилиндрическую поверхность вала соединяют с буртиком галтелью (вид *в*). Радиус галтели из условия плотного прилегания торца обоймы к буртику должен быть не более $0{,}8R$, где R – радиус галтели (или катет фаски) обоймы подшипника [обыч-

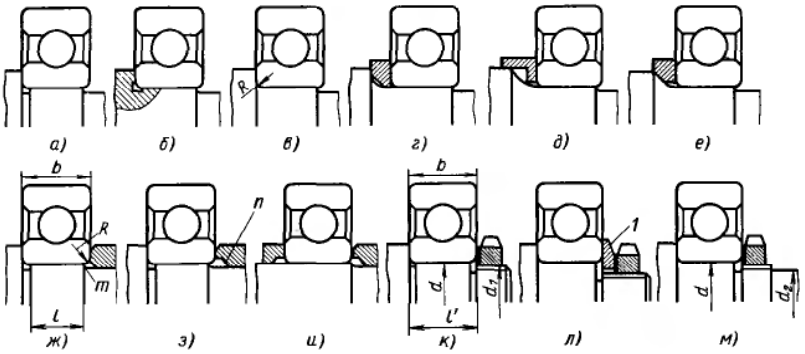


Рис. 771. Крепление подшипников на валах

но равный $0{,}05(D-d)$, где D и d – наружный и внутренний диаметры подшипника].

В переходах с галтелями большого радиуса и эллиптическими, а также в конических переходах применяют промежуточные упорные шайбы (виды *г – е*).

Для сокращения точной механической обработки и обеспечения выхода шлифовального круга посадочные поверхности должны быть на несколько десятых миллиметра выше смежных поверхностей вала, не нуждающихся в точной обработке.

Посадочную поверхность (вид *ж*) обычно доводят лишь до галтели подшипника ($l \approx b-R$, где R – радиус галтели). На втулке делают фаску под углом 45° для перекрытия ступеньки m и облегчения монтажа втулки на вал. Поднутрение втулки кольцевой выточкой n (вид *з*) обеспечивает гарантированную затяжку и не налагает жестких ограничений на длину посадочной поверхности.

Для облегчения монтажа поднутряющую выточку снабжают заходной фаской.

В промежуточных установках с затяжкой подшипника между двумя втулками (или ступицами насадных деталей) посадочную поверхность с учетом производственных колебаний осевых размеров доводят до торца подшипника (вид *и*) или даже выпускают за его пределы. В этом случае обязательно применение поднутряющих выточек.

В концевых установках с креплением гайкой рабочие витки обычно заканчивают на расстоянии $l' = b$ от буртика (вид *к*) с таким расчетом, чтобы поднутряющая канавка располагалась под галтелью подшипника.

Диаметр резьбы d_1 рекомендуется делать как можно ближе к диаметру d посадочной поверхности, чтобы избежать установки подкладной шайбы *1* (вид *л*).

Особенно важно соблюдать это правило в промежуточных установках (вид *м*) для уменьшения перепада диаметров d и d_2 вала. С этой же целью в узлах затяжки подшипников всегда применяют мелкую резьбу.

Высоту упорных буртиков и других элементов, фиксирующих подшипники в осевом направлении, определяют с учетом условий демонтажа подшипников.

Подшипники качения монтируют и демонтируют с приложением сил только к закрепленной обойме (внутренней обойме при посадке подшипников с натягом на вал и наружной при посадке с натягом в корпус). Воздействовать на другую обойму нельзя, так как в этом случае сила передается через тела качения и беговые дорожки, которые при этом могут быть повреждены.

Высота упорного буртика h должна быть меньше толщины обоймы на величину a (рис. 772, *а*), достаточную для упора демонтажной втулки или лап съемника непосредственно в обойму подшипника.

Предельная высота буртиков регламентируется ГОСТом. Для ориентировочного определения высоты буртиков можно пользоваться соотношением (размеры, мм)

$$h = 0{,}05(D-d) + (2 \div 3).$$

Можно увеличить высоту буртиков, если проделать в них две или три прорези достаточной глубины, обеспечивающей уверенный захват обоймы лапами съемника (виды *б*, *в*).

Высота дистанционных втулок (вид *г*) не ограничивается, если втулки могут быть сняты перед демонтажом или использованы как съемные. Если же подшипник приходится снимать при установленной на месте дистанционной втулке, следует ограничивать высоту втулки или проделывать в ней пазы под лапки

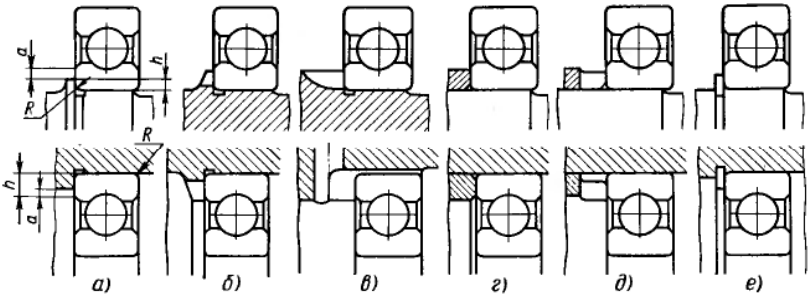


Рис. 772. Высота упорных буртиков

съемника (вид *д*) согласно приведенным выше правилам.

Высота кольцевых стопоров, фиксирующих подшипники (вид *е*), не ограничивается, если стопор можно снять перед демонтажом. Если же демонтаж производится при установленном на месте стопоре, то высота его выступания над посадочной поверхностью должна быть ограничена. Высота стандартных кольцевых стопоров, определяемая условием прочности стопора, почти всегда удовлетворяет условию снятия подшипников.

Дистанционные втулки, применяемые для стяжки подшипников в парных установках, должны быть во избежание перекоса центрированы.

Показанный на рис. 773, *а* способ центрирования по всей поверхности вала и корпуса технологически невыгоден, так как при этом необходима точная обработка вала и корпуса на всем участке расположения дистанционных втулок.

Поверхности, не нуждающиеся в точной обработке, целесообразно располагать ниже посадочных поверхностей на величину t, удлиняя последние на расстояние $s = 4 \div 5$ мм (вид *б*), достаточное для центрирования.

Величину t для обрабатываемых поверхностей делают равной нескольким десятым миллиметра. Для черных (необработанных) литых поверхностей корпусов размер t' устанавливают в пределах 4–5 мм.

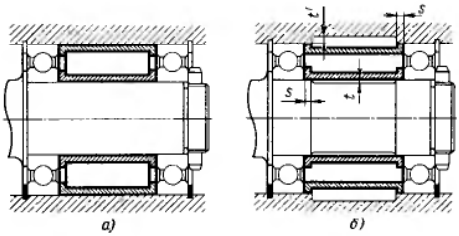


Рис. 773. Установка дистанционных втулок

Дистанционные втулки центрируют обычно по посадкам H8, H9.

Если посадка подшипников на валу плотная, то при центрировании внутренних дистанционных втулок по посадочным пояскам вала необходимо применять систему вала.

В подшипниковых узлах неответственного назначения внутренний диаметр втулки делают по номиналу на 0,1–0,2 мм больше диаметра посадочных поверхностей вала, выполняя его по системе отверстия.

Грубую ошибку представляет установка дистанционных втулок без центрирования или с недостаточно уверенным центрированием (малая величина *s*). Вследствие наличия заходных фасок на центрирующих поверхностях втулок, а также неточностей длины посадочных поясов на валу и в корпусе возможна потеря центрирования и смещение втулок в радиальном направлении.

УСТАНОВКА РАДИАЛЬНЫХ ПОДШИПНИКОВ

Радиальные подшипники применяют преимущественно в парной, реже в многорядной установке.

Устанавливать нагруженные детали на одном подшипнике (рис. 774, *а*, *б*) недопустимо. Угловой зазор шариковых подшипников, составляющий даже при небольших нагрузках 1–2°, вызывает перекос установленной на подшипнике детали. При наличии изгибающего момента (вид *б*) условия работы шариков резко ухудшаются. Шарики перемещаются по боковым сторонам беговых дорожек, и изгибающий момент $M_{изг}$ от пары сил, действующих на шарики, расположенные один против другого (вид *в*), вызывает вследствие небольшого угла контакта β появление значительных нагрузок N, нормальных к поверхности контакта. Подшипники, работающие в таких условиях, быстро выходят из строя.

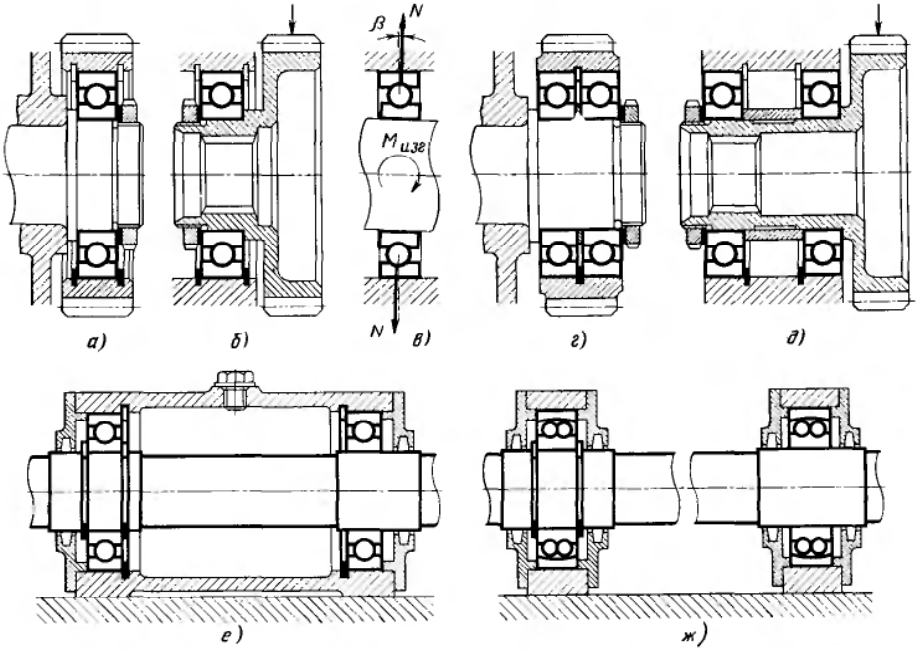


Рис. 774. Установка шариковых подшипников

В правильных конструкциях (виды г, д) подшипники нагружены только радиальными силами.

Как правило, рекомендуется устанавливать подшипники в одном корпусе (вид *е*) или в частях корпуса, жестко связанных и зафиксированных один относительно другого. Если по конструктивным условиям приходится устанавливать подшипники в разных корпусах, следует применять самоустанавливающиеся подшипники (вид *ж*).

Для нормальной работы подшипников в парных и многоопорных установках необходимо, чтобы только один из подшипников (фиксирующий) был закреплен на валу и в корпусе. Остальные подшипники должны быть закреплены или на валу, или в корпусе и должны иметь возможность свободно перемещаться в осевом направлении, в первом случае относительно корпуса, во втором – относительно вала.

При креплении обоих подшипников и на валу, и в корпусе (рис. 775, *а*) необходимо точно выдержать осевые расстояния между фиксирующими элементами (в данном случае расстояние *l* между стопорными кольцами левого и правого подшипника). Иначе уже при первоначальной установке возможна перетяжка подшипников. При работе узел нагревается от трения (а в горячих машинах – еще от рабочего процесса машины). Если корпус выполнен из материала с коэффициентом линейного расширения, бóльшим, чем у материала вала, то при нагреве корпус удлиняется больше, чем вал. Если даже подшипники на холодной машине установлены правильно, то при нагреве происходит защемление подшипников.

Пусть расстояние между подшипниками $l = 150$ мм. Материал корпуса – алюминиевый сплав ($\alpha_к = 22 \cdot 10^{-6}$). Коэффициент линейного расширения материала вала (сталь) $\alpha_в = 10 \cdot 10^{-6}$. Рабочая температура узла 100 °С.

Удлинение корпуса при нагреве

$$\Delta l_к = \alpha_к t l = 22 \cdot 10^{-6} \cdot 100 \cdot 150 = 0{,}33 \text{ мм}.$$

Удлинение вала на том же участке

$$\Delta l_в = \alpha_в t l = 10 \cdot 10^{-6} \cdot 100 \cdot 150 = 0{,}15 \text{ мм}.$$

При нагреве подшипник будет перетянут на величину

$$\Delta l_к - \Delta l_в = 0{,}33 - 0{,}15 = 0{,}18 \text{ мм}.$$

При правильной установке (вид *б*) правый подшипник жестко закреплен на валу и в корпусе; левый подшипник плавающий. Внутренняя обойма его закреплена только на валу, наружная обойма может перемещаться в корпусе. Эта схема установки снижает требования к точности выполнения осевых размеров узла

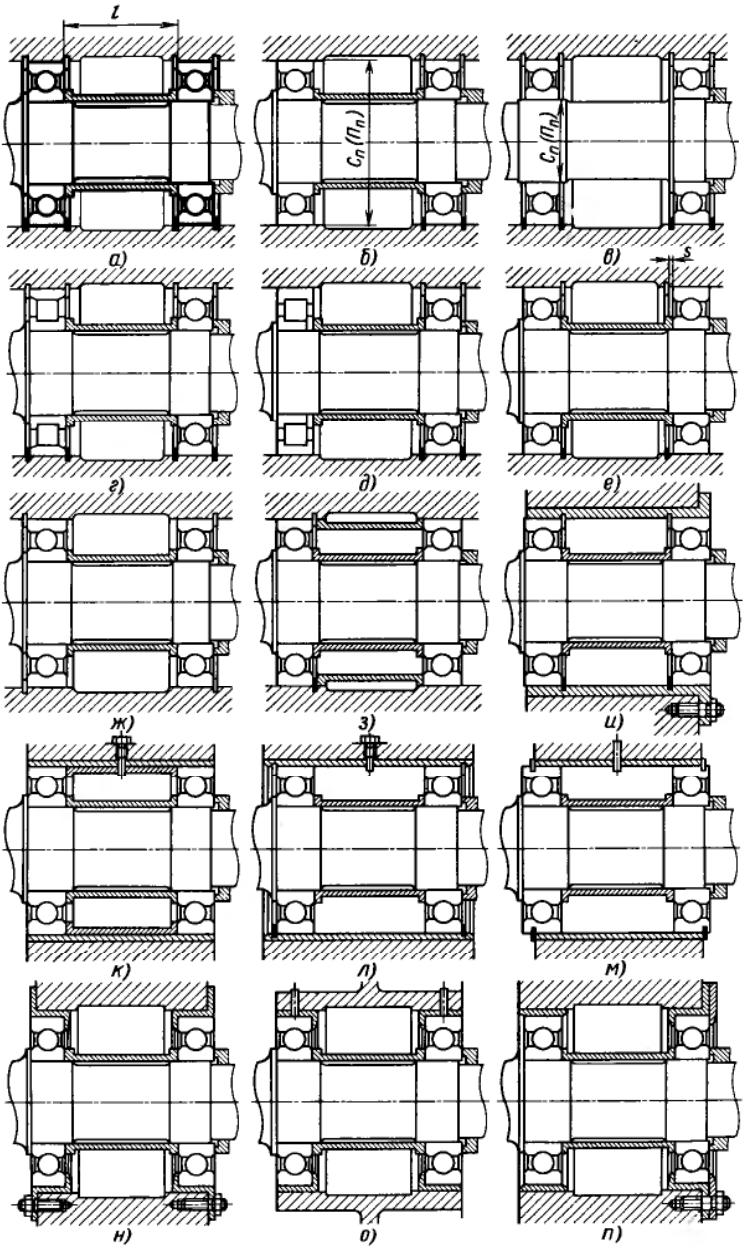
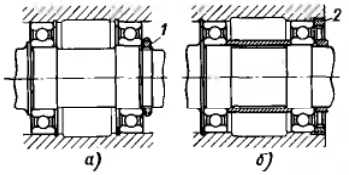
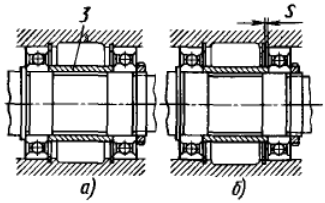


Рис. 775. Парные установки шариковых подшипников

44. Ошибки в парных установках подшипников

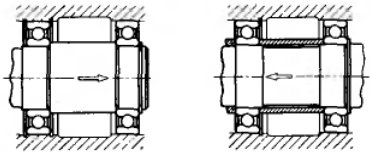


а – неизбежна перетяжка подшипников при завертывании гаек *1*, *2*. Необходимо ввести распорные втулки между стягиваемыми обоймами (вид *б*)

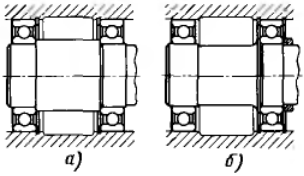


а – нерекомендуемая установка. При недостаточной длине распорной втулки *3* возможна перетяжка подшипников и стопорных колец

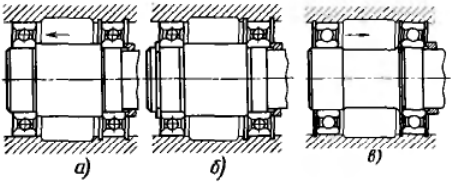
Схема допустима только при наличии гарантированного зазора *s* между наружными обоймами подшипников и стопорным кольцом (вид *б*)



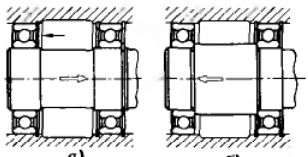
Вал не зафиксирован от осевого перемещения в направлениях, указанных стрелками



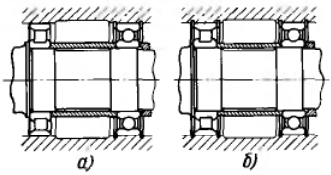
а – вал не зафиксирован от осевых перемещений в обоих направлениях; *б* – левый подшипник не зафиксирован от осевых перемещений



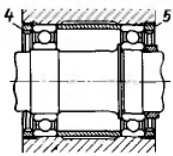
а – левый подшипник не зафиксирован от перемещения в направлении, указанном стрелкой; *б* – правильная конструкция; *в* – левый подшипник не зафиксирован от перемещения в направлении, указанном стрелкой



а – вал не зафиксирован от перемещений в направлениях, указанных стрелками; *б* – левый подшипник не зафиксирован от перемещения влево



а – наружная обойма роликового подшипника не зафиксирована от осевых перемещений; *б* – правильная установка



Вал вместе с подшипниками может перемещаться в осевом направлении в зависимости от положения гаек 4, 5.

Схема допустима только как прием регулирования осевого положения вала

и устраняет влияние тепловых деформаций на его работу.

Посадку плавающих обойм в корпусе делают (во избежание нагружения тел качения при перемещениях обойм) достаточно свободной (G7, H7, J_s7).

Вариант с закреплением наружной обоймы плавающего подшипника в корпусе и с перемещением внутренней обоймы по валу (вид *в*) применяют реже, так как при такой установке резко (в среднем в 2–2,5 раза) сокращается поверхность, по которой перемещается подшипник, и возникает опасность смятия и разбивания посадочного пояса. При такой установке необходимо придавать посадочному поясу вала повышенную твердость.

При совместной установке шарикового и роликового подшипников (вид *г*) шариковый подшипник фиксирует вал. Свобода установки противоположного конца вала обеспечивается перемещением роликов по беговой дорожке наружной обоймы подшипника.

Этот способ применим при сравнительно небольших расстояниях между подшипниками. При больших смещениях, когда возникает опасность схода роликов за пределы беговой дорожки, применяют подшипники с роликами, зафиксированными буртами на обеих обоймах подшипника (вид *д*). Подшипник плавает в корпусе наружной обоймой.

Отступление от изложенных правил допустимо, если расстояние между подшипниками невелико, если вал и корпус выполнены из материала с примерно одинаковым коэффициентом линейного расширения и если рабочие температуры вала и корпуса приблизительно одинаковы.

Нередко внутренние обоймы подшипников крепят на валу, а наружные – фиксируют в обоих направлениях с помощью расположенных между наружными обоймами стопорных колец (вид *е*). При отсутствии термических деформаций такие системы работают вполне надежно. Производственные погрешности учитывают назначением гарантированного зазора $s = 0{,}2 \div 0{,}3$ мм между фиксирующими элементами и наружными обоймами подшипников.

При установке с фиксацией подшипников наружными стопорами (вид *ж*) расширение корпуса вызывает увеличение осевого зазора в системе, т. е. опасности защемления подшипников нет. По условиям сборки эта система предпочтительнее системы вида *е* (возможна установка вала в корпус в сборе с подшипниками). Эти системы применяют, если нет необходимости в беззазорной фиксации вала.

В температуронезависимой системе (вид *з*) подшипники зафиксированы в корпусе посредством промежуточной стальной втулки, зафиксированной в корпусе кольцевым стопором. Так как коэффициенты линейного расширения материала втулок и вала одинаковы, то изменения линейных размеров корпуса при колебаниях температуры не сказываются на точности установки (если температура втулки не слишком отличается от температуры вала). Свойством температуронезависимости обладают также установки с расположением подшипников в стальных промежуточных гильзах (виды *и*–*м*).

Индивидуальная установка подшипников в гильзах (виды *н*, *о*) не является температуронезависимой. В таких случаях необходимо один из подшипников сделать плавающим (вид *п*).

В табл. 44 приведены примеры наиболее часто встречающихся ошибок в парной установке радиальных подшипников.

РАДИАЛЬНО-УПОРНЫЕ ПОДШИПНИКИ

Шариковые радиально-упорные подшипники почти всегда применяют в парной зеркальной установке с обязательной осевой затяжкой.

Способ затяжки и расположение подшипников влияют на работу узла. Затяжка внутренних обойм (рис. 776, *а*), когда оси качения шариков скрещиваются между подшипниками (схема *Х*), обеспечивает бóльшую жесткость узла, чем затяжка наружных обойм (вид *б*), когда оси качения располагаются вне подшипников (схема *О*).

Это хорошо видно на рис. 776, *г*, изображающем особенно неудачное расположение по схеме *О*, при котором поверхности качения наружных обойм почти точно укладываются в сферу с центром в оси

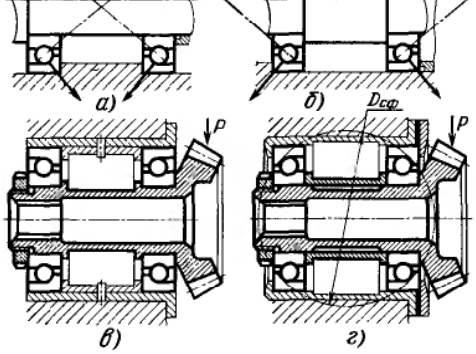


Рис. 776. Схемы установки радиально-упорных подшипников

симметрии установки. Устойчивость вала против выворачивающего действия поперечной силы P невелика; вал оказывается как бы расположенным на сферической опоре. Расположение по схеме X (вид *в*) придает валу полную устойчивость.

В зависимости от схемы установки подшипники по-разному реагируют на тепловые деформации системы. Если корпус при работе нагревается больше, чем вал, или выполнен из материала с более высоким коэффициентом линейного расширения, то в схеме X осевой натяг увеличивается, а в схеме O – уменьшается.

Если же температура вала больше температуры корпуса, то в схеме X натяг ослабевает, а в схеме O – увеличивается.

Гироскопические моменты

В радиально-упорных подшипниках вследствие наклона оси вращения шариков под углом β к оси вращения подшипника шарики подвергаются действию гироскопических моментов, стремящихся повернуть шарик вокруг собственной оси, касательной к направлению окружной скорости шарика (рис. 777, *а*).

Гироскопический момент

$$M_г = I\omega_0\omega_ш \sin\beta, \qquad (348)$$

где ω_0 – угловая скорость центра шарика, вращающегося вокруг оси подшипника, рад·с$^{-1}$; $\omega_ш$ – угловая скорость шарика при вращении вокруг собственной оси; I – момент инерции шарика;

$$I = \frac{\pi}{60} d_ш^5 \rho \cdot 10^{-10}, \qquad (349)$$

где $d_ш$ – диаметр шарика, см; ρ – плотность материала шарика (для шарикоподшипниковых сталей $\rho = 8 \cdot 10^3$ кг/м^3).

Угловая скорость центра шарика

$$\omega_0 = \frac{\omega}{1 + D'/d'}, \qquad (350)$$

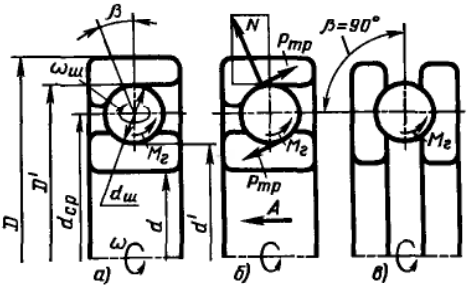


Рис. 777. Схема действия гироскопических моментов

где ω – угловая скорость вала $\left(\omega = \frac{\pi n}{30}\right)$; D' и d' – диаметры окружностей контакта соответственно на наружной и внутренней обоймах;

$$D' = d_{ср} + d_ш \cos\beta = d_{ср}\left(1 + \frac{d_ш}{d_{ср}}\cos\beta\right); \qquad (351)$$

$$d' = d_{ср} - d_ш \cos\beta = d_{ср}\left(1 - \frac{d_ш}{d_{ср}}\cos\beta\right), \qquad (352)$$

где $d_{ср}$ – средний диаметр подшипника.

Для подшипников легкой серии $d_ш/d_{ср} = 0{,}18 \div 0{,}22$, средней серии $0{,}22 - 0{,}25$, тяжелой серии $0{,}27 - 0{,}3$.

Угловая скорость шарика при вращении вокруг собственной оси

$$\omega_ш = \omega_0 \frac{D'}{d_ш}. \qquad (353)$$

Подставляя в уравнение (348) значение I из формулы (349) и $\omega_ш$ из формулы (353), получаем

$$M_г = \frac{\pi}{60} \rho d_ш^4 \omega_0^2 D' \sin\beta \cdot 10^{-10}. \qquad (354)$$

Как видно из этого уравнения, гироскопический момент пропорционален квадрату угловой скорости и четвертой степени диаметра шарика. Он возрастает по синусоидальному закону с увеличением угла контакта β, достигая максимальной величины в упорных подшипниках, у которых $\beta = 90°$ (вид *в*).

Удобно выразить гироскопический момент через центробежную силу шарика:

$$P_{цб} = \frac{\pi d_ш^3}{6} \rho \omega_0^2 \frac{d_{ср}}{2} 10^{-8}. \qquad (355)$$

Вводя значение $P_{цб}$ в формулу (354), получаем

$$M_г = 0{,}2 P_{цб} \frac{d_ш}{d_{ср}} D' \sin\beta \cdot 10^{-2}. \qquad (356)$$

Подставляя D' из формулы (351) и вводя обозначение $d_ш/d_{ср} = a$, находим

$$M_г = 0{,}2\, P_{цб}\, d_ш (1 + a\cos\beta)\ \sin\beta \cdot 10^{-2}. \qquad (357)$$

Вращению шарика под действием $M_г$ препятствует момент трения (вид *б*):

$$M_{тр} = P_{тр} d_ш \cdot 10^{-2} = N f d_ш \cdot 10^{-2},$$

где f – коэффициент трения скольжения (вследствие неизбежных при работе подшипника вибраций коэффициент трения имеет незначительную величину $f = 0{,}01 \div 0{,}02$); N – реактивная сила на поверхности контакта; при

равномерном распределении нагрузки по шарикам

$$N = \frac{A}{z \sin \beta},$$

здесь A – осевая нагрузка на подшипник; z – число шариков.

Следовательно,

$$M_{тр} = \frac{A f d_{ш}}{z \sin \beta} 10^{-2}. \quad (358)$$

Вращение шариков не происходит, если

$$M_{тр} > M_{г}.$$

Подставляя в это соотношение значение $M_{тр}$ из формулы (358) и $M_{г}$ из формулы (356), находим минимальную величину осевой нагрузки, при которой вращение не происходит

$$A_{min} = 0{,}2z \frac{P_{цб} D' \sin^2 \beta}{d_{ср} f},$$

или ввиду того, что

$$D' = d_{ср}(1 + a \cos \beta),$$

$$A_{min} = \frac{0{,}2z P_{цб}}{f}(1 + a \cos \beta) \sin^2 \beta. \quad (359)$$

Рассчитаем подшипник 46316 средней серии ($d = 8$ см; $D = 17$ см; $d_{ср} = 12{,}5$ см; $d_{ш} = 2{,}8$ см; $\beta = 26°$; число шариков $z = 12$).

Примем $n = 3000$ об/мин ($\omega = 314$ рад·с$^{-1}$); коэффициент трения $f = 0{,}02$.

Диаметры окружностей контакта по формулам (351) и (352)

$D' = 12{,}5 + 2{,}8 \cdot 0{,}9 = 15$ см; $d' = 12{,}5 - 2{,}8 \cdot 0{,}9 = 10$ см.

Угловая скорость центров шариков по формуле (350)

$$\omega_0 = \frac{314}{1 + \frac{15}{10}} = 125{,}5 \text{ рад/с}.$$

Центробежная сила шарика по формуле (355)

$$P_{цб} = \frac{\pi \cdot 2{,}8^3}{6 \cdot 10^6} 8 \cdot 10^3 \cdot 125{,}5^2 \frac{12{,}5}{2 \cdot 10^2} = 95 \text{ Н}.$$

Минимальная осевая сила, предупреждающая вращение шариков, по формуле (359)

$$A_{min} = \frac{0{,}2 \cdot 12 \cdot 95}{0{,}02}\left(1 + \frac{2{,}8}{12{,}5} 0{,}9\right) 0{,}438^2 = 2600 \text{ Н}.$$

В подшипниках, нагруженных достаточно большой осевой силой, вращение шариков обычно не происходит (за исключением шариков, диаметр которых в пределах допуска на изготовление меньше диаметра остальных шариков).

В ненагруженных подшипниках (замыкающие подшипники парных установок) вращение наблюдается при недостаточно сильной затяжке, а также при ослаблении натяга в результате осевого перемещения вала под действием рабочей нагрузки.

В подшипниках, нагруженных только радиальной силой, вращение может происходить в ненагруженной зоне подшипника. Для предотвращения этого явления необходимо затягивать подшипники достаточно большой осевой силой ($A > A_{min}$).

В радиальных шариковых подшипниках гироскопические моменты возникают при наклоне линий контакта в результате приложения осевых сил, а также при перекосах подшипника. Вследствие незначительности углов β гироскопические моменты невелики.

В конических роликовых подшипниках гироскопические моменты, достигающие при больших углах β значительной величины, воспринимаются поверхностями контакта и вызывают увеличение кромочных нагрузок.

Предварительный натяг

Главное значение для правильной работы радиально-упорных подшипников имеет осевой предварительный натяг.

Правильно выбранный натяг обеспечивает плотное прилегание шариков к беговым дорожкам, уменьшает износ поверхностей качения, повышает нагружаемость и долговечность подшипников, предупреждает вращение шариков под действием гироскопических моментов и, следовательно, снижает коэффициент трения.

Чрезмерный натяг столь же опасен, как и недостаточный, так как вызывает защемление шариков, перегрузку поверхностей качения и повышенное тепловыделение.

Предварительный натяг осуществляют следующими основными способами:

1) затяжкой подшипников на мерное осевое смещение наружных обойм относительно внутренних;

2) затяжкой подшипников до получения определенного момента сопротивления вращению;

3) приложением к подшипникам постоянной осевой силы (пружинный натяг).

При первом способе между внутренними и наружными обоймами парных подшипников устанавливают дистанционные втулки неравной длины. При установке по схеме *X* (см. рис. 776) внутренние обоймы затягивают гайкой *1* (рис. 778, *а*) до упора в торец дистанционной втулки. При этом в схеме возникает натяг, определяемый разностью *а* длин втулок.

При установке по схеме *О* (вид *б*) затяги-

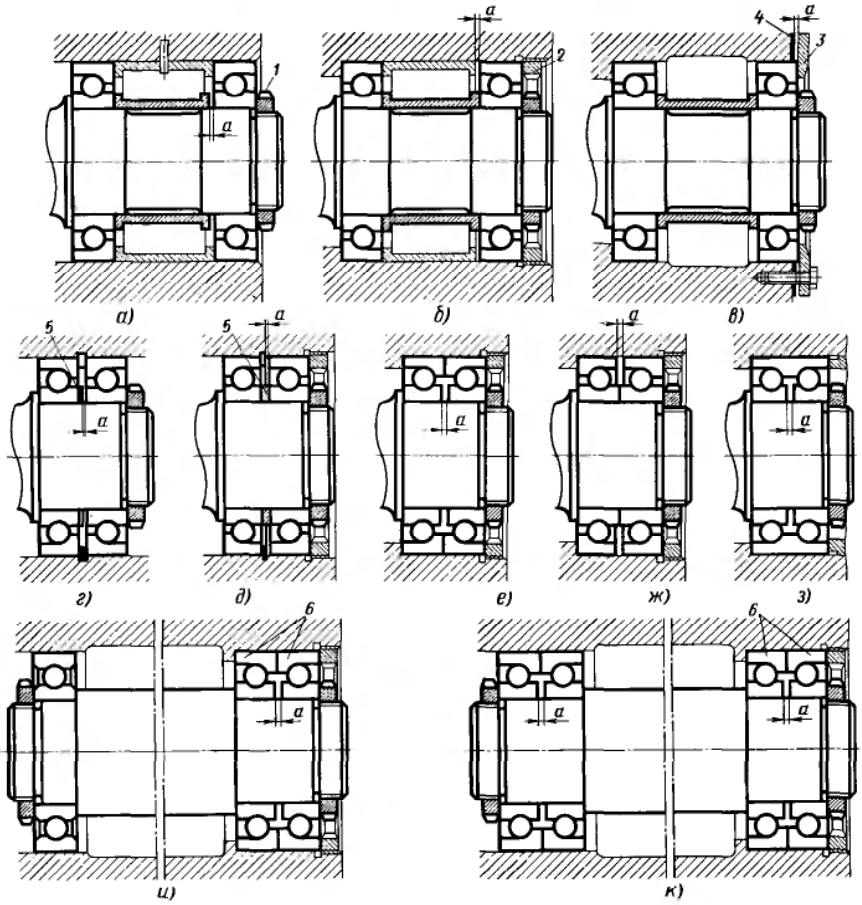


Рис. 778. Установка радиально-упорных подшипников с предварительным натягом

вают гайкой *2* наружные обоймы до упора в торец внешней дистанционной втулки.

Применяют также затяжку наружных обойм концевой шайбой *3* (вид *в*) до выбора зазора *а*, регулируемого мерными шайбами *4*. Если подшипники расположены рядом (виды *г*, *д*), натяг достигается установкой между обоймами калиброванных шайб *5* толщиной, отличающейся на величину *а* от толщины фиксирующего элемента (кольцевого стопора).

Промышленность выпускает сдвоенные радиально-упорные подшипники с заранее установленным зазором *а*, выбираемым при затяжке (виды *е*—*з*).

Необходимый натяг зависит от формы поверхностей качения, угла контакта, расстояния между подшипниками, характера нагрузки, частоты вращения, температуры узла, коэффициента трения, величины рабочей нагрузки (радиальной и осевой) и других факторов. Учесть в расчете все эти факторы очень трудно.

Заводы-изготовители, выпускающие подшипники для установки с предварительным натягом, придерживаются норм, действительных только для подшипников данного типоразмера и с данным расстоянием между подшипниками. В остальных случаях приходится подбирать натяг опытным путем.

Ориентировочные цифры: для подшипников малого и среднего размера при установке на небольшом расстоянии один от другого $a = 0{,}05 \div 0{,}07$ мм, для крупных подшипников $0{,}07 \div 0{,}12$ мм. При высоких нагрузках, малых частотах вращения и больших углах контакта применяют бóльшие значения *а*; при больших частотах вращения и малых углах контакта — меньшие.

Рекомендуется избегать совместного натяга подшипников, расположенных на больших расстояниях один от другого, когда возникают трудно учитываемые деформации. В таких

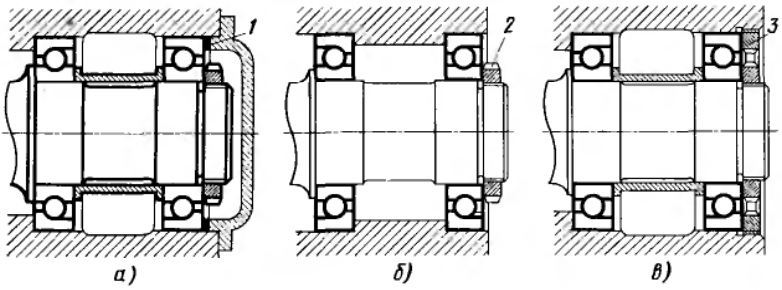


Рис. 779. Схемы регулировании натяга

случаях целесообразно выполнять фиксирующую опору в виде сдвоенных подшипников *б* с предварительным натягом, а вторую опору сделать плавающей в виде радиального (вид *и*) или сдвоенного (вид *к*) подшипника с предварительным натягом.

В опорах, где первоначальный натяг быстро теряется (тяжелонагруженные опоры, подшипники с малым углом контакта β), необходимо предусматривать возможность периодической подтяжки подшипников.

Регулировка с помощью калиброванных шайб *1* (рис. 779, *а*) неудобна. Чаще применяют бесступенчатое регулирование посредством затяжки гайкой *2* внутренних (вид *б*) или гайкой *3* наружных (вид *в*) обойм. Остальные обоймы (наружные на виде *б* и внутренние на виде *в*) устанавливают жестко.

Натяг регулируют путем затяжки гаек до получения беззазорного, но достаточно легкого вращения.

Обычно применяют следующие достаточно грубые способы.

1. Гайку затягивают до момента, пока вал (или установленная на нем деталь) перестает вращаться от руки, после чего гайку отвертывают на определенный угол (обычно на четверть оборота) и стопорят в этом положении.

2. Гайку затягивают до отказа и затем медленно отвертывают, постепенно прилагая к проверяемой детали усилие руки. Как только деталь начинает вращаться, гайку стопорят.

Если к деталям присоединены какие-либо механизмы, исключающие возможность проворачивания, то гайку затягивают нормированным моментом, предварительно устанавливаемым опытным путем. При этом надо учитывать переменность трения в резьбе и на посадочной поверхности затягиваемой обоймы. Повышенное трение может поглотить бóльшую часть силы затяжки.

Пружинный предварительный натяг

При этом способе в систему вводят спиральные или тарельчатые пружины, обеспечивающие натяг практически постоянной величины, почти независимо от износа поверхностей качения, колебаний линейных размеров и тепловых деформаций.

Пружинный натяг применяют:

в опорах, расположенных на больших расстояниях одна от другой;

в прецизионных узлах, где необходимо исключить биения, нарушающие точность производимых машиной операций;

в быстроходных агрегатах, где зазоры вызывают смещение центра тяжести вращающихся деталей с геометрической оси вращения и появление повышенных центробежных нагрузок;

в агрегатах, подверженных динамическим нагрузкам, где зазоры приводят к разбиванию и быстрому износу поверхностей качения.

В схеме пружинного натяга (рис. 780, *а*) подшипник *1* жестко закреплен на валу и в корпусе; подшипник *2* плавает наружной обоймой в корпусе. Плавающая обойма нагружена пружинами, создающими в обоих подшипниках постоянный натяг.

Конструкция *б* отличается от предыдущей тем, что подшипник *2* плавает внутренней обоймой на валу.

Недостаток обеих конструкций состоит в том, что вал жестко зафиксирован только в одном направлении (светлые стрелки). В противоположном направлении вал фиксируется только силами пружин и при осевой нагрузке, превышающей силу пружин, может перемещаться в пределах зазора *s* в натяжном устройстве.

Эти конструкции применимы в случаях:

когда рабочая осевая нагрузка направлена в одну сторону, а нагрузок в противоположном направлении нет или они невелики по сравнению с силой затяжки пружин;

когда допустимо осевое смещение вала в пределах зазора под действием повышенных сил, противоположных рабочей нагрузке.

Практически беззазорную фиксацию обеспечивает конструкция *в*, где подшипники установлены с предварительным натягом путем затяжки на внутреннюю дистанционную втулку

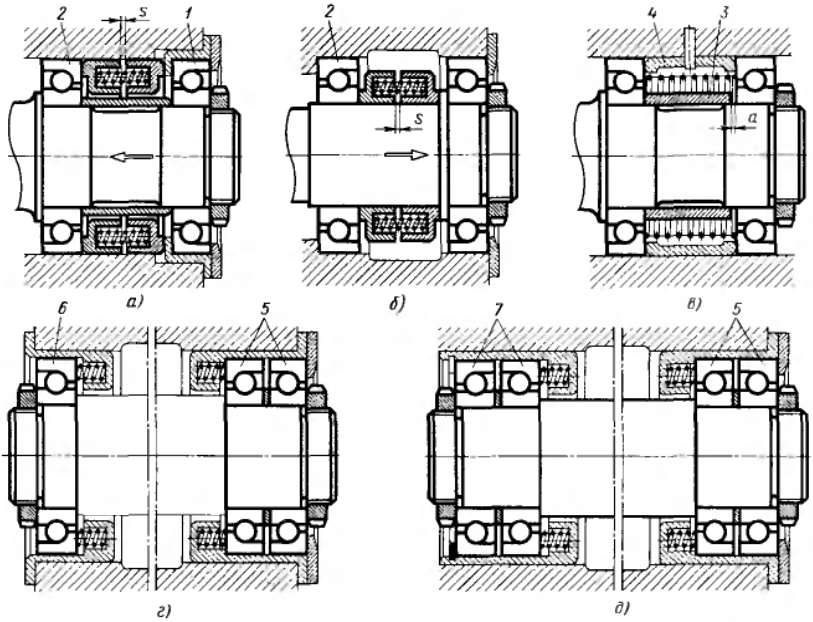


Рис. 780. Схемы пружинного предварительного натяга

3, длина которой несколько меньше длины внешней дистанционной втулки *4*. Натяг создается спиральной пружиной, действующей на наружные обоймы подшипников.

Так как подшипники установлены в корпусе жестко, то конструкцию применяют при небольших расстояниях между подшипниками, когда тепловые деформации невелики.

При больших расстояниях фиксирующую опору выполняют в виде спаренных радиально-упорных подшипников *5* с пружинным предварительным натягом (вид *г*). Вторую опору делают плавающей в виде одиночного радиально-упорного подшипника *6* с пружинным натягом или в виде сдвоенных радиально-упорных подшипников *7* (вид *д*) с предварительным натягом.

Определить силу пружинного предварительного натяга расчетным путем трудно. Расчет натяга из условия предупреждения вращения шариков под действием гироскопических моментов по формуле (359) дает даже при коэффициентах запаса 1,5—2 уменьшенные значения силы предварительного натяга. Это объясняется тем, что сила пружин должна быть достаточной для преодоления силы трения на посадочных поверхностях подвижных обойм, поэтому силу предварительного натяга устанавливают опытным путем.

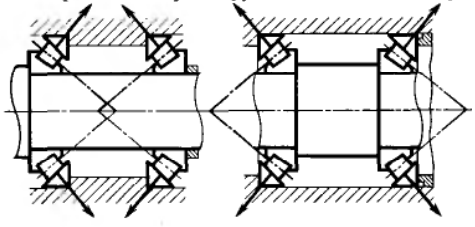


Рис. 781. Схемы установки конических роликовых подшипников

В системах с пружинным натягом должны быть предусмотрены средства регулирования силы пружин.

КОНИЧЕСКИЕ РОЛИКОВЫЕ ПОДШИПНИКИ

Конические роликовые подшипники применяют в парной установке с затяжкой внутренних обойм по схеме *Х* (рис. 781, *а*), реже – наружных обойм по схеме *О* (вид *б*).

При правильном натяге подшипники этого типа могут нести большие радиальные и осевые нагрузки при умеренных частотах вращения. Ввиду отсутствия зазоров между телами качения и беговыми дорожками конические роликовые подшипники хорошо выдерживают ударные нагрузки, что обусловливает их применение в тяжелонагруженных узлах (ступицы автомобильных колес, буксы вагонных осей, валы прокатных станов). В опорах, где преобладают радиальные нагрузки, применяют подшипники с центральным углом

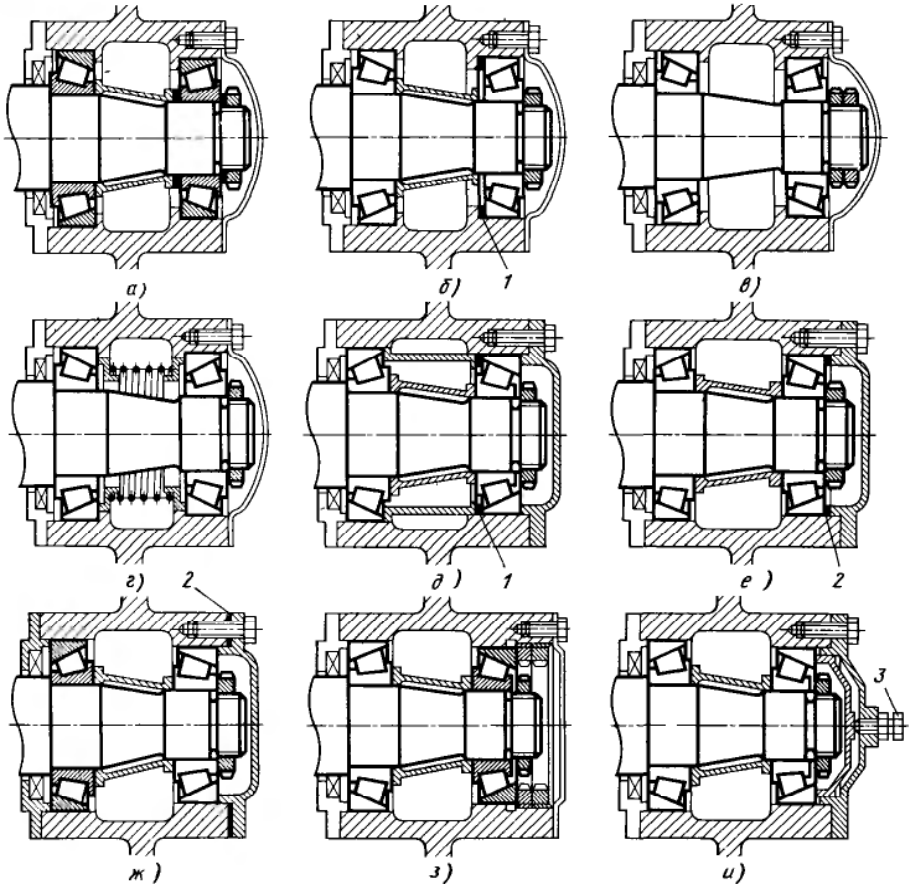


Рис. 782. Схемы регулирования натяга конических роликовых подшипников

конуса 15 – 25°, а при повышенных осевых нагрузках – с углом 30 – 60°.

Приемы регулирования натяга конических роликовых подшипников показаны на рис. 782, *а – г* (схема *Х*) и *д – и* (схема *О*).

Регулирование натяга с помощью мерных шайб *1*, устанавливаемых за обоймами (виды *а*, *б*, *д*), требующее демонтажа переднего подшипника, применяют только в узлах, не нуждающихся в частой регулировке (легкие условия работы, подшипники с большим углом конуса).

В конструкции *е* с регулировочными шайбами *2*, устанавливаемыми перед обоймами или под затяжными крышками (вид *ж*), для регулирования достаточно снять крышки.

В узлах, где требуется периодическая подтяжка, применяют затяжку внутренних (вид *в*) или наружных (вид *з*) обойм с помощью кольцевых гаек.

Силу затяжки обычно контролируют по легкости вращения. При необходимости бесступенчатого регулирования гайки стопорят контргайками. Достаточно тонкую регулировку обеспечивает стопорение лепестковыми шайбами, отличающееся большей надежностью.

Конструкция *и* с центральным регулировочным (пломбируемым) болтом *3* допускает регулирование без демонтажа узла.

На виде *г* показана система пружинного натяга по схеме рис. 780, *в*, обеспечивающая длительную работу узла без подтяжки.

Недопустимо использовать затяжку подшипников для крепления на валу деталей на центрирующих или переходных посадках (рис. 783). В ошибочной конструкции *а* зубчатое колесо затягивается на валу крышкой *1* через правый подшипник. Если натяг выбрать из условия силовой затяжки зубчатого колеса, то

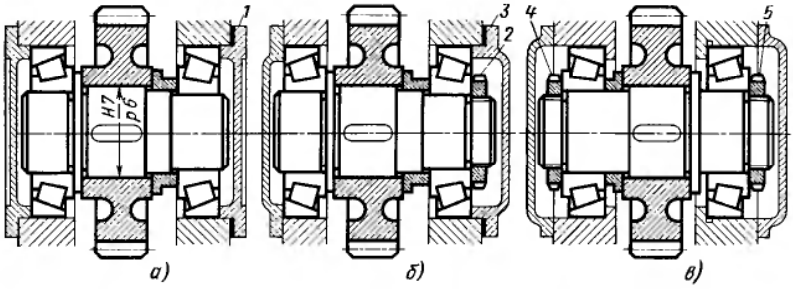


Рис. 783. Системы затяжки

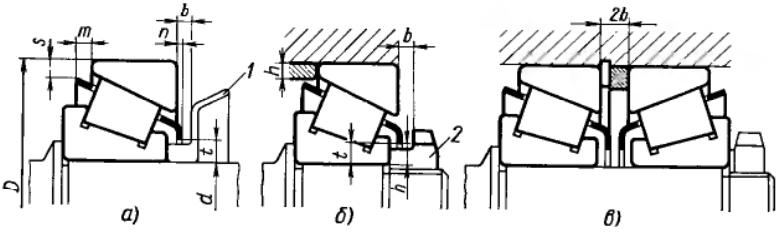


Рис. 784. Выступание сепаратора в конических роликовых подшипниках

подшипники будут защемлены. Умеренный натяг, необходимый для создания в подшипниках предварительного натяга, недостаточен для затяжки зубчатого колеса.

В правильной конструкции *б* зубчатое колесо подвергается силовой затяжке с помощью гайки *2*; предварительный натяг подшипников создается крышкой *3*.

В конструкции с установкой подшипников по схеме *X* (вид *в*) колесо затягивается гайкой *4*, натяг осуществляется гайкой *5*.

При проектировании узлов с коническими роликовыми подшипниками следует иметь в виду, что сепараторы роликов выступают за пределы наружной обоймы на величины *m* и *n* (рис. 784, *а*).

Величина *m* обычно не имеет значения; величину *n* следует учитывать при установке смежных с подшипником деталей, например маслоотражательных дисков *1*, кольцевых гаек *2* (вид *б*), правых подшипников (вид *в*).

Величины *m* и *n* приводятся в каталогах.

Как правило, смежная с подшипником деталь должна отстоять от торца наружной обоймы на величину $b = 4 \div 5$ мм (в крупных подшипниках $b = 5 \div 8$ мм).

Для предупреждения касания цилиндрических поверхностей смежных деталей о края сепаратора (величины *s*, *t*) высота *h* цилиндрических поверхностей (рис. 784, *б*) не должна превышать $0{,}1(D-d)$.

ИГОЛЬЧАТЫЕ ПОДШИПНИКИ

Основные типы игольчатых подшипников показаны на рис. 785. В конструкциях *а*, *б* иголки можно собрать, используя пластичный смазочный материал; при этом не исключена опасность выпадения отдельных иголок. После работы на масле, растворяющем пластичный смазочный материал, иголкв при демонтаже рассыпаются.

Целесообразнее агрегатные конструкции с невыпадающими иголками (виды *в*, *г*), зафиксированными в корпусах подгибом колец из мягкой стали, завальцованных по торцам обойм.

В конструкции *д*, предназначенной для безобойменной установки в легконагруженных опорах, иголки заключены в штампованную обойму с подогнутыми кромками. Обоймы изготовляют из малоуглеродистой холоднокатаной стали; рабочую поверхность цианируют на глубину ~0,1 мм.

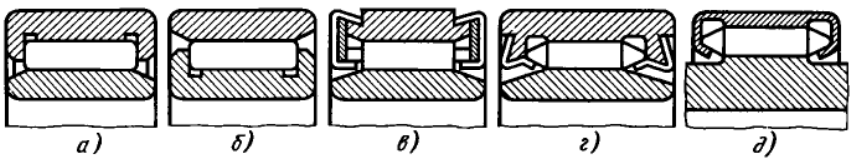


Рис. 785. Игольчатые подшипники

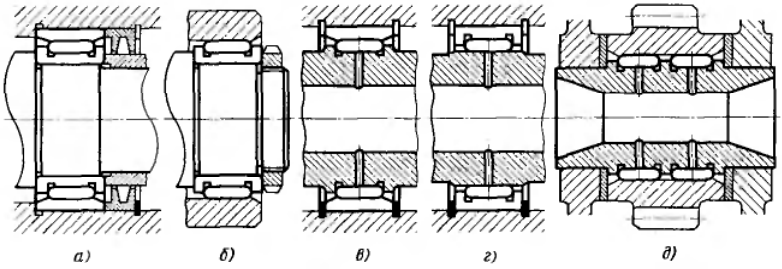


Рис. 786. Установка игольчатых подшипников

Как показывает опыт, в игольчатых подшипниках нет полного качения. В нагруженной зоне на участке плотного соприкосновения с валом иголки вращаются вокруг собственной оси с частотой

$$n = n_{\text{в}} \frac{d}{\delta}, \qquad (360)$$

где $n_{\text{в}}$ – частота вращения вала; d – диаметр вала; δ – диаметр иголок.

Частота вращения иголок очень высока. При обычном значении $d/\delta = 10$ и при частоте вращения вала, например, $n_{\text{в}} = 1000$ об/мин иголки вращаются с частотой $n = 10000$ об/мин.

Максимально допустимой частотой вращения иголок вокруг своей оси считается $n = 20000 \div 30000$ об/мин.

Переходя в ненагруженную зону, иголки по инерции продолжают вращаться, но с пониженной вследствие трения частотой; при возвращении в нагруженную зону частота вращения снова увеличивается.

Проскальзывание иголок в ненагруженной зоне, а также трение иголок друг о друга обусловливает повышенную величину коэффициента трения ($f = 0{,}01 \div 0{,}02$) и ограничивает быстроходность подшипников пределом 1000 – 2000 об/мин.

Целесообразно применять игольчатые подшипники в тихоходных высоконагруженных опорах, а также в опорах с колебательным вращением (поршневые головки шатунов, оси коромысел, рычагов).

Игольчатые подшипники не могут нести осевую нагрузку. При их установке необходимо применять тот или иной вид осевой фиксации детали, а также фиксировать наружную обойму в корпусе и внутреннюю – на валу (рис. 786, *а*).

Обоймы подшипников сажают в корпуса и на валы на посадках не плотнее H7/m6, H7/n6. Посадки с натягом могут вызывать перенапряжение тонких обойм подшипников.

Для сокращения радиальных размеров часто применяют установку игольчатых подшипников только с внутренней (вид *б*) или наружной (виды *в*, *г*) обоймами, заставляя иголки катиться по беговым дорожкам, выполненным непосредственно на детали. Нередко обе дорожки выполняют на деталях (вид *д*). Радиальные размеры безобойменных игольчатых подшипников не превышают размеров подшипников скольжения.

Игольчатые подшипники могут работать при пластичном и жидком смазочном материале. Барботажная смазка затруднена из-за узости кольцевых щелей на торцах подшипника. В безобойменных установках наилучший способ подвода масла – через радиальные отверстия в вале, расположенные по оси симметрии подшипника (виды *в*, *г*).

Беговые дорожки на деталях выполняют по 5-му квалитету. Твердость рабочих поверхностей > HRC 58; параметры шероховатости обработанных поверхностей $Ra = 0{,}02 \div 0{,}08$ мкм. На углубленных беговых дорожках следует предусматривать канавки для выхода шлифовального круга.

При безобойменной установке иголки группируют по диаметру (отклонение диаметров иголок в комплекте не более 2 мкм).

Длину иголок (рис. 787, *а*) рекомендуется принимать

$$l = (5 \div 10)\delta, \qquad (361)$$

где δ – диаметр иголок.

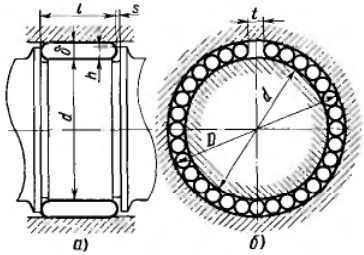


Рис. 787. Конструктивные соотношения в игольчатых подшипниках

Нижний предел относится к подшипникам малых, а верхний – к подшипникам больших диаметров.

В зависимости от диаметра внутренней беговой дорожки длину иголок рекомендуется брать в пределах

$$l = (0{,}25 \div 0{,}50)d, \qquad (362)$$

где d – диаметр внутренней беговой дорожки.

Нижний предел относится к подшипникам большого диаметра, верхний – малого.

Приравнивая правые части формул (361) и (362), получаем формулу для определения диаметра иголок:

$$\delta = (0{,}05 \div 0{,}10)d, \qquad (363)$$

где нижний предел относится к подшипникам большого диаметра, верхний – малого.

Если по конструкции необходима бóльшая длина подшипника, чем подсчитанная по формулам (361), (362), то применяют двухрядную установку иголок (см. рис. 786, *д*).

Торцовый зазор s между иголками и направляющими заплечиками должен быть равен (рис. 787, *а*)

$$s = (0{,}1 \div 0{,}15)\,\delta.$$

Высоту заплечиков принимают

$$h = (0{,}7 \div 0{,}8)\delta.$$

Диаметральный зазор в подшипнике, т. е. зазор $\Delta = D - (d + 2\delta)$, выбирают по посадкам H7/e8, H7/d8, H7/c8. Средний диаметральный зазор, мкм, согласно формуле (229) при $m = 10 \div 20$

$$\Delta = (10 \div 20)\sqrt{d},$$

где d – в мм.

Чем больше частота вращения, тем больше должен быть зазор.

Боковой зазор между иголками определяют из условия, чтобы при плотной укладке на валу между первой и последней иголкой (рис. 787, *б*) оставался зазор $t = q\delta$, где δ – диаметр иголки; q – коэффициент, равный 0,4 – 0,8. При $q < 0{,}4$ в подшипнике возникает повышенное трение, а при $q > 0{,}8$ становятся возможными перекос и заклинивание иголок.

Число иголок

$$z = \frac{\pi d_{ср} - q\delta}{\delta} = \frac{\pi(D + d)}{2\delta} - q.$$

Подставляя $D = d + 2\delta$, получаем

$$z = \pi\left(\frac{d}{\delta} + 1\right) - q, \qquad (364)$$

откуда

$$d = \delta\left(\frac{z + q}{\pi} - 1\right). \qquad (365)$$

При проектировании подшипника обычно задан внутренний диаметр d. Диаметр иголок находят по формуле (363). Число иголок предварительно определяют из выражения (364), полагая $q = 0$:

$$z' = \pi\left(\frac{d}{\delta} + 1\right) \qquad (366)$$

и округляют до ближайшего меньшего целого числа z. Разность $z' - z$, как видно из формул (366), (364), равна q.

Если условие $q = 0{,}4 \div 0{,}8$ не соблюдается, то производят перерасчет, задаваясь новыми значениями d и δ.

Пусть $d = 20$ мм; $\delta = 2$ мм. Согласно формуле (366)

$$z' = \pi(10 + 1) = 34{,}5.$$

Принимаем $z = 34$. Следовательно,

$$q = z' - z = 34{,}5 - 34 = 0{,}5,$$

что допустимо.

Стандартные размеры иголок приведены в табл. 45.

45. Стандартные размеры иголок

δ, мм	Длина l, мм									
2,0	8	10	12	14	16	(18)	(20)	(22)	(24)	–
2,5	8	10	12	14	16	(18)	(20)	(22)	(24)	–
3,0	–	10	12	14	16	18	(20)	(22)	(24)	27
3,5	30	35	–	–	–	–	–	–	–	–
4,0	40	–	–	–	–	–	–	–	–	–
5,0	50	–	–	–	–	–	–	–	–	–

Примечание. Размеры в скобках применять не рекомендуется.

УПОРНЫЕ ШАРИКОВЫЕ ПОДШИПНИКИ

Упорные шариковые подшипники применяют в тяжелонагруженных опорах при небольших частотах вращения.

Частота вращения упорных подшипников ограничена происходящим при больших частотах вращения смещением шариков с оси симметрии беговых дорожек под действием центробежных сил (рис. 788, *а*)

Под действием центробежных сил может сместиться и сепаратор (вид *б*). И в том и

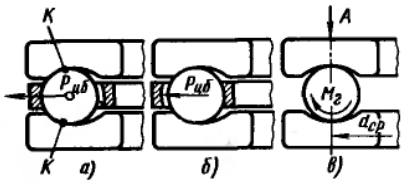


Рис. 788. Центробежные силы и гироскопические моменты в упорных шариковых подшипниках

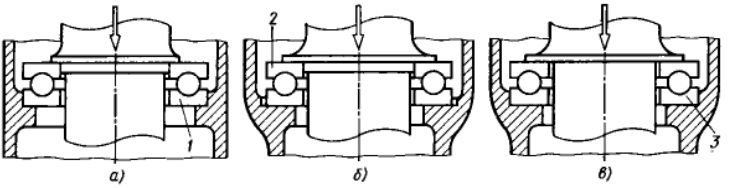


Рис. 789. Установка упорных подшипников на вертикальных валах

в другом случае вследствие отклонения точек контакта K от нормального положения нарушается правильное качение роликов, и трение в подшипнике резко возрастает.

Гироскопические моменты вызывают вращение шариков вокруг оси, касательной к направлению окружной скорости центров шариков. Величина гироскопического момента определяется по формуле (357), если положить в ней $\beta = 90°$ и $D' = d_{ср}$:

$$M_г = 0{,}2 P_{цб} d_ш. \qquad (367)$$

Минимальная нагрузка A (рис. 788, *в*), при которой не происходит вращения, согласно формуле (359)

$$A_{min} = 0{,}2 \frac{z P_{цб}}{f}. \qquad (368)$$

Рассчитаем подшипник 8220 средней серии ($d = 10$ см; $D = 15$ см; $d_{ср} = 12{,}5$ см; $d_ш = 2$ см; $z = 18$). Примем $n = 1000$ об/мин $\left(\omega = \frac{\pi n}{30} = 105 \text{ рад/с}\right)$; коэффициент трения $f = 0{,}02$.

Угловая скорость центров шариков по формуле (350)

$$\omega_0 = \frac{105}{2} = 52{,}5 \text{ рад/с}.$$

Центробежная сила шарика по формуле (355)

$$P_{цб} = \frac{\pi 2^3}{6} 8 \cdot 10^3 \cdot 52{,}5^2 \cdot 6{,}25 \cdot 10^{-8} = 6 \text{ Н}.$$

Гироскопический момент по формуле (367)

$$M_г = 0{,}2 \cdot 6 \cdot 2 \cdot 10^{-2} = 2{,}4 \cdot 10^{-2} \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Минимальная осевая сила, при которой не происходит вращения, по формуле (368)

$$A_{min} = 0{,}2 \frac{18 \cdot 6}{0{,}02} = 1140 \text{ Н}.$$

При монтаже однорядных упорных подшипников на вертикальных валах не рекомендуется центрировать свободное (т. е. сидящее на валу с зазором) кольцо *1* в корпусе (рис. 789, *а*), так как из-за практически неизбежной несоосности центрирующих поверхностей на валу и в корпусе шарики могут сместиться с оси симметрии беговых дорожек, и правильная работа подшипника нарушится. Целесообразно центрировать одно из колец *2* на валу (вид *б*) или *3* в корпусе (вид *в*), а другому дать свободу поперечного перемещения. Под действием нагрузки (а без нее – под действием силы тяжести вала) свободное кольцо самоцентрируется относительно шариков.

Для предотвращения изгиба колец подшипника под нагрузкой рекомендуется увеличивать диаметр опорных поверхностей вала и корпуса по крайней мере до средней окружности шариков (конструкция *а* неправильная; *б*, *в* – правильные).

В тяжелонагруженных опорах целесообразно применять самоустанавливающиеся упорные подшипники со сферическими опорными поверхностями. Самоустанавливаемость опор устраняет влияние перекосов, торцового биения опорных буртиков и т. д., способствует равномерному нагружению шариков и увеличивает долговечность подшипника.

При установке упорных подшипников в сочетании со сферическими самоустанавливающимися радиальными подшипниками нельзя применять упорные подшипники с плоскими поверхностями (рис. 790, *а*), препятствующими самоустановке. Необходимо применять упорные подшипники со сферической опорной поверхностью или устанавливать плоские подшипники на сферических шайбах (вид *б*). Центр сферы шайбы опорной поверхности должен совпадать с центром сферы радиального подшипника.

При установке однорядных упорных подшипников на горизонтальных валах необходима осевая фиксация вала в направлении, противоположном действию рабочей нагрузки. Чаще всего вал фиксируют посредством упорного подшипника, делая все радиальные опоры вала плавающими. В корпусе подшип-

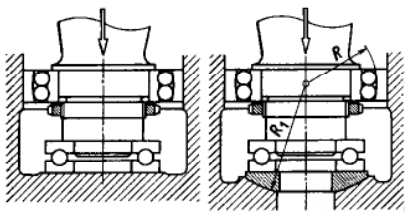


Рис. 790. Самоустанавливающиеся упорные подшипники

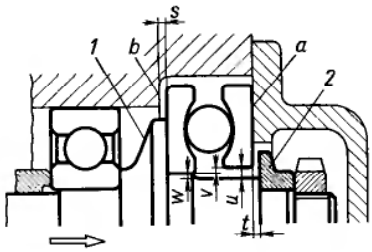


Рис. 791. Установка упорного подшипника

ник устанавливают в замкнутом гнезде, одна из сторон которого *a* (рис. 791) является несущей, а противоположная *b* – фиксирующей. На валу со стороны, противоположной силовому буртику *1*, устанавливают фиксирующий упор *2*. Во избежание соприкосновения вращающихся и неподвижных элементов предусматривают осевые зазоры (*s* в корпусе и *t* на валу) в несколько десятых миллиметра. Таким образом, в соединении образуется осевой зазор $s + t$.

Вращающееся кольцо устанавливают на валу с натягом по посадочному поясу. Неподвижное кольцо отделено от вала радиальным зазором $u = v + w$, где v – полуразность диаметров отверстий вращающегося и неподвижного колец (в стандартных подшипниках $v = 0{,}2 \div 0{,}5$ мм), а w – полуразность диаметров посадочного пояса и вала. В общей сложности зазор u достигает 0,3 – 0,5 мм.

В противоположность вертикальным опорам плавающая установка неподвижного кольца в горизонтальных опорах не рекомендуется. При остановках агрегата, при пульсациях и случайных переменах направления нагрузки вал отходит от подшипника на расстояние $s + t$ (осевой зазор), и незакрепленное кольцо, смещаясь в пределах радиального зазора u, зависает на валу (рис. 792, *а*). Последующее приложение осевой нагрузки не возвращает кольцо в концентричное положение, так как радиальная составляющая сил давления незначительна вследствие пологости профиля беговых канавок на участках, близких к контактным. Шарики с сепаратором устанавливаются эксцентрично по отношению к вращающемуся кольцу, причем эксцентриситет увеличивается под действием центробежной силы $P_{цб}$, возникающей при смещении центра тяжести комплекта шариков с сепаратором относительно оси вращения.

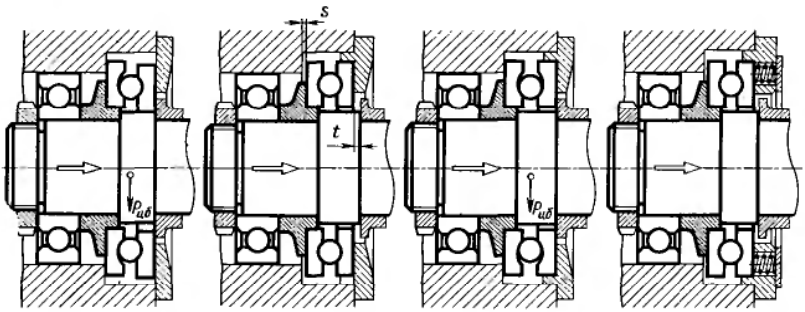


Рис. 792. Установка упорных подшипников на горизонтальных валах

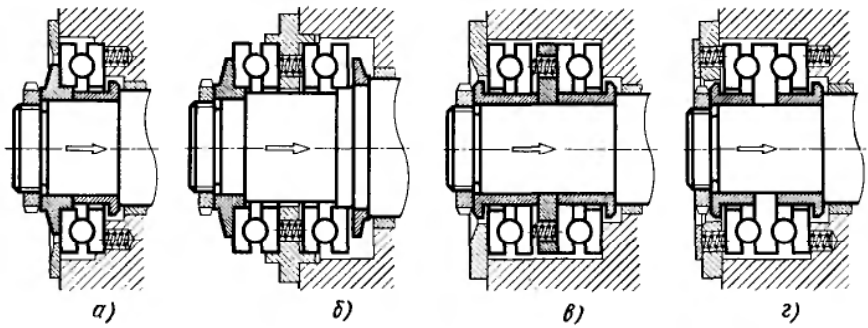


Рис. 793. Установка упорных подшипников с пружинами

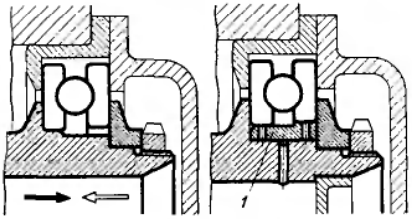


Рис. 794. Использование однорядного упорного подшипника для несения осевых нагрузок в обоих направлениях

В результате правильное качение шариков нарушается, линии контакта отклоняются от нормали, и трение возрастает.

Центрирование неподвижного кольца (вид *б*) только частично исправляет недостаток конструкции. При отходе вала от подшипника кольца раздвигаются в пределах осевого зазора t, шарики вместе с сепаратором под действием силы тяжести и центробежной силы занимают эксцентричное положение (вид *в*), и в подшипнике возникают те же явления, что и в предыдущем случае. Их можно ослабить, уменьшая зазор t до минимальной величины (0,1 – 0,2 мм).

Наиболее правильно сжать кольца подшипника пружинами, поддерживающими в подшипнике постоянный натяг при всех возможных перемещениях вала (вид *г*).

Пружины устанавливают со стороны неподвижного кольца (рис. 793, *а*), в установках двустороннего действия с использованием однорядных подшипников – в промежуточных упорных дисках (виды *б*, *в*), а в двухрядных подшипниках – с обеих сторон подшипника (вид *г*).

Достаточно сильный пружинный натяг предупреждает смещение шариков под действием центробежных сил и их вращение под действием гироскопических моментов, снижает трение и позволяет повысить быстроходность подшипников. Натяг нагружает шарики дополнительно к рабочей нагрузке, но благодаря упорядоченному качению шариков несущая способность подшипника в конечном счете возрастает.

При большой силе пружин неподвижное кольцо можно не центрировать (см. виды *в*, *г*).

Делают попытки использования однорядных шариковых подшипников для нанесения осевых нагрузок в обоих направлениях. В установках обычного типа это неосуществимо, так как в подшипнике, нормально рассчитанном на нагрузки в одном направлении (зачерненная стрелка на рис. 794, *а*), при реверсировании нагрузки (светлая стрелка) левое кольцо должно вращаться по посадочному поясу. Установка колец на плавающей втулке *1* (вид *б*) из антифрикционного материала с подводом смазки к трущимся поверхностям обеспечивает центрирование колец и возможность их свободного вращения.

В высокоскоростных узлах применяют другие виды упорных подшипников. В опорах одностороннего действия устанавливают упорно-радиальные, конические, роликовые и сфероконические подшипники. Для опор двустороннего действия широко применяют дуплексные упорно-радиальные подшипники с предварительным натягом (рис. 795, *а*), а также шариковые подшипники с глубокими канавками, разгруженные от радиальных сил посредством установки в корпусе с радиальным зазором s (виды *б* – *д*). Такие опоры отличаются малыми габаритами, спо-

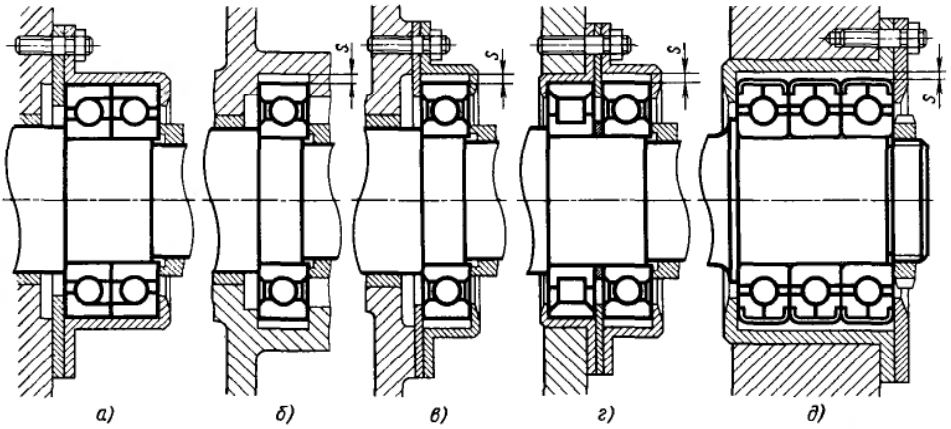


Рис. 795. Упорные подшипники двустороннего действия

собны нести большие осевые нагрузки и обеспечивают практически беззазорную фиксацию вала в осевом направлении. Монтаж их гораздо проще, чем монтаж упорных шариковых подшипников.

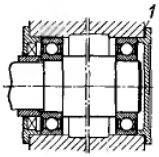
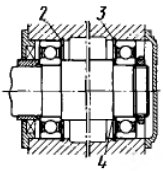
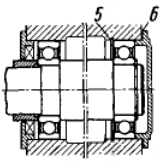
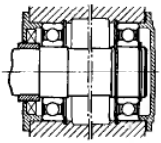
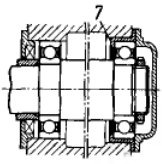
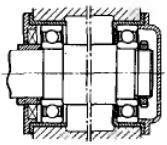
На виде *г* показан узел, воспринимающий радиальную и осевую силы.

В опорах, предназначенных для восприятия особо больших нагрузок при повышенных частотах вращения, применяют многорядную установку подшипников с разъемными наружными обоймами (трехконтактные подшипники), разгруженных от радиальных сил (вид *д*).

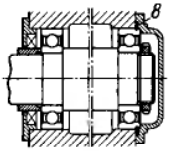
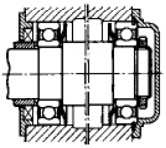
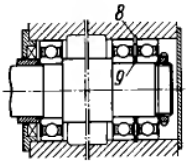
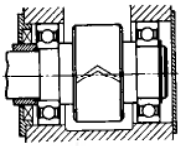
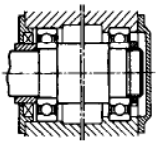
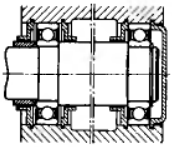
ТИПОВЫЕ ПОДШИПНИКОВЫЕ УЗЛЫ

В табл. 46 приведены примеры типовых подшипниковых узлов.

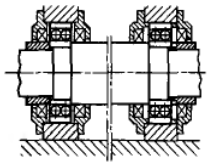
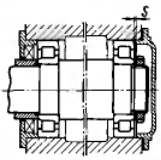
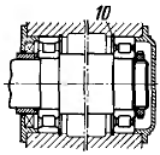
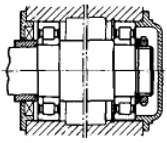
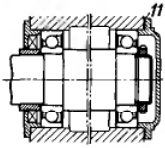
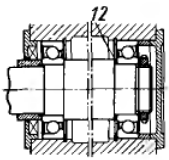
46. Типовые подшипниковые узлы

Эскиз и характеристика конструкции	
	Установка шариковых подшипников; фиксация вала крышками с двух сторон Подшипники могут быть установлены с осевым зазором или натягом (регулируется прокладкой *1*) Схема допустима при небольшом расстоянии между опорами в корпусах, выполненных из чугуна или стали
	Установка шариковых подшипников с фиксацией вала кольцевыми стопорами *2, 3* Подшипники могут быть установлены с зазором или натягом (регулируется шайбой *4*) Схема применима при тех же условиях, что и предыдущая
	Установка шариковых подшипников с фиксацией правого подшипника стопорным кольцом *5* и крышкой. Второй подшипник «плавает» в корпусе Схема применима при значительных расстояниях между подшипниками и при любом материале корпуса Фиксированный подшипник может быть установлен с осевым зазором или плотно (регулируется прокладкой *6*)
	Установка шариковых подшипников с фиксацией правого подшипника стопорным кольцом и крышкой Второй подшипник „плавает" на валу
	Установка шариковых подшипников с фиксацией правого подшипника промежуточной гильзой *7* и крышкой Второй подшипник плавает в корпусе
	Установка шариковых подшипников в корпусе из легкого сплава с применением промежуточных гильз

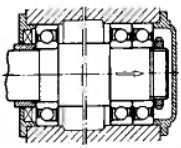
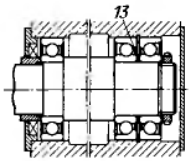
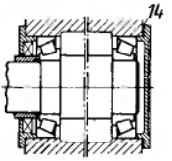
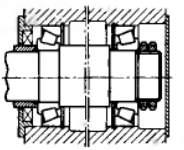
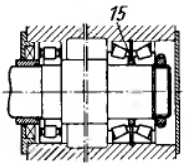
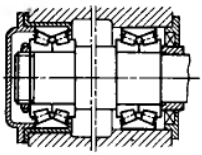
Продолжение табл. 46

Эскиз и характеристика конструкции
 Установка шариковых подшипников с фиксацией правого подшипника разрезным пружинным кольцом *8*, установленным в наружной обойме Второй подшипник „плавает" в корпусе
 Установка шариковых подшипников с маслоотражательными дисками В остальном конструкция аналогична предыдущей
 Установка шариковых подшипников с фиксацией спаренными подшипниками, затянутыми на кольцевой стопор *8* Спаренные подшипники могут быть установлены с предварительным натягом (регулируется шайбой *9*)
 «Плавающая» установка шариковых подшипников. Вал фиксируется в осевом направлении зубьями шевронного колеса. Вал парной шевронной шестерни зафиксирован
 Установка шариковых подшипников в разъемном корпусе (радиальная сборка) с фиксацией правого подшипника выточкой в корпусе. Левый подшипник „плавает" в корпусе
 Установка шариковых подшипников в разъемном корпусе с фиксацией правого подшипника закладной крышкой и диском масляного уплотнения. Левый подшипник „плавает" в корпусе

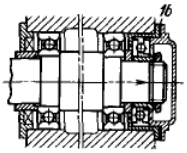
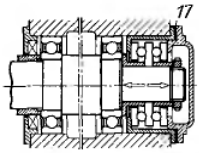
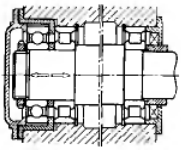
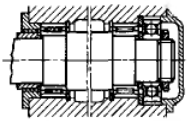
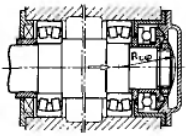
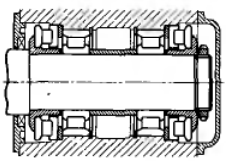
Продолжение табл. 46

Эскиз и характеристика конструкции
 Установка сферических двухрядных шариковых подшипников. Правый подшипник зафиксирован крышками, левый „плавает" в корпусе Схема применяется при установке подшипников в различных корпусах, а также при возможности упругих деформаций вала
 Установка роликовых подшипников с фиксацией их крышками с обеих сторон Схема допустима при небольших расстояниях между опорами и в корпусах, выполненных из чугуна или стали Во избежание перетяжки подшипников должен быть предусмотрен зазор *s* Узел может нести лишь назначительные осевые нагрузки
 Установка роликовых подшипников с фиксацией правого подшипника стопорным кольцом *10* и крышкой. Фиксирующий подшипник имеет буртики на наружной и внутренней обоймах Во втором подшипнике обеспечена свобода осевого перемещения роликов на наружной обойме Схема применима при небольшом расстояиии между опорами
 Установка роликовых подшипников с отъемными буртиками на внутренних обоймах Правый подшипник зафиксирован кольцевым стопором и крышкой, левый „плавает" наружной обоймой в корпусе Конструкция обеспечивает больший диапазон осевых перемещений, чем предыдущая
 Установка радиально-упорных подшипников с затяжкой наружиых обойм с помощью крышки с регулировочной прокладкой *11* Схема допустима при небольших расстояниях между опорами и в чугунных и стальных корпусах
 Установка радиально-упорных подшипников с затяжкой внутренних обойм на регулировочную шайбу *12* По характеристикам конструкция аналогична предыдущей

Продолжение табл. 46

Эскиз и характеристика конструкции
 Установка трех радиально-упорных подшипников (при повышенной односторонней осевой нагрузке) Правая сдвоенная опора несет осевую нагрузку; левый подшипник — замыкающий Схема применима при небольших расстояниях между опорами
 Комбинированная установка сдвоенных радиально-упорных подшипников в фиксирующем узле с „плавающим" шариковым подшипником на противоположной стороне Затяжка радиально-упорных подшипников регулируется шайбой *13* Схема применима при значительных расстояниях между опорами
 Установка конических роликовых подшипников с затяжкой наружных обойм через прокладку *14* (схема *О*). Конструкция допустима при небольших расстояниях между опорами и в чугунных и стальных корпусах Узел может нести значительные радиальные и осевые нагрузки в обоих направлениях
 Установка конических роликовых подшипников с затяжкой внутренних обойм (схема *Х*) Обеспечивается более жесткая установка вала, чем в предыдущей конструкции Затяжку нужно производить нормированной силой
 Комбинированная установка спаренных конических подшипников в фиксирующем узле и плавающего роликового подшипника Затяжка конических подшипников регулируется шайбой *15* Схема рекомендуется при значительном расстоянии между опорами, больших осевых нагрузках и при необходимости точной осевой фиксации вала
 Установка на дуплексных конических роликовых подшипниках. Правая опора фиксирующая, левая — „плавающая" Узел может нести большие радиальные и осевые нагрузки

Продолжение табл. 46

Эскиз и характеристика конструкции	
	Комбинированная установка радиальных шариковых подшипников и упорного шарикового подшипника (при односторонней осевой нагрузке) Зазор в упорном подшипнике регулируется прокладкой *16* Радиальные подшипники „плавающие"
	Комбинированная установка радиальных шариковых подшипников и двустороннего упорного шарикового подшипника (схема применяется при повышенных осевых нагрузках, действующих в обоих направлениях) Зазор в упорном подшипнике регулируется прокладкой *17* Радиальные подшипники „плавающие"
	Установка роликовых подшипников Осевые нагрузки (двусторонние) воспринимаются шариковым подшипником, разгруженным от радиальных сил
	Установка игольчатых подшипников Фиксация вала и восприятие осевых нагрузок – разгруженным радиальным шариковым подшипником
	Установка самоустанавливающихся роликовых подшипников. Осевая нагрузка воспринимается упорным шариковым подшипником, установленным на сферической шайбе. Центры сфер ближайшего самоустанавливающегося подшипника и шайбы совпадают
	Установка роликовых подшипников широкой серии. Осевые нагрузки воспринимаются упорными роликовыми подшипниками Схема рассчитана на восприятие больших радиальных и осевых нагрузок при малой частоте вращения

ПОСАДКИ

Подшипники качения устанавливают на валу по системе о т в е р с т и я, а в корпусе – по системе в а л а.

При назначении посадок необходимо учитывать:

1) тип подшипника;

2) частоту вращения;

3) нагрузку на подшипник (постоянная или переменная по значению и направлению, спокойная или ударная);

4) жесткость вала и корпуса;

5) характер температурных деформаций системы (увеличение или уменьшение плотности посадки при рабочих температурах);

6) способ крепления подшипника (с затяжкой или без затяжки);

7) удобство монтажа и демонтажа.

Как правило, посадки должны быть тем плотнее, чем тяжелее условия работы, т. е. чем больше нагрузка, диапазон ее колебаний, скорость изменения и степень ударности нагрузки.

Посадки с натягом предупреждают проворачивание обойм на посадочных поверхностях, смятие, разбиение и фрикционную коррозию поверхностей.

Проворачивание обойм происходит в результате уменьшения трения между обоймой и посадочной поверхностью вследствие вибраций, сминания микронеровностей посадочных поверхностей под нагрузкой, а также расширения корпусов при нагреве.

Однако большие натяги усложняют монтаж и демонтаж подшипников, увеличивают напряжения в обоймах и могут вызвать защемление тел качения и перегрев подшипника.

Целесообразнее подвергать тяжелонагруженные обоймы осевой затяжке, которая исключает перенапряжение подшипников и облегчает их установку, освобождая от необходимости монтировать и демонтировать подшипники с приложением значительных сил; поэтому во всех случаях, когда допускает конструкция, следует вводить затяжку тяжелонагруженных обойм с применением посадок с минимальным зазором или переходных посадок, а посадки с натягами применять только в тех случаях, когда силовая затяжка неосуществима по конструктивным условиям.

Работоспособность тяжелонагруженных подшипниковых узлов можно также повысить увеличением твердости посадочных поверхностей.

Валы следует термически обрабатывать на твердость $>$HRC 35–40. В тяжелонагруженных опорах валы подвергают цементации с закалкой или поверхностной закалке с нагревом ТВЧ до твердости HRC 55–58 с последующим упрочняющим накатыванием.

Для предупреждения фрикционной коррозии поверхность вала целесообразно покрывать медью, бронзой или латунью.

В корпусах из мягких сплавов подшипники следует устанавливать в термически обработанных стальных гильзах.

Большое значение имеют шероховатость и точность обработки посадочных поверхностей. Сминание микронеровностей, остающихся при обработке, вызывает быструю потерю первоначальных натягов и увеличение зазоров.

При назначении отклонений и допусков формы и расположения поверхностей, а также шероховатости поверхностей валов и отверстий корпусов можно руководствоваться данными табл. 47–50.

47. Рекомендуемые поля допусков для посадки подшипников

Условия работы	Поля допусков для посадки подшипников класса точности		Область применения
	0 и 6	5 и 4	
I. Вращается (относительно нагрузки) вал			
Посадки внутренних колец подшипников на вал (нагружение колец циркуляционное)			
Особо тяжелые и тяжелые нагрузки (ударные нагрузки)	n6	n5	В основном для роликоподшипников в тяжелом машиностроении
Тяжелые нагрузки; работа с толчками и ударами	m6	m5	В основном для роликоподшипников и крупных шарикоподшипников
Средние нагрузки, тяжелые нагрузки в условиях необходимости частого перемонтажа	k6	k5	Для подшипников всех типов; основная посадка в машиностроении
Легкие нагрузки и высокие частоты вращения, требования легкого перемонтажа и регулировки	j_s6	j_s5	Для подшипников всех типов

Продолжение табл. 47

Условия работы	Поля допусков для посадки подшипников класса точности		Область применения
	0 и 6	5 и 4	
Посадки наружных колец подшипников в корпус (нагружение колец местное)			
Тяжелые нагрузки	K7	K6	Для роликоподшипников
Тяжелые и нормальные нагрузки. Большие частоты вращения	J_s7	J_s6	Для роликоподшипников
Нормальные и легкие нагрузки, в частности при необходимости осевых перемещений для регулирования радиально-упорных подшипников	H7	H6	Основная посадка в машиностроении
Нормальные и легкие нагрузки. Малые частоты вращения (до 200 мин$^{-1}$)	H9	H8	В основном для разъемных корпусов
II. Вращается (относительно нагрузки) корпус			
Посадки внутренних колец подшипников на вал (нагружение колец местное)			
Тяжелые нагрузки	j_s6	j_s5	В основном для роликоподшипников в тяжелом машиностроении
Тяжелые и нормальные нагрузки, в частности при необходимости регулирования зазоров осевым перемещением внутреннего кольца	h6	h5	Основная посадка в машиностроении
Нормальные и легкие нагрузки	g6	g5	Для подшипников всех типов при невысоких требованиях к точности
Легкие нагрузки	f6	f5	Для подшипников всех типов
Посадки наружных колец подшипников в корпус (нагружение колец циркуляционное)			
Тяжелые и нормальные нагрузки. Работа с толчками и ударами	P7	P6	В основном для роликоподшипников в тяжелом машиностроении
Тяжелые нагрузки в условиях необходимости облегченного перемонтажа	N7	N6	В основном для роликоподшипников
Нормальные и легкие нагрузки, необходимость облегченного перемонтажа	M7	M6	Для подшипников всех типов при повышенных требованиях к точности
Большие частоты вращения. Необходимо дополнительное крепление от проворота	K7	K6	Для подшипников всех типов

48. Торцовое биение заплечиков, мкм (не более)

Номинальные диаметры посадочных мест валов и отверстий, мм	Класс точности подшипников							
	0	6	5	4	0	6	5	4
	Валы				Отверстия корпусов (стаканов)			
До 50	20	10	7	4	40	20	13	8
Св. 50 до 80	25	12	8	6	40	20	13	8
» 80 » 120	25	12	8	6	45	22	15	9
» 120 » 150	30	15	10	8	50	25	18	10
» 150 » 180	30	15	10	8	60	30	20	12
» 180 » 250	30	15	10	8	70	35	22	15
» 250 » 315	35	17	12	9	80	40	25	17
» 315 » 400	40	20	13	10	90	45	30	20
» 400 » 500	40	25	15	12	100	50	35	25

ЦИРКУЛЯЦИОННОЕ И МЕСТНОЕ НАГРУЖЕНИЕ

Различают два основных вида нагружения: м е с т н о е, при котором нагружению подвергается ограниченный участок поверхности обоймы, и ц и р к у л я ц и о н н о е, при котором нагрузка периодически перемещается по окружности обоймы (табл. 51).

Если вектор нагрузки перемещается по произвольному закону, периодически опережая вращающуюся обойму или отставая от нее, характер нагружения выясняется построением полярных диаграмм нагружения за цикл изменения нагрузки.

Циркуляционная нагрузка стремится провернуть обойму по посадочной поверхности и вызывает циклическое нагружение поса-

49. Допуски формы поверхностей валов и отверстий корпусов (не более)

Класс точности подшипников	Допуск круглости	Допуск цилиндричности
0; 6	Половина допуска на диаметр в любом сечении посадочной поверхности	Половина допуска на диаметр посадочной поверхности на длине этой поверхности
5; 4	Четверть допуска на диаметр в любом сечении посадочной поверхности	Четверть допуска на диаметр в любом сечении посадочной поверхности

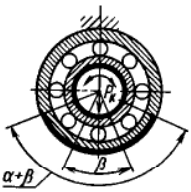
50. Шероховатость поверхностей посадки подшипников *Rz*, мкм

Посадочные поверхности	Класс точности подшипников			
	0; 6	5; 4	0; 6	5; 4
	Параметры шероховатости при диаметре			
	до 80 мм		80 – 500 мм	
Валов	1,25	0,63	2,5	1,25
Отверстий корпусов (стаканов)	1,25	0,63	2,5	1,25
Торцов заплечиков валов и корпусов (стаканов)	2,5	1,25	2,5	1,25

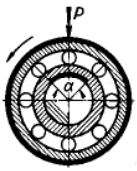
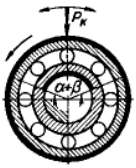
51. Основные виды нагружения

Условия приложения нагрузки	Эскиз	Характер нагружения обойм	
		наружной	внутренней
Наружная обойма неподвижна, внутренняя вращается			
Вал нагружен силой *P* постоянного направления		Местное нагружение (на активном угле α восприятия нагрузки)	Циркуляционное

Продолжение табл. 51

Условия приложения нагрузки	Эскиз	Характер нагружения обойм	
		наружной	внутренней
Вал нагружен центробежной силой $P_{цб}$		Циркуляционное	Местное
Вал нагружен силой $P_к$, совершающей колебательные движения с угловой амплитудой β		Циркуляционное с амплитудой $\alpha+\beta$	Циркуляционное

Внутренняя обойма неподвижна, наружная вращается

Наружная обойма нагружена силой P постоянного направления		Циркуляционное	Местное
Наружная обойма нагружена центробежной силой $P_{цб}$		Местное	Циркуляционное
Обойма нагружена силой $P_к$, совершающей колебательные движения с угловой амплитудой β		Циркуляционное	Циркуляционное с амплитудой $\alpha+\beta$

дочных поверхностей, поэтому циркуляционно-нагруженные обоймы нуждаются в более плотной посадке или осевой затяжке.

Местно-нагруженные обоймы можно устанавливать свободнее.

Влияние тепловых деформаций

В холодных машинах подшипники в результате тепловыделения при трении нагреваются, как правило, больше, чем корпус и вал, вследствие чего зазор между внутренней обоймой и валом при работе увеличивается, а зазор между наружной обоймой и корпусом уменьшается, поэтому в данном случае целесообразно назначать более плотные посадки на валу и более свободные в корпусе.

Пусть наружный диаметр подшипника 100 мм, внутренний 50 мм. Рабочая температура подшипника 100 °С, вала и корпуса 20 °С. Коэффициент линейного расширения шарикоподшипниковой стали $\alpha = 14 \cdot 10^{-6}$. Подшипник установлен на валу по посадке m6 с диаметральным натягом 25 мкм, а в корпусе – по посадке H7 с нулевым зазором.

При нагреве внутренний диаметр подшипника возрастает на $\Delta = (100 - 20)\,50 \cdot 14 \cdot 10^{-6} = 0{,}056$ мм.

Таким образом, первоначальный посадочный натяг на валу исчезает; между валом и внутренней обоймой возникает зазор $56 - 25 = 31$ мкм.

Наружный диаметр подшипника возрастает на величину $\Delta' = (100 - 20)\,100 \cdot 14 \cdot 10^{-6} = 0{,}112$ мм.

Следовательно, между наружной обоймой и корпусом возникает натяг 112 мкм.

Изменение посадки в корпусе должно быть учтено назначением более свободной посадки. Целесообразно ввести осевую затяжку и на валу, и в корпусе.

На горячих машинах радиальные размеры вала и корпуса изменяются при нагреве в ту же сторону, что и размеры подшипника. Исключение представляет случай, когда корпус нагревается до высоких температур и, особенно, когда корпус выполнен из легких сплавов с высоким значением коэффициента линейного расширения. Здесь надо считаться с возможностью значительного увеличения зазора между наружной обоймой и корпусом.

Пусть подшипник с наружным диаметром 100 мм установлен в корпус из алюминиевого сплава с коэффициентом линейного расширения $\alpha = 24 \cdot 10^{-6}$. Рабочая температура подшипника и корпуса 100 °С. Подшипник посажен в корпус с диаметральным натягом 20 мкм.

Диаметр посадочного отверстия в корпусе при нагреве возрастает на величину $\Delta = 100 \cdot 100 \cdot 24 \cdot 10^{-6} = 0{,}24$ мм, наружный диаметр подшипника – на величину $\Delta' = 100 \cdot 100 \cdot 14 \cdot 10^{-6} = 0{,}14$ мм.

Разность увеличения диаметров $0{,}24 - 0{,}14 = 0{,}1$ мм. Таким образом, первоначальный натяг исчезает; между подшипником и корпусом образуется зазор $100 - 20 = 80$ мкм.

Для сохранения центрования подшипника в корпусе в данном случае следует изменить первоначальную посадку в корпусе или ввести осевую затяжку.

В точных установках, где необходимо сохранить правильное центрирование при всех условиях работы, применяют способы температуронезависимого центрирования, из которых наиболее эффективным является радиально-лучевое.

Классы посадок

На рис. 796 приведены средние значения диаметральных зазоров и натягов для посадок подшипников по ГОСТ 3325–85*.

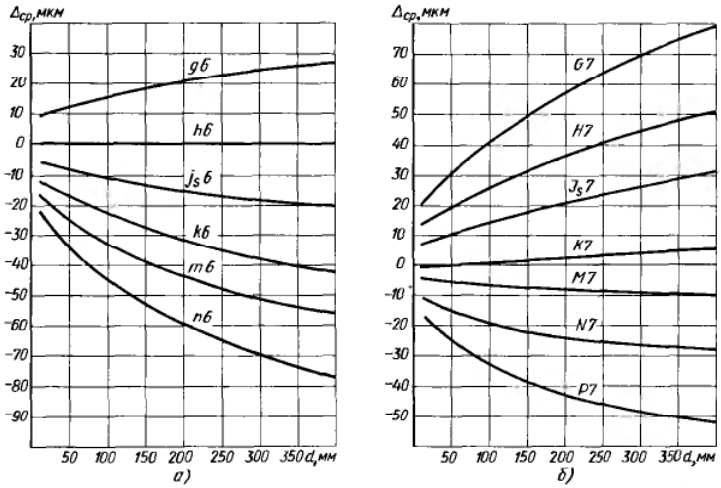


Рис. 796. Средние значения зазоров при посадках подшипников на вал (*а*) и в отверстие (*б*)

Приведем ориентировочные области применения посадок (для подшипников классов точности 0, 6, 5).

Посадки подшипников на вал (система отверстия).

Посадка f6. Легкие нагрузки. Высокие частоты вращения. Плавающие обоймы.

Посадка g6. Легкие нагрузки. Высокие частоты вращения. Местно-нагруженные обоймы. Плавающие обоймы.

Посадка h6. Небольшие нагрузки. Легкие пульсирующие нагрузки. Высокие частоты вращения. Местно-нагруженные обоймы. Плавающие обоймы. Средне- и высоконагруженные подшипники с затяжкой внутренних обойм гайками.

Посадка j_s6. Средние нагрузки; легкие знакопеременные и ударные нагрузки. Высокие и средние частоты вращения. Местно-нагруженные обоймы. Плавающие обоймы. Колебательное движение. Высоконагруженные подшипники с затяжкой внутренних обойм гайками.

Посадка k6. Средние нагрузки, пульсирующие, знакопеременные и ударные. Циркуляционно-нагруженные обоймы. Средние частоты вращения. Высоконагруженные подшипники при ударной нагрузке с затяжкой внутренних обойм гайками.

Посадка m6. Высокие нагрузки, пульсирующие, знакопеременные и ударные. Циркуляционно-нагруженные обоймы. Роликовые подшипники и крупные шариковые подшипники.

Посадка n6. Высокие знакопеременные и ударные нагрузки. Циркуляционно-нагруженные обоймы. Низкие и средние частоты вращения. Крупные роликовые подшипники.

Посадки подшипников в корпус (система вала).

Посадка G7. Легкие нагрузки. Высокие частоты вращения. Местно-нагруженные обоймы. Плавающие обоймы.

Посадки H7 и H8. Легкие нагрузки. Средние и высокие частоты вращения. Местно-нагруженные обоймы. Плавающие обоймы. Средненагруженные подшипники с затяжкой нагруженных обойм гайками. Подшипники, установленные в разъемные (в меридиональной плоскости) корпуса.

Посадка J_s7. Средние нагрузки; легкие знакопеременные и ударные нагрузки. Средняя частота вращения. Местно-нагруженные обоймы. Плавающие обоймы. Колебательное движение. Высоконагруженные подшипники с затяжкой наружных обойм. Подшипники, устанавливаемые в разъемные (по меридиональной плоскости) корпуса.

Посадка K7. Средние нагрузки, пульсирующие, знакопеременные и ударные. Циркуляционно-нагруженные обоймы. Средняя частота вращения. Высоконагруженные подшипники при ударной нагрузке с затяжкой наружных обойм.

Посадка M7. Средние нагрузки, знакопеременные и ударные. Циркуляционно-нагруженные обоймы. Средние и низкие частоты вращения. Высоконагруженные подшипники при ударной нагрузке с затяжкой наружных обойм.

Посадка N7. Высокие нагрузки, знакопеременные и ударные. Циркуляционно-нагруженные обоймы. Средние и низкие скорости вращения. Роликовые и крупные шариковые подшипники. Подшипники, установленные в корпусах, расширяющихся от нагрева.

Посадка P7. Подшипники, установленные в тонкостенных корпусах и в корпусах, расширяющихся от нагрева.

Для подшипников классов точности 4 и 2 применяют посадки по 4–6-му квалитету:

посадки на вал g4, h4, j_s4, k4, m4, n4 и g5, h5, j_s5, k5, m5, n5;

посадки в корпусе H5, J_s5, K5, M5 и G6, H6, J_s6, K6, M6, N6, P6.

ВЫБОР ПОСАДОК С УЧЕТОМ МОНТАЖА И ДЕМОНТАЖА

Для облегчения монтажа и демонтажа подшипников рекомендуется:

1) устанавливать подшипники с натягом только по одной обойме (предпочтительно по внутренней), другая обойма должна быть установлена на свободной посадке;

2) избегать применения одинаковых натягов при последовательной установке подшипников на вал или в корпус (осевая сборка); посадку на первом (по ходу монтажа) посадочном поясе следует делать более свободной для облегчения установки подшипника на другой пояс.

На рис. 797, *а* изображена нерекомендуемая система назначения посадок для установки подшипников с натягом (посадки n6 для вала и K7 для корпуса). При монтаже на вал первый по ходу монтажа подшипник *1* должен перед посадкой на свой посадочный пояс пройти с натягом через другой посадочный пояс. Подшипник *2* при монтаже вала, на котором предварительно установлены подшипники, должен пройти в корпус с натягом через первый посадочный пояс. Сила от посадки передается на наружные обоймы подшипников через шарики, что может вызвать их повреждение.

Посадки с одинаковым натягом для обоих подшипников применимы, когда подшипники можно монтировать с двух сторон (вид *б*).

Последовательная установка подшипников на вал производится без затруднений при посадках с зазором f6, g6 или при посадке h6 (вид *в*). Однако применение посадок с зазором не всегда возможно по условиям работы подшипников.

Шире по применимости способ назначения разных посадок для обоих подшипников. При этом более свободные посадки назначают для поверхностей, через которые проходит подшипник при монтаже (табл. 52).

Чем больше разница посадок, тем легче выполнять монтаж. Так, для вала наиболее выгодно сочетание g6–n6. Наименее выгодные сочетания представлены первыми знаками колонок II и IV.

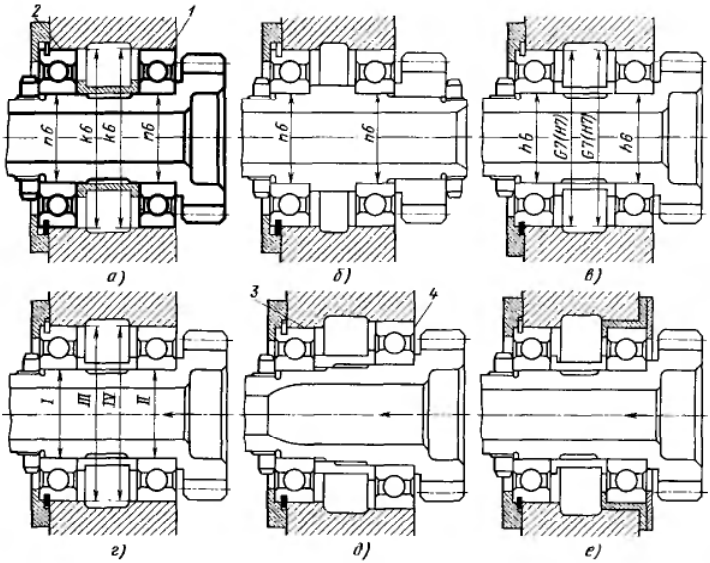


Рис. 797. Посадки в парной установке подшипников

52. Возможные сочетания посадок (рис. 797, *г*)

Посадки на вал		Посадки в корпус	
I	II	III	IV
g6	h6, j_s6, k6 m6, n6	H7	J_s7, K7, M7 N7
h6	j_s6, k6, m6, n6	J_s7	K7, M7, N7
j_s6	k6, m6, n6	K7	M7, N7
k6	m6, n6		
m6	n6	M7	N7

При установке в корпус также выгодно применение посадок, наиболее отличающихся одна от другой, например для первой строки таблицы – посадок H7, N7.

Наилучший по условиям монтажа способ – это применение подшипников разного диаметра (вид *д*). При этом способе отпадают ограничения в выборе посадок. Предпочтительнее, однако, случай, когда первый по ходу монтажа, например при посадке в корпус, подшипник *3* имеет более свободную посадку в корпусе, чем второй (*4*).

Равноценен (по условиям монтажа в корпус) способ заключения одного из подшипников в постоянную обойму (вид *е*).

МОНТАЖ ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ

Конструкция подшипниковых узлов должна обеспечить наиболее удобный и производительный монтаж и демонтаж узла, исключающий необходимость подгонки.

Как правило, подшипники с посадочными натягами следует устанавливать (на валу или в корпусе) заранее; соединение узла в целом должно производиться по посадочным поясам, на которых имеются зазоры.

Посадки с натягом одновременно на валу и в корпусе усложняют сборку.

Посадки с зазором и переходные целесообразно дополнять осевой затяжкой обойм.

Рассмотрим основные приемы сборки для простейшего случая установки концевого подшипника с фиксацией его на валу и в корпусе с помощью кольцевых стопоров.

Осевая сборка

Способ 1. *Установка в корпус вала с заранее посаженным на нем подшипником (рис. 798, а).*

Подшипник предварительно надет на вал и зафиксирован с одной стороны буртиком, с другой – кольцевым стопором *1*.

Вал вместе с подшипником вводят в корпус (вид *б*) до упора в кольцевой стопор *2*, предварительно установленный в корпусе, после чего узел замыкают стопором *3*, заранее заведенным за подшипник.

Этот способ наиболее правилен, если подшипник сажают на вал с натягом, а в корпус – по посадке H7, и применим также, когда подшипник сажают на вал и в корпус по посадкам h6 и H7.

Способ нецелесообразен, если подшипник устанавливают в корпусе с натягом. Здесь сила запрессовки передается телами качения. Операция запрессовки

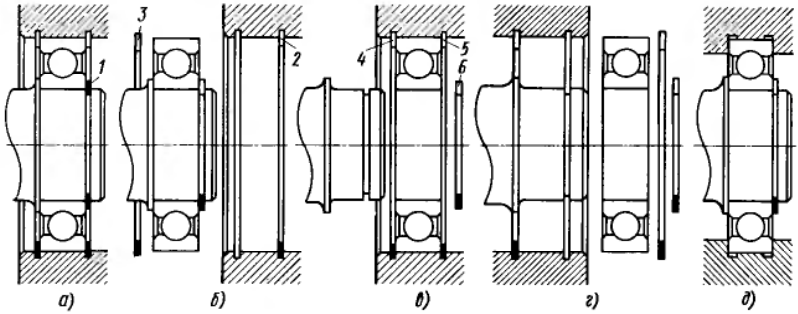


Рис. 798. Монтаж концевого подшипника

осложняется необходимостью манипулировать с двумя деталями – валом и корпусом, которые могут иметь большие габариты.

Способ 2. *Установка вала в подшипник, заранее посаженный в корпус (рис. 798, в).*

Подшипник предварительно устанавливают и фиксируют в корпусе стопорами *4, 5*. В отверстие подшипника вводят вал и фиксируют стопором *6*.

Этот способ является наиболее правильным, когда подшипник устанавливают в корпусе с натягом, а на валу – по посадке h6, и применим также, когда подшипник сажают на вал и в корпусе с зазором.

Способ нецелесообразен, если подшипник установлен на валу с натягом.

Способ 3. *Установка подшипника одновременно на вал и в корпус* (рис. 798, *г*).

Вал, поддерживаемый другим подшипником (на рисунке не показан), устанавливают в корпус до совмещения посадочных поверхностей на валу и в корпусе. В кольцевое пространство между валом и корпусом вводят подшипник. Сборка заканчивается установкой замыкающих стопоров.

Способ применим, если подшипник установлен на валу и в корпусе с зазором, ограниченно применим, если одна из посадок (на валу или в корпусе) с зазором, и неприменим, если подшипник установлен с натягом на валу и в корпусе.

Радиальная сборка

Вал с заранее установленным и зафиксированным подшипником (вид *д*) укладывают в нижнюю половину разъемного корпуса и накрывают верхней половиной. Подшипник фиксируют в корпусе чаще всего заплечиками.

Возможны любые типы и сочетания посадок на валу и в корпусе. Обычно применяют установку в корпус по посадкам с зазором, по переходным посадкам или на посадках с небольшим натягом. Применение посадок с большим натягом затруднено ввиду необходимости обеспечить точное совпадение плоскостей разъема с центром подшипника и опасности перетяжки подшипника при ошибочном смещении плоскости разъема относительно центра подшипника.

Монтаж парных установок

Рассмотрим установку вала-шестерни с затянутыми на нем через дистанционную втулку подшипниками (рис. 799, *а*). Вал фиксируется в корпусе крышкой *1* и кольцевым стопором *2*, установленным в канавке наружной обоймы малого подшипника.

Способ 1. *Установка в корпус вала с заранее посаженными на нем подшипниками* (вид *б*).

Вал в сборе с подшипниками вводят в корпус и фиксируют стопорным кольцом *2* и привертной крышкой *1*. Важно, чтобы первый (по ходу монтажа) подшипник заходил в свое посадочное отверстие раньше, чем второй подшипник в свое. Иначе вал может перекоситься, и сборка станет невозможной.

Посадка подшипников на вал при этом способе может быть любой. Посадка подшипников в корпус – предпочтительно переходная или с незначительным натягом.

Способ 2. *Установка вала в подшипники, заранее посаженные в корпус* (вид *в*).

Подшипники предварительно устанавливают в корпус с заведенной между ними дистанционной втулкой. Крайний подшипник фиксируют в корпусе кольцевым стопором *2* и крышкой *1*, после чего в отверстия подшипников вводят вал. Сборка завершается затяжкой гайки *3* вала.

Передний (по ходу монтажа) посадочный пояс вала должен заходить в отверстие своего подшипника раньше, чем второй посадочный пояс в отверстие своего.

Посадка подшипников в корпус может быть любой (плавающий правый подшипник, разумеется, должен быть установлен по посадке не выше J_s7). Посадка подшипника на вал – g6 или h6. Сборка по этому способу сложнее, чем по способу 1. Особенно затрудняет сборку необходимость предварительной установки дистанционной втулки при монтаже подшипников в корпус.

Способ 3 (смешанный). На вал (вид *г*) заранее устанавливают задний (по ходу монтажа) подшипник и дистанционную втулку, а в корпус устанавливают фиксирующий подшипник.

Вал вводят в корпус, причем хвостовик вала входит в отверстие фиксирующего подшипника,

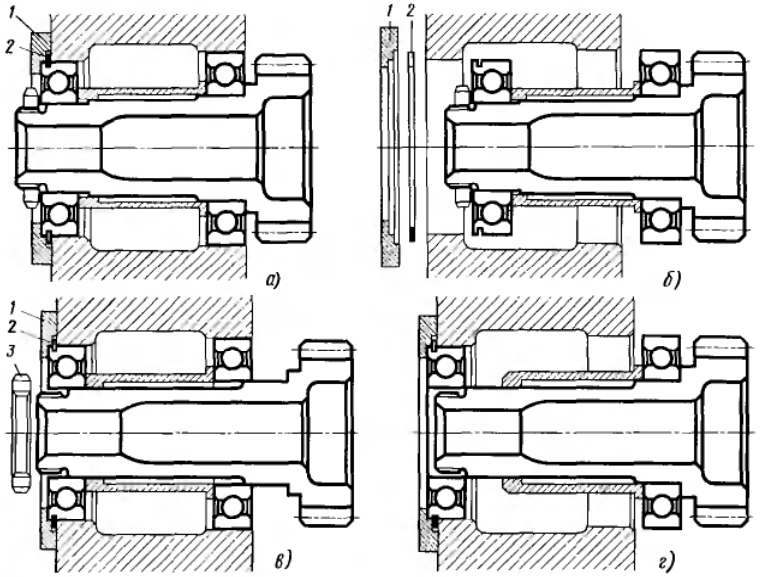


Рис. 799. Монтаж подшипников в парной установке

а задний подшипник – в посадочное гнездо корпуса. Сборка завершается затяжкой гайки вала.

Посадки заднего подшипника на вал и фиксирующего подшипника в корпус могут быть любыми. Посадка фиксирующего подшипника на вал – g6 или h6. Посадка заднего подшипника в корпус должна быть G6, H6 или J$_s$6.

Способ монтажа тесно связан с системой крепления подшипников, с конструкцией и расположением элементов, фиксирующих подшипники на валу и в корпусе (рис. 800). Система *а* крепления подшипников допускает при-

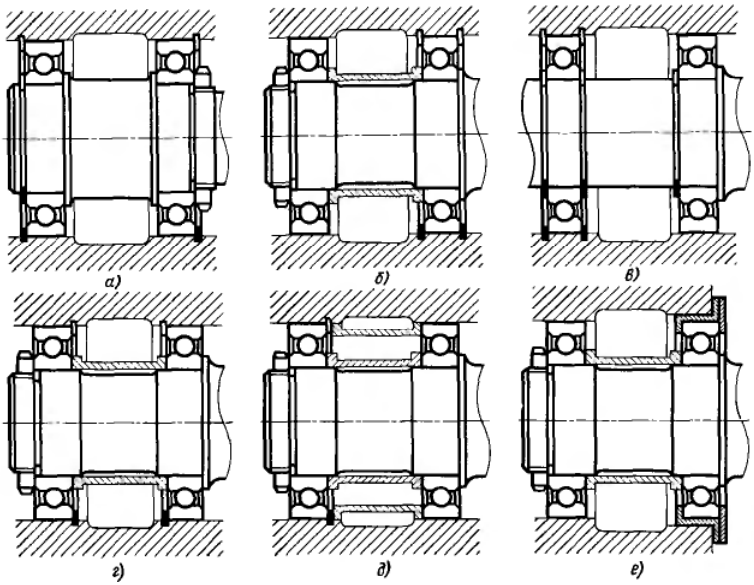


Рис. 800. Крепление подшипников в парной установке

менение только способа 1, система *б* – способа 2, система *в* – способа 3, системы *г*, *д* – способов 2 и 3. Конструкция *е* допускает применение любого из трех способов.

Таким образом, существует тесная взаимосвязь между системой крепления подшипников и системой посадок на валу и в корпусе.

Условия сборки и выбранный наиболее удобный и производительный способ сборки определяют систему крепления подшипников и допустимые посадки подшипников на вал и в корпус, которые могут и не совпадать с посадками, необходимыми по условиям надежной работы узла.

Если же исходить из условий работы узла и назначить оптимальные для данных условий посадки, то это определит систему крепления подшипников и способ сборки, который в данном случае может быть и не самым удобным и производительным.

Практически часто приходится выбирать вариант, обеспечивающий соблюдение важнейших условий правильной работы узла и не слишком усложняющий сборку.

Облегчает сборку введение осевой затяжки подшипников на валу и в корпусе. Силовая затяжка вполне заменяет посадки с натягом и позволяет применять более свободные посадки без ущерба для работоспособности узла и при более удобной сборке.

Самоустанавливающиеся подшипники

Самоустанавливающиеся подшипники применяют, когда:

1) технологически невозможно обеспечить полную соосность опор (опоры, расположенные в различных корпусах или в частях корпусов, недостаточно точно зафиксированных одна относительно другой);

2) корпусные детали нежесткие и деформируются под действием рабочих сил (тонкостенные корпуса, например корпуса из листовых материалов);

3) вал вследствие недостаточной жесткости или больших действующих на него радиальных сил деформируется под нагрузкой (длинные валы с не вполне отбалансированными роторами).

Применение жестких подшипников в подобных случаях нередко приводит к защемлению тел качения, односторонней нагрузке на подшипник, во много раз превышающей рабочие нагрузки, и вызывает быстрый износ и выход подшипников из строя. Особенно резко выражены эти явления в подшипниках, в которых по форме тел качения и беговых дорожек не обеспечивается самоустановка (роликовые подшипники с цилиндрическими и коническими роликами). Шариковые подшипники несколько лучше компенсируют перекосы вследствие имеющегося у них углового зазора.

Применение самоустанавливающихся подшипников целесообразно и в тех случаях, когда нет видимых источников перекосов и несоосности. Производственные неточности, погрешности монтажа, трудноучитываемые тепловые деформации системы – все это может создать в подшипниках местные нагрузки, от которых можно избавиться приданием подшипникам свободы установки.

Самоустанавливаемость является действенным средством повышения надежности тяжелонагруженных и быстроходных подшипников качения.

Однорядные шариковые подшипники со сферической рабочей поверхностью наружной обоймы (рис. 801, *а*) сейчас почти не применяют, так как подшипники этого типа отличаются пониженной несущей способностью, склонностью к защемлению шариков при приложении осевой нагрузки и недостаточно точной фиксацией вала в осевом направлении.

По тем же причинам редко применяют однорядные роликовые подшипники с бочкообразными роликами (вид *б*).

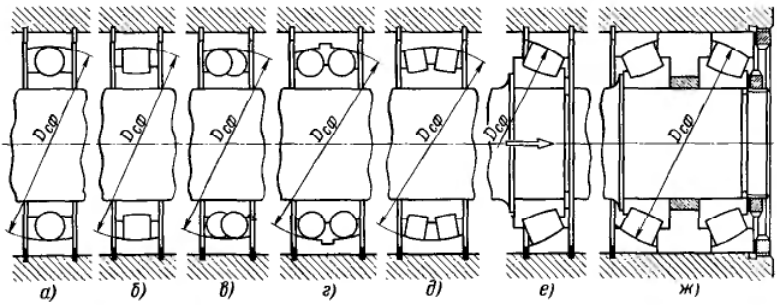


Рис. 801. Самоустанавливающиеся подшипники

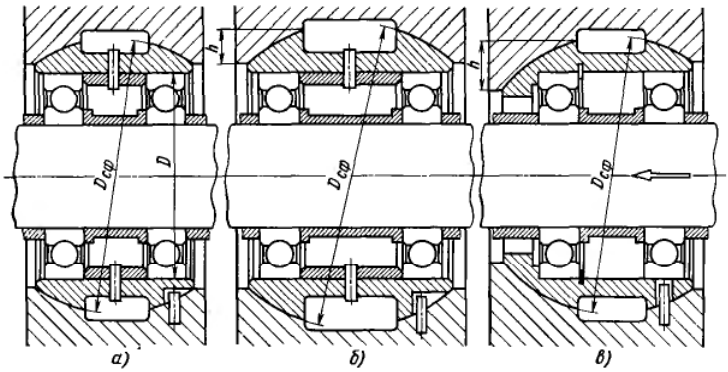


Рис. 802. Установка подшипников в сферических опорах

Наиболее распространенный тип самоустанавливающегося подшипника – двухрядный шариковый подшипник с шахматным расположением шариков (вид *в*).

По форме дорожки качения эти подшипники мало приспособлены к восприятию осевых нагрузок. Повысить осевую несущую способность можно путем разноса шариков, сопровождающегося переходом поверхностей контакта на участки сферы, расположенные под большим углом к поперечной плоскости симметрии (вид *г*).

Самоустанавливающиеся роликовые подшипники выполняют в виде двухрядных подшипников с бочкообразными роликами (вид *д*).

Сфероконические самоустанавливающиеся подшипники применяют в одиночной установке (вид *е*) как упорные, а в парной установке (вид *ж*) – как радиально-упорные. Для правильной работы спаренных установок необходимо точно выдерживать расстояние между подшипниками, обеспечивая совпадение центров сферических поверхностей качения.

Предпочтительнее установка стандартных подшипников в сферические корпуса (рис. 802). Способ применяют, как правило, для многоопорных установок (с двумя и бóльшим числом подшипников). Ограничений в типе подшипников нет.

В таких установках тела качения работают в условиях чистого качения, тогда как у самоустанавливающихся подшипников при перекосах происходит периодическое (при больших частотах вращения – высокочастотное) перемещение тел качения по сферической поверхности (скобление), сопровождающееся усиленным износом.

Отношение диаметра сферы к наружному диаметру подшипников в парных установках делают равным $D_{сф}/D = 1{,}25 \div 1{,}3$ (вид *а*). Это соотношение обеспечивает благоприятную ориентацию несущих поверхностей сферы относительно осевой и радиальной нагрузок. При больших осевых нагрузках отношение $D_{сф}/D$ повышают до 1,4 – 1,5 для увеличения высоты h несущей части сферы (вид *б*).

При повышенной осевой нагрузке одностороннего действия сферу делают асимметричной (вид *в*), развивая ее несущую поверхность h.

Для обеспечения самоустанавливаемости необходим подвод смазки (предпочтительно под давлением) к сферическим опорным поверхностям. В труднодоступных местах применяют твердые смазочные материалы.

УПРУГАЯ УСТАНОВКА ПОДШИПНИКОВ

Упругая установка расширяет возможности применения подшипников качения и позволяет менять условия их нагружения.

При установке подшипников в жестком корпусе (рис. 803, *а*) распределение осевой и радиальной нагрузок на подшипники неопределенно и зависит от точности сборки и направления деформаций изгиба вала. Если деформируется левая сторона вала, а правая, поддержанная другой опорой (на рисунке не показана), деформируется меньше, то левый подшипник перегружен по сравнению с правым.

При установке подшипников в упругой консольной втулке (вид *б*) нагрузки распределяются более определенно. Радиальную нагрузку несет правый подшипник, расположенный в узле жесткости, осевую – левый подшипник, разгруженный от радиальных сил ввиду податливости втулки.

В конструкции *в* радиальные нагрузки воспринимает роликовый подшипник; шариковый подшипник несет осевые нагрузки в обоих направлениях.

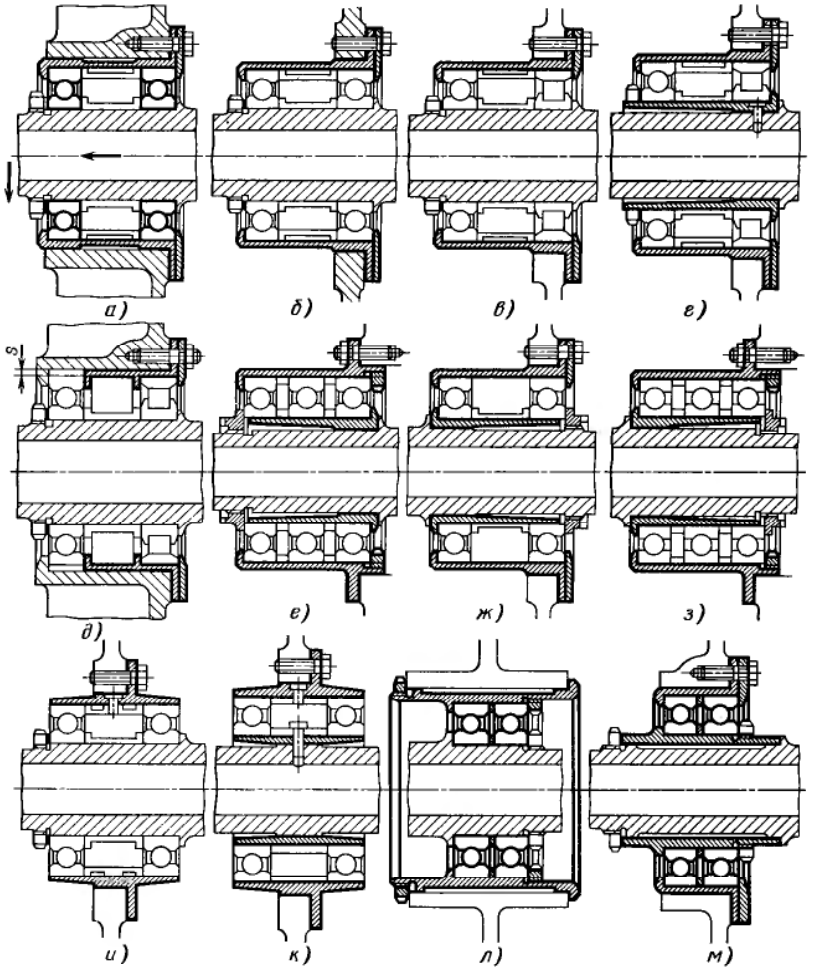


Рис. 803. Упругая установка подшипников

В конструкции повышенной податливости (вид *г*), помимо упругого корпуса, применена установка внутренней обоймы подшипника на упругой втулке, консольно посаженной на вал.

Эти системы эквивалентны способу нагружения одного из подшипников только осевыми силами путем установки этого подшипника в корпусе с радиальным зазором *s* (вид *д*).

В строенной установке шариковых подшипников в упругом корпусе и на упругой втулке (вид *е*) обеспечивается последовательное (от узла жесткости по направлению к консоли) уменьшение радиальных сил и последовательное (в том же направлении) увеличение осевых сил, приходящихся на подшипники, а также равномерное распределение сил на подшипники.

Парная установка шариковых подшипников в упругом корпусе и на упругой консольной втулке (вид *ж*) обеспечивает равномерное распределение радиальных сил на оба подшипника. Система в целом обладает податливостью в радиальном направлении и свойством самоустанавливаемости.

На виде *з* показана строенная установка шариковых подшипников с равномерным распределением сил на подшипники. Система также обеспечивает некоторую свободу самоустанавливаемости вала.

Конструкции с симметричным расположением подшипников относительно узла жесткости при установке в упругом корпусе (вид *и*) или в упругом корпусе и на упругой втулке (вид *к*) обладают свойством самоустанавли-

ваемости и могут быть применены вместо сферической установки подшипников. Эти конструкции обеспечивают также упругое восприятие нагрузок подшипниками.

На видах *л*, *м* показана упругая установка спаренных подшипников, предназначенная для амортизации ударных нагрузок.

МНОГОРЯДНАЯ УСТАНОВКА ПОДШИПНИКОВ

Многорядную установку подшипников применяют для увеличения несущей способности подшипниковых узлов и уменьшения нагрузки на каждый подшипник, что особенно важно в быстроходных опорах.

Главным в многорядных установках является обеспечение равномерной нагрузки на подшипники. Для подшипников, несущих радиальные нагрузки, задача решается точным выполнением посадочных поверхностей наружной и внутренней обойм, заключением подшипников в равномерно жесткие корпуса или применением упругих корпусов.

Труднее добиться равномерного распределения осевой нагрузки. При неточном изготовлении и монтаже осевая нагрузка воспринимается только одним подшипником, остальные подшипники не участвуют в работе или участвуют в незначительной степени.

Применение предварительного натяга и повышение точности изготовления подшипников позволили решить и эту задачу. Сейчас многорядные установки получили широкое распространение.

На рис. 804, *а*, *б* показан один из ранних способов обеспечения равномерного осевого нагружения последовательно установленных подшипников.

Подшипники заключены каждый в свой корпус, концентрично расположенный в корпусе смежного подшипника. Длину дистанционных колец *1* (вид *а*) выбирают с таким расчетом, чтобы в свободном состоянии торцы корпусов выступали по отношению к торцам смежного корпуса на величины c и c', равные осевым деформациям подшипников при нагрузке строго одинаковой силой на испытательном стенде. Затем узел сжимают под прессом до совпадения торцов всех корпусов. Корпуса подшипников в этом положении фиксируют коническими штифтами *2* (вид *б*). При этом подшипники приобретают предварительный натяг, степень которого определяется величинами c и c'. Без предварительного натяга остается только последний подшипник (установленный во внешнем корпусе).

При нагружении осевой силой, противоположной направлению натяга (светлая стрелка), нагрузка распределяется между подшипниками в меру натяга (при равенстве предварительных натягов — поровну). Крайний незатянутый подшипник несет преимущественно радиальные нагрузки и фиксирует вал в направлении, противоположном действию силы.

Такая система, требующая индивидуальной регулировки и сборки узла и, следовательно, не приспособленная к массовому производству, в настоящее время уступила место более совершенным конструкциям.

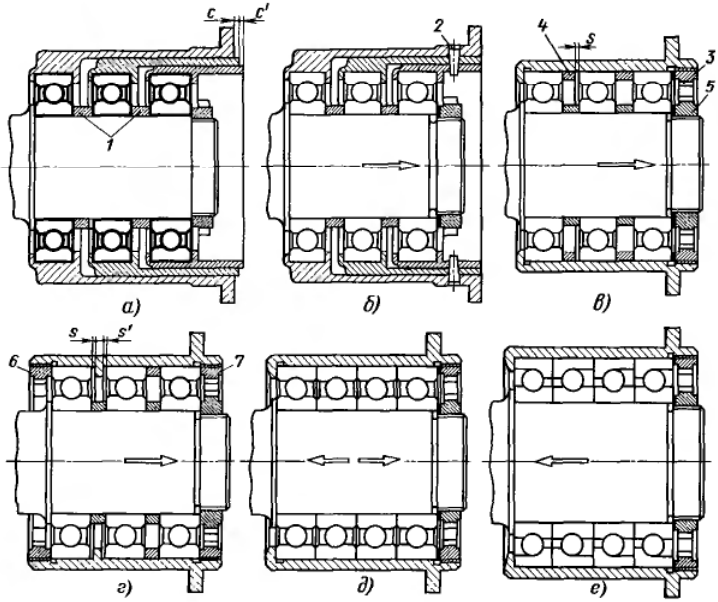


Рис. 804. Многорядные установки подшипников

В конструкции *в* подшипники посажены в общий корпус, разделены на валу и в корпусе дистанционными кольцами и стягиваются гайкой *3*. Длину последнего (со стороны затяжки) дистанционного кольца *4* в корпусе выбирают с таким расчетом, чтобы при плотной установке между кольцом и наружной обоймой смежного подшипника оставался расчетный зазор *s*.

При затяжке гайки *3* вся группа передних подшипников смещается на величину *s*, приобретая натяг. Задний подшипник остается без натяга.

Система может нести повышенную осевую нагрузку в сторону, противоположную натягу (в направлении стрелки). В обратном направлении нагрузку несет только крайний, незатянутый подшипник; остальные подшипники, разгружаясь от предварительного натяга, нагрузку в обратном направлении практически не несут.

Если узел должен нести повышенную осевую нагрузку в направлении, противоположном указанному стрелкой, то следует или изменить направление натяга, т. е. перенести гайку *3* налево, или затягивать внутренние обоймы подшипников гайкой *5*, оставив зазор между последним дистанционным кольцом на валу и внутренней обоймой смежного подшипника.

Для достижения равномерного натяга подшипники перед сборкой группируют по их упругой осевой деформации под определенной испытательной нагрузкой. На сборку узла подают только подшипники с одинаковой упругой податливостью.

В конструкции *г* натягу подвергают все подшипники путем затяжки гаек *6*, *7* до выбора зазоров *s* и *s'*. Система несет повышенные осевые нагрузки в сторону, указанную стрелкой.

Равномерное распределение осевой нагрузки между подшипниками многоподшипниковых систем можно осуществить без предварительного натяга, применяя подшипники повышенной точности (вид *д*).

Главное условие в данном случае — это точное совпадение торцов наружных и внутренних обойм подшипников. Первоначальная осевая жесткость подшипников должна быть одинаковой для всех подшипников.

Система может нести повышенные осевые нагрузки в обоих направлениях.

Многорядная установка радиально-упорных подшипников (вид *е*) рассчитана на большую осевую нагрузку, направленную в одну сторону. Осевую нагрузку несут три подшипника, четвертый является замыкающим и фиксирует вал в направлении, обратном действию основной нагрузки. Равномерная нагрузка подшипников достигается точностью размеров и одинаковостью осевой жесткости подшипников.

СОВМЕСТНАЯ УСТАНОВКА ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ И СКОЛЬЖЕНИЯ

Сочетать в одной установке подшипники качения и скольжения, как правило, не рекомендуется, так как радиальные зазоры в подшипниках скольжения значительно больше, чем в подшипниках качения, поэтому такая установка обычно приводит к перегрузке и перекосу подшипников качения и недогрузке подшипников скольжения.

Если недостаток места заставляет применять такие сочетания, то рекомендуется по возможности удалять опору скольжения от опоры качения, уменьшать диаметр подшипника скольжения, а также применять самоустанавливающиеся подшипники качения (рис. 805).

На рис. 806 приведены примеры сочетания подшипников качения и скольжения в узле концентричных валов.

В конструкции *а* левый вал оперт в двух подшипниках качения; хвостовик правого вала установлен в подшипнике скольжения, расположенном в плоскости подшипника качения левого вала.

В конструкции *б* хвостовик удлинен и оперт в подшипнике скольжения, расположенном между опорами качения левого вала.

В конструкции *в* хвостовик придан левому валу и заведен в подшипник скольжения, расположенный в плоскости опоры качения правого вала. Второй опорой для правого вала служит подшипник скольжения на хвостовике левого вала.

При достаточно большом разносе опор скольжения, установленных на хвостовике (вид

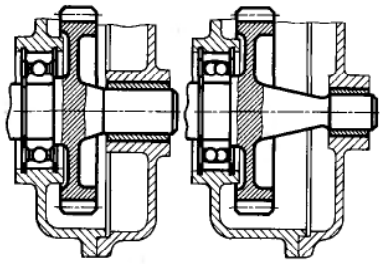


Рис. 805. Совместная установка подшипников качения и скольжения:
а — нецелесообразная; *б* — целесообразная

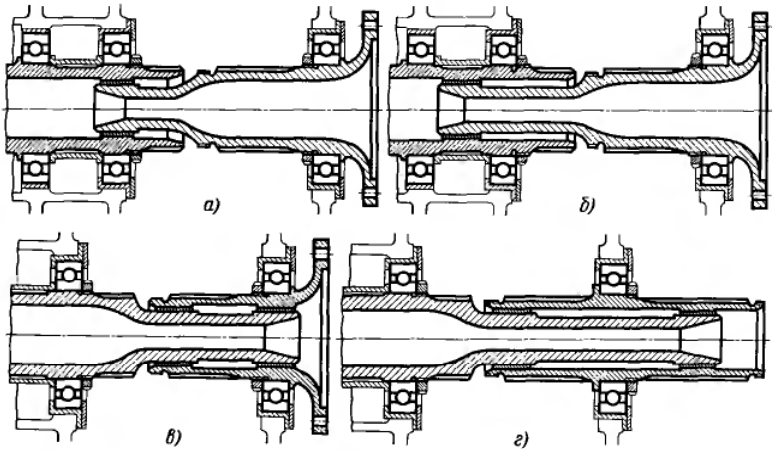


Рис. 806. Совместная установка подшипников качения и скольжения в соосных валах

г), левый вал может быть установлен только в одном подшипнике качения.

КОНЦЕНТРИЧНАЯ УСТАНОВКА ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ

При концентричном расположении подшипников целесообразно:

1) располагать подшипники по возможности в одной плоскости;

2) избегать консольной установки подшипников;

3) обеспечивать максимальную соосность сопряженных посадочных поверхностей.

В конструкции по рис. 807, *а* правый вал установлен в корпусе на двух шариковых подшипниках, левый на одном шариковом подшипнике. Хвостовик левого вала оперт в шариковом подшипнике, расположенном в удлиненном конце правого вала.

Ошибочность конструкции заключается в том, что дополнительная опора левого вала установлена в консоли. Неизбежная из-за неточностей изготовления и монтажа несоосность посадочных поверхностей хвостовика и консоли вызывает биение хвостовика, которое приводит к быстрой разработке основного (левого) подшипника вала и ухудшает работу зубчатого колеса, расположенного на валу.

В конструкции *б* вспомогательная опора левого вала расположена посередине между подшипниками правого вала, что сводит к мини-

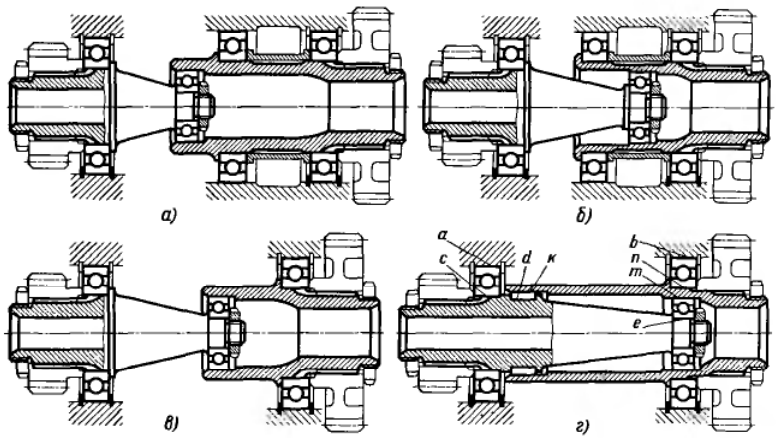


Рис. 807. Концентричная установка подшипников качения

муму биение. Увеличение расстояния между опорами левого вала улучшает его устойчивость. Дополнительная нагрузка, передаваемая хвостовиком опорам правого вала, уменьшается.

Для сокращения осевых размеров можно установить каждый из двух валов на одном главном и одном вспомогательном подшипнике.

В конструкции *в* допущена ошибка: вспомогательная опора хвостовика левого вала, которая должна одновременно служить вспомогательной опорой правого вала, удалена от главных опор. Нежесткость опоры делает ее фиктивной. Нагрузку несут только главные подшипники, работая в самых неблагоприятных условиях – на перекос.

В конструкции *г* вспомогательная опора левого вала расположена непосредственно под главной опорой правого, а вспомогательная опора правого вала (игольчатый подшипник) – в непосредственной близости к главной опоре левого. Положение валов становится устойчивым. Осевые размеры установки могут быть значительно сокращены.

Во всех случаях концентричной установки следует технологически обеспечивать максимально достижимую соосность посадочных поверхностей. Например, в конструкции *г* необходимо обеспечить соосность поверхностей *a* и *b* в корпусах; *c*, *d*, *e* на левом валу; *n*, *m*, *k* – на правом.

Следует учитывать направление вращения валов. При вращении валов в разные стороны фактическая частота вращения вспомогательных подшипников равна сумме, а при вращении в одну сторону – разности частот вращения валов.

УСТАНОВКА ПОДШИПНИКОВ НА ВЫВОДНЫХ И ВВОДНЫХ ВАЛАХ

Подшипники, установленные на выводных и вводных валах, интенсивно отсасывают масло из полости корпуса, что вызывает выброс масла из уплотнений. Это особенно резко проявляется у конических подшипников с роликами, расходящимися в сторону уплотнения (рис. 808, *а*), которые, действуя наподобие лопастей центробежного насоса, нагнетают масло в полость между подшипником и уплотнением. Обратная установка подшипников (вид *б*) в этом отношении целесообразнее.

Во избежание перегрева подшипника необходимо сливать масло из полости между подшипником и уплотнением через отверстия или каналы достаточно большого сечения (*m*, рис. 809, *а – в*).

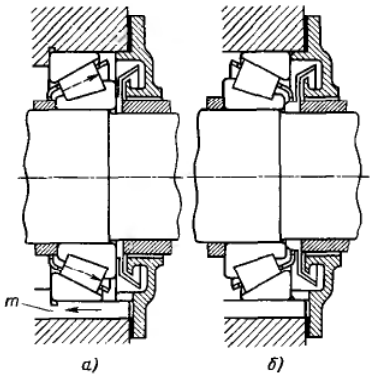


Рис. 808. Насосное действие подшипника

В парных установках (вид *г*) необходимо отводить масло также из полости между подшипниками (отверстие *n*), а в многоступенчатых уплотнениях (вид *д*) – из полостей между уплотнениями (отверстие *q*).

Целесообразно устанавливать перед подшипниками со стороны корпуса легкие уплотнения типа отражательных дисков *1* (виды *а – д*), ловушек *2* (вид *е*), лабиринтов *3* (вид *ж*).

Рациональна конструкция маслоотражателя в виде штампованной из листовой стали крыльчатки *4* со спиральными лопастями (вид *з*). При остановке агрегата маслоотражатель свободно пропускает масло к подшипнику, создавая запас масла на пусковой период. После пуска маслоотражатель, действуя как аксиальный насос, защищает подшипник от избытка масла.

УСТАНОВКА ПОДШИПНИКОВ НА НЕПОЛНЫХ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ПОВЕРХНОСТЯХ

Установку подшипников по цилиндрическим поверхностям, прерванным выборками, канавками и т. д., как правило, следует избегать. При периодическом набегании шариков на неопертые участки обойма деформируется; несущая способность на этом участке резко снижается.

Если выборки необходимы по конструктивным условиям, их протяженность следует сокращать. Для подшипников, нагруженных силой постоянного направления, допустимы выборки на ненагруженной стороне с дугой $\alpha = 20 \div 30°$ (рис. 810, *а*). Для подшипников тяжелых серий протяженность выборки может быть больше.

В исключительных случаях подшипники качения устанавливают на отдельных, симмет-

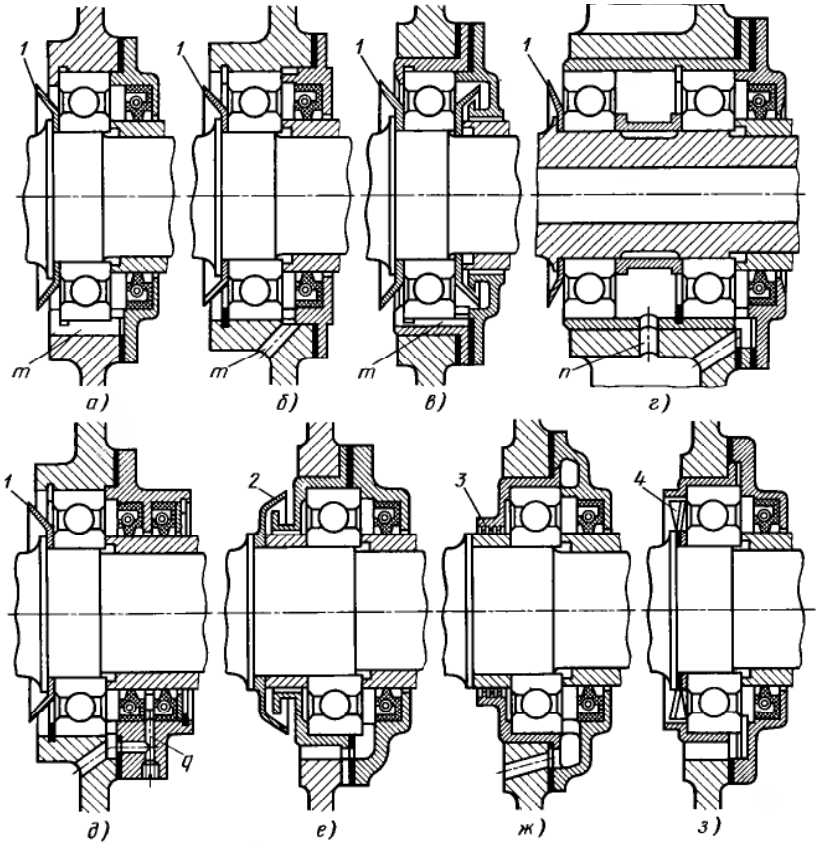


Рис. 809. Слив масла в концевых установках подшипников

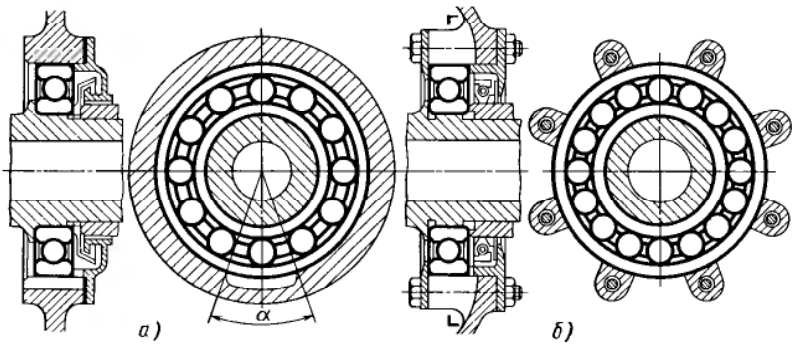


Рис. 810. Установка подшипников на неполных цилиндрических поверхностях

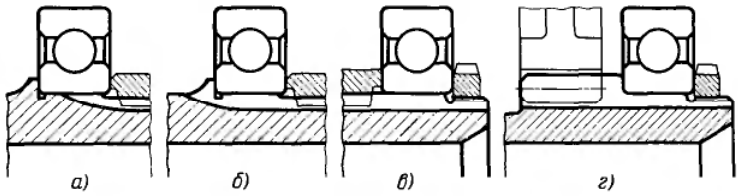


Рис. 811. Установка подшипников на шлицевых валах и зубьях зубчатых колес

рично расположенных опорных участках, например на бобышках корпуса (вид *б*).

Нередко применяют установку подшипников на шлицованных валах (рис. 811, *а, б*). Подобные узлы при умеренных нагрузках работают удовлетворительно, если число шлицев достаточно велико.

Диаметр посадочной поверхности шлицев должен быть несколько больше наружного диаметра остальной части шлицев. Посадочную поверхность обрабатывают с обычной для подшипниковых узлов точностью. Посадки с натягом в таких случаях следует избегать. Обязательна осевая затяжка внутренней обоймы подшипника через насадные детали или гайкой.

Резьбу под затяжную гайку нередко нарезают также по выступам шлицев (вид *в*).

На виде *г* показана установка подшипника на поверхность зубьев зубчатого колеса.

БЕЗОБОЙМЕННАЯ УСТАНОВКА ПОДШИПНИКОВ

Для сокращения радиальных размеров и массы конструкции устраняют одну из обойм стандартных подшипников, выполняя беговые дорожки непосредственно на деталях (рис. 812, *а–в*).

Чаще всего этот прием используют для подшипников с цилиндрическими роликами, так как обрабатывать цилиндрические беговые дорожки на деталях сравнительно просто.

В некоторых случаях выполняют обе дорожки на деталях, заимствуя от стандартного подшипника только набор роликов с сепаратором (виды *г, д*).

Нередко применяют бессепараторную установку (вид *е*). Подшипники этого типа работают удовлетворительно, но с повышенным тепловыделением в результате трения роликов друг о друга.

Поверхности беговых дорожек должны быть закалены до твердости HRC 62–65 и обработаны по 5 и 6-му квалитету с параметрами шероховатости *Ra* не выше 0,04 мкм; стандартные для подшипников качения радиальные и торцовые зазоры должны быть выдержаны.

Детали, на которых выполняют беговые дорожки, обычно делают из конструкционных сталей, а необходимую поверхностную твердость придают цемен-

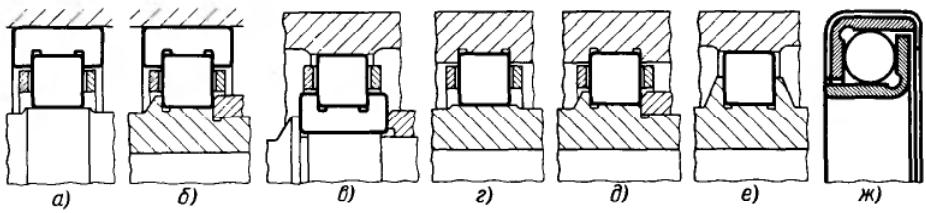


Рис. 812. Безобоймеиная установка подшипников

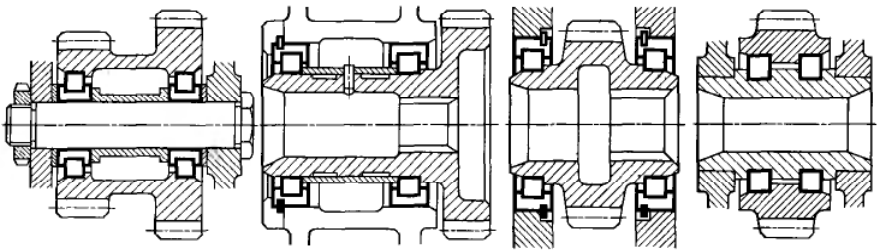


Рис. 813. Безобойменная и бессепараториая установка подшипников

тацией, закалкой с нагревом ТВЧ или азотированием.

Для цементуемых и цианируемых деталей применяют малоуглеродистые легированные стали 20Х, 18ХГТ, 12ХН3А, 20Х2Н4А; для деталей, обрабатываемых с нагревом ТВЧ, – хромистые стали с 0,8–1%С; для азотируемых деталей – стали 38Х2МЮА.

Безобойменную установку шариковых подшипников применяют реже из-за сложности изготовления профильных беговых дорожек и затруднительности сборки шариков. Такие конструкции используют для неответственных подшипников, придавая беговым дорожкам упрощенную форму. В шариковом подшипнике вспомогательного привода (вид *ж*) обоймы выполнены штампованием из листовой стали и подвергнуты цианированию. Поверхность беговых дорожек прошлифована по цилиндру и плоскости.

На рис. 813 показаны примеры безобойменной и бессепараторной установки роликовых подшипников в узлах зубчатых передач.

Приводим сортамент стандартных цилиндрических роликов: $d = l = 5$; 6,5; 7,5; 9; 10; 11; 12; 13; 14; 15; 17; 18; 20; 22; 23; 24; 25; 26; 28; 30; 32; 34; 36; 38; 40.

Допуски на диаметры роликов от −4 до +16 мкм. При бессепараторной установке необходимо группировать ролики с отклонением размеров в комплекте не более указанных в таблице.

Диаметр ролика, мм	Отклонения, мкм, не более	
	по диаметру	по длине
<18	1	6
18–30	2	8
>30	3	10

РЕГУЛИРОВАНИЕ ОСЕВОГО ПОЛОЖЕНИЯ ВАЛОВ

Регулирование осевого положения вала обычно осуществляют с помощью гайки и сменных калиброванных шайб, устанавливаемых за наружной *1* (рис. 814, *а*) или внутренней *2* (вид *б*) обоймой подшипника.

При затяжке обоймы в корпусе диском (вид *в*) необходимы две калиброванные шайбы *3*, *4*.

В конструкции *г* регулирование обеспечивается установкой сменной шайбы *5* за фланцем промежуточного корпуса.

Недостаток описанных конструкций – необходимость демонтажа узла при каждом регулировании. Эти способы применяют в тех случаях, когда регулирование производится однажды (при монтаже машины) или редко.

В конструкции *д* регулирование осуществляется без разборки узла с помощью двух гаек, установленных на промежуточном корпусе подшипника. Недостаток конструкции – необходимость манипулирования обеими гайками, что не всегда возможно по конструктивным условиям.

В более удобной конструкции *е* регулирование производится вращением гайки *6*, установленной на промежуточном корпусе подшипника и зафиксированной в осевом направлении кольцом *7*.

В конструкции *ж* регулирующий узел, состоящий из гайки *8* и кольца *9*, перенесен на торец вала и воздействует на внутреннюю обойму подшипника.

В конструкциях *е*, *ж* неизбежен осевой зазор в регулирующем устройстве, складывающийся из зазора между буртиком гайки и ограничительными кольцами *7*, *9*. Беззазорной фиксации эти способы не обеспечивают.

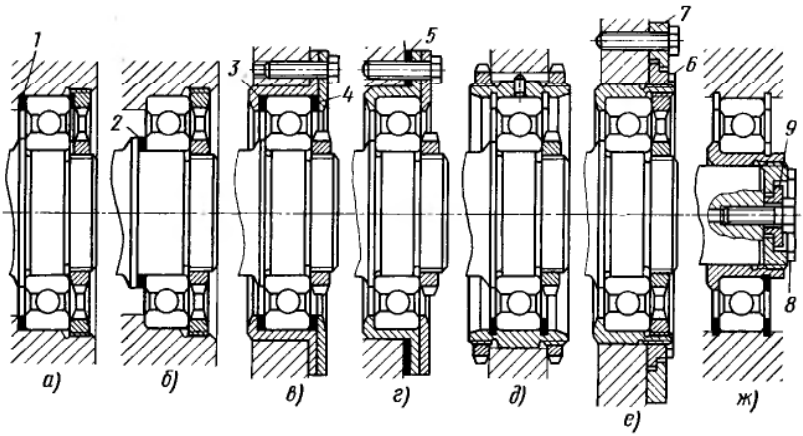


Рис. 814. Регулирование осевого положения валов

БЫСТРОХОДНЫЕ ПОДШИПНИКИ

По частоте вращения различают группы подшипников качения, указанные в табл. 53.

К первой группе принадлежат стандартные подшипники, для которых среднее значение $nd = 0{,}3 \cdot 10^6$, а максимальное (шариковые и роликовые подшипники малого диаметра легких серий) $(0{,}5 \div 0{,}6) \cdot 10^6$.

53. Группы подшипников

Частота вращения	$nd \cdot 10^{-6}$ (d, мм)	$v_{окр}$, м/с
Нормальная	0,1 – 0,5	5 – 25
Повышенная	0,5 – 1	25 – 50
Высокая	1 – 2	50 – 100
Сверхвысокая	> 2	> 100

Для достижения более высокой частоты вращения необходимо существенно изменить конструкцию и способы смазки подшипников.

Сверхбыстроходные подшипники ($nd > 2$) еще не вышли из экспериментальной стадии и встречаются в машиностроении в единичных исполнениях.

Для опор быстроходных валов применяют, как правило, радиальные и радиально-упорные шариковые подшипники, обладающие благодаря точечному контакту наименьшим коэффициентом трения. При повышенных радиальных нагрузках применяют роликовые подшипники с облегченными роликами.

Конструкция быстроходных подшипников

Тепловыделение в подшипнике возрастает пропорционально нагрузке, а долговечность уменьшается примерно пропорционально кубу нагрузки, поэтому в конструкции опор главное внимание должно быть обращено на снижение рабочих нагрузок и устранение внутренних циркулирующих нагрузок.

Рабочие нагрузки снижают:

уменьшая массу ротора и связанных с ним вращающихся масс;

тщательной статической и динамической балансировкой роторов;

устранением одновременного действия радиальных и осевых нагрузок (нагружением одних подшипников только радиальными, других – только осевыми силами);

параллельной установкой нескольких подшипников с равномерным распределением нагрузки между ними.

В зубчатых передачах целесообразно разгружать быстроходные валы от радиальных нагрузок посредством многопоточного привода (привод несколькими зубчатыми колесами, симметрично расположенными по окружности).

Для устранения паразитических (циркулирующих) нагрузок необходимы:

полная разгрузка подшипников от термических сил, возникающих при тепловых деформациях системы;

повышение точности изготовления тел качения, соблюдение строгой цилиндричности посадочных поверхностей, снижение допусков соосности, параллельности и пересечения осей;

повышение жесткости валов и корпусов для предотвращения упругих деформаций и вызываемых ими кромочных нагрузок;

применение умеренных посадочных натягов во избежание защемления тел качения.

Целесообразно устанавливать подшипники на сферических опорах (применять самоустанавливающиеся сферические подшипники не рекомендуется вследствие неблагоприятной для контактной прочности формы наружных беговых дорожек).

В парных установках радиальных и радиально-упорных подшипников целесообразно применять легкий пружинный натяг для выбора зазоров и предотвращения гироскопического вращения шариков ненагруженного подшипника пары.

Для снижения окружной скорости и центробежных сил тел качения рекомендуется уменьшать диаметр опорных поверхностей до пределов, допускаемых прочностью и жесткостью вала и несущей способностью подшипников.

Быстроходные узлы уплотняют только с помощью бесконтактных уплотнений.

Особенности конструкции подшипников

Быстроходные подшипники выполняют по наиболее высоким классам точности. Особенно важна точность формы поверхностей качения и размеров тел качения. Тела качения группируют с отклонениями по диаметру в комплекте не более 0,5 мкм. Зазоры между телами качения и беговыми дорожками с учетом повышенного температурного режима делают на 20 – 30% больше, чем в подшипниках, используемых при нормальной частоте вращения.

В шариковых подшипниках, нагруженных небольшими силами, радиус беговых дорожек для уменьшения трения делают равным 1,05 – 1,1 радиуса шарика (вместо обычного значения 1,03).

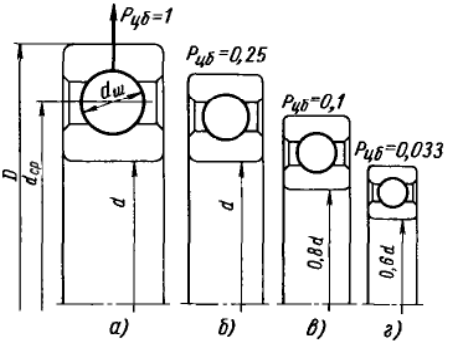


Рис. 815. Уменьшение центробежной силы шариков

Для снижения центробежных сил, которые в быстроходных подшипниках могут значительно превышать рабочие нагрузки, а также для уменьшения тепловыделения, пропорционального четвертой степени окружной скорости тел качения, уменьшают диаметр шариков и средний диаметр подшипников.

Выражение (355) для центробежной силы шарика можно представить в виде

$$P_{цб} = Ca^3 \frac{d_{ср}^4}{\left(1+\frac{1+a}{1-a}\right)^2},$$

где $d_{ср} = \frac{d}{2}\left(\frac{D}{d}+1\right)$ – средний диаметр подшипника; $a = \frac{d_ш}{d_{ср}}$ – отношение диаметра шарика к среднему диаметру; C – константа, охватывающая все постоянные факторы.

Для уменьшения центробежной силы в быстроходных подшипниках принимают $a = 0,12$; $D/d = 1,6$; $d_{ср} = 1,3d$ вместо обычных для подшипников легкой серии (рис. 815, *а*) значений $a = 0,18$; $D/d = 1,8$; $d_{ср} = 1,4d$. Подставляя эти величины в формулу, получаем для подшипника с $a = 0,12$ $P_{цб} = 0,00095d^4$, а для подшипника легкой серии $P_{цб} = 0,0038d^4$. Следовательно, при равенстве d (вид *б*) центробежная сила шариков в подшипнике с $a = 0,12$ в 4 раза меньше, чем в подшипнике легкой серии.

Дальнейшего уменьшения центробежных сил можно достичь, уменьшая d (виды *в*, *г*). При диаметре цапфы, равном 0,8 и 0,6 первоначального диаметра, и при $a = 0,12$ центробежная сила меньше, чем в подшипнике легкой серии, соответственно в 10 и 30 раз.

В роликовых подшипниках применяют полые ролики с отношением внутреннего диаметра к наружному 0,4 – 0,5 (выигрыш в центробежных силах 30 – 40%). Преимуществом полых роликов является возможность их охлаждения маслом изнутри.

Пробуют применять шарики с центральным отверстием диаметром до 0,6 диаметра шарика (выигрыш в массе ~ 50%). Через отверстия пропускают штифты, зафиксированные в сепараторе, предупреждающие касание кромок отверстий с беговыми дорожками.

Опыты изготовления полых шариков из двух полусфер, соединяемых электронно-лучевой сваркой, не дали положительного результата (быстрое разрушение шариков по сварному шву).

Сепараторы

В быстроходных подшипниках применяют жесткие сепараторы, тщательно отбалансированные и центрированные по внутренней (рис. 816, *а*, *б*) или наружной (виды *в*, *г*) обойме подшипника.

Центрирование по наружной обойме облегчает подвод масла в подшипник и улучшает смазку центрирующей поверхности сепаратора. Отвод масла из подшипника обеспечивают с помощью дренажных канавок на центрирующей поверхности сепаратора.

Центрирование по внутренней обойме затрудняет подвод масла в подшипник и ухудшает смазку центрирующей поверхности. Выход масла из подшипника свободный.

Окружные скорости на центрирующих поверхностях при центрировании по наружной и внутренней обоймам одинаковы. Однако сепараторы, центрированные по внутренней обойме, изнашиваются быстрее вследствие происходящего при износе смещения центра тяжести сепаратора, сопровождающегося увеличением центробежных сил.

При одностороннем износе центр тяжести сепаратора смещается с оси вращения на величину a (рис. 817, *а*), равную сумме глубины лунки износа и сдвига центра тяжести сепаратора вследствие изменения его формы при износе. Возникающая при смещении центробежная сила $P_{цб}$ усиливает износ, что вызывает дальнейшее увеличение эксцентриситет-

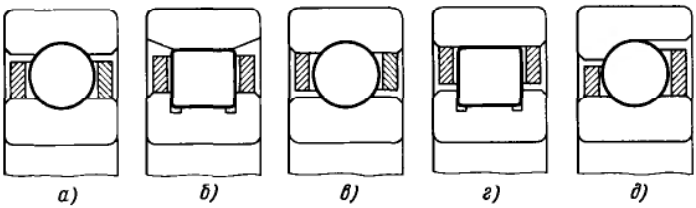


Рис. 816. Центрирование сепараторов

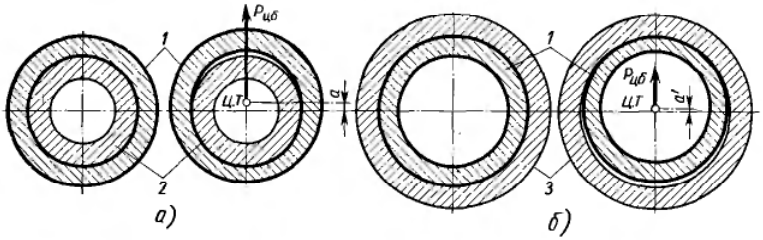


Рис. 817. Износ сепараторов с внутренним и наружным центрированием:
1 – внутренняя обойма; *2* – сепаратор; *3* – наружная обойма

та и центробежной силы. Вследствие этого износ сепаратора прогрессирует.

У сепараторов, центрированных по наружной обойме (вид *б*), сдвиг центра тяжести сепаратора в результате износа направлен в сторону, противоположную геометрическому смещению сепаратора. Суммарное смещение a' значительно меньше, износ происходит медленнее, и центрирование сохраняется дольше.

В шариковых и роликовых подшипниках применяют преимущественно центрирование по наружной обойме. По внутренней обойме центрируют сепараторы, выполненные из материалов с высоким коэффициентом линейного расширения (легкие сплавы, пластики), которые могут при нагреве защемиться в наружной обойме.

Центрирование по внутренней обойме применяют также в радиально-упорных подшипниках (см. рис. 816, *д*), где центрирование по наружной обойме затруднено формой беговых дорожек.

В радиальных шариковых подшипниках сепараторы выполняют с разъемом в экваториальной плоскости: половины сепараторов центрируют одну относительно другой и соединяют на заклепках. В роликовых радиально-упорных и трехконтактных подшипниках по условиям сборки можно применять целые сепараторы, обладающие преимуществом большей жесткости и лучшим центрированием.

В разъемных сепараторах стенки гнезд делают сферическими (рис. 818, *а*), что способствует созданию гидродинамической пленки на участках соприкосновения шариков с сепараторами. В целых сепараторах для облегчения обработки гнезд и удобства сборки подшипника гнезда выполняют цилиндрическими (вид *б*).

Окружная скорость шариков максимальна в экваториальной плоскости симметрии $A-A$ подшипника (рис. 819, *а*) и достигает очень больших значений (50–100 м/с). По мере приближения к оси вращения шариков скорость падает, становясь равной нулю на полюсах шариков. Для уменьшения потерь на трение целесообразно фиксировать шарики в гнездах на участках *m*, близких к полюсам, а на участках *n* делать разгружающие выборки. Тот же результат достигается путем придания гнездам эллиптической формы (вид *б*).

В роликовых подшипниках целесообразно фиксировать ролики в сепараторах с помощью цапф малого диаметра (вид *в*), отделяя ролики от перемычек зазорами.

Для подвода и отвода масла на внутренней и наружной поверхностях сепаратора делают осевые канавки, которые во избежание ослабления сепаратора располагают в перемычках между гнездами в шахматном порядке (рис. 820, *а*).

Более свободный вход и выход масла обеспечивает придание нецентрированным поверхностям сепаратора многогранной (виды *б*, *в*), пиловидной (вид *г*) или фасонной (вид *д*)

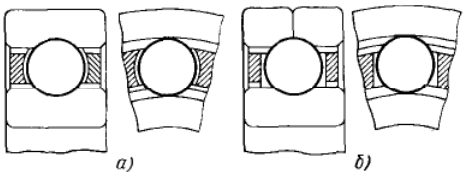


Рис. 818. Формы гнезд

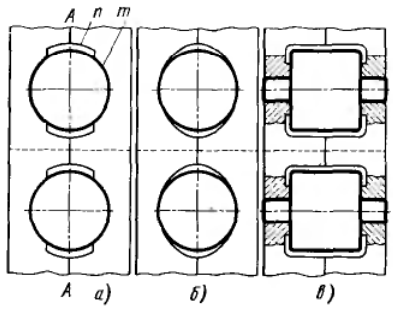


Рис. 819. Фиксация тел качения в гнездах сепаратора

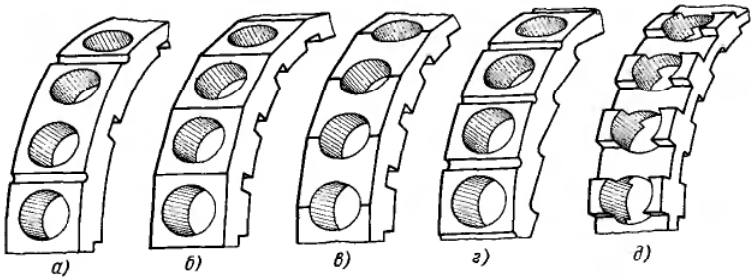


Рис. 820. Сепараторы

формы, усиленной на участках расположения гнезд.

Сепараторы, работающие при температурах $< 120\,^{\circ}C$, изготовляют из термически обработанных кованых алюминиевых сплавов типа дюралюминия и композитных пластиков (стеклотекстолит, балинит, тефлон со стекловолокном). Для улучшения антифрикционных качеств в композиции вводят баббитовые и бронзовые порошки, графит, дисульфид молибдена и другие твердые смазки.

Сепараторы подшипников, работающих при более высоких температурах, изготовляют из свинцовой (ЛС59-1) или никелевой латуни, кремнистых бронз (БрК3Мц1), антифрикционных чугунов (типа АЧС и ЧМ), графитизированной стали (типа ЭИ366), медно-никелевых сплавов и термостойких пластиков (полиамиды типа ПМ-67, ДМ-3, Г-10).

Высокими износо- и коррозиестойкостью обладают сепараторы из монель-металла (68% Ni; 28% Cu; 2,5% Fe; 1,5% Mn), а также сепараторы из спеченных пористых бронз и медно-никелевых сплавов, пропитанных тефлоном с присадками Pb и MoS_2.

Рабочие поверхности (центрирующие пояса, стенки гнезд) металлических сепараторов обрабатывают до параметров шероховатости Ra не выше 0,04 мкм. В пластмассовых сепараторах необходимую гладкость обеспечивают тщательной обработкой и хромированием поверхностей пресс-форм.

В бессепараторных быстроходных роликовых подшипниках ролики разделяют ступенчатыми штифтами *1* (рис. 821), которые приводятся во вращение двумя чашечными шайбами *2*, жестко связанными с внутренней обоймой подшипника. Штифты прижимаются центробежными силами к беговой дорожке чашечных шайб, а в осевом направлении фиксируются упором в торцы роликов.

Условие чистого качения на линиях соприкосновения штифтов с роликами состоит в равенстве окружных скоростей штифтов и роликов:

$$0{,}5\omega_p d_p = 0{,}5\omega_{шт} d_{шт}, \qquad (369)$$

где d_p и $d_{шт}$ – диаметры соответственно роликов и штифтов; ω_p и $\omega_{шт}$ – угловые скорости роликов и штифтов, соответственно равные

$$\omega_p = \omega \frac{D}{d_p}; \qquad (370)$$

$$\omega_{шт} = \omega \frac{D_{шт}}{d'_{шт}}, \qquad (371)$$

где ω – угловая скорость центров роликов; D и $D_{шт}$ – диаметры беговых дорожек соответственно внутренней обоймы и чашечных шайб; $d'_{шт}$ – диаметр утолщенной части штифтов.

Подставляя в уравнение (369) значения ω_p и $\omega_{шт}$ из уравнений (370) и (371), получаем условие чистого качения

$$\frac{d'_{шт}}{d_{шт}} = \frac{D_{шт}}{D}.$$

Потери на трение в бессепараторных подшипниках примерно в 2 раза меньше, чем в сепараторных.

Смазка

Смазочный материал для высокоскоростных подшипников должен обладать малой вязкостью, пологой вязкостно-температурной характеристикой и способностью образовывать на металлических поверхностях прочные молекулярные пленки.

Особое значение имеет термостабильность масла. Быстроходные опоры смазывают, как правило, тонкораспыленным маслом, что приводит (вследствие резкого увеличения поверхности соприкосновения с воздухом) к быстрому окислению масла. Нерастворимые про-

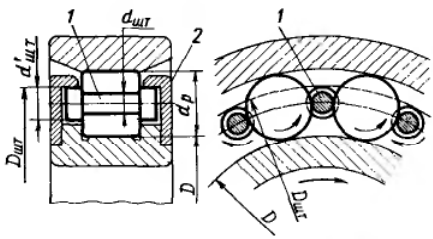


Рис. 821. Бессепараторный роликовый подшипник

дукты окисления вызывают загустевание масла и образуют плотные отложения на металлических поверхностях (*закоксовывание подшипников*).

Для смазки подшипников, работающих при умеренных температурах ($< 200\,^{\circ}C$), применяют минеральные масла тонкой очистки с противоокислительными, антикоррозионными и противоизносными присадками [MoS_2, коллоидальный графит, силиконы, органические соединения P (трикрезилфосфат) и *S* (дибензолдисульфид)].

При более высоких температурах используют синтетические фторуглеродные, полифенилэфирные и парафиновые смазочные материалы (предельная длительная температура $300-350\,^{\circ}C$).

Масло подают в тонкораспыленном виде непосредственно на поверхности качения в строго дозированных количествах. Избыток масла, а также застойные явления (скопление масла на рабочих поверхностях, особенно в беговых канавках наружных обойм) резко увеличивают гидродинамические потери, вызывают перегрев и приводят к быстрому разрушению подшипников (радиально-упорные шариковые подшипники с открытыми наружными беговыми дорожками имеют в этом отношении определенное преимущество перед радиальными).

Для непрерывного теплоотвода от подшипника применяют циркуляционные системы смазки.

При *струйной смазке* масло, подаваемое сжатым воздухом под давлением 0,5 – 1 МПа, направляют на рабочую поверхность внутренней обоймы (рис. 822, *а*) с таким расчетом, чтобы оно вращением тел качения отбрасывалось к периферии подшипника. Отработанное масло удаляется через вырезы на наружной поверхности сепаратора.

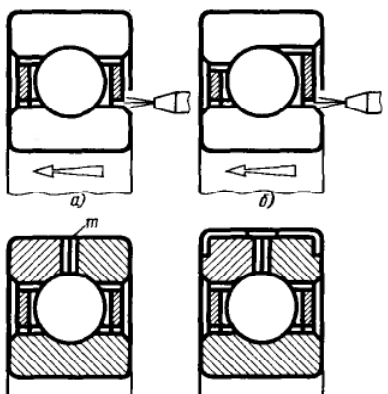


Рис. 822. Ввод и вывод масла

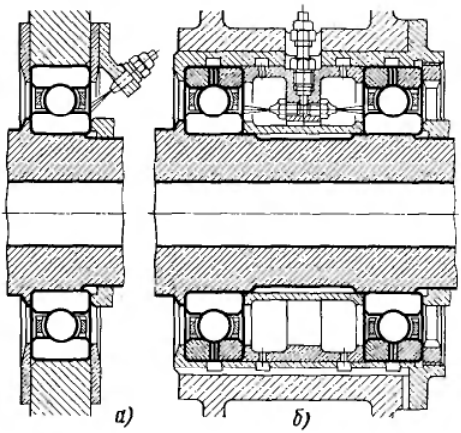


Рис. 823. Струйная смазка

В подшипниках, нагруженных осевой силой, и в радиально-упорных подшипниках (вид *б*) целесообразно подавать масло со стороны действия осевой нагрузки (светлые стрелки). При поступлении масла с обратной стороны подвод масла к точкам контакта затрудняется.

Хорошо отводится масло из беговой канавки в подшипниках с разъемной (в экваториальной плоскости) наружной обоймой. На стыке полуобойм проделывают радиальные пазы *m* (виды *в*, *г*), через которые масло выходит наружу.

На рис. 823 показаны примеры подшипниковых узлов со струйной смазкой.

Система циркуляционной смазки *масляным туманом* почти полностью устраняет гидродинамические потери, снижает коэффициент трения и обеспечивает интенсивный теплоотвод от подшипника при умеренном расходе смазочного материала. Однако эта система сложнее, чем струйная смазка.

Масло распыляют в специальной установке в струе осушенного воздуха (влагосодержание не более 1 г/м^3). Размер частиц масла в суспензии 0,01 – 0,1 мкм. При повышенных температурах часть масла находится в паровой фазе.

Суспензию продувают с помощью вентилятора через подшипники. Содержание масла в суспензии и скорость продувки должны быть строго постоянными. Подача масла обычно 20 – 50 г/ч.

При смазке с открытым контуром в систему непрерывно подают свежее масло, а отработанное направляют в отстойник.

В замкнутых системах циркуляция происходит по контуру: распылительная установка → подшипники → → отстойник → фильтр → холодильник → распылительная установка. Необходима периодическая добавка свежего масла для восполнения потерь. Иногда в систему включают (последовательно или шунтированно) установку для регенерации масла.

Распыление масла в струе азота полностью устраняет окисление и позволяет повысить рабочую температуру на 50–80 °С по сравнению с распылением в воздушной струе.

Повышение циклической долговечности подшипников

Долговечность быстроходных подшипников резко снижается с повышением частоты вращения. Для увеличения срока службы применяют комплекс металлургических и технологических мер.

В 5–6 раз повышают долговечность вакуумная разливка и многократный переплав стали в вакууме, обеспечивающие плотную мелкозернистую структуру и освобождающие сталь от водородной пористости, включений оксидов и нитридов, которые являются зародышами усталостных трещин.

Стали, имеющие устойчивый интервал аустенитного состояния при 500–550 °С, подвергают низкотемпературной термомеханической обработке, дающей дополнительное увеличение долговечности в 3–5 раз.

Детали подшипников тщательно проверяют на дефекты (неметаллические включения, ликвация карбидов, карбидная сетка, пористость структуры) с помощью методов, из которых наиболее чувствительным является ультразвуковой.

Разработаны способы ковки и штамповки обойм, обеспечивающие расположение волокон параллельно рабочим поверхностям (рис. 824, *а*), что дает значительное увеличение предела выносливости по сравнению с расположением волокон в трубчатых (вид *б*) или осаженных (вид *в*) заготовках.

Опытами установлено, что долговечность подшипников существенно увеличивается, если твердость тел качения несколько превышает твердость обойм. В быстроходных подшипниках тела качения подбирают так, чтобы колебания их твердости в комплекте не превышали 0,5 единицы HRC, а средняя твердость была больше твердости обойм на 2–2,5 HRC.

Рабочие поверхности подшипников целесообразно подвергать упрочнению путем создания в поверхностном слое остаточных напряжений сжатия.

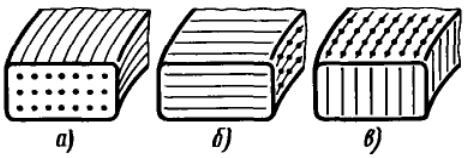


Рис. 824. Расположение волокон в обоймах подшипников

Обоймы упрочняют обычными способами – накатыванием, обработкой на белый слой (точение термически обработанных поверхностей твердосплавными резцами по тяжелому режиму) и др.

Шарики подвергают термическому упрочнению, основанному на искусственном замедлении мартенситного превращения в поверхностном слое. Поверхность шариков насыщают азотом, который резко снижает температуру образования мартенсита. При закалке в масле с обычными скоростями охлаждения (100–150 °С/с) мартенсит образуется сначала в сердцевине. Наружный, насыщенный азотом слой некоторое время сохраняет аустенитную структуру и пластически деформируется под действием объемного расширения сердцевины. При дальнейшем понижении температуры происходит мартенситное превращение в поверхностном слое, сопровождаемое увеличением его объема. В результате взаимодействия с ранее отвердевшей сердцевиной поверхностный слой приобретает высокие остаточные напряжения сжатия (800–1000 МПа), резко увеличивающие предел выносливости.

ВЫСОКОТЕМПЕРАТУРНЫЕ ПОДШИПНИКИ

Подшипники, изготовленные из обычных шарикоподшипниковых сталей, удовлетворительно работают при температурах < 200 – 220 °С. При более высоких температурах мартенсит переходит в троостит отпуска, что сопровождается падением твердости и резким снижением работоспособности подшипников.

На рис. 825 показано изменение несущей способности подшипников, изготовленных из типовых подшипниковых сталей, в зависимости от твердости (за 100% принята несущая способность при максимально достижимой для каждой данной стали твердости).

Как видно, уменьшение твердости даже на несколько HRC резко снижает несущую способность.

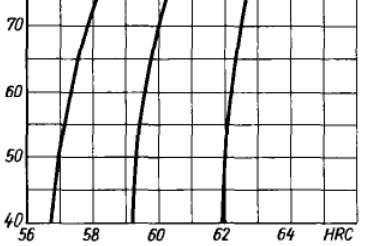


Рис. 825. Влияние твердости на несущую способность подшипников

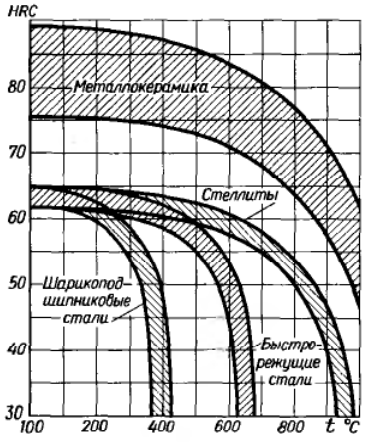


Рис. 826. Влияние температуры на твердость подшипниковых материалов

При уменьшении твердости стали *1* на 4 HRC несущая способность составляет только 50% первоначальной. Для сталей *2* и *3* такое же снижение происходит при уменьшении твердости на 6–7 HRC.

Нижним пределом твердости, при котором еще сохраняется достаточная несущая способность, для большинства сталей можно считать HRC 60–62.

Подшипники, работающие при температурах >250°С, изготовляют из жаропрочных и жаростойких сплавов, сохраняющих твердость в широком температурном интервале (рис. 826).

Сплавы, применяемые для изготовления высокотемпературных подшипников, по жаропрочности располагаются в следующем порядке:

1) легированные хромом, вольфрамом и кремнием стали мартенситного и ледебуритного классов;

2) высоковольфрамовые инструментальные стали (типа быстрорежущих);

3) стеллиты (твердые сплавы);

4) металлокерамические твердые сплавы.

К первой группе относятся высокохромистые стали типа Х12М и Х12Ф1, коррозионно-стойкие хромистые стали с присадками Mo (зарубежная марка 44ОС), легированные инструментальные стали типа ХВГ и ХВ4 и сильхромы (табл. 54).

Повышенная жаропрочность высокохромистых сталей обусловлена содержанием тугоплавких карбидов Cr. Они сохраняют необходимую для подшипников твердость (>HRC 60) до 300–350°С.

Сильхромы являются сталями мартенситного класса (самозакалка на воздухе).

Широко применяют для изготовления высокотемпературных подшипников вольфрамистые стали типа быстрорежущих (0,6–1,5%C; 9–18%W; ~4% Cr; 1–2%V). В зарубежной технике дефицитный W заменяют Mo (присадка 1% Mo эквивалентна присадке 2% W).

Легирующие элементы, будучи энергичными карбидообразователями, связывают почти весь углерод в тугоплавкие карбиды. Особой термостойкостью отличаются карбиды W и Mo, сохраняющие твердость до температур 550–600°С (после чего твердость падает вследствие коагуляции карбидов).

Состав отечественных и зарубежных быстрорежущих сталей приведен в табл. 55.

Для предотвращения коагуляции карбидов и повышения ударной вязкости целесообразно несколько снижать содержание C (до 0,6–0,8%) и V (до 0,5–1%) по сравнению со стандартными марками.

Быстрорежущие стали закаливают в масло с температуры 1270–1290°С и подвергают (для уменьшения количества остаточного аустенита) трехкратному отпуску при 550–570°С с продолжительностью выдержки на каждой ступени 1 ч, а также обработке холодом.

Почти все быстрорежущие стали поддаются упрочнению посредством низкотемпературной термомеханической обработки.

54. Стали повышенной жаропрочности

Марка	Состав, %						
	C	Cr	Si	Mn	Mo	V	Другие элементы
Х12М	1,5	10	<0,4	<0,4	0,5	0,3	–
Х12Ф1	1,3	11	<0,4	<0,4	–	1	–
440С	1	14	1	1	4	–	–
ХВГ	1	1	<0,4	1	–	–	1,5% W
ХВ4	1,5	0,5	<0,4	<0,4	–	0,2	5% W
40Х10С2М	0,4	10	2	<0,7	0,5	–	–
30Х13Н7С2	0,3	13	2	<0,8	0,8	–	7% Ni

55. Быстрорежущие стали

Марка	Состав, %							Длительная рабочая температура, °С (~)
	C	W	Mo	Cr	V	Co	Другие элементы	
P9	0,9	9	–	4	2	–	–	380
P18	0,9	18	–	4	1–1,5	–	–	450
P9K10	0,9	9	–	4	2	10	–	500
P18K5Ф2	0,9	18	–	4	2	5	–	550
Halmo	0,6	–	5	4,5	0,5	–	1,2% Si	320
AISIM10	0,85		8	4	2	–	–	420
AISIM1	0,8	1,5	8	4	1	–	–	450
AISIM2	0,8	6	5	4	2	–	–	500
WB-49	1,0	7	4	4,5	1	6	–	550

56. Стеллиты

Марка	Состав, %							
	C	Co	Ni	Cr	W	Fe	Mo	Другие элементы
ВК2	2–2,5	47	2	30	15	1	–	1,2% Si; 2% Mn
ВК3	1–1,5	60	2	30	5	–	–	2,5% Si
Haynes Stellite Star	2.5	43	2,5	32	17	3	–	–
Haynes Stellite 98M2	2	43	3,5	30	19	2,5	–	–
Haynes 25	0,1	49	10	20	15	3	–	1%Si; 1,5% Mn
Rene 41	0,1	11	64	10	–	–	10	3% Ti; 1,5% Al
M252	0,15	10	56	20	–	–	10	3% Ti; 1% Al

Плотность быстрорежущих сталей в зависимости от содержания W колеблется в пределах $(9-12)\cdot 10^3$ кг/м^3.

Стеллиты (сплавы Cr, W, Mo на основе Co или Ni) обладают высокой твердостью (HRC 60–65), сохраняющейся до температур 550–600 °С. Хорошо противостоят горячей коррозии. Термической обработки не требуют.

Состав отечественных и зарубежных стеллитов приведен в табл. 56.

Сплавы на кобальтовой основе применяют в литом виде. Для изготовления подшипников качения используют преимущественно никелевые стеллиты, поддающиеся ковке, которая значительно повышает механические качества.

Плотность стеллитов $(10-12)\cdot 10^3$ кг/м^3.

Применение стеллитов ограничивается высокой стоимостью.

Металлокерамические твердые сплавы состоят на 85–96% из карбидов W и Ti со связкой из металлического Co в количестве 4–15% (за рубежом в качестве связки часто применяют Ni).

Наиболее распространены вольфрамокарбидные сплавы ВК4, ВК6, ВК8 (цифры после буквы К указывают процентное содержание Co; остальное – карбиды W).

Сплавы с пониженным содержанием Co обладают большей твердостью, но более хрупки, чем сплавы с высоким содержанием Co.

Повышенной твердостью отличаются W–Ti-карбидные сплавы Т30К4, Т15К6, Т14К8, Т5К10 (цифры после букв К и Т указывают процентное содержание соответственно Co и Ti; остальное – карбиды W).

Наиболее высокой термостойкостью при достаточной твердости обладают W–Ti–Ta-карбидные сплавы ТТ7К12, ТТ7К15 [цифра после букв ТТ обозначает суммарное содержание карбидов Ti и Ta (обычно содержание карбидов Ta – 3,5%)].

Плотность металлокерамических сплавов $(11-14)\cdot 10^3$ кг/м^3.

Несущая способность подшипников из металлокерамических сплавов, несмотря на их высокую тердость (HRC 75–90) и термостойкость, незначительна вследствие хрупкости, низких антифрикционных качеств и малой циклической прочности металлокерамики.

В опытной стадии находится изготовление подшипников из кермето в – спеченных сплавов керамических материалов (карбиды, оксиды, бориды и силициды металлов) с порошками Ni, Co, Cr, Mo (в пропорции ~1:1).

Керметы сочетают твердость и жаропрочность керамических материалов с вязкостью и теплопроводностью металлов. По твердости они занимают про-

межуточное положение между инструментальными сталями и металлокерамическими сплавами.

Существенным преимуществом керметов является малая плотность $(6-7)\cdot 10^3$ кг/м^3.

Сепараторы высокотемпературных подшипников изготовляют из монель-металла, бериллиевой бронзы, сульфидированной стали типа Р9 и термостойких самосмазывающихся материалов (углеграфиты, прессованные композиции MoS_2 с бронзовыми и никелевыми порошками и др.).

Подшипники, работающие при температурах < 350 °С, смазывают жидкими термостабильными синтетическими смазками. Электролитическое осаждение галлия на поверхностях трения слоем 25–30 мкм обеспечивает устойчивую работу подшипников при температуре до 400 °С. Недостаток этого способа – невозобновляемость смазки.

При более высоких температурах применяют твердые смазки.

Свойствами самосмазываемости обладают соединения Mo, W, V, Ti, Ta чешуйчатого микростроения: сульфиды (MoS_2, WS_2, TiS_2, Ti_2S_3), селениды (WSe_2, $TaSe_2$, VSe_2) и теллуриды ($MoTe_2$, $TiTe_2$). Термостойкость этих смазок составляет 400–500 °С.

Более высокой термостойкостью обладают смазки на основе оксидов Pb и Cd (PbO, CdO) и фторидов Ca, Ba, Be (CaF_2, BaF_2, BeF_2).

Смазочные свойства, прочность сцепления с металлическими поверхностями и термостойкость значительно повышаются при введении небольших количеств Fe, Cu и особенно Au, Pt, Pd.

Наиболее высокими качествами обладают смазки на основе MoS_2, Fe и Pt (80–90% MoS_2; 10–15% Fe; 2–4%Pt).

При смазке переносом (ротопринтная смазка) в гнездах сепаратора проделывают выборки (рис. 827, *а*), в которые закладывают твердую смазку. Шарики, вращаясь, снимают частицы смазки и наносят ее тонким слоем на поверхности качения.

Для повышения срока службы целесообразно увеличивать емкость выборок (вид *б*). В конструкции *в* в гнезда запрессованы цилиндры из твердой смазки, которые одновременно смазывают и шарики, и центрирующую поверхность обоймы.

В некоторых случаях сепаратор выполняют целиком из самосмазывающихся материалов на силикатной связке (вид *г*) или (вид *д*) с металлической армировкой (конструкция приспособлена к центрированию по внутренней обойме).

При вентиляционной порошковой смазке через подшипники продувают суспензию высокодисперсных частиц графита; MoS_2 WS_2, PbO или CdO в струе воздуха или азота. Во избежание налипания смазки на металлические поверхности необходимо выдерживать в узких пределах концентрацию суспензии и скорость газа-носителя.

В подшипниках, работающих при наиболее высоких температурах, рабочие поверхности покрывают тонким (15–20 мкм) слоем спекаемой твердой смазки.

Покрытия из микроволокнистого коллоидного гидрата оксида алюминия AlO (OH) (20%) и MoS_2 (80%) отличаются низким коэффициентом трения ($f = 0{,}02 \div 0{,}03$ при 200–300 °С) и хорошей адгезией к металлу. Водный раствор AlO (OH) со взвесью MoS_2 (размер частиц $\sim 0{,}02$ мкм) наносят на металлическую поверхность, сушат и нагревают до 230–280 °С, в результате чего на поверхности образуется прочная пленка, сохраняющая смазочные свойства до 400 °С.

Спекаемые покрытия на основе оксида свинца PbO могут работать при 600–650 °С. Для снижения температуры плавления оксид свинца смешивают в эвтектической пропорции с легкоплавким силикатом Pb (четырехкремнистый свинец). Водную суспензию смеси наносят на металлическую поверхность, сушат и подвергают обжигу при 750–800 °С, в результате чего на поверхности образуется прочный глазурный слой.

Термостойкость глазурей на основе CaF_2 и BaF_2 достигает 750–800 °С.

Срок службы глазурных покрытий ограничен вследствие невозобновляемости смазки. Долговечность глазурованных подшипников, работающих при 600–650 °С (область красного свечения), не превышает нескольких десятков часов.

Новое направление в технике высокотемпературных подшипников – смазка микросферическими порошками, состоящими из правильных микросфер (диаметр 1–3 мкм; отклонения размеров сфер в порошке $< 10\%$), изготовленных из материалов высокой твердости (HV 800–1000) и жаропрочности (вольфрамовые сплавы, науглероженное карбонильное железо). Несущие поверхности подшипников

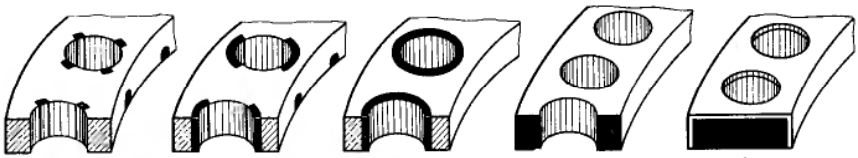


Рис. 827. Сепараторы с твердыми смазками подшипников

выполняют из материалов такой же твердости (азотированные стали; стали, наплавленные металлокерамикой и стеллитами). Диаметральный зазор в подшипниках $\psi = 0{,}0002 \div 0{,}0005$.

В таких подшипниках происходит отчасти перекат несущих поверхностей по микросферам, а главным образом – скольжение по очень подвижному и текучему порошковому слою (псевдожидкостное трение). Коэффициент трения $f = 0{,}01 \div 0{,}05$ (выше, чем у подшипников чистого качения, но значительно ниже, чем у подшипников с сухопленочными смазками). Коэффициент трения покоя равен коэффициенту трения движения, вследствие чего пусковой момент незначителен.

Термостойкость подшипников с микросферической порошковой смазкой зависит от материала сфер и несущих поверхностей. При изготовлении из вольфрамовых сплавов термостойкость 450 – 500 °С.

15. СТОПОРНЫЕ КОЛЬЦА

Для осевой фиксации деталей на валах и в отверстиях широко применяют стопорные кольца (зегеры), представляющие собой разрезные пружинные кольца, заводимые с радиальным натягом в канавки вала (или отверстия) и удерживаемые в них силой упругости.

Стопорные кольца удобны для монтажа и занимают мало места. Применение их освобождает от необходимости выполнять валы (отверстия) со ступеньками, буртиками или резьбой под гайки. Они могут выдерживать значительные осевые нагрузки.

Недостаток крепления стопорными кольцами – ослабление деталей кольцевыми выточками. Этот недостаток особенно ощутим в валах.

У колец, установленных на валах, посадочный натяг ослабляется под действием центробежных сил. При очень высоких частотах вращения необходимо страховать кольца от выхода из канавок.

Стопорные кольца рядового назначения изготовляют из пружинных марганцовистых сталей типа 65Г или хромомарганцовистых сталей типа 50ХГ и подвергают обычной для пружинных сталей термической обработке – закалке и среднему отпуску до твердости HRC 45 – 50.

Кольца, нуждающиеся в повышенной коррозионной стойкости, делают из коррозионно-стойких сталей типа 30Х13 и бериллиевой бронзы БрБ2. Для изготовления колец, работающих при повышенных температурах, применяют хромокремневанадиевые и кремневольфрамовые стали.

По типу монтажа различают стопоры осевой и радиальной сборки.

По способу изготовления стопоры делят на точеные, проволочные и штампованные.

ТОЧЕНЫЕ КОЛЬЦА

Точеные кольца изготовляют из листовых или трубчатых заготовок. После термической обработки торцы и посадочные цилиндрические поверхности колец шлифуют.

Таким способом изготовляют преимущественно кольца большого диаметра (в среднем > 50 мм). Кольца обычно делают прямоугольного сечения с фасками [c или радиусами R на кромках (рис. 828, *а*, *б*)], постоянного по окружности (рис. 829, *а*). Применяя трубчатые заготовки с эксцентричной расточкой, можно придать кольцам более целесообразную форму равного сопротивления изгибу (вид *б*).

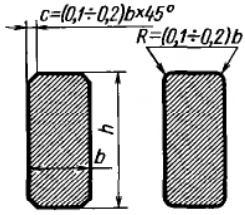
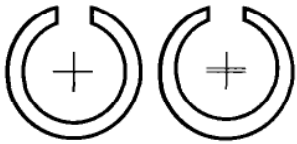


Рис. 828. Сечение стопорных колец

Рис. 829. Кольца постоянной (*а*) и переменной (*б*) высоты



Конструктивные соотношения. На рис. 830, *а*, *б* представлены основные параметры внутренних (т. е. сажаемых в корпусе) колец.

При введении в канавку кольцо сжимают так, чтобы оно прошло через отверстие корпуса диаметром D. При этом в кольце возникают напряжения, имеющие максимум на участке, противоположном разрезу. Напряжения определяются отношением высоты h кольца к его среднему диаметру ($\sim D$) и степенью сжатия кольца при монтаже, т. е. отношением наружного диаметра D_2 кольца в свободном состоянии к диаметру D отверстия. От толщины b кольца напряжения не зависят.

Предельно допустимая из условия прочности на изгиб высота h стальных колец при обычных значениях D_2/D равна $0{,}15D$. Практически принимают

$$h = (0.08 \div 0{,}15)\, D, \qquad (372)$$

где нижний предел относится к кольцам большого диаметра ($D > 50$ мм), верхний – малого ($D < 50$ мм).

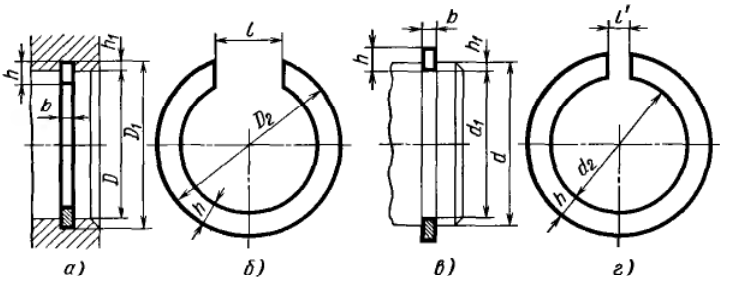


Рис. 830. Параметры стопорных колец прямоугольного профиля

Удовлетворительные результаты в диапазоне $D = 10 \div 200$ мм дает формула

$$h = 0{,}4D^{2/3}.$$

Толщину b кольца можно варьировать в широких пределах. Обычно принимают $b = 0{,}4h$. Подставляя в эту формулу значение h из выражения (372), получаем

$$b = (0{,}03 \div 0{,}06)D,$$

где нижний предел относится к кольцам большого диаметра, верхний – к кольцам малого.

Глубину h_1 канавки в корпусе делают в среднем равной $(0{,}25-0{,}3)h$. Наружный диаметр канавки

$$D_1 = D + 2(0{,}25 \div 0{,}3)h.$$

Подставляя в это уравнение h из формулы (372), получаем

$$D_1 = (1{,}05 \div 1{,}09)D, \qquad (373)$$

где нижний предел относится к кольцам большого диаметра, верхний – малого.

Для получения радиального натяга наружный диаметр D_2 кольца (рис. 830, *б*) делают несколько бóльшим диаметра канавки D_1:

$$D_2 = (1{,}03 \div 1{,}05)D_1,$$

где нижний предел относится к кольцам малого, а верхний – большого диаметров. Если в это выражение подставить значение D_1 из уравнения (373), то получим

$$D_2 \approx 1{,}1D. \qquad (374)$$

Ширину l прорези в свободном состоянии выбирают с таким расчетом, чтобы при смыкании концов наружный диаметр D_2 кольца уменьшился по крайней мере до диаметра D отверстия, т. е.

$$l \geqslant \pi(D_2 - D) = 0{,}1\pi D \approx 0{,}3D.$$

Так как в сомкнутом состоянии кольцо не имеет правильной цилиндрической формы, то принимают с запасом

$$l = (0{,}35 \div 0{,}40)D.$$

Делать зазор больше $0{,}4D$ не рекомендуется. Неопытный сборщик может при монтаже сжать стопор до полного смыкания концов и сломать его.

После установки стопора в канавку зазор незначительно уменьшается (приблизительно в отношении D_2/D_1, т. е. в $1{,}03-1{,}05$ раза).

Наружные (т. е. устанавливаемые на вал) кольца разжимают при монтаже так, чтобы кольцо могло пройти через диаметр d вала (рис. 830, *в, г*). Принимая $h = (0{,}08 \div 0{,}15)d$ и глубину канавки $h_1 = (0{,}25 \div 0{,}3)h$, получаем внутренний диаметр канавки

$$d_1 = d - 2(0{,}25 \div 0{,}30)h = (0{,}91 \div 0{,}95)d, \qquad (375)$$

где нижний предел относится к кольцам малого диаметра, а верхний – большого.

Внутренний диаметр d_2 кольца в свободном состоянии (рис. 830, *г*) для получения радиального натяга делают равным

$$d_2 = (0{,}95 \div 0{,}97)d_1,$$

где нижний предел относится к кольцам большого диаметра, а верхний – малого.

Подставляя в это выражение значение d_1 из соотношения (375), получаем

$$d_2 \approx 0{,}9d. \qquad (376)$$

Ширина l' прорези в данном случае определяется лишь удобством демонтажа кольца. Для колец малого диаметра принимают $l' = 5 \div 10$ мм, большого – $l' = 10 \div 20$ мм. По-

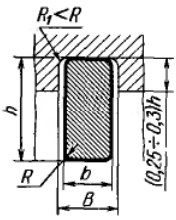


Рис. 831. Канавки под стопорные кольца

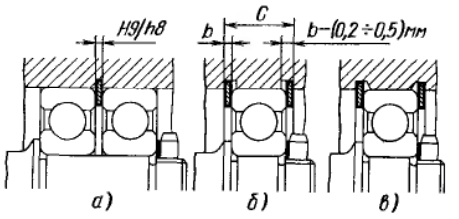


Рис. 832. Зазоры в канавках

сле установки стопора в канавку зазор увеличивается на 3–5%.

Форма канавок под внутренние и наружные кольца показана на рис. 831. Радиус R_1 у основания канавки делают максимально возможным, но меньшим катета c фаски или радиуса R на кромках кольца (см. рис. 828, *а*, *б*) с таким расчетом, чтобы кольцо при крайних осевых положениях плотно прилегало к стенкам канавки и лежало своей цилиндрической поверхностью на днище канавки.

Ширину канавки B выбирают в зависимости от условий работы кольца. При необходимости точной осевой фиксации в двух направлениях (рис. 832, *а*) кольцо сажают в канавку, обычно по H9/h8. Для колец, нагруженных односторонними силами (вид *б*), ширина канавки не имеет значения, так как точность фиксации детали здесь определяется не зазором в канавке, а расстоянием C между торцами канавок, воспринимающими осевые нагрузки. В этом случае ширину канавки делают на 0,2–0,5 мм больше толщины кольца. Для облегчения изготовления и удобства контроля нерабочие грани канавок иногда делают скошенными (вид *в*).

Несущая способность. Несущую способность стопорных колец (сопротивление осевым нагрузкам) определяют по элементарной схеме, предполагая, что кольцо работает на срез (рис. 833, *а*).

Максимальная осевая сила, выдерживаемая кольцом,

$$N = \pi d b \tau, \qquad (377)$$

где d – диаметр вала (или для внутренних колец – отверстия в корпусе), мм; b – ширина кольца, мм; τ – предел текучести материала кольца на срез, МПа (для обычных пружинных сталей $\tau = 800 \div 1000$ МПа).

При среднем значении $b = 0{,}03d$

$$N \approx 0{,}1 d^2 \tau. \qquad (378)$$

Предельная осевая сила из условия прочности стенок канавки на смятие

$$N \approx \pi d h_1 \sigma_{см}, \qquad (379)$$

где h_1 – глубина канавки, мм; $\sigma_{см}$ – предел прочности на смятие, МПа (для улучшенных конструкционных сталей $\sigma_{см} \approx 1000$ МПа).

При средних значениях $h_1 = 0{,}3h$ и $h = 0{,}1d$

$$h_1 = 0{,}03d$$

и

$$N \approx 0{,}1 D^2 \sigma_{см}. \qquad (380)$$

Из сопоставления формул (380) и (379) видно, что при $\tau \approx \sigma_{см}$ (стальные кольца в стальных валах) расчет на срез и смятие дает примерно одинаковые значения N.

Если канавка выполнена в мягком материале, то определяющим фактором становятся напряжения смятия на стенках канавки.

Из-за условности расчета на срез формулы (377) и (378) дают увеличенные значения N даже при введении больших коэффициентов запаса.

Опыт показывает, что решающее значение для прочности имеет перекос кольца (вначале в пределах осевого зазора в канавке), вызывающий сосредоточение нагрузки на кромке канавки (рис. 833, *б*). Так как сопротивление смятию закаленного кольца больше, чем материала самой детали, то кромка канавки детали сминается, и кольцо из нее выворачивается. Если даже кольцо остается в канавке, то соединение выходит из строя из-за нарушения точности фиксации.

Повреждение развивается ускоренно, если осевая нагрузка динамическая.

Для повышения прочности стопорных соединений целесообразно увеличивать твердость стенок канавки (например, цементацией или азотированием вала), уменьшать осевой зазор в канавке, увеличивать толщину кольца и глубину канавки. Однако увеличение глу-

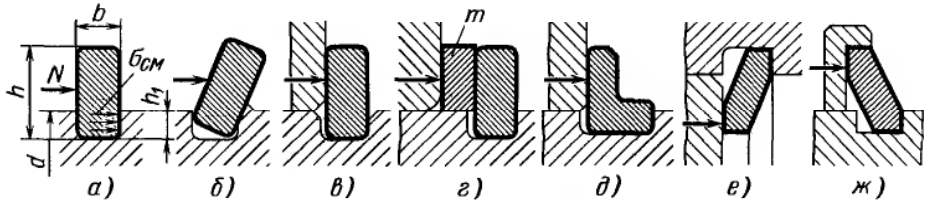


Рис. 833. К расчету стопоров на прочность

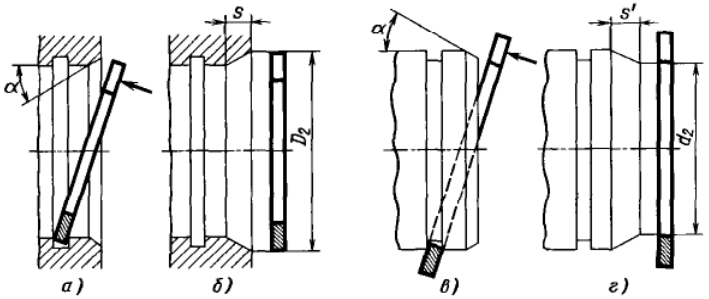


Рис. 834. Монтаж стопоров

бины канавки ослабляет вал и повышает напряжение изгиба в кольце при монтаже.

Фаски на кромках канавки и детали, передающей осевую силу (рис. 833, *в*), уменьшают прочность соединения. Кромки рекомендуется делать острыми. Если кромка детали выполнена с фаской или галтелью (обоймы подшипников качения), то между деталью и стопорным кольцом целесообразно устанавливать промежуточную шайбу *т* (вид *г*) с острыми кромками.

Повышенной нагрузочной способностью обладают кольца Г-образного профиля (вид *д*), у которых изгибающий момент от действия осевой силы воспринимается упором цилиндрической части кольца в днище канавки.

Прочность стопорных соединений с внутренними кольцами можно увеличить, делая кольцо конусным (вид *е*). Под действием осевой силы кольцо раздается в радиальных направлениях и плотно прижимается к днищу и стенке канавки.

Для наружных колец этот способ применим только в том случае, если кольцо заключено в чашечную деталь (вид *ж*).

Как установлено опытами, стопорные кольца прямоугольного сечения работают в стальных валах вполне надежно, без признаков выворачивания (даже при больших зазорах в канавке), если условное напряжение среза по схеме (рис. 833, *а*) не превышает 20 МПа.

Подставляя эту величину в формулу (377), получаем допустимую нагрузку

$$N = 20\pi db.$$

При обычном значении $b = 0{,}03d$

$$N = 2d^2.$$

Если нагрузка динамическая, то величину N нужно снизить примерно в 2 раза. При установке стопоров в корпуса из легких сплавов надо, учитывая пониженную прочность этих сплавов на смятие, уменьшать величину N в 3—4 раза.

Монтаж и демонтаж. Внутренние стопорные кольца при монтаже сжимают, сводя концы, и вводят в отверстие с перекосом по отношению к оси. Если канавка расположена близко от торца отверстия, то кольцо опирают в канавку в точке, противоположной разрезу (рис. 834, *а*), и, поворачивая кольцо вокруг этой точки, как вокруг оси, вводят кольцо в канавку.

Аналогично монтируют наружные кольца (вид *в*).

Для облегчения монтажа кромки отверстий и валов заправляют пологими фасками, обычно под углом $\alpha = 30°$ (виды *а*, *в*). Лучше всего, если входной диаметр фаски в отверстиях равен наружному диаметру D_2 кольца (вид *б*), а на валах — внутреннему диаметру d_2 кольца в свободном состоянии (вид *г*).

Длина фаски равна для внутренних колец $s = \dfrac{D_2 - D}{2\operatorname{tg}\alpha}$, а для наружных $s' = \dfrac{d - d_2}{2\operatorname{tg}\alpha}$. Пользуясь соотношениями (374), (376) и принимая $\alpha = 30°$, получаем соответственно $s = 0{,}1D$ и $s' = 0{,}1d$. По габаритным условиям такие большие фаски иногда выполнить затруднительно.

Для монтажа колец используют приспособления типа изображенных на рис. 835. Внутренние кольца *2* (вид *а*) устанавливают в оправку *1* с пологим коническим отверстием, центрируемую по детали, и движением штока *3* вводят в канавку. Наружные кольца *5* (вид *б*) устанавливают на коническую оправку *4*, центрируемую по расточке (или центровому гнезду) вала, и движением втулки *6* заводят кольцо на вал.

Приспособления получаются довольно громоздкими (из-за необходимости выдерживать соотношение $l_1 \geqslant l$, где l — расстояние от ка-

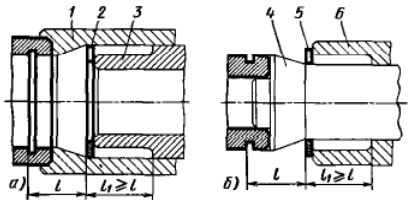


Рис. 835. Приспособления для монтажа стопоров

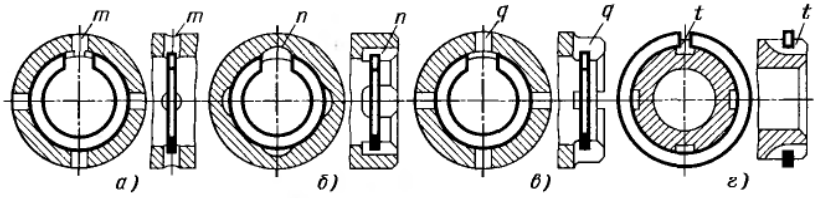


Рис. 836. Демонтажные отверстия и пазы

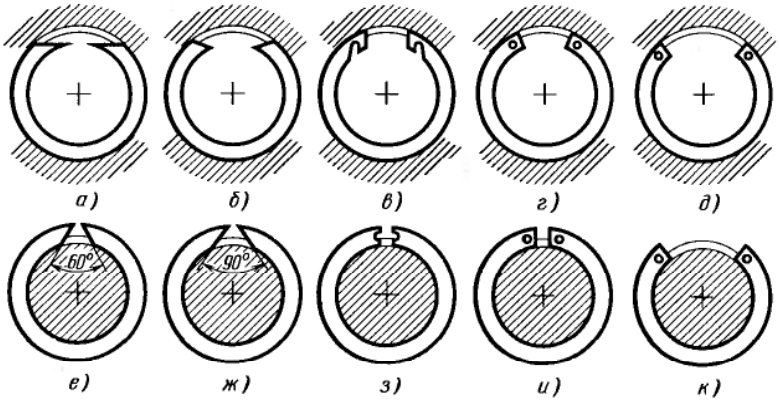


Рис. 837. Съемные элементы стопоров

навки до кольца в исходном положении; l_1 – длина заходной части штока или втулки.

Для облегчения демонтажа внутренних колец в деталях проделывают радиальные отверстия m (рис. 836, *а*), выфрезеровки n (вид *б*) или торцовые пазы q (вид *в*), через которые сжимают кольцо перед снятием. Для демонтажа наружных колец на валу фрезеруют канавки t (вид *г*), через которые разводят кольцо с помощью отвертки.

Число съемных элементов (отверстий, пазов) должно быть не менее трех.

Описанные способы усложняют конструкцию и не всегда применимы по конфигурации деталей.

Для устранения специальных приспособлений и облегчения сборки в эксплуатационных условиях и при ремонте целесообразно выполнять съемные элементы на стопорных кольцах.

На внутренних кольцах делают прямые (рис. 837, *а*) или косые (вид *б*) срезы. Вводя в промежутки между срезами и стенками отверстия ручной инструмент (отвертку), отгибают концы стопоров внутрь и поворотом инструмента в осевом направлении выводят стопор из канавки.

Целесообразнее конструкции с вырезами (вид *в*) или отверстиями (вид *г*) под губки щипцов, облегчающие не только демонтаж, но и монтаж. С помощью щипцов концы стопоров сводят, после чего стопоры легко выходят из канавки (при демонтаже) или входят в нее (при монтаже).

Конструкцию с расширенным вырезом (вид *д*) применяют для колец большой толщины и малого диаметра, введение которых в отверстие затруднительно.

На наружных кольцах делают скосы под разводной инструмент под углом 60° для колец диаметром < 40 мм (вид *е*) и 90° для колец диаметром $\geqslant 40$ мм (вид *ж*). Целесообразнее конструкции с полукруглыми выборками (вид *з*) или отверстиями (виды *и*, *к*) под разводные щипцы, облегчающими демонтаж и монтаж.

ПРОВОЛОЧНЫЕ КОЛЬЦА

Стопорные кольца небольшого диаметра делают из проволоки круглого (рис. 838, *а*), квадратного (вид *б*) или прямоугольного (вид *в*)

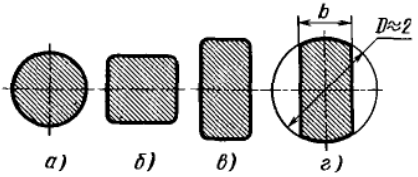


Рис. 838. Сечения проволочных стопоров

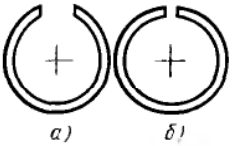


Рис. 839. Стопоры эллиптической формы

сечения. Профиль, близкий к прямоугольному, получают шлифованием с обеих сторон колец из круглой проволоки увеличенного диаметра (вид *г*).

Кольца круглого сечения более гибкие, чем кольца прямоугольного сечения, и легче монтируются. Полукруглые канавки под кольца меньше ослабляют деталь вследствие меньшей концентрации напряжений. Кольца, установленные в конических выточках на насадных деталях, могут нести значительные осевые нагрузки.

Проволочным кольцам можно придать эллиптическую (в плане) форму, обеспечивающую более равномерный натяг по окружности, с большой осью эллипса вдоль разреза (рис. 839, *а*) для внутренних колец и поперек разреза (вид *б*) для наружных.

Изготовление проволочных колец несложно. Кольца малого диаметра изготовляют разрезанием витой спирали по образующей с последующей правкой витков на плоскость, закалкой и отпуском. Диаметр спиральной заготовки устанавливают экспериментально с учетом деформации витков при разрезании и термической обработке. Мелкие отклонения устраняют правкой в закаленном состоянии.

Недостаток проволочных колец круглого профиля – менее определеннаая фиксация деталей в осевом направлении.

Размеры проволочных колец прямоугольного сечения выбирают так же, как точеных.

Для колец круглого сечения принимают следующие соотношения.

Диаметр проволоки

$$d_0 = (0{,}03 \div 0{,}05)D, \qquad (381)$$

где D – средний диаметр кольца.

Нижний предел относится к кольцам большого диаметра ($\geqslant 30$ мм), верхний – малого (< 30 мм).

Глубину канавки делают равной $0{,}55d_0$ с таким расчетом, чтобы кольцо утопало в канавке несколько больше, чем наполовину.

Для внутренних колец (рис. 840, *а, б*) наружный диаметр канавки

$$D_1 = D + 2 \cdot 0{,}55d_0 \approx (1{,}035 \div 1{,}060)D. \qquad (382)$$

Наружный диаметр кольца в свободном состоянии для получения радиального натяга делают равным

$$D_2 = (1{,}05 \div 1{,}08)D_1,$$

где нижний предел относится к кольцам малого диаметра, а верхний – большого.

Подставляя в это выражение значение D_1 из формулы (382), получаем

$$D_2 \approx 1{,}1D. \qquad (383)$$

Ширина прорези из условия заведения кольца в отверстие

$$l \geqslant \pi(D_2 - D) \geqslant 0{,}12\pi D \geqslant 0{,}38D.$$

Практически принимают

$$l = (0{,}42 \div 0{,}45)D.$$

Для наружных колец (рис. 840, *в, г*) при $d_0 = (0{,}03 \div 0{,}05)D$ и $h_1 = 0{,}55d_0$ внутренний диаметр канавки

$$d_1 = d - 1{,}1d_0 \approx (0{,}95 \div 0{,}97)d, \qquad (384)$$

где нижний предел относится к кольцам малого диаметра, а верхний – большого.

Внутренний диаметр кольца в свободном состоянии делают равным

$$d_2 = (0{,}93 \div 0{,}96)d_1,$$

где нижний предел относится к кольцам большого диаметра, а верхний – малого. Подставляя в это уравнение значение d_1 из выражения (384), получаем

$$d_2 = (0{,}93 \div 0{,}96)(0{,}95 \div 0{,}97)d \approx 0{,}9d. \qquad (385)$$

Ширину прорези для колец малого диаметра принимают $l' = 5 \div 10$ мм, большого 10–20 мм.

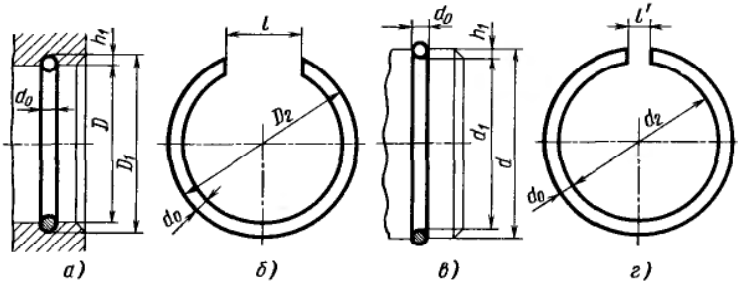


Рис. 840. Параметры стопоров круглого сечения

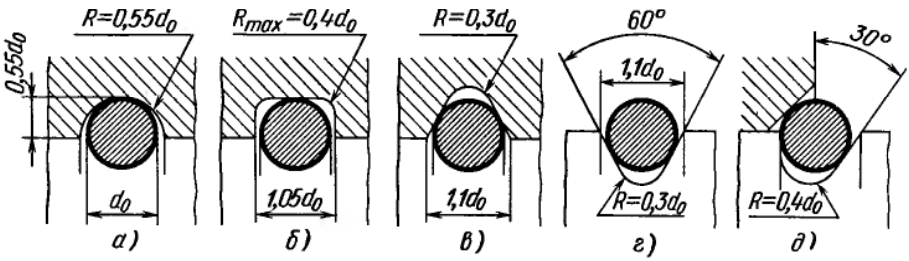


Рис. 841. Канавки под стопоры круглого сечения

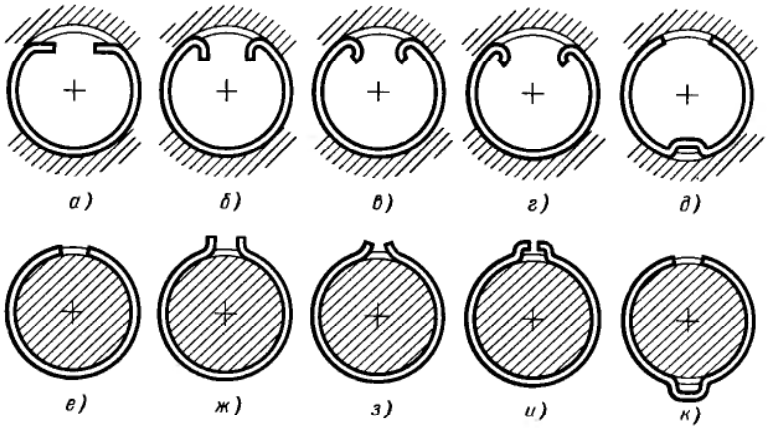


Рис. 842. Съемные элементы проволочных стопоров

На основании формул (374), (376), (383) и (385) можно для колец прямоугольного и круглого сечения сформулировать единое правило: *наружный диаметр D_2 внутренних колец в свободном состоянии должен быть примерно на 10% больше, а внутренний диаметр d_2 наружных колец на 10% меньше диаметра посадочных поверхностей (соответственно D и d).*

Канавки под кольца делают полукруглыми (рис. 841, *а*), прямоугольными (вид *б*) шириной $(1,05-1,1)d_0$, трапецеидальными (виды *в* – *д*) с углом при вершине 50 – 60°. Радиус у основания прямоугольных канавок делают максимально возможным, но не более $0,4d_0$.

Полукруглые канавки меньше ослабляют деталь, прямоугольные и, особенно, трапецеидальные устойчивее фиксируют кольцо.

Если позволяют условия сборки, целесообразно выполнять кромки насадных деталей с фасками (вид *д*).

Для облегчения монтажа и демонтажа концы внутренних стопоров отгибают под отвертку (рис. 842, *а*), съемные щипцы (виды *б* – *г*) или снабжают петлями (вид *д*). Наружные стопоры делают гладкими (вид *е*) или с усиками (виды *ж* – *и*) и петлями (вид *к*) под съемный инструмент.

Многовитковые кольца (рис. 843) состоят из нескольких (обычно двух) спиральных витков проволоки прямоугольного сечения. Преимущество их – повышенная радиальная податливость, что позволяет сделать канавки более глубокими.

Во внутренних кольцах (вид *а*) расстояние l свободных концов витков от участка перелома должно быть по условию сборки

$$l > \pi(D_2 - D),$$

где D_2 – диаметр кольца в свободном состоянии; D – диаметр отверстия.

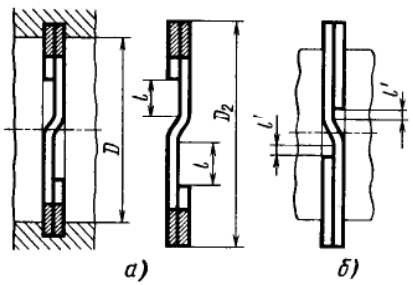


Рис. 843. Двухвитковые стопорные кольца

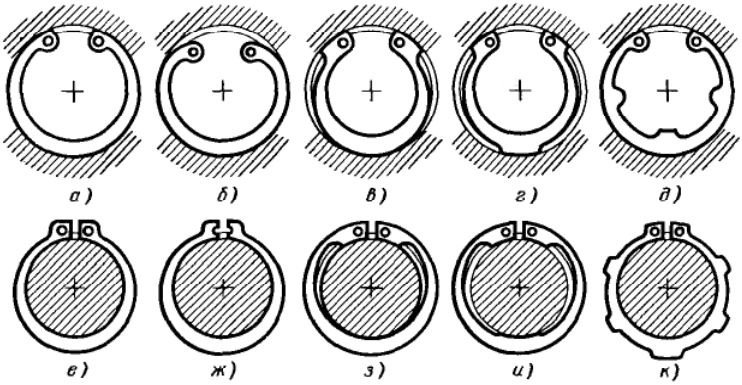


Рис. 844. Штампованные стопорные кольца

В наружных кольцах (вид *б*) величину l' делают равной 6 – 10 мм.

Монтаж витых колец облегчен из-за повышенной их упругости, однако демонтаж (особенно внутренних колец) затруднен ввиду расположения конечных витков по разные стороны кольца.

ШТАМПОВАННЫЕ КОЛЬЦА

Штампованные кольца изготовляют вырубкой из листового материала с последующей закалкой и отпуском. Торцы и посадочные поверхности колец после термической обработки шлифуют.

Штамповка позволяет придать кольцам наиболее целесообразную серповидную форму равного сопротивления изгибу. Серповидные кольца обладают повышенной податливостью по сравнению с кольцами постоянного сечения. Их легче монтировать, канавки можно сделать более глубокими; кроме того, такая форма способствует равномерному натягу по окружности.

Наиболее употребительный тип внутренних штампованных колец показан на рис. 844, *а*. Кольца «тыквенной» формы (вид *б*) применяют, когда ввод колец в отверстие затруднителен (отверстия малого диаметра, жесткие кольца большой толщины).

У колец обращенного профиля (виды *в*, *г*) внутренняя поверхность выполнена по цилиндру, соосному (в рабочем состоянии) с окружностью канавки. Фигурная наружная поверхность придает кольцу форму равного сопротивления изгибу. Сохраняя присущую серповидным кольцам повышенную податливость, обращенные кольца обеспечивают более уверенную осевую фиксацию; нагрузка воспринимается тремя расположенными примерно под углом 120° участками, тогда как в конструкциях *а*, *б* центр приложения нагрузки смещен с оси отверстия.

Кольца большой толщины делают с вырезами (вид *б*), обеспечивающими повышенную податливость.

Наружные штампованные кольца (виды *е*, *ж*) различаются формой съемных элементов. На видах *з*, *и* показаны наружные обращенные кольца, на виде *к* – кольцо повышенной податливости.

ОСЕВАЯ ФИКСАЦИЯ В СТОПОРНЫХ СОЕДИНЕНИЯХ

В соединениях с кольцевыми стопорами обычной конструкции всегда есть небольшой осевой зазор, неизбежный по условиям установки колец.

Если необходима беззазорная установка, то стопоры применяют в сочетании с гайками (рис. 845, *а*). Гайки затягивают нормированным моментом, так как при затяжке вручную легко деформировать и даже сломать стопор. Целесообразно усиливать стопоры чашками (вид *б*).

Для выбора зазора в стопорных соединениях, нагруженных небольшими силами, применяют упругие кольца, выгнутые по радиусу R (рис. 846).

Ширину канавок делают равной $B = b + \lambda'$, где b – толщина кольца; λ' – стрела упругого прогиба кольца, которую в зависимости от условий работы принимают в пределах $(0{,}02 - 0{,}05)D$. Нижний предел относится

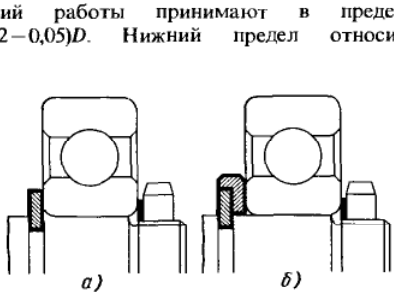


Рис. 845. Затяжка стопоров

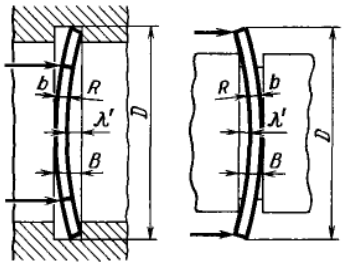


Рис. 846. Упругие стопоры

к кольцам большого диаметра ($D > 50$ мм), верхний – малого ($D < 50$ мм).

Кольцо устанавливают в канавке с осевым натягом $\lambda'' = a\lambda'$, где a – коэффициент пропорциональности (в среднем $a = 1$). Общая стрела прогиба кольца в свободном состоянии

$$\lambda = \lambda'(1 + a).$$

Необходимый радиус выгнутости определяют по формуле

$$R = \frac{D^2}{8\lambda} + \frac{\lambda}{2} \approx \frac{D^2}{8\lambda},$$

где D – диаметр кольца.

Выгнутые кольца иногда применяют для создания предварительного натяга в узлах установки подшипников качения.

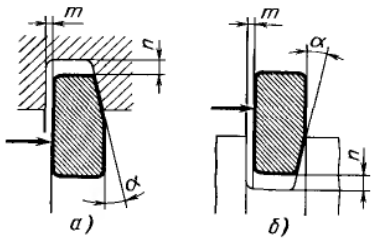


Рис. 847. Конические стопорные кольца

Жесткую беззазорную фиксацию осуществляют с помощью конических стопоров, внутренних (рис. 847, *а*) и наружных (вид *б*). При посадке в канавку внутренние кольца разжимаются, а наружные сжимаются под действием собственной силы упругости, выбирая при этом осевой зазор в соединении. Угол α наклона образующей кольца во избежание выжимания кольца из канавки делают меньше угла трения ($\alpha = 12 \div 15°$).

Осевое перемещение кольца при погружении в канавку на глубину l равно $s = l\,\mathrm{tg}\,\alpha$. Для выбора осевого зазора, например 0,3 мм при $\alpha = 15°$, кольцо должно погрузиться в канавку на глубину $l = 0{,}3/\mathrm{tg}\,15° \approx 1$ мм.

В канавке необходимо предусмотреть осевой зазор m, несколько превышающий заданную величину s, и радиальный зазор.

УСИЛЕНИЕ СТОПОРНЫХ СОЕДИНЕНИЙ

Нагружаемость стопорных колец можно значительно увеличить, если предупредить возможность их выхода из канавок под действием осевой нагрузки, а также центробежных сил, путем заключения колец в промежуточные чашечные шайбы (рис. 848, *а, б*). Эти способы применимы для наружных колец с цилиндрической наружной поверхностью и для внутренних колец с цилиндрической внутренней поверхностью, т. е. для точеных и проволочных колец, а также штампованных колец обращенного профиля (см. рис. 844, *г, и*).

Надежное соединение получается при заключении проволочных колец круглого сечения в конические чашки (вид *в*). Кольцо в данном случае работает на чистое сжатие. Катет фаски должен быть не меньше $0{,}5d_0$ (d_0 – диаметр проволоки). Предпочтительнее фаски под углом 30°.

В усиленной конструкции вида *г* кольцу придан Г-образный профиль. Цилиндрическая манжета кольца заведена под насадную деталь.

Соединения этого типа применимы, если по конструкции узла можно надвинуть фиксируемую деталь на стопор, предварительно установленный в канавке.

Г-образные кольца с манжетами, расположенными наружу (вид *д*), применимы при любых способах установки.

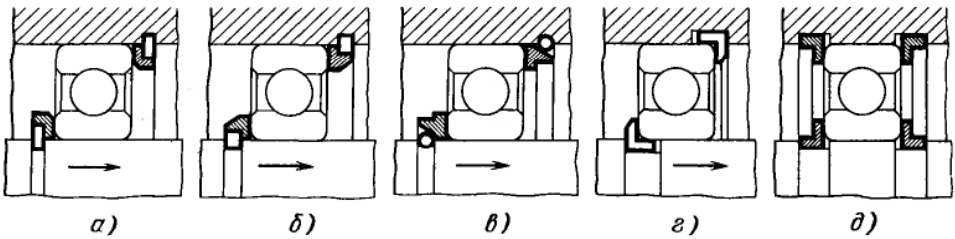


Рис. 848. Усиление стопорных соединений

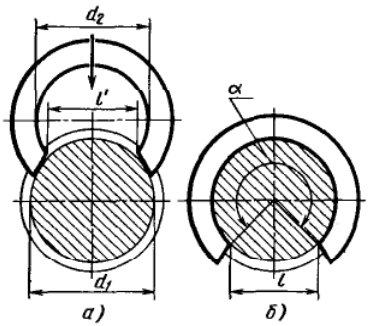


Рис. 849. Стопоры радиальной сборки

СТОПОРЫ РАДИАЛЬНОЙ СБОРКИ

Стопоры радиальной сборки применяют для фиксации деталей на валах в случаях, когда монтажу стопорного кольца по оси мешают смежные детали. Благодаря простоте и удобству установки их часто применяют и в тех случаях, когда осуществима осевая сборка.

Стопоры радиальной сборки представляют собой разрезные пружинные кольца с увеличенной прорезью, допускающей заведение кольца в канавку в плоскости ее расположения.

Внутренний диаметр d_2 кольца в свободном состоянии (рис. 849, *а*) делают равным 0,95 – 0,97 диаметра d_1 канавки с таким расчетом, чтобы кольцо садилось в канавку с натягом. При заведении в канавку концы стопора разжимаются, а после перехода за среднюю линию диаметра смыкаются, охватывая вал (вид *б*). Для уверенной фиксации стопора угол α охвата должен быть не менее 240°, что соответствует ширине прорези в сомкнутом состоянии $l \approx 0{,}85d_1$, а в свободном состоянии $l' = 0{,}8d_1$. Большие углы охвата $\alpha = 270 \div 300°$ $[l' = (0{,}7 \div 0{,}5)d_1]$ обеспечивают более надежную фиксацию, но осуществимы при повышенной податливости стопора.

Простейший стопор радиальной сборки (рис. 850, *а*) представляет собой кольцо из круглой проволоки или ленты. На видах *б*, *в* представлены штампованные серповидные стопоры, на виде *г* – наиболее часто применяемый трехточечный (Э-образный) стопор. Конструкция *д* со скошенными концами облегчает заведение стопора в канавку.

Несущая способность стопоров радиальной сборки, а также сопротивляемость центробежным силам меньше, чем стопоров осевой сборки. Осевую нагружаемость можно повысить, утолщая стопоры и увеличивая глубину канавки. В противоположность стопорным соединениям осевой сборки глубина канавки здесь не ограничена условием прочности стопора при монтаже.

Стопоры с цилиндрической наружной поверхностью (виды *а* – *г*) можно усилить, заключая их в чашечную шайбу.

На видах *е* – *к* показаны легкие проволочные стопоры, применяемые для фиксации мелких деталей.

БЕСКАНАВОЧНЫЕ СТОПОРЫ

Для фиксации деталей на гладких валах (или в гладких отверстиях) применяют бесканавочные (храповые) стопоры, представляющие собой конические шайбы (рис. 851, *а*) с лапками, наклоненными под углом α, меньшим угла трения ($\alpha < 12 \div 15°$).

Стопоры надевают на вал (или вводят в отверстия) лапками навстречу направлению движения (вид *б*) до соприкосновения с торцом фиксируемой детали. Под действием осевой рабочей силы (вид *в*) лапки упираются в посадочную поверхность, предотвращая сдвиг детали.

Для уверенного действия концы лапок должны входить на посадочную поверхность с натягом и, следовательно, должны быть выпол-

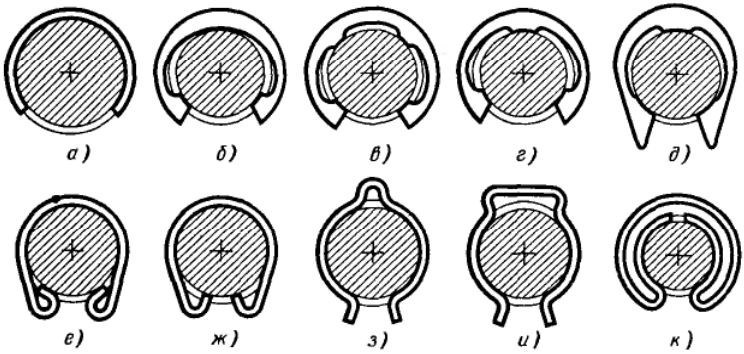


Рис. 850. Стопоры радиальной сборки

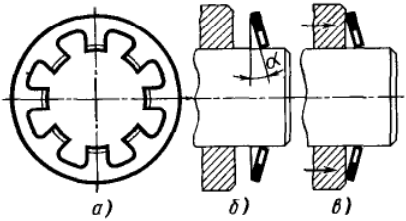


Рис. 851. Схема храпового стопора

нены достаточно точно. Надежность фиксации в значительной мере зависит от состояния посадочной поверхности.

Иногда лапки заводят в неглубокие кольцевые канавки, но при этом теряется возможность фнксацин детали в произвольном положении.

ОСОБЫЕ КОНСТРУКЦИИ

Пружинные стопоры из гофрированной тонкостенной трубы (рис. 853, *а*) могут нести довольно большие осевые нагрузки. Благодаря повышенной упругости их можно устанавливать в глубокие канавки.

Стопоры из браслетных пружин (виды *б*, *в*) устанавливают в полукруглой выточке вала. Фиксируемая деталь должна иметь фаску с катетом $c = (1{,}2 \div 1{,}5)r$ (где r — радиус пружины). Концы браслетных пружин соединяют как обычно, навертывая свободный конец пружины на другой конец, навитый на меньший диаметр.

Пружинные разводные стопоры (вид *г*) устанавливают в канавки, сжимая плоскогубцами ножки *т*. Монтаж может быть радиальным или осевым.

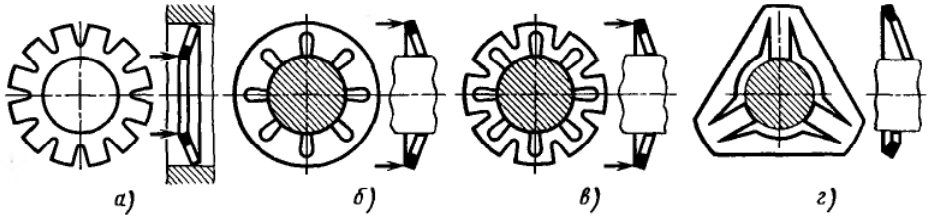


Рис. 852. Храповые стопоры:
а — внутренние; *б*, *в* — наружные; *г* — с увеличенной высотой лапок

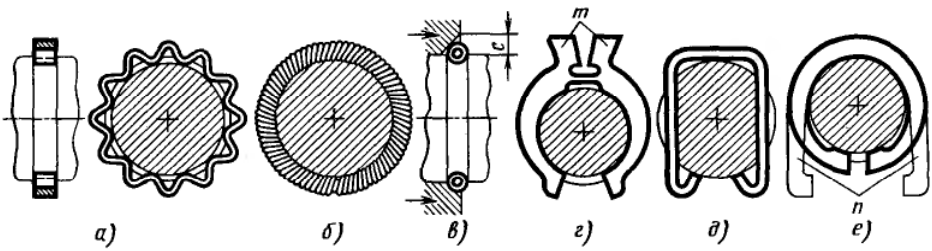


Рис. 853. Стопоры особых конструкций:
а — пружинные из гофрированной тонкостенной трубы; *б*, *в* — из браслетных пружин; *г* — пружинные разводные; *д* — легкий проволочный; *е* — кольцо из пластичного металла

Демонтаж храповых стопоров затруднителен.

На рис. 852 показаны разновидности храповых стопоров, внутренних (внд *а*) и наружных (виды *б*, *в*).

Конструкция *г* отличается увеличенной высотой лапок, что снижает требования к точности изготовления.

Легкий проволочный стопор, предназначенный для фиксации деталей (вид *д*), заводится в канавки, профрезерованные диаметрально противоположно на валу.

Для постоянной фиксации применяют стопорные кольца из пластичных металлов, загибаемые в кольцевые выточки вала (вид *е*). Для облегчения загиба на концах стопора делают выборки *п*.

16. ПРУЖИНЫ

Пружины делят по конструкции на следующие группы: спиральные (витые), тарельчатые, кольцевые, пластинчатые. Наиболее широко применяют спиральные пружины, навиваемые из проволоки, чаще всего круглого сечения (рис. 854, *I*), иногда квадратного (рис. 854, *II*) или прямоугольного сечения (рис. 854, *III*, *IV*).

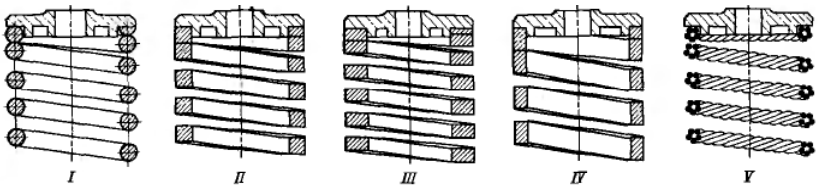


Рис. 854. Витые цилиндрические пружины

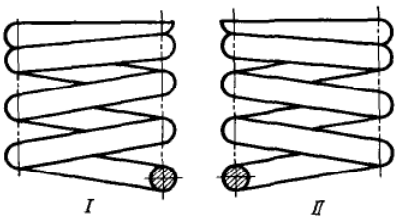


Рис. 855. Пружины правой (*I*) и левой (*II*) навивки

В некоторых случаях пружины навивают из канатов (рис. 854, *V*), свитых из нескольких жил (многожильные пружины).

По назначению спиральные пружины подразделяют на пружины сжатия, растяжения и кручения.

Применяют пружины как правой, так и левой навивки (рис. 855). Для пружин сжатия-растяжения направление навивки безразлично. Тарельчатые и кольцевые пружины применяют только в качестве пружин сжатия.

МАТЕРИАЛЫ. ИЗГОТОВЛЕНИЕ

Пружины изготовляют из углеродистых и легированных сталей с содержанием углерода 0,5 – 1,1%. Из углеродистых сталей изготовляют пружины с диаметром проволоки до 10 мм; из легированных сталей – пружины, работающие при высоких напряжениях или повышенных температурах, а также пружины с большими сечениями проволоки (диаметром 20 – 30 мм) для обеспечения закалки на полное сечение.

Присадка кремния (до 2%) повышает упругие качества стали и сопротивление повторным ударным нагрузкам. Ванадий (0,1 – 0,2%) и вольфрам (до 1,2%) вводят для повышения механических свойств и термостойкости. Для пружин ответственного назначения применяют вольфрамокремнистые и хромокремневанадиевые стали, обладающие наиболее высокими механическими свойствами.

Пружины, работающие при повышенных температурах, изготовляют из хромованадиевых сталей типа 50ХФА (термостойкость до 300 °С), вольфрамокремниевых сталей типа 65С2ВА (до 350 °С) и стали 40Х13 (до 450 °С).

Для пружин, работающих при температурах свыше 500 °С, применяют специальные стали с повышенным содержанием Cr, V, Mo, W.

В табл. 57 приведены основные материалы, применяемые для изготовления пружин, и их механические свойства после термообработки. Модуль упругости пружинных сталей $E = (2{,}1 \div 2{,}2) \cdot 10^5$ МПа, модуль сдвига $G = (7{,}6 \div 8{,}2) \cdot 10^4$ МПа.

Сопротивление усталости пружинных сталей мало зависит от химического состава и в гораздо большей степени определяется состоянием поверхностного слоя. Обезуглероживание поверхностного слоя при термообработке,

57. Механические свойства материалов, применяемых для изготовления пружин

Материал	Марка	Предел прочности на растяжение $\sigma_в$, МПа	Предел прочности на кручение τ, МПа	Относительное удлинение δ, %
Углеродистые стали	65	1000	800	9
	70	1050	850	8
	75	1100	900	7
	85	1150	1000	6
Рояльная проволока	–	2000 – 3000	1200 – 1800	2 – 3
Холоднокатаная пружинная проволока	Н	1000 – 1800	600 – 1000	
	П	1200 – 2200	700 – 1300	
	В	1400 – 2800	800 – 1600	
Марганцовистые стали	65Г	700	400	8
Хромованадиевая сталь	55ГС	650	350	10
	50ХФА	1300	1100	
Коррозионно-стойкая сталь	40Х13	1100	800	12
Кремнистые стали	55С2			6
	60С2А	1300	1200	5
	70С3А	1800	1600	
Хромомарганцовистые стали	50ХГ		1100	5
	50ХГА	1300	1200	6
Никель-кремниевая сталь	60С2Н2А	1800	1600	5
Хромокремневанадиевая сталь	60С2ХФА	1900	1700	
Вольфрамокремниевая сталь	65С2ВА			

местные дефекты (коррозия, забоины, царапины, истирание при износе) резко снижают предел выносливости. Значительного повышения сопротивления усталости можно добиться полированием и особенно нагартовкой поверхностного слоя (волочением, дробеструйной обработкой).

Предел выносливости при отнулевом циклическом нагружении составляет в среднем 400 – 600 МПа.

Прочность пружинных сталей очень зависит от диаметра проволоки, резко возрастая с уменьшением диаметра. В качестве примера на рис. 856 приведены показатели прочности холоднокатаной проволоки в функции диаметра. Прочность проволоки малого диаметра (0,2 – 1 мм) примерно в два раза превышает прочность проволоки большого диаметра (8 мм). Диаметр проволоки следует учитывать при выборе допускаемых напряжений при расчете пружин.

Для изготовления пружин, работающих в условиях повышенной влажности или соприкасающихся с химически агрессивными средами, применяют коррозионно-стойкую сталь 40Х13 или сплавы на основе меди. В табл. 58 приведены наиболее употребительные медные сплавы и их механические свойства.

Модуль упругости сплавов на медной основе $E = (1{,}2 \div 1{,}3) \cdot 10^5$, модуль сдвига $G = (4{,}5 \div 5) \cdot 10^4$ МПа.

Наиболее высокими антикоррозионными свойствами и наибольшим сопротивлением усталости обладают бериллиевые бронзы. Сочетание этих свойств с высокой электропроводимостью обусловливает широкое применение

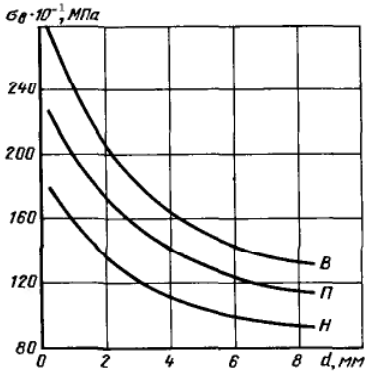


Рис. 856. Предел прочности при растяжении холоднокатаной проволоки В, П, Н в зависимости от диаметра проволоки

58. Механические свойства медных сплавов

Материал	Марка	Предел прочности при растяжении $\sigma_в$, МПа	Предел прочности при кручении τ, МПа	Удлинение δ, %
Оловянистоцинковая бронза	БрО4Ц3	800 – 900	500 – 550	1 – 2
Кремнемарганцовистая бронза	БрК3Мц1			
Бериллиевые бронзы	БрБ2	800 – 1000	500 – 600	3 – 5
	БрБ2,5			

бериллиевых бронз для изготовления пружин в электромашиностроении. Кроме того, бериллиевые бронзы отличаются высоким постоянством упругих свойств и почти полным отсутствием гистерезиса и по этой причине часто применяются для изготовления упругих элементов точных приборов.

Пружины из сплавов на медной основе парамагнитны и применяются в тех случаях, когда необходимо исключить влияние магнитных полей.

Спиральные пружины из проволоки малого диаметра (до 10 мм) с отношением $\frac{D}{d} > 4$ (D – средний диаметр пружины; d – диаметр проволоки) изготовляют навивкой в холодном состоянии. Пружины с отношением $\frac{D}{d} < 4$, а также пружины из проволоки больших сечений навивают вгорячую.

При холодной навивке возможны два варианта:

1) проволоку навивают в термообработанном состоянии или после холодного волочения и после навивки подвергают невысокому отпуску (200 – 300 °С) для снятия напряжений, возникающих при навивке;

2) проволоку навивают в отожженном состоянии и после навивки подвергают закалке и отпуску.

По первому способу изготовляют пружины из углеродистых сталей, например из рояльной проволоки и холоднокатаной проволоки диаметром в пределах 0,2 – 8 мм, а также из кремневольфрамовых и хромованадиевых сталей.

Рояльную (патентированную) проволоку изготовляют из качественной высокоуглеродистой стали (~ 1 %С) и подвергают изотермической закалке (нагрев до 870 – 950 °С) с последующей выдержкой в расплавленном свинце до 500 °С (патентирование). После термообработки проволоку подвергают калибровочному волочению; в результате нагартовки проволока приобретает исключительно высокую прочность (до $\sigma_в = 3000$ МПа).

Аналогично изготовляют пружины из холоднокатаной проволоки, которая выпускается трех классов прочности: нормальной Н, повышенной П и высокой В с подразделением на группы I – II (для классов Н и В) и I – III (для класса П), в зависимости от вязкости.

Легированные стали (за исключением кремневольфрамовых и хромованадиевых сталей) подвергают после навивки термообработке: закалке в масле при 800 – 850 °С и последующему среднему отпуску при 400 – 500 °С.

Во избежание обезуглероживания поверхностного слоя нагрев под закалку ведут под слоем древесноугольного порошка или чугунных опилок. Режимы термообработки подробно разработаны для каждой марки стали и подлежат строгому соблюдению с целью получения наиболее высоких показателей прочности.

Пружины, навиваемые в горячем состоянии, подвергают после навивки обязательной термообработке. Навивку производят при 800 – 1000 °С.

Пружины из бронз БрО4Ц3 и БрК3Мц1 навивают в состоянии поставки и после навивки подвергают нагреву до 100 – 150 °С для снятия напряжений. Пружины из бериллиевых бронз закаливают в воде с 800 °С, после чего подвергают отпуску при 250 – 350 °С.

Стальные пружины ответственного назначения, работающие в условиях циклических нагрузок, после термообработки подвергают дробеструйной обработке.

Заключительной операцией изготовления пружины является нанесение покрытия с целью предупреждения коррозии. Стальные пружины обычно подвергают цинкованию, кадмированию, никелированию, хромированию, фосфатированию и т. д.

ЗАНЕВОЛИВАНИЕ ПРУЖИН

Спиральные пружины сжатия, витки которых работают на скручивание, подвергают упрочнению с помощью заневоливания. Упрочнение заневоливанием основано на создании во внешних, наиболее напряженных волокнах витков предварительных напряжений, обратных по знаку рабочим напряжениям.

Заневоливание заключается в сжатии пружины нагрузкой, превышающей рабочую нагрузку и выбираемой с таким расчетом, чтобы

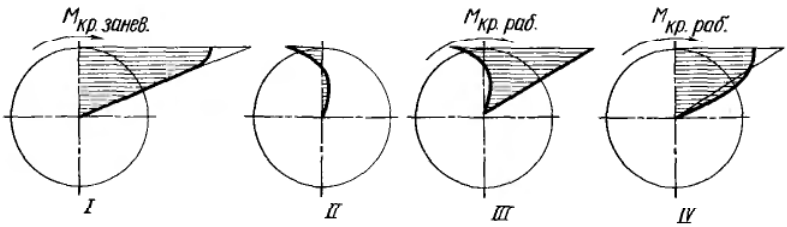


Рис. 857. Эпюры напряжений сдвига в сечении витка заневоленной пружины

напряжения сдвига в крайних волокнах витков превысили предел текучести и чтобы материал на этих участках приобрел остаточные деформации (рис. 857, *I*). Пружину выдерживают под заневоливающей нагрузкой в течение 36—48 ч, после чего нагрузку снимают.

Упругая отдача сердцевины витков, не подвергшейся остаточным деформациям, создает в деформированных слоях напряжения сдвига, обратные по знаку рабочим напряжениям (рис. 857, *II*). В самой сердцевине возникают незначительные реактивные напряжения, по знаку одинаковые с рабочими напряжениями. Если приложить к пружине рабочую нагрузку (рис. 857, *III*), то в результате сложения рабочих напряжений с предварительно созданными напряжениями сдвига напряжения в крайних волокнах будут существенно меньше тех, которые возникли бы в пружине, не подвергаемой заневоливанию (рис. 857, *IV*). Реактивные напряжения в сердцевине, складываясь с рабочими напряжениями, создают суммарные напряжения, которые несколько больше напряжений, возникающих в пружине, не подвергаемой заневоливанию.

В итоге сечение витков оказывается напряженным более равномерно, материал витков используется лучше; пик напряжений на окружности витков уменьшается. Иначе говоря, пружина упрочняется. При равенстве нагрузок максимальные напряжения в пружине получаются меньшими, чем в пружине, не подвергаемой заневоливанию; при равенстве максимальных рабочих напряжений пружина может нести более высокую нагрузку, чем пружина, не подвергшаяся заневоливанию.

При заневоливании в результате остаточных деформаций крайних волокон пружина садится; шаг витков и общая длина пружины уменьшаются по сравнению с этими величинами, приданными пружине при навивке. Это обстоятельство следует учитывать при проектировании пружин, подлежащих заневоливанию, назначая первоначальный шаг навивки и первоначальную длину пружины с учетом осадки при заневоливании. После заневоливания недопустима никакая термическая обработка; нагрев уменьшает или сводит на нет полезные остаточные напряжения, полученные при заневоливании.

Заневоливающую нагрузку, осадку при заневоливании и степень упрочнения пружины определяют специальным расчетом или устанавливают опытным путем на пробных образцах.

Заневоливанию подвергают только пружины, работающие при статических нагрузках или при периодических динамических нагрузках с ограниченным общим числом циклов. Пружины, работающие при высокочастотных циклических нагрузках большой длительности, заневоливанию не подвергают, так как резонансные колебания, возникающие при этих условиях, могут создать в заневоленных пружинах повышенные напряжения.

РАСЧЕТНЫЕ НАПРЯЖЕНИЯ

Расчетные напряжения устанавливают с учетом следующих факторов:

прочности материала на кручение (в случае пружин растяжения-сжатия) или изгиб (в случае пружин кручения);

масштабного фактора (диаметра проволоки);

состояния поверхности витков (чистоты отделки, наличия поверхностного упрочнения, обезуглероживания поверхностного слоя и т. д.);

условий работы пружины (рабочей температуры, наличия коррозионных сред, возможности истирания витков пружины и т. д.);

степени ответственности пружины (последствий потери упругости или поломки пружины, возможности аварий при поломке);

условий приложения нагрузки (степени внецентренности нагрузки);

характера нагружения пружины.

По характеру нагружения различают три основных расчетных случая.

Случай I. Статическая нагрузка. Пружины подвергаются постоянной нагрузке или периодическим нагрузкам с плавным изменением величины нагрузок.

Примером таких пружин могут служить пружины фиксаторов и стопоров, тормозные,

заводные и накопительные пружины, пружины запорных редукционных и предохранительных клапанов, регуляторов, уравновешивающих механизмов и т. д.

Случай II. Динамическая нагрузка ограниченной продолжительности. Пружины подвергаются периодической ударной нагрузке или циклической пульсирующей нагрузке при сроке службы, соответствующем не более 100 000 циклов.

Примером таких пружин могут служить пружины быстрозапорных клапанов стрелкового оружия, спуски, периодически действующие амортизаторы и буфера, рабочие пружины автоматов, пружины кулачковых механизмов при невысокой частоте вращения и т. д.

Случай III: Динамическая нагрузка неограниченной продолжительности. Пружины подвергаются высоким циклическим нагрузкам в течение неограниченно длительного времени.

Примером таких пружин могут служить пружины быстроходных кулачковых механизмов, в частности клапанные пружины двигателей внутреннего сгорания; амортизаторы непрерывного действия, в частности буфера транспортных машин, пружины вибраторов, ротационных ковочных машин и т. д.

В случае I пружины следует рассчитывать по пределу текучести при кручении (для пружин растяжения-сжатия) или изгибе (для пружин кручения) с введением коэффициента запаса не менее 2. В случае II пружины следует рассчитывать также по пределу текучести, но с увеличением коэффициента запаса в 1,3 – 1,5 раза. В случае III пружины следует рассчитывать по пределу выносливости с введением коэффициента запаса 1,3 – 1,5.

Для ответственных пружин, поломка которых может вызвать аварийные последствия, принимают коэффициент запаса 2 – 2,5, т. е. их рассчитывают с повышенными запасами прочности.

Приведенные выше рекомендации носят во многом академический характер. Из них, например, вытекает, что неответственные пружины статического нагружения могут иметь наиболее высокие рабочие напряжения. На практике этого никогда не делают, а назначают для этих пружин самые низкие напряжения, при которых пружина сохраняет конструктивно приемлемые размеры. Высокие рабочие напряжения, напротив, часто встречаются в ответственных пружинах циклического нагружения, например в клапанных пружинах. Это объясняется не только применением для подобных пружин высококачественных материалов, но и необходимостью в таких механизмах всемерно сокращать габариты и массу самих пружин и связанных с ними деталей, непосредственно определяющих циклические нагрузки в механизме.

Как общее правило, при конструировании пружин следует назначать наиболее низкие напряжения, совместимые с условием получения требуемых несущей способности и осадки в конструктивно приемлемых габаритах. Повышенные запасы прочности страхуют от поломок в результате воздействия трудно учитываемых факторов, таких как, например, нарушений технологии изготовления и термообработки пружин, местных дефектов в материале пружин, не всегда вскрываемых даже тщательным контролем.

Назначать повышенные напряжения следует очень осторожно. Повышение напряжений не только связано с известным риском, но и резко удорожает изготовление, так как требует применения дорогих легированных сталей, строгого соблюдения режимов термообработки, тщательного контроля, испытания, приемки и отбраковки пружин. Очень полезно сверяться с данными о конструкциях, проверенных длительной эксплуатацией.

В исполненных конструкциях напряжения колеблются в пределах 400 – 700 МПа. Чаще всего напряжения составляют 400 – 500 МПа. Эта цифра имеет довольно стабильный характер для пружин общего назначения, изготовленных из углеродистых или недорогих легированных сталей (марганцовистые и кремниевые стали), работающих в условиях статического нагружения (расчетный случай I) или в условиях динамического нагружения с ограниченным общим числом циклов (расчетный случай II). Такой же порядок имеют напряжения в пружинах, изготовленных из качественных сталей (вольфрамокремнистые, хромокремневанадиевые, хромованадиевые стали), работающих в условиях длительного динамического нагружения (расчетный случай III).

Более высокие напряжения допускают только в особых условиях при ограниченности габаритов, диктующей сокращение размеров пружин; при высокой частоте циклического нагружения, требующей уменьшения массы пружин, и т. д., и то только при определенной длительности циклов (расчетный случай II). В пружинах стрелкового оружия, например, напряжения иногда доводят до 10^3 МПа.

ПРУЖИНЫ СЖАТИЯ. КОНСТРУКЦИИ

Конечные витки

Для правильной работы пружин сжатия большое значение имеет конструкция конечных витков. Форма конечных витков должна отвечать следующим условиям:

поверхность контакта между конечными витками и опорными деталями должна быть

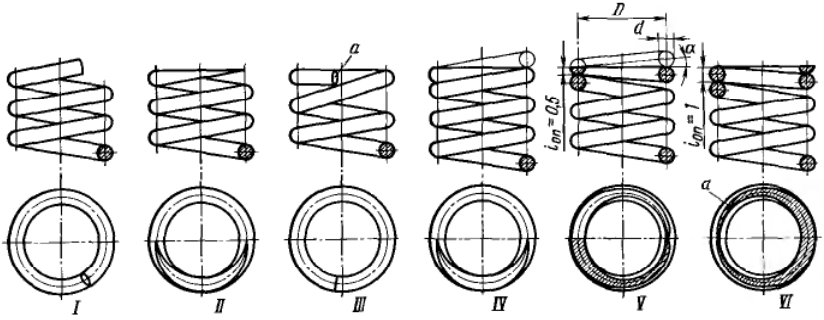


Рис. 858. Способы заправки концов пружин

плоской и перпендикулярной к оси пружины во избежание точечного приложения нагрузки;

площадка контакта должна по возможности представлять собой полное кольцо во избежание внецентренного приложения нагрузки;

конструкция конечных витков должна обеспечивать правильное центрирование пружины в опорных деталях.

На рис. 858, *I* показана ошибочная заправка конца пружины путем простой обрубки витка. При этой форме получается точечное и внецентренное приложение силы; пружина испытывает изгиб, перекашивается или односторонне выпучивается (в зависимости от взаимного углового расположения обрубленных концов на обеих сторонах пружины). Центрирование пружины затруднено.

Неправильна и конструкция на рис. 858, *II*, где выступающий конец пружины сошлифован на плоскость. Площадка контакта ограничена; ее протяженность зависит от угла наклона витков пружины (в случае, изображенном на рисунке, угол контакта равен 180°). Приложение силы эксцентричное; висящий тонкий «ус» витка подвержен излому.

В конструкции на рис. 858, *III* крайний виток отогнут на плоскость. На первый взгляд конструкция приближается к условию создания плоского контакта большой угловой протяженности. Ошибочность конструкции выясняется, если учесть условия работы пружины под нагрузкой. С приложением нагрузки угол наклона витков уменьшается, в результате чего обрубленный конец *a* пружины приподнимается над плоскостью контакта, нагрузка сосредоточивается в одной точке; участок витка, расположенный под обрубленным концом, работает на изгиб.

В конструкции на рис. 858, *IV* конечные витки пружины осажены до соприкосновения друг с другом, торец пружины сошлифован на плоскость. Протяженность площадки контакта в этом случае ограниченная; ее величина зависит от угла наклона витков и резко уменьшается с увеличением этого угла.

Создать контакт по полной окружности можно только в том случае, если придать осаженным виткам уклон, отличный от уклона рабочих витков пружины, определяемый из условия $\operatorname{tg}\alpha = \dfrac{2D}{d}$ (D – средний диаметр пружины; d – диаметр проволоки). Иначе говоря, в продольном сечении по осаженным виткам ось витков с одной стороны сечения должна находиться против точки соприкосновения витков по другой стороне сечения.

На рис. 858, *V* показан случай, когда осаженный виток сошлифован наполовину диаметра (считая от точки соприкосновения с ближайшим рабочим витком пружины). Поверхность контакта получается замкнутой; она проходит, с одной стороны, по осаженному витку (заштрихованное поле на нижней проекции), а с другой стороны, захватывает рабочий виток (светлое поле на нижней проекции). Таким образом, рабочий виток в данном случае оказывается сильно ослабленным.

Во избежание ослабления рабочего витка нужно осадить по крайней мере один полный виток (рис. 858, *VI*). Тогда площадка контакта располагается целиком на осаженном витке (заштрихованное поле на виде сверху); ближайший рабочий виток работает полным сечением. Ослабление осаженного витка не имеет значения, так как он опирается по всей длине на близлежащий рабочий виток.

Тонкий «ус» *a* осаженного витка (рис. 858, *VI*, нижняя проекция) нежелателен, так как он может сломаться при работе. На практике его всегда удаляют на дуге 90° от конца витка (рис. 859), несмотря на возникающий при этом некоторый эксцентриситет опорной поверхности. Минимальная высота осаженного витка (в месте обрубки) получается равной $0{,}25d$. Обрубленный конец закругляют со всех сторон.

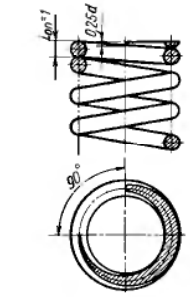


Рис. 859. Обрубка тонкого конца последнего витка пружины

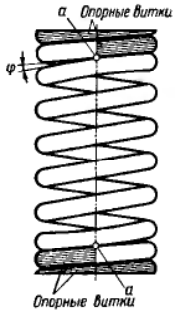


Рис. 860. К определению границы между рабочими и опорными витками

Осаженные витки практически не участвуют в работе пружины и не влияют на упругие характеристики пружины. Их называют нерабочими (или опорными) витками в отличие от рабочих витков, подвергающихся деформации под нагрузкой.

Поскольку число рабочих витков определяет упругую характеристику пружины, важно четко разграничить рабочие и опорные витки. Отличительный признак опорных витков состоит в том, что опорные витки не совершают перемещений относительно поверхностей, на которые опирается пружина. Опорные витки свободного конца пружины перемещаются вместе с опорной тарелкой, опорные витки неподвижного конца пружины неподвижны. Границей между рабочими и опорными витками принято считать точку *a*, т. е. точку начала соприкосновения витков в свободном состоянии пружины (рис. 860). Числом опорных витков $i_{оп}$ принято считать число осаженных витков, начиная с точки *a* и кончая точкой, где последний виток сходит на нет, выходя на шлифованный торец пружины; обрубаемый ус последнего витка включают в число опорных витков.

Разграничение это носит довольно условный и не вполне определенный характер, во-первых, потому, что уловить точку начала соприкосновения витков *a* довольно затруднительно в силу незначительности угла φ расхождения осаженного и рабочего витков; во-вторых, потому, что точка *a* при сжатии пружины перемещается в сторону рабочих витков. Вследствие этого фактическое число опорных витков по мере сжатия пружины увеличивается, а число рабочих витков соответственно уменьшается.

Правильнее было бы определять число опорных витков в состоянии пружины под рабочей нагрузкой. Однако это затруднительно, и на практике довольствуются приведенным выше условным разграничением.

В случае, изображенном на рис. 860, число опорных витков согласно изложенному выше правилу равно 1,5 для каждого конца пружины или 3 для всей пружины. Число рабочих витков пружины равно 7. Общее число витков – 10.

Число опорных витков, как было указано выше, не может быть меньше 1, если желательно избежать ослабления ближайшего рабочего витка. На практике чаще всего делают

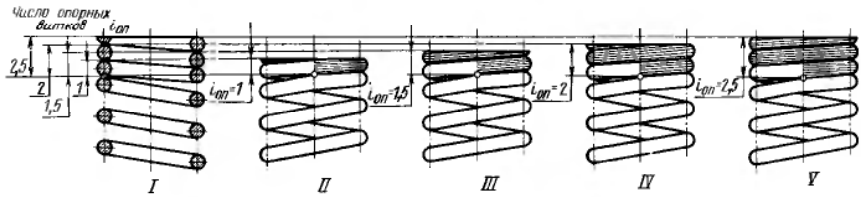


Рис. 861. Ключ к определению числа опорных витков

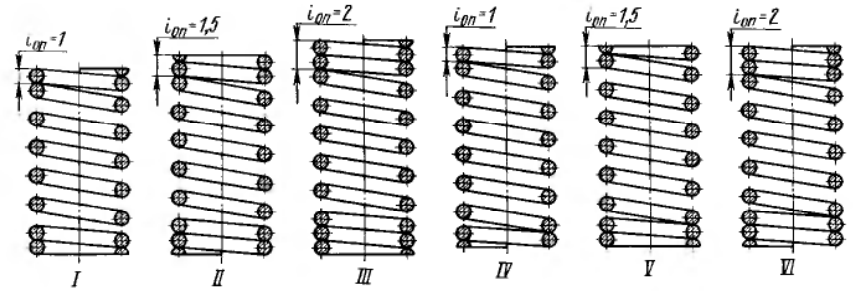


Рис. 862. Изображение пружин с целым числом рабочих витков (*I – III*) и с числом рабочих витков, кратным 0,5 (*IV – VI*)

1,5 опорных витка на каждую сторону пружины. У длинных пружин и у пружин, подверженных действию циклических нагрузок, число опорных витков доводят до 2 – 2,5.

Отношение числа рабочих витков пружины к общему числу опорных витков не должно быть меньше 3.

На рис. 861, *I – V* показан ключ к определению числа опорных витков пружины. На рис. 862 изображены пружины в продольном сечении при различном числе опорных витков, при целом числе рабочих витков (рис. 862, *I, II, III*) и кратном 0,5 (рис. 862, *IV – VI*).

Интересно отметить, что при целом числе рабочих витков изображение сечений конечных витков пружины получается симметричным относительно поперечного сечения пружины. При числе рабочих витков, кратном 0,5, одинаковые сечения располагаются крест-накрест.

На практике с целью сокращения чертежной работы сечения пружин независимо от числа опорных витков вычерчивают упрощенно по схеме рис. 863, *I*, соответствующей числу опорных витков, равному 1, или, еще проще, по схеме рис. 863, *II*, соответствующей числу опорных витков 0,5. Действительное число опорных витков указывают в табличных данных чертежа.

Осаживание опорных витков производят разными приемами. У пружин холодной навивки опорные витки осаживают после навивки вручную или в приспособлениях, состоящих из оправки со спиральной нарезкой с шагом, равным шагу рабочих витков, ввертываемой в центральную часть пружины так, что подлежащие осадке витки остаются свободными.

Обеспечить плотное смыкание опорных витков при этом способе трудно вследствие упругой отдачи витков после осадки. На практике осадка считается удовлетворительной, если просвет s между опорными витками не превышает 0,25 зазора s_0 между рабочими витками (рис. 864).

Совершеннее, но технологически более сложен способ навивки с переменным шагом. На рабочем участке пружины шаг навивки делается равным шагу рабочих витков, к концам пружины шаг плавно уменьшается до величины, равной диаметру проволоки. При этом способе можно достичь плотного смыкания опорных витков и даже создать натяг между витками.

При горячей навивке осаживание производят вгорячую с доведением опорных витков до полного соприкосновения.

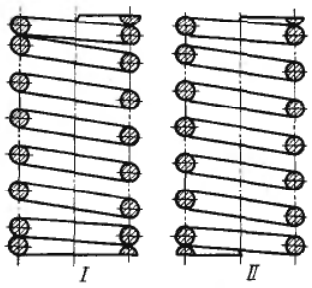


Рис. 863. Упрощенные способы изображения пружин

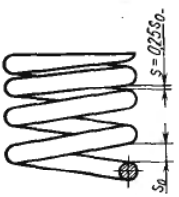


Рис. 864. К определению зазора между опорными витками

Центрирование пружин

При установке пружины должны быть надежно центрированы с обоих торцов (рис. 865).

Центрирование обычно производят по внутренней поверхности витков (рис. 866, *I*). Центрирование по наружной поверхности (рис. 866, *II*) применяют только при расположении пружин в охватывающих деталях – гильзах, стаканах. Высота h центрирующего пояска должна быть равна по меньшей мере d для того, чтобы обеспечить центрирование по полной окружности пружины.

Из-за неточности навивки пружины центрирование делают очень свободным: между центрирующими поясками и витками пружины предусматривают зазор, равный 0,02 – 0,025 центрирующего диаметра. Делать центрирующие пояски высотой более $h = 1{,}5d$ не рекомендуется во избежание излишнего трения между витками и центрирующими поверхностями. Зазор между поверхностями деталей, смежными с центрирующими поясками и витками

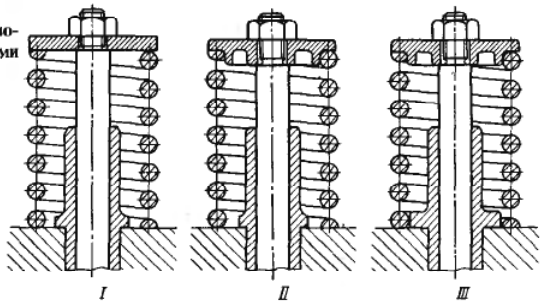


Рис. 865. К центрированию пружин:
I – II – неправильно; *III* – правильно

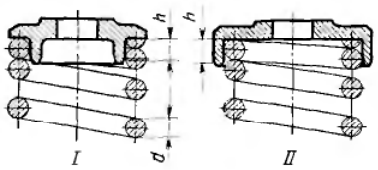


Рис. 866. Внутреннее и наружное центрирование пружин

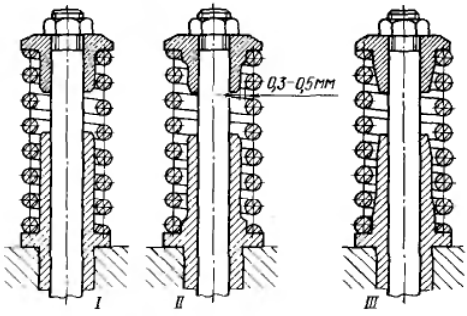


Рис. 867. Способы центрирования пружин:
I — неправильный; *II*, *III* — правильные

пружины, должен быть не менее 0,3–0,5 мм (рис. 867, *II*).

Особенно это важно при расположении пружин в охватывающих деталях (рис. 868), потому что диаметр пружины при сжатии увеличивается.

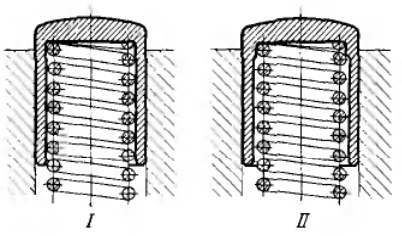


Рис. 868. Центрирование пружин в охватывающих деталях:
I — неправильное; *II* — правильное

Торцы центрирующих деталей должны иметь заходный конус на случай искривления витков или возникновения поперечных колебаний витков.

Правильная заправка торцовых витков пружины включает в себя снятие фаски с внутренней поверхности витков (рис. 869, *I*) при центрировании пружины по внутреннему диаметру или с наружной поверхности (рис. 869, *II*) при центрировании по наружному диаметру.

Обычно удаляют острые углы, образующиеся при шлифовании конечного витка и ложащиеся на галтель между центрирующей цилиндрической поверхностью опорной детали и ее торцом (рис. 870, *II*). Катет фаски должен быть больше радиуса галтели, иначе пружина не ляжет всей опорной поверхностью на центрирующую деталь, так как остается зазор *a* (рис. 870, *I*). В свою очередь, радиус галтели на опорной детали должен быть меньше радиуса проволоки, для того чтобы обеспечить посадку на торец участков витка с полным круглым сечением.

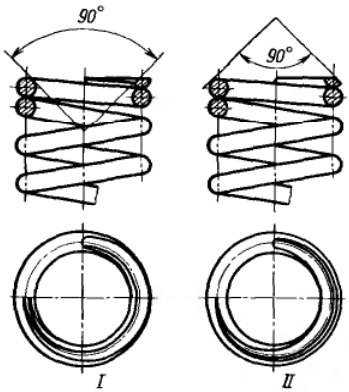


Рис. 869. Случаи снятия фаски с конечных витков пружины

Фаску снимают коническим абразивным инструментом. Последний, чтобы исключить увод фаски в сторону, центрируют по внутренней (в случае внутреннего центрирования пружины) или по наружной поверхности витков (в случае наружного центрирования).

На рис. 871, *I* изображено крепление, обеспечивающее центральное нагружение пружины без осаживания и заправки конечных витков. Первый виток *a* пружины ввертывают в спиральную канавку на опорной шайбе, шаг которой равен шагу пружины. Таким образом, первый виток опирается на шайбу по винтовой линии 360° (в плане) и перемещается при сжатии пружины вместе с опорной шайбой, т. е. приобретает свойства опорного витка. Ближайший виток *б* является рабочим витком; он свободно деформируется при сжатии пружины с соответствующими изменениями шага и угла наклона. На

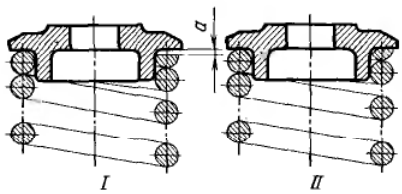


Рис. 870. К определению условия плотного прилегания опорной поверхности пружины к тарелке

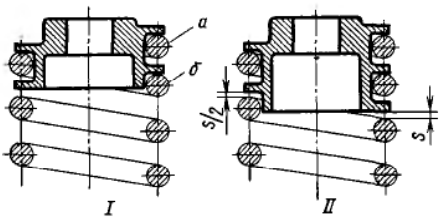


Рис. 871. Крепление пружины в тарелке без осадки конечных витков

рис. 871, *II* приведена конструкция, обеспечивающая еще более равномерное нагружение витков. Как и в предыдущем случае, первый виток располагается в спиральной канавке с шагом, равным шагу витков пружины в свободном состоянии. Начиная от последней точки опоры первого витка шаг спиральной канавки увеличивается с таким расчетом, чтобы зазор s между последней ниткой спиральной канавки и концом второго витка пружины был равен осадке витка под полной нагрузкой. Таким образом, в начале нагружения сила воспринимается первым витком; по мере осадки пружины постепенно нагружается второй виток, и к концу нагружения сила воспринимается двумя витками.

Длина пружин в свободном и сжатом состояниях. Длина пружины в свободном состоянии

$$L = (i - 2)t + d(i_{оп} + 1), \qquad (386)$$

где i и $i_{оп}$ – число рабочих и опорных витков; t – шаг рабочих витков; d – диаметр проволоки.

Длина пружины в полностью сжатом состоянии

$$L' = ad(i + i_{оп} - 1), \qquad (387)$$

где a – коэффициент, учитывающий неполное смыкание витков из-за погрешностей изготовления, искажения винтовой линии витков и т. д. (практически $a = 1{,}10 \div 1{,}15$).

При осадке диаметр пружины увеличивается вследствие уменьшения угла наклона витков. Увеличение диаметра определяют из условия равенства длины проволоки до и после деформации:

$$L_{пр} = \frac{\pi D i}{\cos\alpha} = \frac{\pi D' i}{\cos\alpha'},$$

откуда

$$D' = D\frac{\cos\alpha'}{\cos\alpha},$$

где D и D' – соответственно средние диаметры пружины до и после осадки; α и α' – соответственно углы наклона витков до и после осадки, определяемые из соотношений:

$$\operatorname{tg}\alpha = \frac{t}{\pi D};$$

$$\operatorname{tg}\alpha' \approx \frac{t'}{\pi D}.$$

Здесь t и t' – шаги витков до и после осадки ($t' = t - \lambda/i$, где λ – осадка пружины).

Увеличение диаметра практически может достигать нескольких десятых миллиметра. Это обстоятельство следует учитывать при ограниченных радиальных габаритах, например при установке в гильзах, и предусматривать необходимый зазор между пружиной и стенками гильзы.

Уменьшение угла наклона витков при осадке может выразиться также и в повороте конечных витков пружины относительно друг друга в плоскости, перпендикулярной к оси пружины, при неизменном ее диаметре.

Длина каждого витка до осадки

$$l = \frac{\pi D}{\cos\alpha};$$

после осадки

$$l' = \frac{\pi D}{\cos\alpha'};$$

разность длин

$$l - l' = \pi D\left(\frac{1}{\cos\alpha} - \frac{1}{\cos\alpha'}\right).$$

Общая (для всей пружины) разность

$$\Delta = i(l - l') = i\pi D\left(\frac{1}{\cos\alpha} - \frac{1}{\cos\alpha'}\right). \qquad (388)$$

Выразим эту разность через угол φ (в радианах) поворота одного конца пружины относительно другого:

$$\Delta = \frac{\varphi D}{2}. \qquad (389)$$

Приравнивая выражения (388) и (389), получим

$$\varphi = 2i\pi\left(\frac{1}{\cos\alpha} - \frac{1}{\cos\alpha'}\right),$$

$$\varphi = 360°i\left(\frac{1}{\cos\alpha} - \frac{1}{\cos\alpha'}\right). \qquad (390)$$

Возьмем, для примера, пружины с $D = 50$ мм, $i = 10$. Пусть шаг витков пружины в свободном состоянии $t = 10$ мм, после осадки $t' = 5$ мм. Тогда

$$\operatorname{tg}\alpha = \frac{t}{\pi D} = \frac{10}{\pi 50} = 0{,}064;$$

$$\operatorname{tg}\alpha' = \frac{t'}{\pi D} = \frac{5}{\pi 50} = 0{,}032,$$

т. е. $\alpha = 3°40'$; $\alpha' = 1°50'$.

Из уравнения (390) угол поворота крайних витков пружины относительно друг друга

$$\varphi = 360°i\left(\frac{1}{\cos\alpha} - \frac{1}{\cos\alpha'}\right) =$$

$$= 360° \cdot 10\left(\frac{1}{0{,}998} - \frac{1}{0{,}9998}\right) \approx 7°.$$

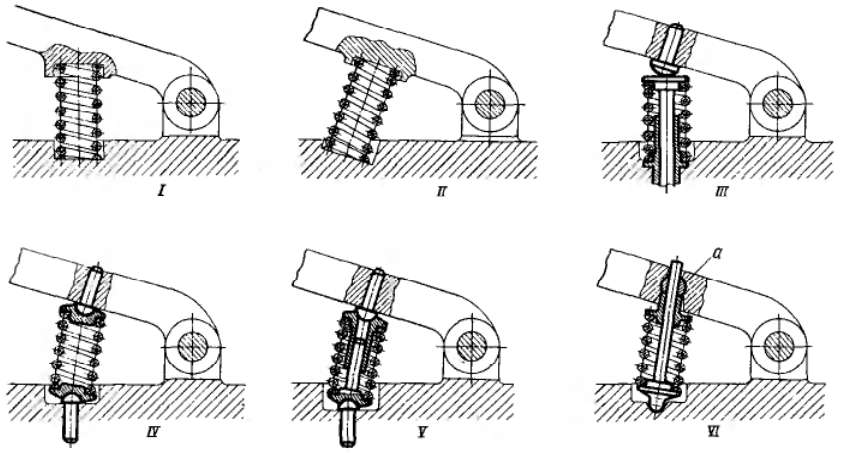


Рис. 872. Способы установки пружин сжатия на качающемся рычаге

Шарнирная установка пружин

Для правильной работы пружины сжатия важно исключить возможность перекоса и бокового смещения торцов пружины. Примером может служить случай применения пружины сжатия как возвратной пружины качающегося рычага (рис. 872).

Конструкция на рис. 872, *I* ошибочна. Вследствие перекоса и относительного смещения опорных поверхностей при качаниях рычага пружина испытывает поперечные нагрузки, вызывающие появление дополнительных напряжений изгиба; искривление осевой линии пружины в наклонном положении (рис. 873, *II*) несколько уменьшает изгиб пружины.

В конструкции на рис. 872, *III* опорные поверхности пружины жестко направлены относительно друг друга; поперечные силы воспринимаются направляющей; пружина испытывает чистое сжатие; в конструкции на рис. 872, *IV* изгиб пружины предотвращен шарнирной установкой тарелок; в конструкции на рис. 872, *V* тарелки направлены относительно друг друга, что увеличивает устойчивость пружины; в конструкции на рис. 872, *VI* пружина установлена в направленных тарелках. Верхняя тарелка упирается в поворотную ось *a* рычага, нижняя тарелка – сферическим шарниром на корпус.

В конструкциях на рис. 872, *IV – VI* относительные смещения опорных точек при качаниях рычага компенсируются изменением угла наклона оси пружины. Приведенные способы установки пружин более подходят пружинам растяжения, обладающим свойством самоустанавливаться относительно точек опоры.

На рис. 873, *I – VIII* приведены плоские шарниры, применяемые в тех случаях, когда пружина может подвергаться изгибу только в одном направлении; на рис. 873, *IX – XVI* – сферические (пространственные) шарниры, предупреждающие изгиб пружины во всех поперечных направлениях.

В конструкции на рис. 873, *I* наружная цилиндрическая поверхность тарелки опирается на вогнутую цилиндрическую поверхность детали, передающей нагрузку; в этом случае необходима поперечная фиксация пружины, что может быть осуществлено, например, расположением пружины в щеках, плоскости которых перпендикулярны к оси опорных цилиндров.

В конструкциях на рис. 873, *II – IV* цилиндрические опорные поверхности врезаны друг в друга, что обеспечивает поперечную фиксацию пружины во всех направлениях (при условии, если опорные поверхности постоянно прижаты друг к другу натяжением пружины). На рис. 873, *V*, *VI* показана установка тарелок на цилиндрических осях. Конструкция на рис. 873, *VI* рекомендуется для длинных пружин, как обеспечивающая большую устойчивость пружины.

Из рис. 873, *VII*, *VIII* показана установка тарелок на ножевых опорах. Конструкция требует поперечной фиксации пружин во всех направлениях.

Пространственные шарниры (рис. 873, *IX – XVI*) выполняют в виде сфер. Конструкция на рис. 873, *XVI* со сферическим сочленением внутри пружины обеспечивает наибольшую продольную устойчивость пружины. Однако эту конструкцию не рекомендуют для случаев, когда точки опоры при работе смещаются относительно друг друга в поперечном напра-

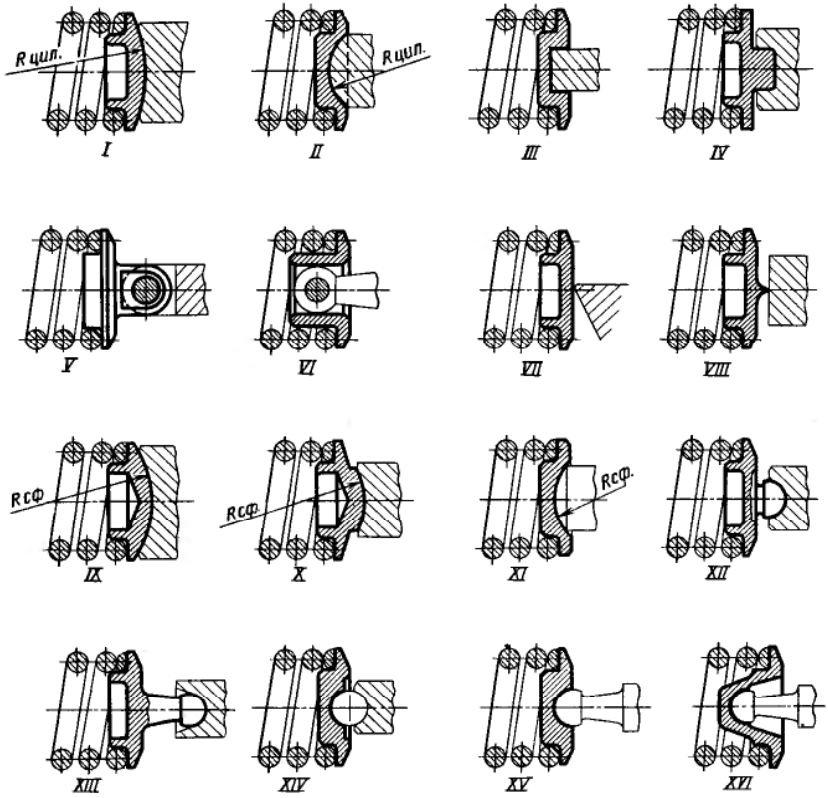


Рис. 873. Установка пружин на плоских и пространственных шарнирах

влении: угол наклона оси пружины при этом будет больше, чем при разнесенных точках опоры (как, например, в конструкции на рис. 873, *XIII*).

Установку на сферических опорах часто применяют для точных пружин, например пружин приборов, где необходимо устранить побочные факторы в виде появления поперечных сил, могущих вызвать искажение характеристики пружины.

Расчет пружин

В основу типового расчета пружины сжатия-растяжения положено допущение, что нагрузка направлена по оси пружины (рис. 874). При этих условиях силы, действующие на виток в любом его сечении, приводятся к поперечной силе P, изгибающей виток, и моменту $M_{кр} = PD/2$, скручивающему виток. Изгиб силой P играет второстепенную роль; основное значение имеет крутящий момент, по которому и производят расчет.

Напряжения сдвига имеют максимальное значение по окружности сечения витка и определяются по обычной формуле для круглого бруса, подвергнутого кручению:

$$\tau = \frac{M_{кр}}{W_{кр}}, \qquad (391)$$

где $W_{кр} = \frac{\pi d^3}{16} \approx 0{,}2d^3$ – полярный момент сопротивления сечения витка (d – диаметр сечения витка).

Влияние кривизны оси витка учитывается коэффициентом формы k, зависящим от отношения $c = D/d$, называемого индексом пру-

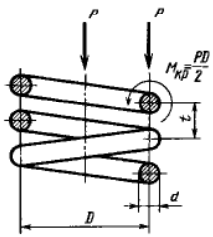


Рис. 874. Схема действия сил при осевой нагрузке пружины сжатия

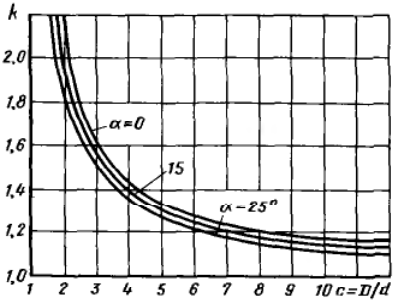


Рис. 875. К расчету пружин сжатия с витками круглого сечения

жины. С введением коэффициента k формула (391) принимает следующий вид:

$$\tau = k\frac{M_{кр}}{W_{кр}} = k\frac{8PD}{\pi d^3}. \qquad (392)$$

Значения коэффициента k в функции индекса пружины $c = \frac{D}{d}$ приведены на рис. 875 для различных углов α подъема витков $\left(\operatorname{tg}\alpha = \frac{t}{\pi D}\right.$, где t – шаг витков$\left.\right)$.

Для обычных значений $\alpha = 6 \div 12°$ коэффициент k достаточно точно выражается следующей формулой:

$$k = \frac{4c+2}{4c-3}. \qquad (393)$$

Чаще всего индекс пружины $c = 8 \div 12$, чему соответствуют значения $k = 1{,}1 \div 1{,}2$. Этими значениями можно пользоваться при предварительных подсчетах.

Применять пружины с индексом $c < 4$ не рекомендуется. Навивка таких пружин затруднительна: в наружных волокнах витков могут возникнуть надрывы и трещины. Рабочие напряжения у таких пружин повышены. Из формулы (392) следует, что развиваемая пружиной сила

$$P = \frac{\pi d^3}{8kD}\tau = 0{,}392\frac{d^3}{kD}\tau. \qquad (394)$$

Осевое перемещение торцов пружины (осадка пружины) под действием силы P равно

$$\lambda = \frac{8PD^3 i}{Gd^4} = \frac{8Pc^3 i}{Gd}, \qquad (395)$$

где i – число рабочих витков пружины; c – индекс пружины; G – модуль сдвига (для пружинных сталей в среднем $G = 8 \cdot 10^4$ МПа).

Подставив в эту формулу значение P из выражения (394), получим

$$\lambda = \frac{\pi D^2 i}{kGd}\tau = \frac{\pi cDi}{kG}\tau. \qquad (396)$$

Податливость пружины характеризуется параметром λ', представляющим собой перемещение одного витка под действием нагрузки, равной 10 Н.

По уравнению (395)

$$\lambda' = \frac{80D^3}{Gd^4} = \frac{80c^3}{Gd} \approx 10^{-3}\frac{c^3}{d}.$$

Обратная величина

$$\delta = 10^3\frac{d}{c^3}$$

называется удельной жесткостью пружины.

Потенциальная энергия, накопляемая пружиной за ход сжатия,

$$U = \frac{P\lambda}{2}.$$

Формулы (392), (394) позволяют определить все параметры пружины. Задачу расчета пружины можно ставить по-разному.

При поверочном расчете, зная D, d, i, можно определить напряжения, возникающие в витках, и перемещение пружины под действием силы P. Чаще стоит задача подбора, т. е. определения D, d по заданной силе P и по заданному перемещению пружины λ при условии, чтобы напряжения τ в витках не превосходили допускаемой величины $[\tau]$.

Порядок расчета в этом случае следующий.

1. Предварительно задаются значением $c = 8 \div 12$ и определяют по диаграмме, изображенной на рис. 875, или по формуле (393) коэффициент k.

2. Из габаритных условий предварительно задаются величиной среднего диаметра D пружины.

3. По формуле (394), задаваясь значением допускаемого напряжения $[\tau]$ в пределах 400–600 МПа, определяют диаметр d проволоки:

$$d = \sqrt[3]{\frac{k8PD}{\pi[\tau]}} = 1{,}37\sqrt[3]{\frac{kPD}{[\tau]}}$$

или

$$d = \sqrt[2]{\frac{k8Pc}{\pi[\tau]}} = 1{,}6\sqrt[2]{\frac{kPc}{[\tau]}}.$$

Найденное значение d округляют до ближайшего большего значения d по сортаменту для данного вида проволоки.

4. Проверяют правильность предварительной оценки индекса пружины $c = D/d$. При необходимости производят вторичный расчет, пользуясь значением c, полученным при предыдущем расчете.

5. По формуле (395) определяют необходимое для получения заданного перемещения

λ число рабочих витков

$$i = \frac{\lambda G d^4}{8PD^3} = \frac{\lambda G d}{8c^3 P}.$$

Полученное число витков округляют до целого числа или до числа, кратного 0,5.

6. Определяют длину пружины в сжатом состоянии по формуле

$$L_{сж} = t_{сж}(i - 2) + d(i_{оп} + 1),$$

где $i_{оп}$ – число опорных витков, выбираемое в пределах 2–3; $t_{сж} = d + s$ – шаг рабочих витков пружины в сжатом состоянии (d – диаметр проволоки; s – минимальный зазор между рабочими витками, выбираемый в пределах $s = (0{,}1 \div 0{,}15)d$.

Если осевые габариты пружины получаются неприемлемыми, то производят перерасчет, увеличивая диаметр D пружины.

На заключительной стадии расчета определяют длину пружины в свободном состоянии: $L = L_{сж} + \lambda$.

Шаг рабочих витков пружины в свободном состоянии (шаг навивки) определяют из следующей формулы:

$$t = \frac{L - d(i_{оп} + 1)}{i - 2}.$$

Найденную величину округляют до ближайшего значения шага, который может быть получен при навивке на токарном станке или навивочном автомате. Затем строят характеристику пружины, которая в данном случае имеет вид прямоугольного треугольника (рис. 876), один из катетов которого равен деформации пружины λ (мм), а другой – в соответствующем масштабе изображает силу $P(H)$, вызывающую эту деформацию.

Обязательна проверка длины пружины в полностью сжатом состоянии, определяемой из выражения (387):

$$L' = (1{,}1 \div 1{,}15)d(i + i_{оп} - 1).$$

Длину развертки пружины подсчитывают по формуле

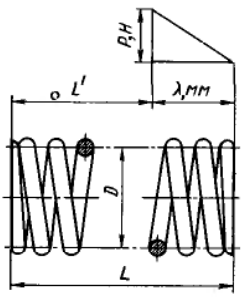


Рис. 876. Характеристика пружины сжатия

$$L_{разв} = \pi D\left(\frac{i}{\cos\alpha} + \frac{i_{оп}}{\cos\alpha_0}\right),$$

где i – число рабочих витков; $i_{оп}$ – число опорных витков; α – угол наклона рабочих витков $\left(\operatorname{tg}\alpha = \frac{t}{\pi D}\right)$; α_0 – угол наклона опорных витков

$$\operatorname{tg}\alpha_0 = \frac{d}{\pi D} = \frac{1}{\pi c}.$$

Ввиду близости $\cos\alpha_0$ к единице

$$L_{разв} \approx \pi D\left(\frac{i}{\cos\alpha} + i_{оп}\right)$$

или (с примерно равной степенью точности)

$$L_{разв} = \pi D\frac{i + i_{оп}}{\cos\alpha}.$$

Для определения длины заготовки величину $L_{разв}$ увеличивают (с учетом отходов) на 5–10 %. Поэтому при обычных значениях $\alpha = 6 \div 12°$ можно пользоваться упрощенной формулой

$$L_{разв} \approx \pi D i_{общ},$$

где $i_{общ}$ – общее число витков.

Пружины сжатия, как правило, работают с предварительным натягом.

Предварительная нагрузка $P_{пр}$, максимальная рабочая нагрузка P_{max} и рабочий ход пружины $\lambda_{раб}$ обычно заданы условиями работы механизма. В таких случаях задача расчета сводится к подбору пружины с характеристикой, удовлетворяющей условию получения заданных величин $P_{пр}$ и P_{max} при заданном значении $\lambda_{раб}$.

Ход расчета следующий. Сначала определяют параметры пружины, удовлетворяющие условию получения P_{max}, находят полную осадку пружины λ_{max} и подсчитывают значение $P_{пр}$ из соотношения

$$P_{пр} = P_{max}\frac{\lambda_{max} - \lambda_{раб}}{\lambda_{max}}.$$

Если полученное значение $P_{пр}$ значительно отличается от заданного, то видоизменяют параметры пружины до получения нужной характеристики.

На рис. 877 приведена составленная на основании уравнений (393), (394), (396) диаграмма (синоптическая) для расчета спиральных пружин с проволокой круглого сечения. По оси абсцисс отложены диаметры d проволоки. Сетка жирных линий изображает для различных значений среднего диаметра D пружины силы, развиваемые пружиной. Значения сил указаны наклонными прямыми в левой ко-

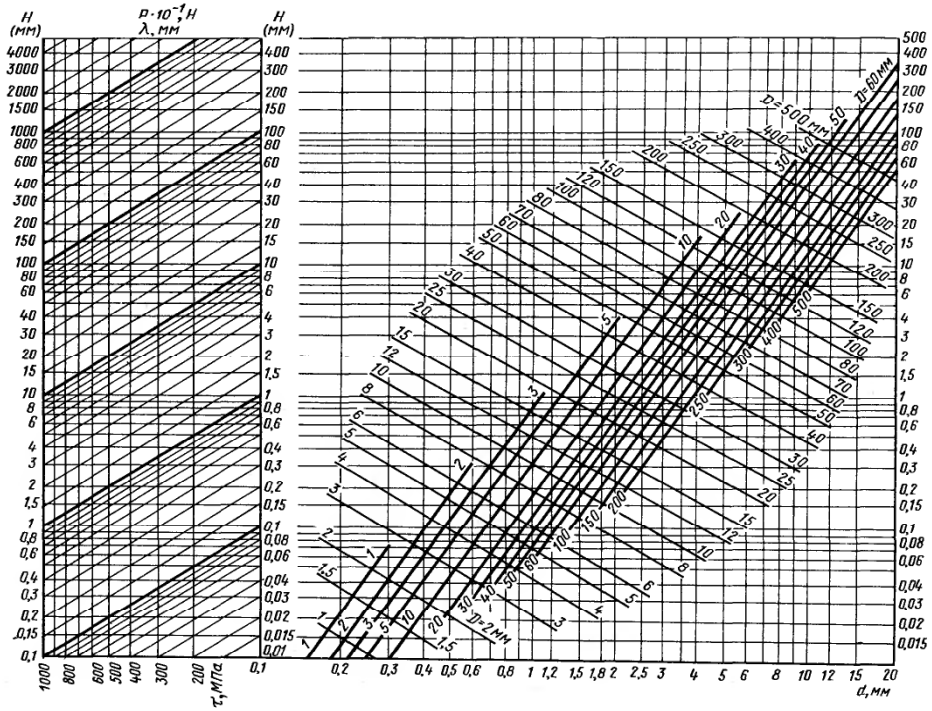


Рис. 877. Диаграмма для расчета пружин

лонке диаграммы в зависимости от напряжения кручения τ, МПа.

Сетка тонких линий изображает для различных значений среднего диаметра D пружины деформацию одного витка λ (в мм) в зависимости от напряжения кручения τ, МПа. Деформация определяется в левой колонке по тем же прямым, что и силы.

При составлении диаграммы принято $G = 8 \cdot 10^4$ МПа.

Рассмотрим несколько примеров.

1. Требуется определить напряжения в пружине диаметром $D = 30$ мм с $d = 2{,}5$ мм, нагруженной силой $P = 100$ Н.

Решение. Проводя горизонталь через точку встречи ординаты $d = 2{,}5$ мм с кривой нагрузки для $D = 30$ мм (сетка жирных линий) до пересечения с наклонной прямой $P = 100$ Н в левой колонке, получаем, что напряжение равно 560 МПа.

2. Требуется определить напряжение в пружине диаметром $D = 60$ мм с $d = 10$ мм при осадке на 40 мм. Число рабочих витков пружины 8.

Решение. Деформация одного витка равна 5 мм. Проводя горизонталь через точку встречи ординаты $d = 10$ мм с кривой перемещений для $D = 60$ мм (сетка тонких кривых) до пересечения с наклонной прямой $\lambda = 5$ мм в левой колонке, получаем, что напряжение равно 460 МПа.

Проводя горизонталь через точку встречи ординаты $d = 10$ мм с кривой нагрузки для $D = 60$ мм (сетка жирных линий) до пересечения с ординатой $\tau = 440$ МПа в левой колонке, находим, что сила, развиваемая пружиной, равна 2,2 кН.

3. Требуется определить осадку пружины диаметром $D = 30$ мм с $d = 2$ мм при числе рабочих витков 8. Напряжение в пружине равно 300 МПа.

Решение. Проводя горизонталь через точку встречи ординаты $d = 2$ мм с кривой прогиба для $D = 30$ мм (сетка тонких линий) до пересечения с ординатой $\tau = 300$ МПа в левой колонке, получаем, что прогиб одного витка равен 5 мм.

Общая осадка пружины равна 40 мм.

Нагрузку пружины найдем, проводя горизонталь через точку встречи ординаты $d = 2$ мм с кривой нагрузки для $D = 30$ мм (сетка жирных линий) до встречи с ординатой $\tau = 300$ МПа. Нагрузка равна 28 Н.

4. Требуется определить осадку пружины диаметром $D = 10$ мм с $d = 1$ мм, нагруженной силой $P = 10$ Н. Число рабочих витков пружины 10.

Решение. Проводя горизонталь через точку встречи ординаты $d = 1$ мм с кривой нагрузки для $D = 10$ мм (сетка жирных линий) до пересечения с наклонной прямой $P = 10$ Н в левой колонке, получаем, что напряжение равно 300 МПа.

Проводя горизонталь через точку встречи ординаты $d = 1$ мм с кривой прогиба $D = 10$ мм (сетка тонких линий до пересечения с ординатой $\tau = 300$ МПа, получаем, что деформация одного витка равна 1 мм. Следовательно, общая осадка пружины равна 10 мм.

5. Требуется подобрать пружину для рабочей нагрузки $P = 400$ Н при напряжении кручения $\tau = 400$ МПа. Диаметр пружины $D = 40$ мм. Осадка пружины должна быть равна 20 мм.

Решение. Проводя горизонталь через точку $P = 400$ Н при напряжении $\tau = 400$ МПа (левая колонка) до пересечения с кривой нагрузки для $D = 40$ мм (сетка жирных линий), получаем $d = 5$ мм.

Проводя горизонталь через точку пересечения ординаты $d = 5$ мм с кривой прогиба для $D = 40$ мм (сетка тонких линий) до пересечения с ординатой $\tau = 400$ МПа в левой колонке, находим, что прогиб одного витка $\lambda = 4$ мм. Следовательно, пружина должна иметь 5 рабочих витков.

Длину пружины в свободном состоянии определяют по формуле (386). Приняв шаг пружины $t = 1{,}5\lambda + d = 11$ мм, а число опорных витков $i_{оп} = 3$, получим $L = 53$ мм.

Пружины с витками квадратного и прямоугольного сечения. Напряжение в пружине с витками квадратного сечения

$$\tau = k\frac{2{,}4PD}{a^3}, \qquad (397)$$

где D – средний диаметр пружины; a – сторона квадрата сечения; k – коэффициент;

$$k = \frac{4c+3}{4c-2},$$

где $c = D/a$ (рис. 878).

Развиваемая пружиной сила

$$P = 0{,}416\frac{a^3}{kD}\tau. \qquad (398)$$

Осадка пружины под действием силы P (при наиболее частых значениях $k = 1{,}1 \div 1{,}2$)

$$\lambda = 5{,}57\frac{PD^3i}{Ga^4} = 5{,}57\frac{Pc^3i}{Ga} \qquad (399)$$

или

$$\lambda = 2{,}3\frac{D^2i\tau}{Ga} = 2{,}3\frac{Di\tau c}{G},$$

где i – число рабочих витков пружины; G – модуль сдвига материала.

При сравнении выражений (398) и (399) соответственно с формулами (394) и (395) видно, что пружина с витками квадратного сечения при одинаковых напряжениях развивает силу, примерно на 30 % большую, и имеет перемеще-

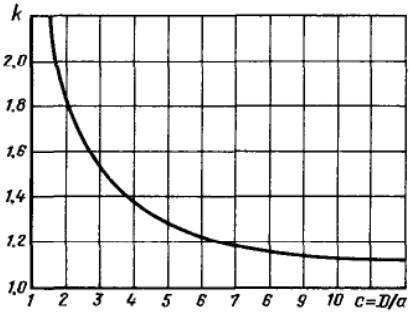


Рис. 878. К расчету пружин с витками квадратного сечения

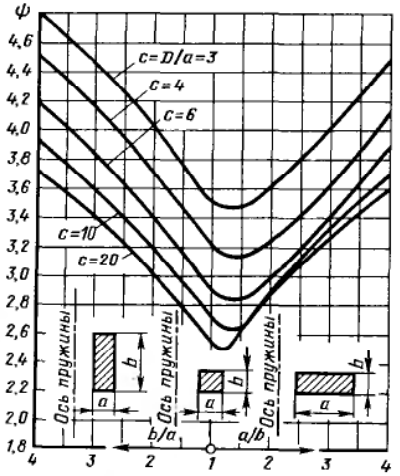


Рис. 879. К расчету пружин с витками прямоугольного сечения

ние, примерно на 30 % меньшее, чем пружина с витками круглого сечения диаметром $d = a$.

Напряжения в витках прямоугольного профиля со сторонами a и b (a – сторона, перпендикулярная к оси пружины) можно определить из соотношения

$$\tau = \psi \frac{PD}{ab\sqrt{ab}}. \qquad (400)$$

Значения коэффициента ψ в функции $\frac{b}{a}$ для различных значений $c = \frac{D}{a}$ приведены на рис. 879.

Пружины с сечением витков, вытянутым вдоль оси $\left(\frac{b}{a} > 1\right)$, отличаются большой жесткостью и применяются для восприятия повышенных нагрузок при незначительных деформациях.

Пружины с сечением витков, вытянутым в направлении, перпендикулярном к оси пружины $\left(\frac{a}{b} > 1\right)$, обладают пологой характеристикой. Следует отметить, что навивка этих пружин затруднительна вследствие больших деформаций изгиба, возникающих при навивке. Применять отношения $\frac{a}{b} > 2$ не рекомендуется.

Индекс пружин $c = \frac{D}{a}$ во всех случаях не должен быть меньше 4.

Устойчивость пружин

При большой длине пружины возникает опасность потери продольной устойчивости, т. е. выпучивания пружины в сторону.

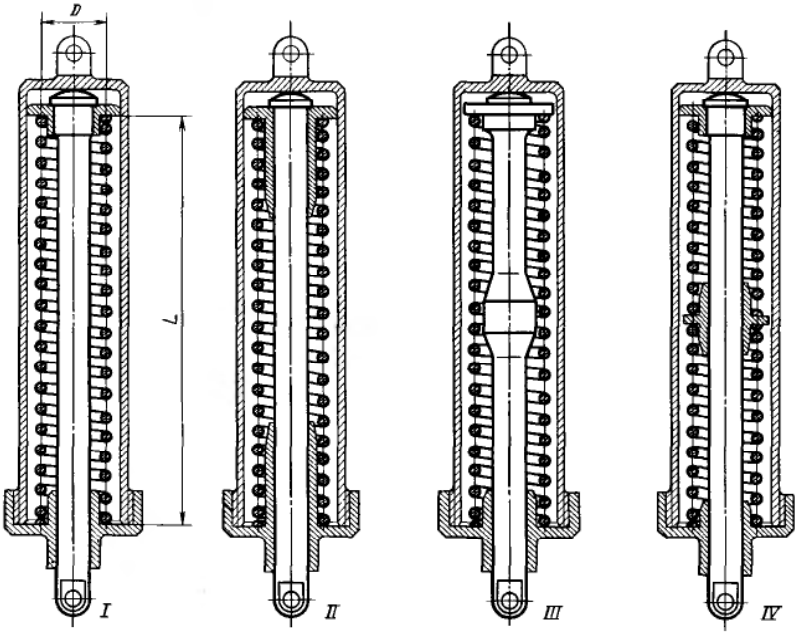


Рис. 880. Способы предупреждения потери продольной устойчивости пружин

Для пружин с осевой нагрузкой, с хорошо направленными центрирующими элементами, обеспечивающими параллельность торцов пружины при рабочем ходе, предельное отношение высоты L пружины в свободном состоянии к среднему диаметру D пружины (рис. 880, *I*), при котором пружина еще сохраняет устойчивость, равно ≈ 5; для пружин с шарнирно установленными центрирующими элементами $L/D = 2{,}5$.

Учитывая возможность внецентренного приложения нагрузки, искривления витков и т. д., целесообразно уменьшать отношение L/D в 1,5–2 раза по сравнению с приведенными выше значениями.

При горизонтальном или наклонном расположении пружин, когда появляются поперечные нагрузки, вызванные массой витков, отношение L/D следует еще больше уменьшать.

Если по конструктивным условиям не удается исключить применение длинных пружин, необходимо предусматривать специальные меры против потери устойчивости. Удлинение центрирующих поясков для уменьшения свободного пролета пружины (рис. 880, *II*), введение дополнительного центрирующего пояска в средней части пружины (рис. 880, *III*) сопряжены с повышением трения и опасностью износа витков пружины. Лучше всего разделять длинные пружины на несколько коротких устойчивых пружин, которые должны опираться на плавающие центрирующие элементы, хорошо направленные вдоль оси пружины (рис. 880, *IV*). Этот способ, однако, сопряжен с увеличением габаритной длины установки вследствие введения дополнительных опорных витков на участках расположения плавающих центрирующих элементов.

Резонансные колебания

Пружины, работающие при циклических нагрузках, подвержены резонансным колебаниям, вызывающим повышение напряжения в витках и искажение упругих характеристик системы. Резонансные колебания являются наиболее частой причиной поломок пружин при высокочастотном циклическом нагружении.

Подобные пружины необходимо рассчитывать на резонанс для того, чтобы придать пружине такие параметры (D, d, L, i), которые исключали бы появление резонансных колебаний при рабочих режимах. Методика расчета изложена в специальных руководствах.

Для предотвращения колебаний часто применяют пружины с переменным шагом навивки (рис. 881, *I*) и фасонные пружины, например бочкообразные (рис. 881, *II*).

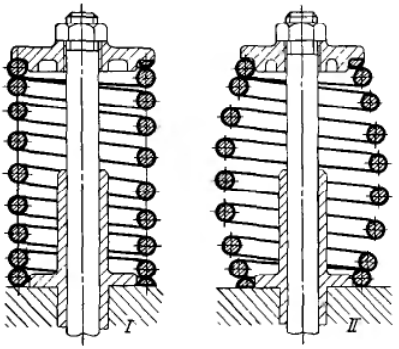


Рис. 881. К резонансным колебаниям пружин

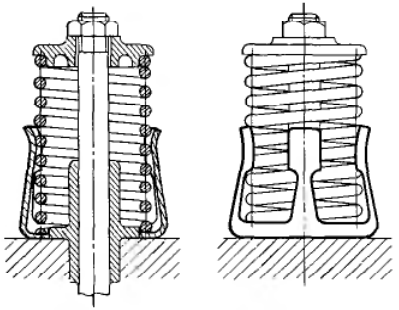


Рис. 882. Установка демпферов на пружине сжатия

Эффективный способ борьбы с резонансными колебаниями – установка демпферов, например в виде легких пластинчатых пружин, соприкасающихся с витками на участках, соответствующих наибольшей амплитуде колебаний (рис. 882).

Составные пружины

Концентричная установка пружины (рис. 883, *II – IV*) применяется с двоякой целью: 1) для увеличения податливости системы (при заданной нагрузке P и заданных радиальных габаритах); 2) для увеличения нагрузочной способности системы.

Выгодно, чтобы максимальные напряжения в концентрических пружинах были одинаковыми и чтобы пружины имели одинаковый рабочий ход. Последнее условие приводит к соотношению

$$i_1 d_1 = i_2 d_2 = \ldots = i_n d_n \qquad (401)$$

или

$$\frac{d_1}{d_2} = \frac{i_2}{i_1} \text{ и т. д.,} \qquad (402)$$

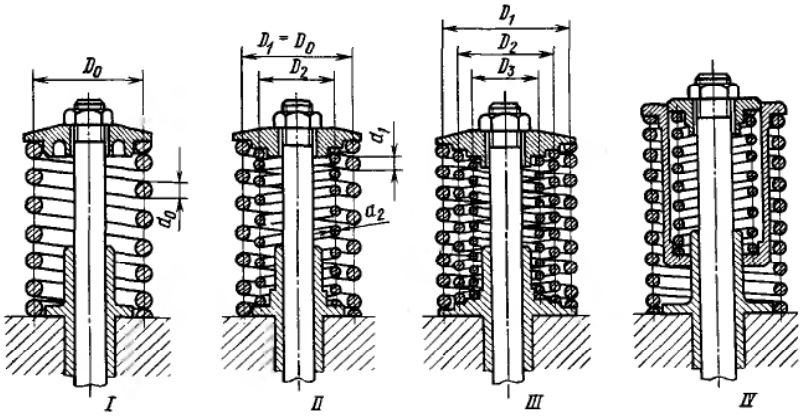


Рис. 883. Составные пружины

где i, d – соответственно число витков и диаметры проволок пружин; n – число концентрических пружин.

Как легко доказать, оба этих условия выполняются при равенстве индексов пружин:

$$c = \frac{D_1}{d_1} = \frac{D_2}{d_2} \text{ и т. д.}$$

Отсюда следует

$$d_1 = \frac{D_1}{c};\ d_2 = \frac{D_2}{c} \text{ и т. д.}$$

или

$$\frac{D_1}{D_2} = \frac{d_1}{d_2} \text{ и т. д.} \qquad (403)$$

Пружины должны быть расположены с зазором δ, достаточным для обеспечения правильного центрирования пружин и учитывающим изменение диаметров пружин при сжатии.

Можно принять, что

$$\delta = \frac{d_1 - d_2}{2},$$

где d_1 и d_2 – диаметры проволок смежных пружин.

В этом случае диаметр D_2 меньшей пружины равен диаметру D_1 большей пружины, уменьшенному на величину

$$2\left(\frac{d_1 + d_2}{2} + \frac{d_1 - d_2}{2}\right) = 2d_1,$$

т. е. $D_2 = D_1 - 2d_1$.

Иначе

$$\frac{D_2}{D_1} = 1 - 2\frac{d_1}{D_1} = 1 - \frac{2}{c}. \qquad (404)$$

Объединяя выражения (402) – (404), получаем

$$\frac{d_1}{d_2} = \frac{D_1}{D_2} = \frac{i_2}{i_1} = \frac{1}{1 - 2/c}.$$

Отношение сил P_1 и P_2, воспринимаемых каждой пружиной,

$$\frac{P_1}{P_2} = \frac{d_1^3 D_2}{d_2^3 D_1} = \left(\frac{d_1}{d_2}\right)^2 = \left(\frac{1}{1 - 2/c}\right)^2. \qquad (405)$$

Сравним упругую деформацию пружины диаметром D_0, несущей (см. рис. 883, *I*) нагрузку P_0, и эквивалентной системы, состоящей из двух пружин, несущих ту же нагрузку $P_0 = P_1 + P_2$. Диаметр наружной пружины D_1 примем равным D_0. Эта пружина несет нагрузку $P_1 = P_0 - P_2$, откуда

$$\frac{P_0}{P_1} = 1 + \frac{P_2}{P_1} = 1 + \left(\frac{d_2}{d_1}\right)^2 = 1 + (1 - 2/c)^2. \qquad (406)$$

Упругая деформация λ_1 наружной пружины (она же упругая деформация всей двухпружинной системы) связана с упругой деформацией λ_0 одной пружины соотношением

$$\frac{\lambda_1}{\lambda_0} = \frac{P_1}{P_0}\frac{i_1}{i_0}\left(\frac{D_1}{D_0}\right)^3\left(\frac{d_0}{d_1}\right)^4. \qquad (407)$$

Ввиду того, что

$$D_1 = D_0 \text{ и } \frac{i_1}{i_0} = \frac{d_0}{d_1},\ \frac{\lambda_1}{\lambda_0} = \frac{P_1}{P_0}\left(\frac{d_0}{d_1}\right)^5,$$

можно записать [см. уравнение (394)]

$$\frac{d_0}{d_1} = \left(\frac{P_0}{P_1}\right)^{1/3}.$$

Следовательно,

$$\frac{\lambda_1}{\lambda_0} = \left(\frac{P_0}{P_1}\right)^{2/3}.$$

Или с учетом уравнения (407)

$$\frac{\lambda_1}{\lambda_0} = [1 + (1 - 2c)^2]^{2/3}.$$

Ниже приведены значения отношения $\frac{\lambda_1}{\lambda_0}$ для обычных индексов пружины $c = 8 \div 15$.

c	8	10	12	15
λ_1/λ_0	1,32	1,38	1,43	1,45

Таким образом, податливость системы с двумя концентричными пружинами оказывается на 32–45% больше податливости эквивалентной однопружинной системы. При числе пружин, равном трем, выигрыш в податливости еще больше.

Рассмотрим теперь, насколько увеличивается нагрузочная способность с переходом к многопружинной концентрической установке, если деформация систем остается постоянной. Предположим, что наружная пружина концентрической установки имеет те же параметры, что и пружина однопружинной установки, и несет ту же нагрузку P_0.

Сохраняя изложенные выше допущения о равенстве максимальных напряжений и рабочих ходов пружин концентрической установки, получаем, что вторая пружина, меньшего диаметра, установленная внутри наружной пружины, воспринимает силу, равную по уравнению (405)

$$P_1 = P_0(1 - 2/c)^2.$$

Суммарная нагрузочная способность системы

$$\sum P = P_0 + P_1 = P_0[1 + (1 - 2/c)^2].$$

Значения отношения $\frac{\sum P}{P_0}$ приведены ниже для различных c.

c	8	10	12	15
$\sum P/P_0$	1,56	1,64	1,7	1,75

Таким образом, нагрузочная способность двухпружинной установки будет на 56–75% больше нагрузочной способности одной пружины.

Третья пружина, установленная внутри второй, воспринимает силу

$$P_2 = P_1(1 - 2/c)^2 = P_0(1 - 2/c)^4.$$

Суммарная нагрузочная способность системы

$$\sum P = P_0 + P_1 + P_2 = P_0[1 + (1 - 2/c)^2 + (1 - 2/c)^4].$$

Значения отношения $\frac{\sum P}{P_0}$ приведены ниже для различных c.

c	8	10	12	15
$\sum P/P_0$	1,88	2,05	2,19	2,25

Таким образом, нагрузочная способность трехпружинной установки будет на 88–125% больше нагрузочной способности одной пружины.

Смежные пружины в концентрических установках всегда выполняют с витками различного направления для обеспечения более равномерного приложения нагрузки и во избежание попадания витков одной пружины в зазоры между витками другой пружины при поломке пружины.

В отдельных случаях, для достижения большой податливости, применяют концентрическую установку с последовательной работой пружин на сжатие (рис. 883, *IV*). Податливость системы равна суммарной податливости последовательно включенных пружин. При назначении параметров пружин целесообразно соблюдать условия (401)–(403).

На рис. 884 изображен другой тип составных пружин: однопроволочная витая пружина заменяется набором пружин малого диаметра, расположенных по периферии опорных тарелок.

Соотношения между податливостью и нагрузочной способностью такой системы и однопружинной системы здесь иные, чем в случае концентрических пружин.

Диаметр D_1 пружин, могущих быть установленными в пределах габарита исходной пружины диаметром D_0, можно определить из приближенного соотношения

$$D_1 = \frac{0{,}8\pi(D_0 - D_1)}{n},$$

где n – число пружин; 0,8 – коэффициент, учитывающий условия центрирования пружин.

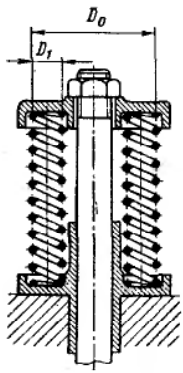


Рис. 884. Многопружинная установка

Из этого выражения следует, что

$$\frac{D_1}{D_0} = \frac{1}{1+0{,}4n}. \qquad (408)$$

Сравним деформацию многопружинной и однопружинной систем, нагруженных одинаковой силой P_0.

Из уравнения (407) при равенстве сил P_0 получаем следующее соотношение между деформацией многопружинной системы и деформацией однопружинной системы:

$$\frac{\lambda'}{\lambda_0} = \left(\frac{D_1}{D_0}\right)^3 \frac{i}{i_0} \left(\frac{d_0}{d_1}\right)^4,$$

где d_0 и d_1 – диаметры проволок соответственно в однопружинной и многопружинной установках.

Используя уравнение (408) и по-прежнему принимая $\frac{i_1}{i_0} = \frac{d_0}{d_1}$, получаем

$$\frac{\lambda'}{\lambda_0} = \left(\frac{1}{1+0{,}4n}\right)^3 \left(\frac{d_0}{d_1}\right)^5. \qquad (409)$$

Отношение d_0/d_1 найдется из приведенных ранее уравнений. При равенстве сил, действующих на систему ($P_0 = nP_1$),

$$\frac{d_0}{d_1} = \left(\frac{k_0}{k_1}\right)^{1/3} \left(\frac{n}{1+0{,}4n}\right)^{1/3}$$

или, ввиду близости величины $\left(\frac{k_0}{k_1}\right)^{1/3}$ к единице,

$$\frac{d_0}{d_1} \approx \left(\frac{n}{1+0{,}4n}\right)^{1/3}.$$

Подставляя это соотношение в выражение (409), получаем

$$\frac{\lambda'}{\lambda_0} \approx \frac{n^{5/3}}{(1+0{,}4n)^{4/5}}.$$

Ниже приведены значения отношения $\frac{\lambda_1}{\lambda_0}$ для различного числа n пружин в многопружинной установке.

n	6	8	10	12
λ'/λ_0	0,5	0,43	0,37	0,31

Таким образом, жесткость многопружинной системы описываемого типа больше жесткости однопружинной системы, притом в тем большей степени, чем больше число пружин (в 2–3 раза).

Сравним теперь нагрузочную способность многопружинной и однопружинной систем при одинаковой деформации.

При условии равенства деформаций можно записать

$$\frac{d_1}{d_0} = \frac{1}{(1+0{,}4n)^{3/5}}. \qquad (410)$$

Относительная нагрузочная способность систем (при равенстве $[\tau]_{доп}$)

$$\frac{P_1}{P_0} = n\left(\frac{d_1}{d_0}\right)^3 \frac{D_0}{D_1} \frac{k_0}{k_1} = n\,(1+0{,}4n)\left(\frac{d_1}{d_0}\right)^3 \frac{k_0}{k_1}.$$

С учетом уравнений (410) можно записать следующее соотношение:

$$\frac{P_1}{P_0} = \frac{n}{(1+0{,}4n)^{4/5}} \frac{k_0}{k_1} \approx \frac{n}{(1+0{,}4n)^{4/5}}.$$

Значения отношения P_1/P_0 приведены ниже для различного числа n пружин.

n	6	8	10	12
P_1/P_0	2,3	2,5	2,65	2,9

Нагрузочная способность многопружинной системы, как видно, в 2–3 раза больше нагрузочной способности одной пружины.

Таким образом, вырисовывается основная особенность многопружинных систем данного типа – повышенная нагрузочная способность при повышенной жесткости. Системы такого типа нередко применяются в установках с большими радиальными габаритами, для которых однопружинная система оказывается слишком мягкой. К тому же многопружинные установки в таких случаях обеспечивают более равномерное приложение нагрузки по периферии нагруженных деталей.

Пример целесообразной замены витой цилиндрической пружины несколькими пружинами малого диаметра в манжетном уплотнении большого диаметра приведен на рис. 885.

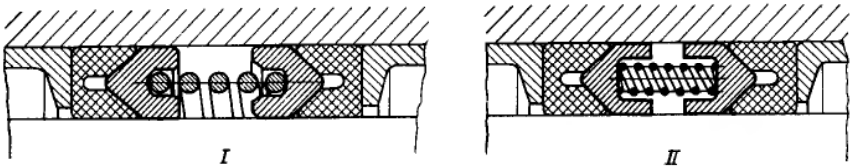


Рис. 885. Однопружинное (*I*) и многопружинное (*II*) манжетные уплотнения

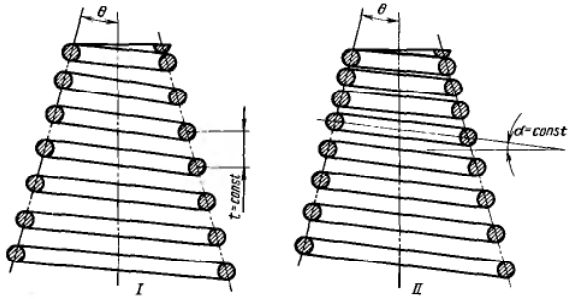


Рис. 886. Конические пружины: *I* – с постоянным шагом; *II* – с постоянным углом подъема витков

Конические пружины

Конические пружины применяют в тех случаях, когда необходимо получить криволинейную характеристику пружины с жесткостью, возрастающей по мере сжатия.

Основные параметры конических пружин – угол θ наклона центровой линии сечений витков к оси пружины (рис. 886) и закон изменения шага витков вдоль оси пружины. При постоянном шаге t проекция осевой линии витков на плоскость, перпендикулярную к оси пружины, представляет собой спираль Архимеда, уравнение которой в полярных координатах имеет вид

$$R = a\varphi,$$

где φ – текущий угол полярных координат; a – постоянная ($a = t\,\mathrm{tg}\,\theta/\pi$).

При переменном шаге уравнение проекции витков приобретает более сложный вид.

Увеличение жесткости пружины при сжатии объясняется неодинаковой податливостью витков, зависящей от их диаметра. С приложением нагрузки прежде всего деформируются витки наибольшего диаметра. Первый, опорный виток ложится на опорную плоскость, затем на него ложится следующий виток и т. д. Сомкнувшиеся витки выключаются из работы. Жесткость пружины непрерывно возрастает по мере сжатия как вследствие уменьшения числа свободных витков, так и постепенного уменьшения их диаметра.

Характеристика пружины становится криволинейной лишь при определенном сочетании параметров пружины.

Условие сохранения прямолинейности характеристики состоит в пропорциональности шага t витков деформациям λ витков: $t \sim \lambda$.

По уравнению (395) деформация витков при прочих равных условиях пропорциональна кубу среднего диаметра витков: $t \sim D^3$.

Изменение среднего диаметра витков вдоль оси пружины можно выразить соотношением $D = 2L\,\mathrm{tg}\,\theta$, где θ – половина угла при вершине конуса; L – расстояние витка от вершины конуса.

Ввиду того, что $t = \pi D\,\mathrm{tg}\,\alpha$ (где α – угол подъема витков). $\mathrm{tg}\,\alpha \sim L^2\,\mathrm{tg}^2\,\theta \sim L^2$, т. е. у конической пружины с прямолинейной характеристикой тангенс угла подъема витков должен уменьшаться к вершине пружины пропорционально квадрату расстояния от вершины.

Практически чаще всего применяют пружины с постоянным шагом (см. рис. 886, *I*), у которых угол подъема витков обратно пропорционален расстоянию от вершины конуса, а также пружины с постоянным углом подъема витков (рис. 886, *II*), у которых шаг уменьшается прямо пропорционально расстоянию от вершины конуса. И те и другие пружины обладают криволинейными характеристиками. У пружин с постоянным шагом характеристика крутая, у пружин с постоянным углом подъема – более пологая.

Возможны и другие закономерности изменения шага и угла подъема витков, обеспечивающие различные виды характеристики.

Центрирование конических пружин затруднительнее, чем цилиндрических, вследствие спиральной формы витков (в плане). В целях правильного центрирования конечные витки расправляют по окружности, причем технологически должна быть обеспечена концентричность окружностей опорных витков относительно оси пружины.

Особая разновидность конических пружин – телескопические пружины, складывающиеся при полном сжатии в плоскую спираль. Такие пружины очень удобны при ограниченных осевых габаритах.

Высота пружины в полностью сжатом состоянии равна диаметру проволоки d независимо от числа витков, тогда как высота цилиндрической пружины при полном сжатии равна $d(i + 1)$, где i – число витков.

Высота телескопической пружины в свободном состоянии (рис. 887) $H = d + \lambda$. В этом выражении λ – полная осадка пружины ($\lambda = it$, где t – шаг пружины).

Высота цилиндрической пружины в свобод-

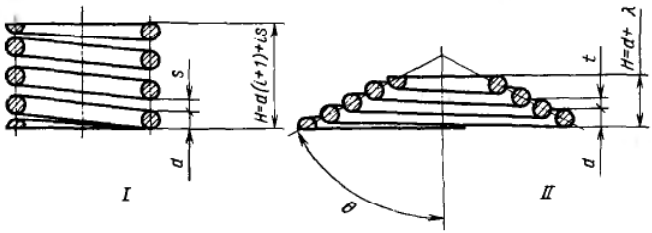


Рис. 887. К сравнению высоты пружин в свободном состоянии:

I – цилиндрической; *II* – конической телескопической

ном состоянии $H = d(i + 1) + \lambda$. В этом выражении $\lambda = is$, где s – величина зазора между витками.

Основное геометрическое соотношение телескопических пружин можно записать в следующем виде:

$$\operatorname{tg}\theta > d/t,$$

где θ – половина угла при вершине конуса.

Центрирование телескопических пружин имеет такие же особенности, как и любой конической пружины.

При необходимости восприятия больших сил при ограниченных габаритах применяют телескопические пружины с витками прямоугольного сечения (рис. 888), изготавливаемые навивкой стальной ленты в плоскую спираль,

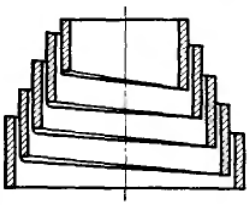


Рис. 888. Телескопическая пружина с витками прямоугольного сечения

с последующей деформацией спирали на конус. Во избежание эффекта «обратного заневоливания», т. е. создания в витках неблагоприятных предварительных напряжений, спираль отжигают (до или после деформации). Опорные витки (обычно один нижний виток большого диаметра) расправляют на окружность; торцы пружины прошлифовывают. После этого следует обычная термообработка – закалка и средний отпуск.

Иногда применяют двояконические пружины (рис. 889), изготавливаемые свертыванием заготовок V-образной формы с углом раствора α, равным углу подъема витков в пружине.

Призматические пружины

Для специальных условий работы применяют призматические спиральные пружины прямоугольной формы (рис. 890, *I*), навиваемые на оправках соответствующего профиля. Такие пружины используют, например, в патронных магазинах стрелкового оружия. Призматические пружины отличаются неустойчивостью, легко искривляются и скручиваются под нагрузкой. По этой причине их устанавливают всегда в жестких внутренних или наружных направляющих, по форме соответствующих форме пружины в плане. Иногда такие пружины выполняют в виде набора упругих пластинок (рис. 890, *II*).

ПРУЖИНЫ РАСТЯЖЕНИЯ

Пружины растяжения навивают почти всегда вплотную или даже с натягом между витка-

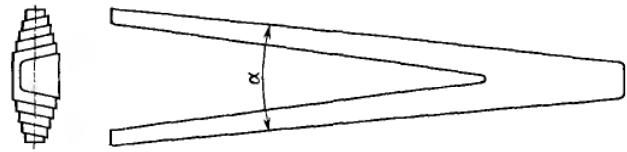


Рис. 889. Двояконическая пружина (справа – заготовка пружины)

ми, достигаемым смещением проволокопитателя навивочного автомата по отношению к навиваемым виткам (пружины с межвитковым давлением).

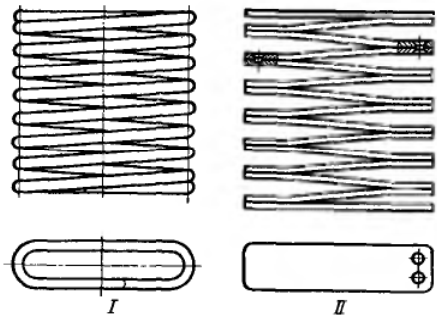


Рис. 890. Призматические пружины

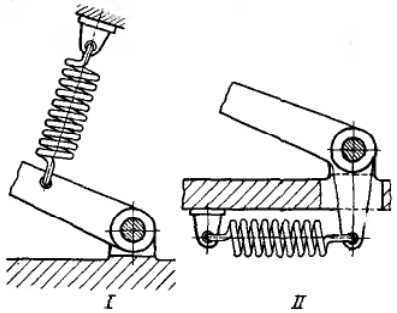


Рис. 891. Примеры применения пружин растяжения

Концы пружин снабжают зацепами, с помощью которых ее соединяют со стягиваемыми деталями. В отличие от пружин сжатия, нуждающихся в жестком направлении торцов, пружины растяжения работают в свободном состоянии, центрируясь только точками опоры (завеса). Крепление зацепами обладает шарнирным свойством, благодаря чему пружина может при растяжении менять пространственное положение в значительных пределах. Это делает пружины растяжения особенно удобными для соединения деталей, угловое положение которых изменяется при работе, например для завеса рычагов (рис. 891, *I*, *II*).

Однако крепление зацепами обладает недостатками. Габаритная длина пружины растяжения за счет зацепов всегда больше, чем пружин сжатия одинаковой гибкости. Зацепами трудно обеспечить центральное приложение нагрузки; пружина подвергается дополнительным изгибающим нагрузкам, а в самих зацепах возникают высокие напряжения изгиба, которые могут привести со временем к появлению остаточных деформаций. Вследствие деформации зацепов и участков перехода зацепов в спираль пружина вытягивается и теряет упругие характеристики. Пружины растяжения могут работать без потери упругих свойств только при пониженных расчетных напряжениях.

По этим причинам пружины растяжения почти никогда не применяют в ответственных силовых механизмах (циклического действия). Пружины сжатия в этих условиях обеспечивают и меньшие габариты, и большую надежность работы.

В случаях, когда по условиям работы упругий элемент должен растягиваться с изменением своего пространственного положения, нередко применяют установку пружин сжатия с реверсорами (рис. 892, *I*, *II*, *III*). Пружины такого типа, однако, малопригодны для механизмов высокочастотного циклического действия, так как масса реверсоров вызывает дополнительные инерционные нагрузки.

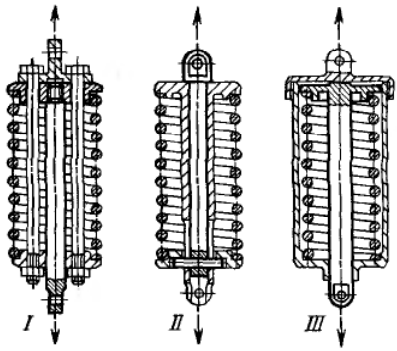


Рис. 892. Установка пружин сжатия с реверсорами для восприятия растягивающих сил

Применяемые конструкции зацепов показаны на рис. 893. Наиболее простые способы изготовления зацепов – отгибание половины витка (рис. 893, *I*, *II*), целого витка (рис. 893, *III*, *IV*) или полутора – двух витков (рис. 893, *V*) – применяют для неответственных, слабонагруженных пружин, так как зацепы такого вида подвержены изгибу. Также подвержены изгибу и петлевые зацепы (рис. 893, *VI – VIII*), кроме того, их изготовление значительно сложнее. Несколько прочнее зацепы с концами, заведенными в спираль пружины (рис. 893, *IX*, *X*).

Легкие пружины из проволоки малого диаметра крепят в пластинках с отверстиями под витки (рис. 893, *XI – XIII*). В зацепах этого типа необходимо устранить самовыворачивание пружины из отверстий, а также смещение пластинки с плоскости симметрии пружины, что конструктивно не так просто выполнить.

Иногда пружины устанавливают на ввертных резьбовых пробках (рис. 893, *XIV – XVI*) с фиксацией конечных витков завальцовкой (рис. 893, *XV*) или расклепыванием ниток пробки (рис. 893, *XVI*). В конструкциях этого типа крайне неблагоприятны условия работы витка, сходящего с последней нитки резьбовой пробки; виток работает на излом и избежать этого явления невозможно, если даже свести последнюю нитку на нет или заправить резьбу на конус.

Аналогичное явление происходит в конструкции с закладной пробкой, передающей силу на последний виток пружины, свернутый в кольцо малого диаметра (рис. 893, *XVII*).

Наиболее равномерную передачу сил на витки обеспечивает заправка конечных витков на конус с отгибом последнего витка на зацеп (рис. 893, *XVIII*, *XIX*) или с применением закладных зацепов (рис. 893, *XX – XXII*). Изготовление таких пружин, однако, затруднитель-

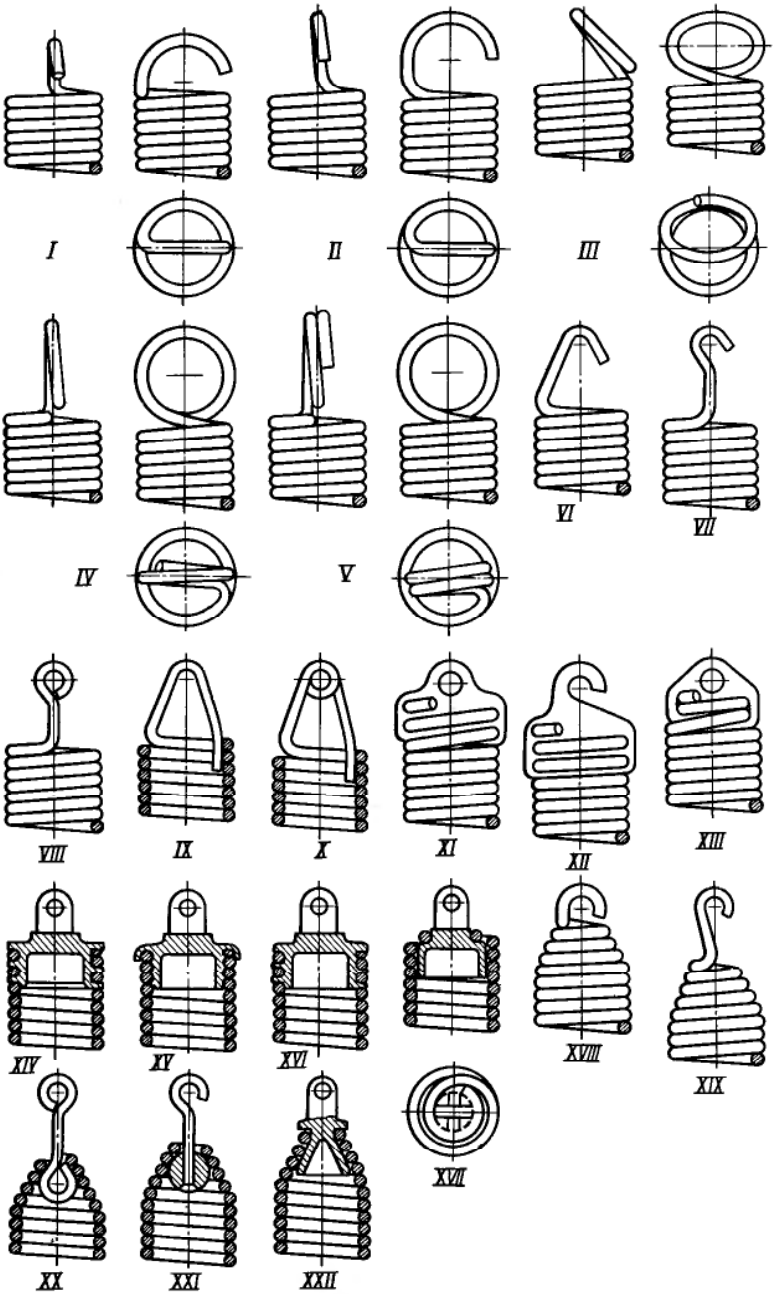


Рис. 893. Зацепы пружин растяжения

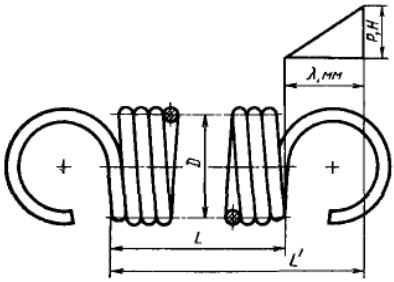


Рис. 894. Характеристика пружины растяжении

но, особенно при закладных зацепах, когда навивка конусного конца пружины должна производиться при заранее установленном в пружине зацеле.

Из представленных на рис. 893 конструкций наибольшей прочностью отличается конструкция с коническим зацепом (рис. 893, *XXII*). Конус зацепа следует (с учетом упругих деформаций конечных витков) делать несколько более пологим, чем внутренний конус витков.

Пружины растяжения рассчитывают по тем же формулам, что и пружины сжатия. Наличие изгибающих напряжений в зацепах и витках пружины (при внецентренном приложении нагрузки) учитывают снижением расчетных напряжений в 1,2—1,5 раза по сравнению с напряжениями, допускаемыми для пружин сжатия центрального нагружения.

На рис. 894 изображена характеристика пружины растяжения. На рис. 895 показана характеристика пружины с начальным натяжением (пружины с межвитковым давлением).

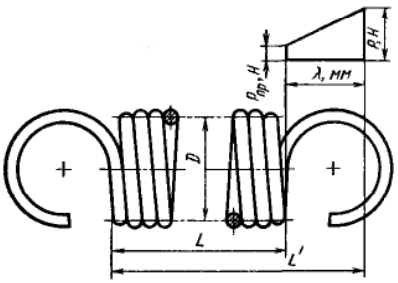


Рис. 895. Характеристика пружины растяжения с межвитковым давлением

Длина рабочей части пружины растяжения определяется из выражения

$$L = d(i + 1),$$

где i — число рабочих витков.

Длина рабочей части пружины в растянутом состоянии

$$L' = L + \lambda,$$

где λ — упругое перемещение пружины.

Длина развертки пружины

$$L_{\text{разв}} = \frac{i\pi D}{\cos\alpha} + L_з,$$

где α — угол подъема витков $\left(\operatorname{tg}\alpha = \frac{d}{\pi D}\right)$;

$L_з$ — развернутая длина зацепов.

Приближенно можно считать, что

$$L_{\text{разв}} = i\pi D + L_з.$$

Пружины растяжения обычно устанавливают с предварительным натягом, обеспечивающим замыкание стягиваемых деталей на упор в начальном положении. Сила предварительного натяга определяется условиями работы механизма. Шаг витков в состоянии предварительного натяга делают не меньше 1,5—2 диаметров проволоки с учетом возможности вытяжки зацепов в эксплуатации.

При растяжении диаметр пружины несколько уменьшается вследствие увеличения угла наклона витков.

ПРУЖИНЫ КРУЧЕНИЯ

Пружины кручения применяются для восприятия крутящего момента, прилагаемого к торцу пружины. Под действием крутящего момента витки подвергаются изгибу в плоскости действия момента и, в незначительной степени, кручению, влияние которого не принимают во внимание.

Для восприятия рабочего и реактивного крутящего момента на торцах пружины предусматривают упоры (рис. 896). Пружины работают устойчивее, если рабочий момент скручивает пружину (рис. 896, *II*), а не раскручивает (рис. 896, *I*). Соответственно следует выбирать направление навивки и расположение упоров. При крутящем моменте, направленнном по часовой стрелке (если смотреть на торец пружины), навивка должна быть левой, и наоборот.

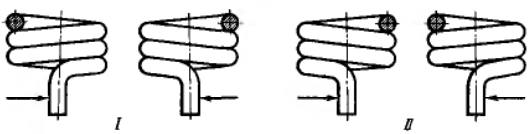


Рис. 896. Направление навивки и расположение упоров пружин кручения

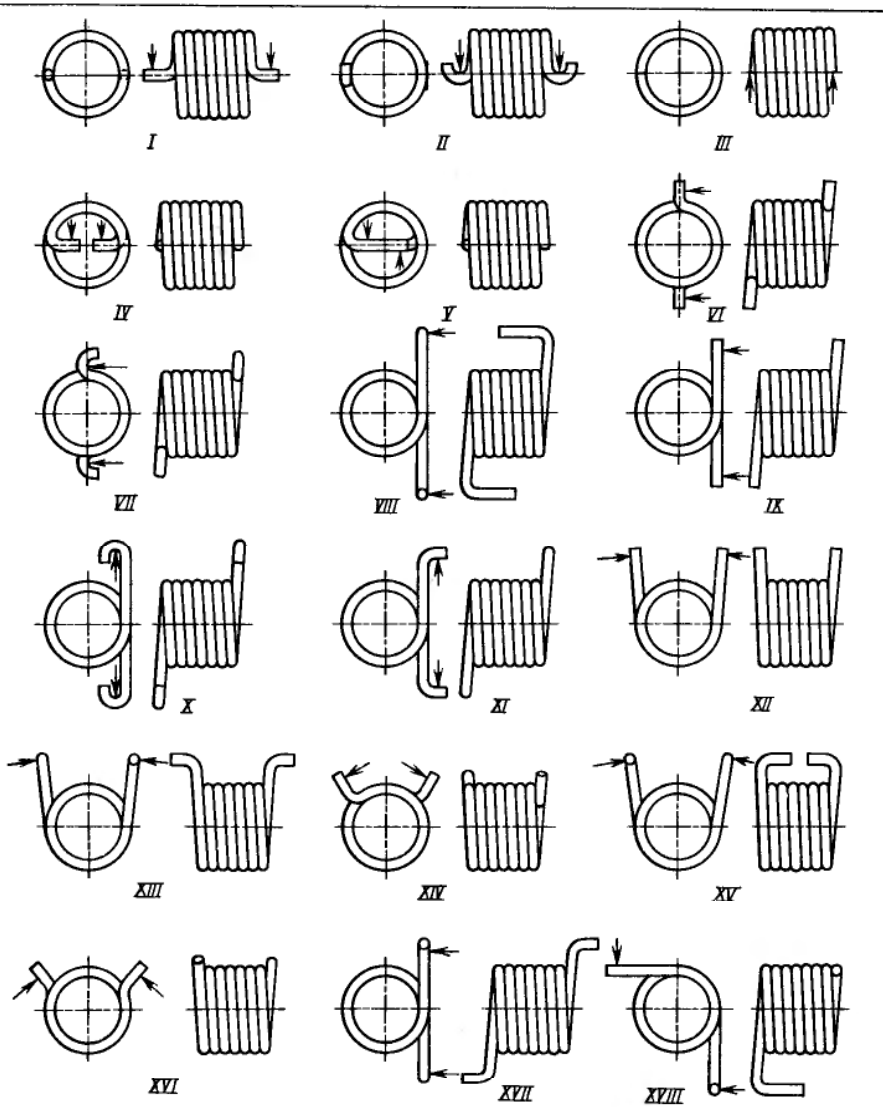


Рис. 897. Способы заправки концов пружин кручения

Пружины кручения навивают вплотную или с небольшим зазором между витками во избежание трения между витками, а также с учетом деформации пружины при скручивании.

На рис. 897, *I – XVIII* изображены основные способы заправки концов пружин для восприятия крутящего момента.

При установке пружина должна быть центрирована. Центрирование по всей длине пружины (рис. 898, *I*) нежелательно, так как диаметр пружины при скручивании уменьшается (при соблюдении изложенного выше правила направления навивки), и витки пружины ложатся на центрирующий штырь. Лучше всего центрировать крайние витки пружины (рис. 898, *II*) на длине не менее полутора – двух диаметров проволоки. При плотном центрировании опорные витки должны рассматриваться как нерабочие.

Пользуясь свойством уменьшения диаметра при скручивании, можно придать пружине переменную жесткость путем введения профильных центрирующих элементов. В конструкции на рис. 898, *III* центрирующей втулке

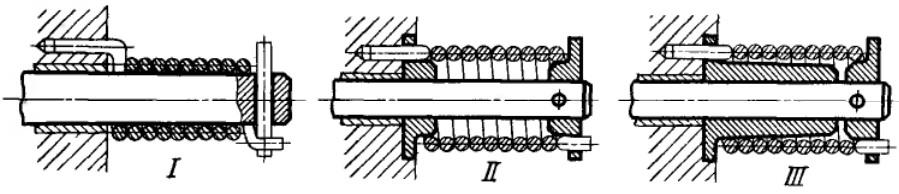


Рис. 898. Центрирование пружин кручении:
I – неправильное; *II* – правильное; *III* – конической втулкой

придана форма конуса. По мере закручивания витки пружины последовательно ложатся на конус, вследствие чего жесткость пружины с увеличением угла закручивания возрастает. Пружины кручения рассчитывают по следующим формулам.

Максимальное напряжение изгиба в витках пружины

$$\sigma = \frac{kM}{W_в},$$

где M – крутящий момент; $W_в$ – момент сопротивления изгибу.

Для круглой проволоки диаметра d

$$\sigma = \frac{kM \cdot 32}{\pi d^3} \approx 10\frac{kM}{d^3}. \qquad (411)$$

Для проволоки квадратного сечения со стороной квадрата a

$$\sigma = 6\frac{kM}{a^3}. \qquad (412)$$

Коэффициент

$$k = \frac{4c-1}{4c-4},$$

где c – индекс пружины ($c = D/d = D/a$).

График зависимости коэффициента k от c показан на рис. 899.

Допускаемые напряжения изгиба на 20–30% больше допускаемых напряжений кручения в пружинах сжатия. В среднем $[\sigma] = 500 \div 750$ МПа.

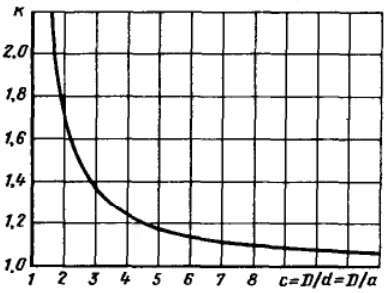


Рис. 899. К расчету пружин кручении

Угол закручивания пружины определяется из следующих выражений:

для проволоки круглого сечения

$$\varphi = \frac{M \cdot 64Di}{Ed^4} = \frac{2\pi Di}{Edk}\,\sigma \text{ рад}; \qquad (413)$$

$$\varphi = 360^\circ \frac{Di}{Edk}\,\sigma \text{ град}, \qquad (414)$$

где E – модуль упругости первого рода; i – число рабочих витков;

для проволоки квадратного сечения

$$\varphi = \frac{M}{E}\frac{12\pi Di}{a^4} = \frac{2\pi Di}{Eak}\,\sigma \text{ рад}; \qquad (415)$$

$$\varphi = 360^\circ \frac{Di}{Eak}\,\sigma \text{ град}. \qquad (416)$$

Приведенные формулы не учитывают упругой деформации упорных концов пружины.

Предельно допустимый из условия устойчивости пружины угол закручивания

$$\varphi = 120^\circ \sqrt[4]{i} \text{ град}.$$

Потенциальная энергия, накапливаемая пружиной при закручивании,

$$U = \frac{M\varphi}{2},$$

где φ – угол, рад.

Длина рабочей части пружины в свободном состоянии (без учета длины упорных концов)

$$L = d(i+1) + \delta i,$$

где δ – зазор между витками.

Увеличение длины пружины при закручивании

$$\Delta L = \varphi \frac{D}{2}\sin\alpha,$$

где α – угол наклона витков пружины, определяемый из выражения $\operatorname{tg}\alpha = \frac{d+\delta}{\pi D}$ (δ – зазор между витками); φ – угол, рад.

Увеличение числа витков при закручивании $\Delta i = \frac{\varphi}{2\pi}$.

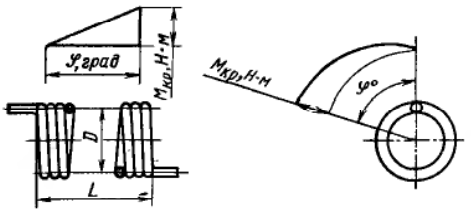


Рис. 900. Способы изображения характеристик пружин кручения

Уменьшение диаметра пружины при закручивании определяется из условия равенства длины проволоки до и после закручивания:

$$L = i\frac{\pi D}{\cos\alpha} = \frac{\pi D'}{\cos\alpha}(i + \Delta i),$$

где D' – диаметр пружины после закручивания.

Отсюда

$$D' = \frac{D}{1 + \dfrac{\Delta i}{i}} = \frac{D}{1 + \dfrac{\varphi}{2\pi i}}.$$

Длина развертки пружины

$$L_{разв} = \frac{i\pi D}{\cos\alpha} + l,$$

где l – развернутая длина упорных концов пружины.

Приближенно можно считать, что

$$L_{разв} = i\pi D + l.$$

На рис. 900 показаны способы изображения характеристик пружины кручения (в двух вариантах).

Пружины кручения нередко применяются для восприятия поперечных сил (рис. 901).

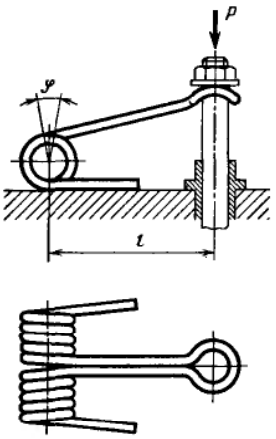


Рис. 901. Применение пружин кручения для восприятия поперечной силы

Упругая деформация рабочего конца пружины определяется из следующего выражения:

$$\lambda = \varphi l + \frac{Pl^3}{3EJ},$$

где l – длина рабочего конца пружины; J – момент инерции сечения рабочего конца пружины; φ – угол закручивания пружины (в рад), определяемый по формуле (413) с подстановкой (для случая, изображенного на рис. 901) $M = \dfrac{Pl}{2}$ и $i = \dfrac{i_{общ}}{2}$ ($i_{общ}$ – общее число витков для обеих сторон пружины).

МНОГОЖИЛЬНЫЕ ПРУЖИНЫ

В последнее время снова начали применять давно известные в технике, но мало применяемые многожильные пружины, состоящие из нескольких проволок (жил), свитых в канаты (рис. 902, *I* – *V*), из которых навиваются пружины (сжатия, растяжения, кручения). Концы каната обваривают во избежание расплетки жил. Угол свивки δ (см. рис. 902, *I*) обычно делают равным 20 – 30°.

Направление свивки троса выбирают с таким расчетом, чтобы трос при упругой деформации пружины скручивался, а не раскручивался. Пружины сжатия с правым подъемом витков делают из канатов левой свивки, и наоборот. У пружин растяжения направление свивки и наклон витков должны совпадать. В пружинах кручения направление свивки безразлично.

Плотность свивки, шаг свивки и технология свивки оказывают большое влияние на упругие характеристики многожильных пружин. После свивки каната происходит упругая отдача, жилы отходят друг от друга. Навивка пружин, в свою очередь, изменяет взаимное расположение жил витков.

В свободном состоянии пружины между жилами практически всегда имеется просвет. В начальных

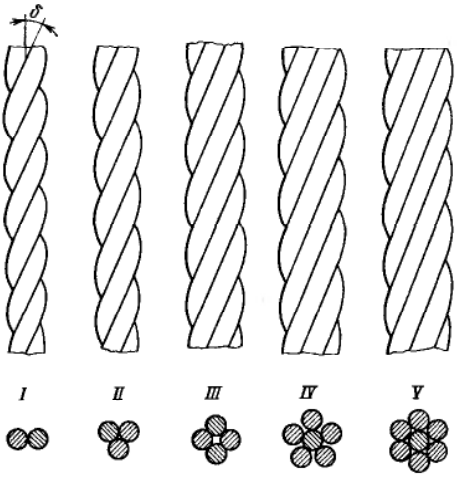


Рис. 902. Многожильные канаты

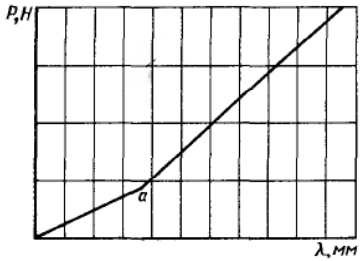


Рис. 903. Характеристика многожильной пружины сжатия

стадиях нагружения пружины жилы работают как отдельные проволоки; ее характеристика (рис. 903) имеет пологий вид. При дальнейшем увеличении нагрузок трос скручивается, жилы смыкаются и начинают работать как одно целое; жесткость пружины возрастает. По этой причине характеристики многожильных пружин имеют точку перелома *a*, соответствующую началу смыкания витков.

Преимущество многожильных пружин обусловлено следующим. Применение нескольких тонких проволок вместо одной массивной позволяет повысить расчетные напряжения в силу присущей тонким проволокам повышенной прочности. Виток, составленный из жил малого диаметра, обладает большей податливостью, чем эквивалентный массивный виток, отчасти благодаря повышенным допускаемым напряжениям, а главным образом, благодаря более высокому значению для каждой отдельной жилы индекса $c = \frac{D}{d}$, резко влияющего на жесткость.

Пологая характеристика многожильных пружин может оказаться полезной в ряде случаев, когда требуется в ограниченных осевых и радиальных габаритах получить большие упругие деформации.

Другая отличительная особенность многожильных пружин – повышенная демпфирующая способность, обусловленная треннем между витками при упругой деформации. Поэтому такие пружины могут быть использованы для рассеивания энергии, при толчкообразных нагрузках, для гашения колебаний, возникающих при таких нагрузках; они также способствуют самозатуханию резонансных колебаний витков пружины.

Однако повышенное трение вызывает износ витков, сопровождающийся снижением сопротивления усталости пружины.

При сравнительной оценке гибкости многожильных пружин и однопроволочных пружин часто допускают ошибку, сравнивая между собой пружины с одинаковой площадью сечения (суммарной для многожильных) витков.

При этом не учитывают то обстоятельство, что нагрузочная способность многожильных пружин при прочих равных условиях меньше, чем однопроволочных пружин, и она уменьшается с увеличением числа жил.

В основу оценки надо положить условие равной нагрузочной способности. Только при этом правильно выявляются сравнительные достоинства многожильных и однопроволочных пружин, а также сравнительные достоинства многожильных пружин с различным числом жил. При этой оценке преимущества многожильных пружин выглядят более скромными, чем можно было бы ожидать.

Сравним податливость многожильных пружин и однопроволочной пружины при одинаковых среднем диаметре, числе витков, силе (нагрузке) P и запасе прочности.

Будем в первом приближении рассматривать многожильную пружину как ряд параллельно работающих пружин с витками малого сечения.

Диаметр d' жилы многожильной пружины при этих условиях связан с диаметром d массивной проволоки соотношением

$$\frac{d'}{d} = \sqrt[3]{\frac{1}{n}} \sqrt[3]{\frac{[\tau]k}{[\tau']k'}}, \qquad (417)$$

где n – число жил; $[\tau]$ и $[\tau']$ – допустимые напряжения сдвига; k и k' – коэффициенты формы пружины [1] (их индекс).

Ввиду близости величин $\sqrt[3]{\frac{[\tau]}{[\tau']}}$ и $\sqrt[3]{\frac{k}{k'}}$ к единице можно записать

$$\frac{d'}{d} \approx \sqrt[3]{\frac{1}{n}}. \qquad (418)$$

Отношение масс сравниваемых пружин

$$\frac{m'}{m} = \left(\frac{d'}{d}\right)^2 n$$

или с подстановкой величины $\frac{d'}{d}$ из уравнения (418)

$$\frac{m'}{m} = n^{1/3}.$$

Значения отношений $\frac{d'}{d}$ и $\frac{m'}{m}$ в зависимости от числа жил приведены ниже.

n	2	3	4	5	6	7
d'/d	0,8	0,7	0,63	0,58	0,55	0,53
m'/m	1,25	1,43	1,6	1,7	1,8	1,9

Как видно, уменьшение диаметра проволоки у многожильных пружин вовсе не так велико, чтобы дать существенный выигрыш в прочности даже в области малых значений d и d' (кстати говоря, это обстоятельство оправдывает сделанное выше допущение о близости фактора $\sqrt[3]{\frac{[\tau]}{[\tau']}}$ к единице).

Отношение деформации λ' многожильной пружины к деформации λ пружины из целой проволоки

$$\frac{\lambda'}{\lambda} = \frac{d}{d'}\frac{k}{k'}\frac{\tau'}{\tau}.$$

Подставляя в это выражение $\frac{d'}{d}$ из уравнения (417), получаем

$$\frac{\lambda'}{\lambda} = n^{1/3}\left(\frac{[\tau']}{[\tau]}\right)^{4/3}\left(\frac{k}{k'}\right)^{4/3}$$

[1] Индекс относится к случаю многожильных пружин.

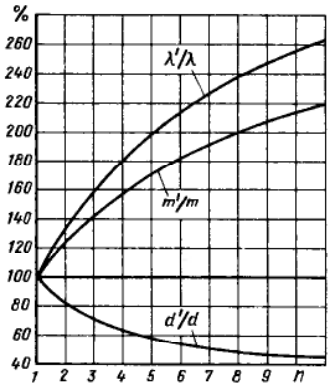


Рис. 904. Относительные деформации λ'/λ, масса m'/m и диаметр d'/d проволоки пружин растяжения-сжатия равной нагрузочной способности в зависимости от числа n жил

Значение $\frac{[\tau']}{[\tau]}$, как указано выше, близко к единице. Поэтому

$$\frac{\lambda'}{\lambda} = n^{1/3}\left(\frac{k}{k'}\right)^{4/3}.$$

Подсчитанные из этого выражения значения $\frac{\lambda'}{\lambda}$ для различного числа жил n приведены ниже (при определении принято для k исходное значение $k = 6$).

n	2	3	4	5	6	7
λ'/λ	1,35	1,57	1,82	2	2,15	2,25

Как видно, при исходном допущении равенства нагрузки переход на многожильные пружины обеспечивает при реальных значениях числа жил выигрыш в податливости 35 – 125%.

На рис. 904 приведена сводная диаграмма изменения факторов d'/d; λ'/λ и m'/m для равнонагруженных и равнопрочных многожильных пружин в зависимости от числа жил.

Наряду с увеличением массы по мере увеличения числа жил следует учитывать увеличение диаметра сечения витков. Для числа жил в пределах $n = 2 \div 7$ диаметр сечения витков в среднем на 60% больше диаметра эквивалентной целой проволоки. Это приводит к тому, что для сохранения просвета между витками приходится увеличивать шаг и общую длину пружин.

Выигрыш в податливости, обеспечиваемый многожильными пружинами, вполне можно получить в однопроволочной пружине. Для этого одновременно увеличивают диаметр D пружины; уменьшают диаметр d проволоки; повышают уровень напряжений (т. е. применяют качественные стали). В конечном счете равноподатливая однопроволочная пружина будет обладать меньшим весом, меньшими габаритами и будет значительно дешевле многожильной пружины вследствие сложности изготовления многожильных пружин. К этому можно добавить следующие недостатки многожильных пружин:

1) невозможность (у пружин сжатия) правильной заправки концов (сошлифовыванием торцов пружины), обеспечивающей центральное приложение нагрузки; всегда имеется некоторая внецентренность нагрузки, вызывающая дополнительный изгиб пружины;

2) сложность изготовления;

3) рассеивание характеристик по технологическим причинам; затруднительность получения устойчивых и воспроизводимых результатов;

4) износ жил в результате трения между витками, наступающий при многократно повторенных деформациях пружин и вызывающий резкое падение сопротивления усталости пружин. Последний недостаток исключает применение многожильных пружин при длительном циклическом нагружении.

Многожильные пружины применимы при статической нагрузке и при периодической динамической нагрузке с ограниченным числом циклов.

КОЛЬЦЕВЫЕ ПРУЖИНЫ

Кольцевые пружины состоят из набора чередующихся колец с наружными и внутренними коническими поверхностями (рис. 905, *I*).

Осевая сила, приложенная к пружинам, вызывает на конических поверхностях большие давления, которые заставляют наружные кольца расширяться, а внутренние сжиматься. Сравнительно малые радиальные деформации колец благодаря малому углу конусности преобразуются в значительные осевые перемещения колец. Сумма осевых перемещений всех колец составляет осадку пружины.

Для увеличения упругости кольцам придают корытообразное сечение (рис. 905, *II*). На рис. 905, *III* изображена рассчитанная на восприятие больших осевых нагрузок кольцевая пружина, состоящая из двух концентрических наборов колец.

Угол конуса β (рис. 906) делают несколько большим угла трения φ ($\operatorname{tg}\varphi = f$, где f – коэффициент трения скольжения) с таким расчетом, чтобы при уменьшении или снятии нагрузки силы упругости, созданные в кольцах предшествующим нагружением, могли преодолеть силы трения и вызвать обратное перемещение колец, т. е. расправление пружины.

Для пары сталь по стали $f = 0{,}12 \div 0{,}15$, а $\varphi = 7 \div 9°$. Практически угол конусности β выбирают равным $12 - 15°$.

Силы трения, возникающие при перемещениях колец, обусловливают высокую демпфирующую способность кольцевых пружин. Примерно 60% энергии, воспринимаемой пружиной за цикл нагружения, переходит в необратимую работу трения и рассеивается в виде теплоты в окружающую атмосферу. По существу кольцевая пружина представляет собой совмещение пружины и фрикционного демпфера. Кольцевые пружины незаменимы при периодических ударных нагрузках, когда не-

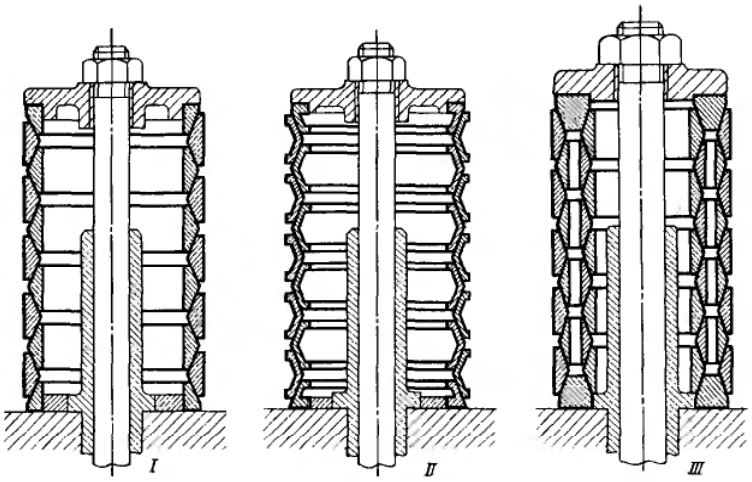


Рис. 905. Кольцевые пружины

обходимо, наряду с упругой амортизацией, обеспечить поглощение энергии удара и предупредить колебания системы.

Применение кольцевых пружин, напротив, противопоказано в случаях, когда пружина должна работать как аккумулятор, накапливающий энергию в цикле нагружения и отдающий ее в цикле разгружения (наиболее частый случай работы пружины). Здесь все преимущества на стороне обычных спиральных пружин, обладающих малым упругим гистерезисом и энергетически представляющих собой аккумулятор с почти стопроцентным коэффициентом полезного действия. Кольцевые пружины применяют преимущественно как пружины сжатия. При помощи реверсора (см. рис. 892) их можно применить также для восприятия растягивающих сил.

Изготовление кольцевых пружин гораздо сложнее, чем спиральных витых пружин. Для достижения максимальной прочности кольца должны изготовляться из индивидуальных заготовок, подвергнутых горячей обработке давлением (для создания нужного направления волокон) и последующей калибровке (вальцовкой или чеканкой) для придания окончательных размеров. При изготовлении колец точением из прутка или из трубы механические качества снижаются из-за неблагоприятного расположения волокон. После термообработки кольца прошлифовывают по рабочим коническим поверхностям и подвергают дробеструйной обработке или обкатыванию роликами.

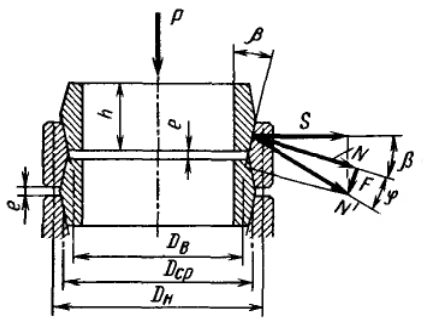


Рис. 906. К расчету кольцевых пружин

Расчетными напряжениями для кольцевых пружин являются напряжения растяжения в наружных кольцах и напряжения сжатия во внутренних кольцах.

Под действием осевой нагрузки на конических поверхностях колец возникают силы, распределенные по окружности кольца. На рис. 906 эти силы на одной конической поверхности условно сведены в точку на меридиональном сечении пружины.

В результате сложения с силой трения $F = Nf$ сила N, перпендикулярная к образующей конической поверхности, отклоняется на угол φ, тангенс которого $\operatorname{tg}\varphi = \dfrac{F}{N} = f$.

Результирующая сила N' определяется из условия равенств осевых составляющих сил N' действующей силе P:

$$P = N' \sin(\beta + \varphi),$$

отсюда

$$N' = \frac{P}{\sin(\beta + \varphi)}.$$

Распределенная нагрузка q' от этой силы, действующая по окружности кольца,

$$q' = \frac{P}{\pi D_{ср} \sin(\beta + \varphi)}, \qquad (419)$$

где $D_{ср}$ – средний диаметр пружины.

Наружное кольцо растягивается распределенными силами s – радиальными составляющими сил q', действующих на нижней и верхней конических поверхностях.

Таким образом, распределенная нагрузка $s_р$, растягивающая кольцо (и действующая подобно давлению), равна

$$s_р = 2q' \cos(\beta + \varphi).$$

Подставляя в это выражение значение q' из уравнения (419), получаем

$$s_р = \frac{2P}{\pi D_{ср} \operatorname{tg}(\beta + \varphi)}.$$

Растягивающее напряжение в наружном кольце

$$\sigma_р = \frac{s_р D_{ср}}{2F_н} = \frac{P}{\pi F_н \operatorname{tg}(\beta + \varphi)}, \qquad (420)$$

где $F_н$ – площадь сечения наружного кольца.

Аналогично, напряжение сжатия во внутреннем кольце

$$\sigma_{сж} = \frac{P}{\pi F_в \operatorname{tg}(\beta + \varphi)}, \qquad (421)$$

где $F_в$ – площадь сечения внутреннего кольца.

Удлинение наружного кольца

$$\Delta_{окр} = \pi D_н \frac{\sigma_р}{E},$$

где $D_н$ – средний диаметр кольца; E – модуль упругости материала кольца.

Увеличение диаметра кольца

$$\Delta_н = \frac{\Delta_{окр}}{\pi} = D_н \frac{\sigma_р}{E}.$$

Уменьшение диаметра внутреннего кольца

$$\Delta_в = D_в \frac{\sigma_{сж}}{E},$$

где $D_в$ – средний диаметр внутреннего кольца.

Осевое перемещение наружного кольца относительно внутреннего кольца

$$\delta = \frac{\Delta_н + \Delta_в}{2 \operatorname{tg}\beta} = \frac{1}{2E \operatorname{tg}\beta} \quad (D_н \sigma_р + D_в \sigma_{сж}).$$

Подставляя в это выражение значения $\sigma_р$ и $\sigma_{сж}$ из уравнений (420) и (421), получаем

$$\delta = \frac{P}{2\pi E \operatorname{tg}\beta \operatorname{tg}(\beta + \varphi)} \left(\frac{D_н}{F_н} + \frac{D_в}{F_в} \right).$$

При равенстве площадей сечений наружного и внутреннего колец ($F_н = F_в = F$), иначе говоря, при равенстве абсолютных величин напряжений в наружном и внутреннем кольпах ($\sigma_р = \sigma_{сж} = \sigma$)

$$\delta = \frac{P}{2\pi E F \operatorname{tg}\beta (\beta + \varphi)} (D_н + D_в) =$$

$$= \frac{\sigma}{E \operatorname{tg}\beta} \frac{D_н + D_в}{2} = \frac{\sigma}{E \operatorname{tg}\beta} D_{ср},$$

где $D_{ср}$ – средний диаметр пружины.

Под действием силы P полная осадка пружины

$$\lambda = (i - 1)\delta = \frac{\sigma(i - 1)}{E \operatorname{tg}\beta} D_{ср}, \qquad (422)$$

где i – общее число колец пружины, включая опорные.

Эта формула справедлива, если опорные кольца участвуют в работе пружины, упруго сжимаясь под действием нагрузки, и если напряжения в них равны напряжениям в рабочих кольцах (для этого нужно, чтобы сечение опорных колец было в 2 раза меньше сечения рабочих колец).

Если опорные кольца – внутренние и плотно центрированы в тарелках пружины (см. рис. 905, *I*), т. е. лишены возможности сжиматься, то формула (422) принимает следующий вид:

$$\lambda = \frac{\sigma}{E \operatorname{tg}\beta} [D_{ср}(i - 3) + D_н]. \qquad (423)$$

Энергия, поглощаемая пружиной при одном цикле нагружение – разгрузка,

$$U = \zeta \frac{P\lambda}{2},$$

где $\zeta = 0{,}6 \div 0{,}7$ – коэффициент рассеяния энергии.

Высоту колец h (см. рис. 906) обычно делают равной $(3 - 5)\ b_{ср}$ ($b_{ср}$ – средняя толщина колец). Отношение $\frac{D_{ср}}{b_{ср}}$ обычно заключено в пределах 15 – 30.

Торцовые зазоры e между кольцами (см. рис. 906) должны быть согласованы с рабочей осадкой пружины. Сумма зазоров e, равная $(i - 2)e$, должна быть или несколько больше максимальной осадки пружины λ_{max}, или равна ей, если желательно создать жесткий упор во избежание перенапряжения колец при случайном превышении расчетной нагрузки. Это приводит к соотношению

$$e \geqslant \frac{\lambda_{max}}{i - 2}.$$

Общая длина пружины в свободном состоянии (при односторонних опорных кольцах)

$$L = \frac{i-1}{2}(h+e) + \lambda_{max}.$$

Допускаемые напряжения для кольцевых пружин принимаются равными в среднем 300 – 400 МПа.

Рабочие поверхности колец должны быть хорошо смазаны. У пружин многократного и частоповторного высокочастотного действия следует предусматривать средства отвода теплоты, образующейся при трении.

ТАРЕЛЬЧАТЫЕ ПРУЖИНЫ

Тарельчатые пружины применяют для восприятия значительных сил при небольших перемещениях.

Основной тип тарельчатых пружин – коническая шайба (рис. 907, *I*), получаемая штамповкой на конус заготовок из листовой пружинной стали.

Шайбы выполняют толщиной от 1 до 20 мм, диаметром от 30 до 300 мм, с отношением $d/D = 0{,}5 \div 0{,}3$ и углом конуса $\theta = 2 \div 6°$.

Торцы шайбы прошлифовывают на плоскость для образования кольцевых опорных площадок.

При приложении центральной нагрузки шайба подвергается изгибу; торцы шайбы сближаются [обычно в пределах $(0{,}5-0{,}8)f$; f – высота усеченного конуса шайбы].

Близки к коническим пружинам сферические тарельчатые пружины (рис. 907, *II*). Другие разновидности пружинных шайб представлены на рис. 907, *III* – *VIII*.

Для увеличения податливости шайбы снабжают гофрами (рис. 907, *VII*, *VIII*).

Фасонные пружинные шайбы изготавливают штамповкой (вхолодную или вгорячую в зависимости от толщины заготовки и конфигурации пружины) и подвергают типовой для данной стали термической обработке (закалка и средний отпуск).

При изготовлении точением из цилиндрических заготовок прочность шайб резко снижается.

Набором нескольких шайб можно получить пружины повышенной податливости (рис. 908, *I*, *II*, *III*), часто применяемые в качестве буферов и амортизаторов для восприятия больших нагрузок.

Шайбы с облегчающими вырезами (рис. 908, *IV*), звездчатые (рис. 908, *V*) и гофрированные (рис. 908, *VI*, *VII*) позволяют получить пружины, приближающиеся по податливости к цилиндрическим витым пружинам.

Конические шайбы с малым углом конусности и слабосферические шайбы рассчитываются в первом приближении как круглые пластинки, опертые по краям и нагруженные центральной силой.

Расчет гофрированных и фасонных шайб сложен; упругие характеристики таких шайб и допускаемые нагрузки определяются по большей части опытным путем.

Пружины, работающие в коррозионных средах, иногда выполняют в виде сильфонов с однослойными или многослойными стенками (рис. 908, *VIII*), изготавливаемых из тонколистовой латуни или бронзы.

ТОРСИОНЫ

Простейшим видом пружины кручения является торсион – цилиндрический стержень, заделываемый концами в детали, подвергающихся упругому угловому смещению. Заделка

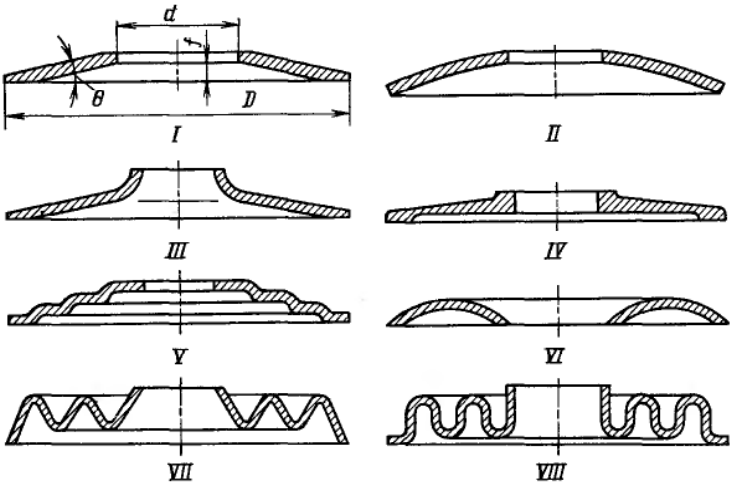


Рис. 907. Пружинные шайбы

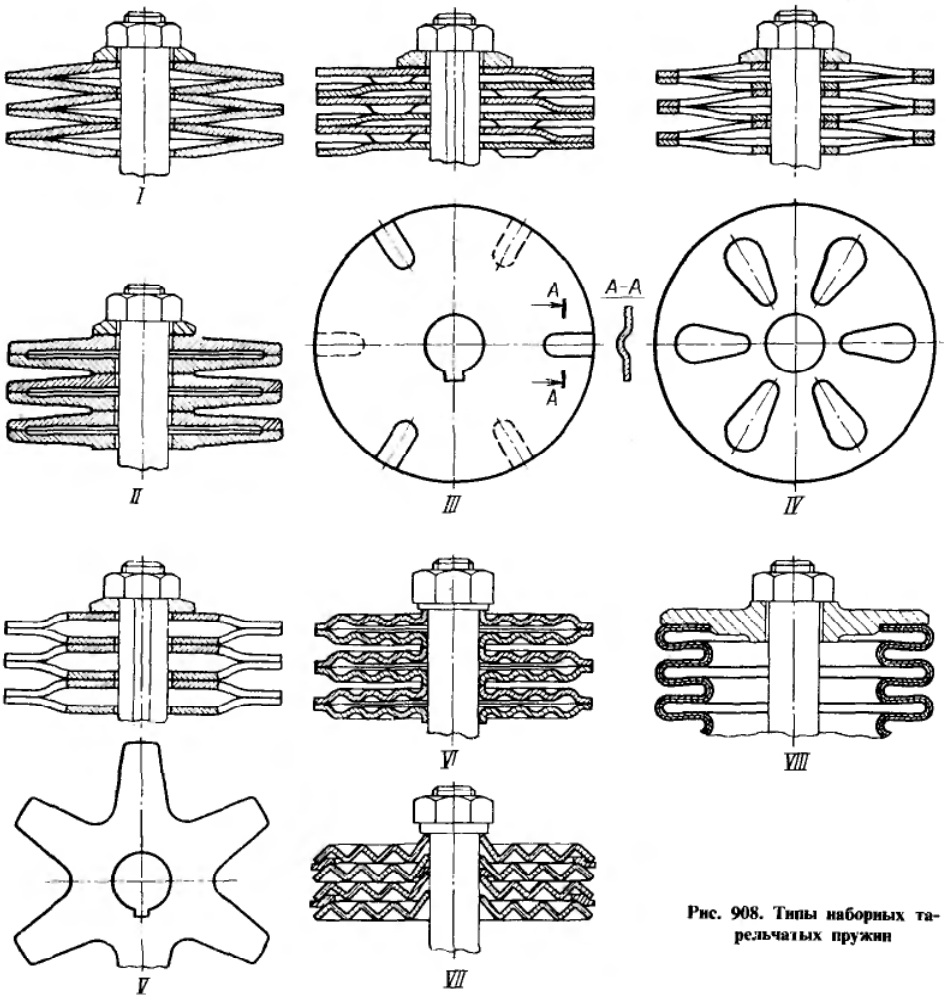


Рис. 908. Типы наборных тарельчатых пружин

чаще всего производится при помощи шлицевого соединения. Типичная конструкция торсиона представлена на рис. 909. Угол закручивания цилиндрического торсиона

$$\varphi = \frac{Ml \cdot 32}{G\pi d^4} \approx 10\frac{Ml}{Gd^4} \text{ рад} \qquad (424)$$

или

$$\varphi = \frac{360^\circ}{2\pi} 10\frac{Ml}{Gd^4} \text{ град}, \qquad (425)$$

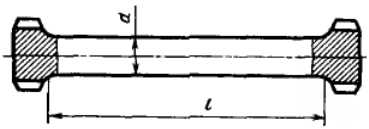


Рис. 909. Торсионная рессора

где M – действующий на торсион момент, Н·мм; l – рабочая длина торсиона, мм; d – диаметр рабочего участка торсиона, мм; G – модуль сдвига, МПа.

Максимальное напряжение сдвига (на периферийных волокнах сечения)

$$\tau = \frac{M}{W} = \frac{M \cdot 16}{\pi d^3} \approx 5\frac{M}{d^3}. \qquad (426)$$

Момент, воспринимаемый торсионом,

$$M = 0{,}2d^3[\tau]. \qquad (427)$$

Подставляя это выражение в формулу (425), получаем

$$\varphi = \frac{2l[\tau]}{Gd} \text{ рад}. \qquad (428)$$

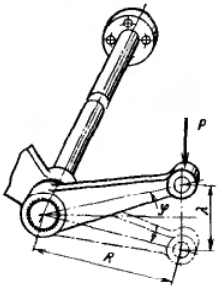


Рис. 910. Торсионная рессора для восприятия поперечной силы

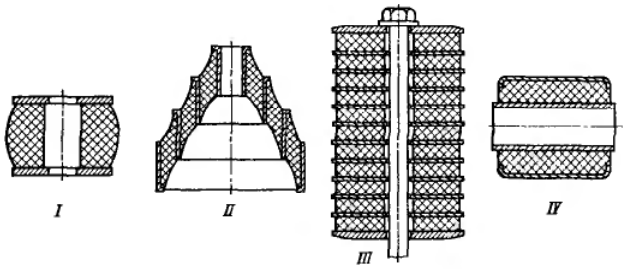


Рис. 911. Резиновые амортизаторы

Допустимое напряжение сдвига $[\tau]$ в торсионах, изготовленных из пружинных сталей, составляет 400 – 600 МПа.

Как видно из выражения (428), угол закручивания при заданном τ всецело определяется отношением l/d.

Применение торсионов особенно выгодно в случаях соединения полых соосных деталей, например пустотелых валов, когда торсионам можно придать значительную длину. Угол закручивания торсиона в этих случаях может достигать величины порядка нескольких десятков градусов.

Благодаря конструктивной простоте и малым радиальным габаритам торсионы широко применяют в современном машиностроении в качестве средства упругой связи между вращающимися деталями, например для амортизации неравномерности момента в поршневых машинах. Вместе с тем торсионы являются хорошим средством компенсации несоосности и перекосов соединяемых деталей. Торсионы применяют так же как заменители пружин сжатия и листовых рессор для восприятия поперечных нагрузок. Для этого один из концов торсиона заделывают неподвижно в корпусе, а другой конец снабжают рычагом, воспринимающим поперечную силу (рис. 910). Подобные конструкции применяют, например, для упругой подвески колес автомобилей, для привода клапанов поршневых двигателей и т. д.

Упругое перемещение оконечности рычага по направлению действия рабочей нагрузки для случая, изображенного на рис. 910, равно

$$\lambda = 2R \sin \frac{\varphi}{2},$$

где φ – угол, определяемый по уравнению (425).

РЕЗИНОВЫЕ АМОРТИЗАТОРЫ

Резина обладает ценными качествами как амортизационный материал: очень высоким удлинением, большим внутренним трением, обусловливающим эффективное гашение вибраций. Модуль упругости резины весьма низок (8 – 10 МПа), примерно в 20 000 раз меньше, чем у стали. Прочность на разрыв в среднем 10 – 20 МПа.

Резиновые амортизаторы применяют для упругой подвески машин и агрегатов, для восприятия толчков и ударов в ходовых механизмах транспортных машин и т. д.

Некоторые конструкции резиновых амортизаторов приведены на рис. 911, *I* – *IV*. Амортизатор, изображенный на рис. 911, *III*, состоит из ряда резиновых пластин, разделенных металлическими шайбами, и отличается большим упругим ходом и высоким внутренним трением.

В транспортном машиностроении широко применяют цилиндрические амортизаторы (рис. 911, *IV*), состоящие из резиновой втулки, привулканизованной к наружной и внутренней металлическим обоймам. Их называют иногда сайлент-блоками (бесшумными блоками). Такие амортизаторы воспринимают как поперечные силы, так и момент. Они могут заменять подшипники скольжения, работающие при небольших угловых перемещениях. Сайлент-блоки устанавливают, например, в проушинах автомобильных рессор, на колесных осях и т. д.

ПРИЛОЖЕНИЯ

1. Сравнение классов точности по системе ОСТ с квалитетами по ЕСДП СЭВ для основных отверстий в валов

Класс точности по системе ОСТ		Квалитеты по ЕСДП СЭВ	Класс точности по системе ОСТ		Квалитеты по ЕСДП СЭВ
Основное отверстие	Основной вал		Основное отверстие	Основной вал	
09	1	5	4	4	11
1	2	6	5	5	12, 13
2	2а	7	7	7	14
2а	—	8	8	8	15
3	3	8, 9	9	9	16
3а	3а	10	10	10	17

2. Рекомендуемые замены полей допусков по системе ОСТ полими по СТ СЭВ 144—75 для размеров от 1 до 500 мм

По системе ОСТ		По ЕСДП СЭВ поле допуска	
Класс точности	Поле допуска	отверстий	валов
1	$(Пр2_1)$[1]	—	s5
	$(Пр1_1)$	—	r5
	$Г_1$	N6	n5
	$Т_1$	M6	m5
	$Н_1$	K6	k5
	$П_1$	J_6; J_s6	j5; j_s5
	$С_1 = А_1$	H6	h5
	$(С_1 = В_1)$		
	D_1	G6	g5
	$Х_1$	F6	f6
2	Гр	U8; T7*; U7; R8*	u7; t7*
	Пр	R7*; S7*	r6*; s6*
	(Пл)	—	p6*; r6*
	Г	N7	n6
	Т	M7	m6
	Н	K7	k6
	П	J7; J_s7	j6; j_s6
	С = А	H7	n6
	(С = В)		
	D	G7	g6
	Х	F8	f7
	Л	E8	e8
	Ш	D8	d8
	(ТХ)	—	c8
2а	$Пр2_{2а}$	U8	u8
	$(Пр1_{2а})$	—	s7
	$Г_{2а}$	N8	n7
	$Т_{2а}$	M8	m7

Продолжение табл. 2

По системе ОСТ		По ЕСДП СЭВ поле допуска	
Класс точности	Поле допуска	отверстий	валов
3	$(Пр3_3)$	—	z8*; x8*; u8*; zb8*; za8*
	$(Пр2_3)$	—	z8*; x8*; u8*
	$(Пр1_3)$	—	x8*; u8*; s7*; s8*
	$С_3 = А_3$	H8; H9	h8; h9
	$(С_3 = В_3)$		
	$Х_3$	F9; E9	f9; e9
	$Ш_3$	D9; D10	d9; d10
3а	$С_{3а} = А_{3а}$ $(С_{3а} = В_{3а})$	H10	h10
4	$С_4 = А_4$ $(С_4 = В_4)$	H11	h11
	$Х_4$	D11	d11
	$Л_4$	B11; C11*	b11; c11*
	$Ш_4$	A11; B11*	a11; b11*
5	$С_5 = А_5$ $(С_5 = В_5)$	H12; H13	h12; h13
	$Х_5$	B12	b12
7	$СМ_7$ $А_7$	J_s14 H14	j_s14 h14
8	$СМ_8$ $А_8$	J_s15 H15	j_s15 h15
9	$СМ_9$ $А_9$	J_s16 H16	j_s16 h16
10	$СМ_{10}$ $А_{10}$	J_s17 H17	j_s17 h17

[1] В скобках указаны посадки, применяемые только в системе вала.

Знаком * отмечены поля допусков по СТ СЭВ, которые могут быть использованы для замены полей допусков ОСТ в ограниченном диапазоне размеров (см. «Рекомендации по внедрению СТ СЭВ 144—75 и СТ СЭВ 145—75 на допуски и посадки гладких соединений с размерами до 3150 мм». М., «Стандарты», 1976, 52 с.).

3. Замена посадок по системе ОСТ ближайшими посадками по ЕСДП СЭВ при размерах от 1 до 500 мм

Система отверстия			Система вала		
Посадка системы ОСТ	Заменяющая посадка по ГОСТ 25347–82	Номинальные размеры, для которых рекомендуется замена, мм	Посадка системы ОСТ	Заменяющая посадка по ГОСТ 25347–82	Номинальные размеры, для которых рекомендуется замена, мм
$A_1/Пр2_1$	H6/s5	От 1 до 500	–	–	–
$A_1/Пр1_1$	H6/r5				
$A_1Г_1$	H6/p5 H6/n5	От 1 до 3 » 1 » 500	$Г_1/В_1$	N6/h5	От 1 до 500
$A_1/Т_1$	H6/n5 H6/m5	От 1 до 3 » 1 » 500	$Т_1/В_1$	M6/h5	
$A_1/Н_1$	H6/k5	От 1 до 500	$A_1/Н_1$	K6/h5	
$A_1/П_1$	H6/j_s5		$П_1/В_1$	J_s6/h5	
$A_1/С_1$	H6/h5		$С_1/В_1$	H6/h5	
$A_1/Д_1$	H6/g5		$Д_1/В_1$	G6/h5	
$A_1/Х_1$	H6/f6		$Х_1/В_1$	F7/h5	
А/Гр	H7/u7 H7/t6	От 1 до 500 Св. 24 » 500	Гр/В	U8/h6 T7/h6	От 1 до 500 Св. 24 » 500
А/Пр	H7/r6 H7/s6	От 1 до 120 Св. 80 » 500	Пр/В	R7/h6 S7/h6	От 1 до 150 Св. 50 » 500
А/Пл	H7/p6	От 1 до 120	–	–	–
	H7/r6	От 1 до 3 Св. 80 » 500			
А/Г	H7/p6 H7/n6	От 1 до 3 » 1 » 500	Г/В	M7/h6 N7/h6	От 1 до 3 » 1 » 500
А/Т	H7/n6 H7/m6	От 1 до 3 » 1 » 500	Т/В	K7/h6 M7/h6	От 1 до 3 » 1 » 500
А/Н	H7/k6	От 1 до 500	Н/В	J_s7/h6 K7/h6	От 1 до 3 » 1 » 500
А/П	H7/j_s6	От 1 до 500	П/В	J_s7/h6	От 1 до 500
А/С	H7/h6		С/В	H7/h6	
А/Д	H7/g6		Д/В	G7/h6	
А/Х	H7/f7		Х/В	F8/h6	
А/Л	H7/e8 H7/e7*			F7/h6	
			Л/В	E8/h6	
А/Ш	H7/d8		Ш/В	D8/h6	
А/ТХ	H7/c8		–	–	–
$A_{2a}/Пр2_{2a}$	H8/u8	От 1 до 500	$Пр2_{2a}/В_{2a}$	U8/h7	От 1 до 500
$A_{2a}/Пр1_{2a}$	H8/s7		–	–	–
$A_{2a}/Г_{2a}$	H8/n7		$Г_{2a}/В_{2a}$	N7/h7	От 1 до 500

Продолжение табл. 3

Система отверстия			Система вала		
Посадка системы ОСТ	Заменяющая посадка по ГОСТ 25347—82	Номинальные размеры, для которых рекомендуется замена, мм	Посадка системы ОСТ	Заменяющая посадка по ГОСТ 25347—82	Номинальные размеры, для которых рекомеидуется замена, мм
A_{2a}/T_{2a} A_{2a}/H_{2a} $A_{2a}/П_{2a}$ A_{2a}/C_{2a}	H8/m7 H8/k7 H8/j_s7 H8/h7	От 1 до 500	T_{2a}/B_{2a} H_{2a}/B_{2a} $П_{2a}/B_{2a}$ C_{2a}/B_{2a}	M8/h7 K8/h7 J_s8/h7 H8/h7	От 1 до 500
A_{2a}/X_{2a}	H8/f8				
$A_3/Пр3_3$	H8/z8 H8/x8 H8/u8	Св. 18 до 100 » 50 » 500 » 225 » 500	—	—	—
$A_3/Пр2_3$	H8/z8 H8/x8* H8/u8*	Св. 6 до 30 » 6 » 50 » 30 » 500			
$A_3/Пр1_3$	H8/x8 H8/u8* H8/s7	Св. 3 до 30 » 3 » 100 » 65 » 500	—	—	—
A_3/C_3	H8/h8* H9/h8; H8/h9 H9/h9	От 1 до 500	C_3/B_3	H8/h8* H9/h8; H8/h9 H9/h9	От 1 до 500
A_3/X_3	H9/f8*; H8/f9* H9/f9 H9/e8; H8/e9		X_3/B_3	F9/h8*; F8/h9* F9/h9 E9/h8; E8/h9	
$A_3/Ш_3$	H9/d9 H8/d9* H9/d10		$Ш_3/B_3$	D9/h9 D9/h8* D10/h8	
A_{3a}/C_{3a}	H10/h10		C_{3a}/B_{3a}	H10/h10	
A_4/C_4	H11/h11		C_4/B_4	H11/h11	
A_4/X_4	H11/d11		X_4/B_4	D11/h11	
$A_4/Л_4$	H11/b11	От 1 до 500	$Л_4/B_4$	B11/h11	От 1 до 500
	H11/c11	От 1 до 18 Св. 160 » 500		C11/h11	От 1 до 18 Св. 160 до 500
$A_4/Ш_4$	H11/a11	От 1 до 500	$Ш_4/B_4$	A11/h11	От 1 до 500
	H11/b11	От 1 до 18 Св. 200 » 500		B11/h11	От 1 до 18 Св. 200 » 500
A_5/C_5	H12/h12*	От 1 до 500	C_5/B_5	H12/h12*	От 1 до 500
A_5/X_5	H12/b12*		X_5/B_5	B12/h12*	

* Посадка ЕСДП обеспечивает дополнительный запас на износ или запас прочности по сравнению с заменяемой посадкой ОСТ.

Список литературы

Анисимов Н. Ф., Благов Б. Н. Проектирование литых деталей: Справочник. М., Машиностроение, 1967.

Аршинов В. А., Алексеев Г. А. Резание металлов и режущий инструмент. Изд. 2-е. М., Машиностроение, 1968.

Балакшин Б. С. Основы технологии машиностроения. Изд. 3-е. М., Машиностроение, 1969.

Бейзельман Р. Д., Цыпкин Б. В. Подшипники качения. М., Машиностроение, 1967.

Бидуля П. Н. Технология стальных отливок. М., Машгиз, 1961.

Богданов О. И., Дьячейко С. К. Расчет опор скольжения. Киев, Техніка, 1966.

Боуден Ф. П., Тейбор Д. Трение и смазка твердых тел: Пер. с англ. М., Машиностроение, 1968.

Вайнштейн В. Э., Трояновская Г. И. Сухие смазки и самосмазывающиеся материалы. М., Машиностроение, 1968.

Вейник А. И. Расчет отливок. М., Машиностроение, 1964.

Виноградов В. С. Технология производства сварных и паяных конструкций. М., Машиностроение, 1966.

Волынский А. Я. Конструирование чугунных деталей и их литейная технологичность. М., Машиностроение, 1964.

Воронков В. Д. Подшипники сухого трения. М., Машиностроение, 1968.

Гетьман А. А. Качество и надежность чугунных отливок. Л., Машиностроение, 1970.

Глизманенко Д. Л. Сварка и резка металлов. Изд. 3-е. М., Высшая школа, 1964.

Иванов С. М., Красновский А. А. Техника, эстетика, труд. М., Машиностроение, 1968.

Казаков Н. Ф. Диффузионная сварка в вакууме. М., Машиностроение, 1968.

Кован В. М. Основы технологии машиностроения. М., Машиностроение, 1965.

Костецкий Б. И., Колесниченко Н. Ф. Качество поверхности и трение в машинах. Киев, Техніка, 1969.

Костецкий Б. И. Трение и износ. Изд. 2-е. М., Машиностроение, 1968.

Кривошеев В. А. и др. Резание конструкционных материалов. М., Машиностроение, 1967.

Лачинов Н. В. Клепка и чеканка стальных конструкций. М., Высшая школа, 1967.

Леви Л. И., Кантеник С. К. Литейные сплавы. М., Высшая школа, 1967.

Литье тонкостенных конструкций/Под ред. Г. Ф. Баландина. М., Машиностроение, 1966.

Мазырин И. В. Смазочные устройства машин. М., Машгиз, 1963.

Малкин А. Я. Основы технологии механической обработки деталей машин. М., Машгиз, 1961.

Маслов Д. П. Технология автомототракторостроения. М., Высшая школа, 1964.

Мошков А. О. Пористые антифрикционные материалы. Изд. 2-е. М., Машиностроение, 1968.

Мюизе Б. Х. Усталостная прочность сварных конструкций: Пер. с англ. М., Машиностроение, 1968.

Навроцкий Д. И. Расчет сварных соединений с учетом концентрации напряжений. М.—Л., Машиностроение, 1968.

Новиков М. П. Основы технологии сборки машин и механизмов. Изд. 4-е. М., Машиностроение, 1969.

Пржибыл И. Теория литейных процессов: Пер. с чешск., М., Мир, 1967.

Рабинович А. Н. Механизация и автоматизация сборочных работ в машиностроении. Изд. 2-е. Машиностроение, 1964.

Рихтер Р. Конструирование технологических отливок: Пер. с нем. М., Машиностроение, 1968.

Сомов Ю. С. Художественное конструирование промышленных изделий. М., Машиностроение, 1967.

Специальные виды литья/Под ред. Г. Ф. Баландина и Л. С. Константинова. М., Машиностроение, 1970.

Спришевский А. И. Подшипники качения. М., Машиностроение, 1969.

Технологичность конструкций/Под ред. С. Л. Ананьева и В. П. Купровича. Изд. 3-е. М., Машиностроение, 1969.

Чеканов А. А., Цегельский В. Л. Типовые сварные конструкции. М., Высшая школа, 1968.

Четвериков С. С. Металлорежущие инструменты. Изд. 5-е. М., Высшая школа, 1965.

Эверхарт Д. Холодное прессование металлов: Пер. с англ. М., Машиностроение, 1968.

Предметный указатель

А

Азот – Влияние на свойства стали 7
Амортизаторы резиновые 523
Амплитуда пульсации сил растяжения и сжатия 179
Антегмиты 363, 364

Б

Баббиты 345, 355 – Свойства 356
Биение торцовое 450
Блок цилиндров – Расчет 198, 199 – Сечение 198
Бобышки 144
Болты 114 – Выбор шага крепления 204, 205 – Деформация при затяжке 71 – Материал 58 – Предупреждение скручивания 71, 176 – Применение 57 – Способы увеличения податливости 138, 139
– ввертные 71, 74, 114 – Способы придания самоустанавливаемости 74 – Способы стопорения 163–164
– высокопрочные 126
– «жесткие» 66 – Головки и формы их сопряжения со стержнем 67
– крепежные – Расположение 122, 123
– «невыпадающие» 93, 94
– нестандартные – Конструкции 72
– откидные – Конструкции 94
– призонные, цилиндрические 106, 107
– с дифференциальной резьбой 108, 109
– специальные – Конструкции 73
– стандартные – Классы прочности, степени точности, типы 66
Бронзы 357 – Состав и свойства 358
– свинцовые 356, 357
Буртики упорные 425, 426
– центрирующие 245 – Расположение 246
– шлицев 282

В

Валы – Положение в подшипниках скольжения 326, 327 – Регулирование осевого положения 466 – Способы ввода масла 378–381
– коленчатые – Соединения на дифференциальной резьбе 109
– полые – Условие равнопрочности 88
– шлицевые соосные – Соединения 286, 287

Виброзатяжка 194
Витки резьбы – Распределение нагрузки 127, 128
Винты 81–84 – Основные типы 84, 82 – Способы стопорения 164, 165
– врезные – Способы установки 96
– нажимные – Способы установки 95
– полые – Стопорение 165, 167
– с коническим концом – Способы установки 96
– специальные 83
– установочные 94–97
Винты – барашки 83
Вкладыши массивные 365 – Галтели и фаски 366 – Прогиб 366 – Устранение повышенного трения 366 – Фиксация 366, 367
– тонкостенные 367, 368 – Монтаж 368 – Фиксация 368
Вставки, пластически деформируемые 166, 168
Втулки 369 – Посадки 369 – Приварка 25, 26 – Способы крепления методами пластической деформации 48, 49 – Фиксация 369, 370
– дистационные 426
– из листовых материалов 369, 371
– плавающие 373–375
– пластмассовые 362
– установочные – Конструкции 107, 108
Вытяжка 189, 190
– болтов – Способы измерения 196
– пластическая 191, 192
Вязка проволокой 160 – Способы 151, 152
Вязкость масел – Изменение при вводе в подшипники 346

Г

Гайки – Виды 63, 84, 85 – Высота критическая 126 – Конструктивные соотношения 59, 60 – Профиль и шаг резьбы 63–65 – Размеры «под ключ» 59, 60 – Размеры фасок 60, 61 – Распределение сил по виткам 64 – Стопорение 80, 195
– «висячие» 81 – Установка на подставках 66
– внутренние самоконтрящиеся пружинные 163
– квадратные 85
– колпачковые 85, 86
– кольцевые 89–92 – Определение высоты 87, 88 – Определение шага резьбы 88, 89 – Относительная масса 91 – Расчет 88, 89 – Стопорение 162 – Фиксация 162
– навертные – Установка на сферических опорных поверхностях 81
– накидные – Крепление 219
– «нетеряющиеся» 93, 94 – Способы фиксации 93
– полые с наружной резьбой 86
– с разгружающими выточками 65
– самонарезающиеся пластмассовые 155
– сжатия 127
– специальные 85
– фасонные и колпачковые – Стопорение 168, 169
– шлицевые 86, 87 – Конструкции 87 – Параметры 87 – Схема действия сил затяжки 87

Гайки кольцевые разрезные 156
– удлиненные – Стопорение 161
Гайки растяжения 66, 128, 129
– корсетные 128
– сжатия 66
Гайки самоконтрящиеся 152–155 – Конструкции 154, 155
– конические 152
– лепестковые 153
– прорезные 153
– с обжатой коронкой 152
– с пластмассовыми вставками 153
Гайковерты 113
Гидросъем 242, 243, 300
Гидроузел с вязкой завертных элементов 168
Гильзы 422, 424
Глазури 475
Головки болтов – Конструкции 74 – Параметры и размеры «под ключ» 59, 60 – Фаски 60, 61
– винтов 83
Графитопласты 363
Грузоподъемность динамическая подшипников 416, 418
Гюмбеля полукруг 330–332
– число 387, 395

Д

Давления кромочные 351, 352
Демпферы – Установка на пружине сжатия 505
Детали вильчатые 241
– дисковые – Способы крепления на валах 54, 55
– кольцевые – Зачеканка на валах 52
– концентричные 247, 248
– крепежные – Материал 58 – Стопорение 138 – Установка в нишах 201
– насадные – Монтаж на валу 109, 110, 261
– резьбовые – Изгиб 114–117 – Способы завертывания 124, 125 – Фиксация 117 – Центрирование 117–120
– трубчатые 109, 110
– цилиндрические – Соединение пластической деформацией 51
Деформации остаточные 190
– относительные 192
– тепловые 226, 227, 452
– упругие болтов и корпуса 190, 191
Деформация пластическая узлов крепления 48
Диаграмма для расчета пружин 502
– износа 348
– Смита 181
Диафрагмы – Способы установки 205
Диски с поверхностями наклонными несущими 390, 391
– опорными ступенчатыми 396
Долговечность подшипников качения 414–417, 472
– скольжения 323
Допуски формы поверхностей 450

Ж

Железографиты 360
Жесткость гидростатических подшипников 402 – 404
– стяжных соединений – Способы регулирования 180
– удельная пружины 500

З

Заглушки – Крепление 52, 53 – Расчет 53
Зазоры в канавках 479
– для различных диаметров валов и посадок 323, 324
– температурные 384
Закатка механизированиая – Схема 56
Заклепки – Допускаемые напряжения 38 – Материал 34, 35, 41 – Параметры 37, 38 – Правила конструирования 40 – Припуски на высадку головок 38, 39 – Расчет 33 – Установка 40 – Формы головок и отверстий 37, 41
– взрывные 46
– закладные – Конструкции 45, 46
– пистонные 43 – 46 – Материал 43
– с оставляемым пуансоном, прошивками 44
– специальные 46
– стержневые 42
– трубчатые 42, 43
Закоксовывание подшипников 471
Закономерность нормального распределения 235
Заливка антифрикционного металла 365
Заневоливание пружин 490, 491
Запрессовка конусных соединений 300 – Расчетная схема 301
– тонкостенных втулок 239
Запрессовка деталей бронзовых в алюминиевые, стальные, чугунные 230 – 233
– стальных в алюминиевые, чугунные 229 – 231
Затворы быстродействующие 207, 209
Затяжка – Контроль силы 194 – 197
– болтов 69 – 71
– осевая – Конструктивные разновидности 259
пружин 139
– резьбовых соединений 120
– ручная 177
– стопоров 484
– шлицевых соединений – Виды 284, 285
– шпоночных соединений 259
Зацепление зубчатых колес – Степени точности 317
Зацепы пружин растяжения 512
Зенкерование 203
Зоммерфельда число 328 – 330

И

Иголки для подшипников – Размеры стандартные 439
Изгиб бруса призматического 273

– резьбы 133, 134
– стесненный 127, 269, 278
Изделия жестяные – Соединения фальцовкой 55, 56
Износостойкость 354
Индекс пружины 499, 500, 504

К

Канавки жировые 353
– маслораздаточные 349
– маслораспределительные – Конструкции 383
– под стопорные кольца 478
– смазочные 349, 353
– штампованные – Профили 367
Каналы внутренние – Соединения 216
– для масла в коленчатых валах 380
Капилляры – Гидравлическое сопротивление 402
Капрон 361, 362
Качество поверхностей 225, 226
Керметы 474
Клепка горячая 32, 33 – Прочность соединения 32 – Расчет 33
– холодная – Сопротивление срезу 33, 34 – Усадка заклепок 33 – Формы заклепок 34
Клин масляный 393
Ключи динамометрические 194
– для завертывания 111, 112, 124, 125
– угломерные 195
Колеса зубчатые – Способы крепления на валах 54, 55 – Установка 318
– конические – Расположение пятен контакта 319 – Регулирование осевого положения 318–321
Колонки – Способы крепления 49
Кольца затяжные конические 302–304 – Несущая способность 304–309
– пружинные разрезные 162, 422
– установочные 95
Кольца стопорные 447–487
– проволочные 481–484 – Изготовление 482 – Параметры 482, 483 – Сечения 481
– точенные 477–481 – Конструктивные соотношения 477–479 – Монтаж и демонтаж 480, 481 – Несущая способность 479 – Параметры 478
– штампованные 484
Конструкции сварные – Упрочнение 20–22
– тонколистовые – Крепление отгибными лапками 54
Контакт между зубьями 316, 317
Контргайки 140, 141 – Установка в узлах 140
Конусность 298, 299
Корпуса переменного сечения 192, 193
– сферические 458
Коэффициент концентрации напряжений 276, 277
– линейного расширения стали 302

— нагрузки 414
— надежности подшипника скольжения 330
— перекрытия резьб 132, 136
— распределения сил 306, 307
— трения при жидкостной смазке 332—334, 339
Кривая Гаусса 234 — Уравнение 232
Кривые усталости образцов 8
Кулачки 242

М

Масла — Способы ввода в подшипники 346, 347
— минеральные — Плотность 342
— смазочные — Вязко-температурные характеристики 328
Материалы — Антифрикционные свойства 353—355
— древесные 362
— неметаллические 361
— подшипниковые 355—360
Металлокерамика 360
Метод итерации 344
Микрогеометрия несущих поверхностей подшипников 364, 365
Микронеровности 225 — Смятие 226
Момент затяжки — Расчет 174
— отвинчивающий 177
— тормозящий 177
Моменты гироскопические 431, 432, 439, 440 — Схема действия 431
Муфта быстродействующая 220
— самозапирающаяся 221
— со штыковым затвором 219, 220
Муфты 110, 111

Н

Нагрузка динамическая 492
— кромочная 351, 352
— статическая 491
— удельная допустимая 345
Найлон 361, 362
Накатка — Основные типы 83, 84
Накатывание 472
Напряжения в болтах при затяжке 177
— в резьбе 133
— кручения 176
— относительные 224
— термические 186, 187
Натяг действительный номинальный 226
— посадочный 367
— предварительный 432—435 — Схемы регулирования 434
— температурный 186
Ниппели с конусом внутренним 211
— наружным 210
Номограмма для подбора посадок 341

О

Облицовки листовые – Крепление 54
Обоймы местно-нагруженные 448, 450, 452
– осевой затяжки 448
– подшипников – Расположение волокон 472
– разъемные 409
Обрабатываемость 354
Обработка механическая после запрессовки 239, 240
– шлицев 282
Опоры двухклиновые 392, 394
– замкнутые 403
– качения 405–476
– одноклиновые с косыми поверхностями 391
– реверсивные 390
– скольжения 323–404
– сферические 394
– торцовые 381–384 – Конструкции 383
Осадка предварительная 197
Оси – Крепление в пластинчатых деталях 50
Отверстия маслоподводящие 347, 348
– резьбовые 114
Отвертки «несрывающиеся» 82

П

Пазы – Контроль глубины 262
– открытые – Размеры 253
– фиксирующие на валу – Способы изготовления 158
– шпоночные – Обработка на валах 252
Пальцы – Крепление в пластинчатых деталях 50, 51
– установочные 106
Передача крутящего момента 249–322 – Виды 250
– разными соединениями 310, 311
Передачи зубчатые конические 318–321
– цилиндрические 316–318 – Плавность работы 316
– цилиндроконические 321, 322
Пластики антифрикционные 361, 362
– древесные 362, 363
Пластинки – Крепление на поверхностях деталей 52
– привертные 160
– с отгибными лапками 171
Поверхности опорные 373
– под гайки и головки болтов 111–113 – Места «под ключи» 111–113 – Размеры 111
– центрирующие 244–246
Поводка изделий 7, 8
Подпятники 382
– гидравлические 386 – Несущая способность 387
Подшипники гребенчатые 385
Подшипники игольчатые 408, 437–439 – Конструктивные соотношения, установка 438

Подшипники качения – Выбор посадок 453, 454 – Выбор серии 416–418 – Материалы 410, 412 – Многорядная установка 460, 461 – Монтаж 454–458 – Классы точности изготовления 412 – Основные виды нагрузок 450–452 – Посадки 447–453 – Способы установки 420, 425, 426, 463–466 – Соотношения конструктивные 410–412
– быстроходные 467–472 – Долговечность 472 – Конструкции 467, 468 – Сепараторы 468 – Смазка 470–472
– высокотемпературные 472–476
– самоустанавливающиеся 457, 458
– с коническим посадочным отверстием 420
Подшипники реверсивные 390
– ступенчатые 395
Подшипники роликовые конические 408, 435–437 – Системы затяжки 437 – Схема регулирования натяга 436
– радиальные 407, 408
Подшипники скольжения 323 – Виды нагружения 344, 345 – Значения зазора 342 – Критерии несущей способности 345 – Критическая характеристика режима 330 – Нагрузки постоянного и переменного направления 347, 348 – Номограммы расчетные 334–337 – Параметры работы 336, 337 – Посадки 335 – Расчет диаметра 337, 338 – Смазка в пусковые периоды 351 – Тепловой расчет 342–344 – Фазы работы 338, 339 – Характеристика режима 328–330
– быстроходные и виброустойчивые 375–378
– жидкостной смазки 339, 340 – Номограмма для подбора посадок 341
– лепестковые 378
– многоклиновые 377, 378
– полужидкостной и граничной смазки 352, 353
– разъемные 365–368
– резиновые 363
– самоустанавливающиеся 372, 373
– сегментные 378
– упорные 381, 382
Подшипники упорные гидродинамические 387–396
– гидростатические 399–404 – Жесткость 401–404 – Несущая способность 400 – Перекосы 399
– дисковые 388
– со ступенчатыми несущими поверхностями 394–396
– со сферическими поверхностями 385 – Конструкции 386
– шариковые 408, 409, 439–443 – Расчет 440 – Установка на валах 440–442
Подшипники фиксирующие 384
Подшипники шариковые – Парные установки 428–430
– радиально-упорные 407, 430, 431
– радиальные 405, 407 – Установка 426–428, 430
– с разъемными обоймами 409, 410
Поверхности опорные – Обработка 202–204
Покрытия гальванические 237, 238
– многослойные 357
Ползучесть материала 345 – Предел 190
– металлов холодная 189

Полукруг Гюмбеля 327
Посадки – Выбор 227 – Средние величины зазоров и натягов 244
– подшипников качения 447–451
– с натягом 222
Поясок центрирующий – Размеры 246
Прирабатываемость 354
Пробки 169
Профилограмма 316
Профиль резьбы 132
Процент риска 234
Прочность механическая 354
Прошивки вытяжные 44
– оставляемые 44, 45
Пружины 488–523 – Заневоливание 490, 491 – Материалы, изготовление 488–490 – Напряжения 491 – Конструкции 492–495 – Расчет 499–504 – Установка 498 – Центрирование 495–497
– кольцевые 518–521 – Расчет 519
– многожильные 516–518 – Деформация 518 – Расчет 517
– тарельчатые наборные 521, 522
– цилиндрические витые 488
Пружины кручения 513–515 – Направление навивки 513 – Расчет 515, 516 – Способы заправки концов 514 – Центрирование 515
Пружины растяжения 510–513 – Установка 511 – Характеристика 513
Пружины сжатия 492–510 – Витки конечные 492 – Длина 497 – Крепление 497 – Опорные витки 494 – Расчет 499, 500–504 – Резонансные колебания 505 – Способы заправки концов 493 – Установка 498, 499 – Устойчивость 504, 505 – Характеристики 501
– конические 509, 510 – Центрирование 509
– призматические 510
– составные 505–508 – Нагрузочная способность 507, 508 – Расчет 506 – Установка 507
Прутки – Способы крепления на поверхностях деталей 52

Р

Разделка концов трубопроводов на конус 211
– кромок свариваемых листов 14
Рамы сварные 26–29 – Способы вязки 27, 28
– из профилей 27
– трубчатые 28, 29
Распрессовка 242
Расточка подшипников 371
Регулиторы давления 403
Резины 363
Резьбы – Влияние шага резьбы на прочность 131, 132 – Режим самоотвинчивания 177, 178 – Способы увеличения диаметра 62
– безызгибные 134, 135 – Профили 134, 135 – Расчет 135, 136
– дифференциальные 108
– противоположного направления 109, 110
– стандартные – Относительные шаги 132
Релаксация 189–192 – Влияние на параметры соединений 190, 191
Рессора торсионная 522, 523

Рифли 243
Ролики цилиндрические стандартные 466
Рукава витые 217
– мягкие для соединения труб – Конструкции 208–210 – Упругость 208
Рычаги – Крепление на валах 311–316 – Осевая и радиальная фиксация 96

С

Сальники 213
Самосмазываемость 475
Сборка осевая 454, 455
– радиальная 455
– тепловая 236, 237, 300 – Температура нагрева и охлаждения 236, 237
Сварка 7 – Основные виды 8–12
– конденсаторная 26
– роликовая и точечная 23
– труб 23, 24
– швеллеров 21
Свойства противозадирные 354
Сегменты самоустанавливающиеся 396–399
Седла клапанов – Способы крепления 51, 52
Сепараторы 468–470, 475 – Выступание в подшипниках 437 – Изготовление 470 – Износ, форма гнезд, фиксация 469
Серебро – Покрытия 357
Сильфоны 217
Сильхромы 473
Силы термические 186
Скобы для стопорения 143–144
Слив масла 464
Слой масляный – Относительная толщина 327 – Расчет толщины 331–335
Смазка вентиляционная порошковая 475
– высокоскоростных подшипников 470–472
– гидродинамическая 325, 326
– граничная 339, 352, 353
– жидкостная 323, 324
– переносом 475
– полужидкостная 325
– струйная 471
Смазки специальные 323
Смачиваемость маслом 354
Смятие резьбы 133
Соединения болтовые 58 – Методы повышения податливости 68, 69 – Повышение несущей способности 126 – Фиксация 69–71
– быстродействующие 219, 220
– заклепочные 32–47 – Виды 35–37 – Параметры 36 – Подчеканка и подварка кромок 36, 37 – Схемы клепания 41 – Типы, уплотнение 36
– клеевые 243

– клеммные – 309, 310
– компенсирующие 269
– конусно-фланцевые 205–207
– конусные 297–299 – Сборка 300
– нагруженные 178–199
– ненагруженные 174–178
– ниппельные 211, 212, 215, 216
– прессовые 232–235
– призматические 288, 289
– профильные 289, 290
– трефные 290
– трубопроводов 208–221
– угловые 213, 214
– фальцевые 55, 56
– центрирующие 244–248 – Конструкции 247
Соединения резьбовые – Конструкции 121 – Параметры 175 – Правила конструирования 120–122 – Распределение нагрузки 62, 63–66 – Способы упрочнения 62, 124, 126–136 – Центрирование 119
Соединения сварные 7–31 – Виды 13, 14 – Повышение прочности 14, 20–23 – Правила конструирования 14–19
Соединения с натягом 222–243 – Параметры 223 – Правила конструирования 238–242 – Расчетные диаграммы 227, 228
– деталей из одинакового материала 227, 229
– с гальваническими покрытиями 237, 238
Соединения стопорные – Осевая фиксация 484, 485 – Усиление 485
Соединения стяжные – Выбор параметров 181–183 – Графический расчет 197–199 – Правила конструирования 183, 184 – Схема нагружения 178
Соединения фланцевые 193, 194, 200–207 – Номограммы для расчета 294, 295 – Передача крутящего момента 296, 297 – Размеры 293, 295 – Регулирование жесткости 194
Соединения фрикционные 297–316
Соединения шлицевые 263–288 – Допускаемые напряжения 280 – Нанесение размеров 267, 269, 283 – Поля допусков и посадки 265–267 – Правила конструирования 280–284 – Расчет 279, 280 – Фиксация угловая 287, 288
– конусные 269, 273
– равнопрочные 274
– эвольвентные – Допуски 272 – Номинальные диаметры, модули, число зубьев 270–272
Соединения шпоночные 249–263 – Нанесение размеров 262 – Правила конструирования 260, 261
Сплавы алюминиевые, магниевые 359
– алюминиево-оловянные 355, 356
– медные для пружин 490
– твердые металлокерамические 474
Стали для изготовления пружин 488, 489
– быстрорежущие 474
– повышенной жаропрочности 473
– шарикоподшипниковые 412
Стержни 49, 50 – Конструктивные формы 60, 61 – Приварка 26
– консольные – Конструкции крепления 114, 115

Стойкость коррозионная 354
– релаксационная 186, 189, 190
Стопорение – Виды 137–140
– «глухое» – Способы 139
– кольцевых гаек 155–163
– контргайками 140, 141
– парное и групповое 169–173
– покрытиями 173
– шайбами 143–150
– шплинтами 141–143
Стопоры – Расчет на прочность 479
– бесканавочные 486, 487
– кольцевые 426
– конические 485
– особых конструкций 487
– пластинчатые 150, 151
– радиальной сборки 486
– упругие 485
Ступицы – Местное усиление 260
Сферы 373
Съемники 287

Т

Твердость подшипниковых материалов 472, 473
Текстолит 362
Тела качения – Формы 405
Тендеры – Конструкции 110, 111
Теплопроводность 354
Тефлон 361, 362
Торсионы 521
Точность кинематическая 316
Трение покоя 242
Тросы многожильные 516
Трубки – Способы крепления в листовых деталях и плитах 53, 54
Тумаи масляный 471

У

Углеграфиты 363
Уголки – Способы гиба 28
Угольники парных трубопроводов 215
Удар тарированный 300
Узлы крепления – Способы усиления 123
– подшипниковые типовые 443–447
Уклон 298
Уплотнения встроенные 410
– манжетные 508
– резьбовых соединений 120
Упрочнение термическое 472
Уравнение Рейнольдса 400
Условие равнопрочности резьбы и стержня 127

Устройства выравнивающие 398

Ф

Фактор жесткости 179, 192, 193, 403
– тонкостенности 223, 224
Фаски круговые 14
Фенопласты 361
Фермы – Сварные узлы 29–31 – Увеличение жесткости 31
Фиксатор пружинный 160–163
Фиксация болтов 69–71
– вкладышей 366–368
– угловая при запрессовке 242
Фланцы – Крепление к трубам 53 – Приварка 24, 25 – Распределение сил затяжки 193 – Типичные формы 296 – Центрирование 201, 202
– бортовые 193
– литые 200, 201, 204
– с колонками 194
– стальные точенные 200
– с торцовыми шлицами 297
– упругие – Способы стягивания 139
Формула Ламе 222, 223
Фреза червячная – Схема установки 282
Футорки 72, 131 – Конструкции 73
– самоврезающиеся 73, 79

Ц

Центрирование 244 – Правила конструирования 245–248
Циркуляция масла 349–351

Ш

Шайбы лепестковые 159
– мерные 71
– отгибные 143–145
– плавающие 384, 385
– подкладные 91, 92 – Центрирование 92
– сигнальные 71
– стопорные – Виды 159 – Способы фиксации 143, 144, 156 – Центрирование и установка 157
– тонкостенные – Фиксация 383, 384
– упругие 145–149
– храповые 149–150
– чашечные 159
Шайбы пружинные 521 – Виды 146, 147 – Способы стопорения 147, 148
– разрезные (шайбы Гровера) 145, 146
– храповые 165, 166
Шарики 431, 432
Швы заклепочные 36, 37

Швы сварные – Прочность и вязкость материала 7 – Сопротивление усталости 22 – Упрочнение пластической деформацией 22
– косые 21
– стыковые 21
– точечные и роликовые – Размеры, прочность 23
– треугольного профиля – Размеры 13
– угловые – Расчетный катет 13
Шероховатость поверхностей 450
Шланги гибкие 216, 217 – Заделка 218, 219
Шлицы – Заправка торцов 281 – Основные разновидности 263 – Формы 281 – Центрирование 285, 286
– желобчатые 275
– облегченные 284
– прямобочные 264, 273–274 – Напряжения смятия 273 – Посадки 265, 266 – Серии 264, 265 – Центрирование 264 – Шлифование 264
– различного профиля – Прочность 273
– симметричные 273
– торцовые 278, 279
– трапецеидальные 276, 277
– треугольные 267, 269, 275, 276
– эвольвентные 267, 269, 277, 278
Шпильки 74–81, 114 – Затяжка 76, 80 – Конструкции 74–77 – Материал 58 – Прочность соединений 129, 130 – Размеры 61, 62 – Стопорение 77, 78 – Установка 79, 80, 120, 130, 131 – Формы ввертных концов 75 – Центрирование 81
Шплинты 141–143, 160
Шпонки – Допускаемые напряжения 257, 258 – Затяжка силовая 258 – Отклонения предельные 257 – Посадки 257 – Условные обозначения 256, 257 – Установка в пазах 252
– врезные – Демонтаж 261
– закладные 255
– клиновые 249, 250 – Установка 251
– направляющие 255
– призматические – Размеры 253, 255 – Установка 251
– сегментные 255 – Размеры 256
– скользящие 255
– специальные 261, 262
– тангенциальные 249, 251
Штифты конические 99–101 – Способы стопорения 100
– крепежные 97–100
– насечные 98, 99
– осевые 290 – Расчет 291
– радиальные 291, 292
– самонарезающие 100
– цилиндрические 97, 98 – Отверстия под штифты 98 – Способы стопорения 98, 99
Штифты установочные 101–106
– конические 105
– «лежачие» – Установка и фиксация 105, 106
– полые 102
– силовые – Способы фиксации 106
– цилиндрические 101–104 – Посадки 101, 102 – Приемы страховки 103 – Расположение 104 – Способы установки 102–104

Штуцеры для гладких шлангов 217
– конические 214
– маслопроводящие 367
– с конической резьбой – Стопорение вязкой 167

Э

Эксцентриситет относительный 327
Электрозаклепки 14
Элементы съемных стопоров 481, 483
– трубопроводов 212
– упругие 183, 184–186 – Влияние на параметры соединений 186
Деформация сжатия 188, 189 – Установка 185, 186
– установочные силовые 106–108
Эпоксиды 362

СПРАВОЧНО-МЕТОДИЧЕСКОЕ ПОСОБИЕ

Павел Иванович Орлов

ОСНОВЫ КОНСТРУИРОВАНИЯ

В 2-х книгах

Книга 2

Редакторы *Е. Д. Баженова, И. Н. Жесткова*
Художественный редактор *С. С. Водчиц*
Переплет художника *К. К. Федорова*
Технические редакторы *Ф. П. Мельниченко, Т. С. Старых*
Корректор *О. Е. Мишина*

ИБ № 5477

Сдано в набор 12.06.87. Подписано в печать 17.03.88. Т-05156. Формат $70 \times 100^1/_{16}$. Бумага офсетная. Гарнитура таймс. Печать офсетная. Усл. печ. л. 43,86. Усл. кр.-отт. 43,86. Уч.-изд. л. 52,77. Тираж 130 000 экз. (1-й з-д 1—100 000 экз.) Заказ 1021 Цена 3 р.

Ордена Трудового Красного Знамени издательство «Машиностроение», 107076, Москва, Стромынский пер., 4

Отпечатано в Ленинградской типографии № 2 головного предприятия ордена Трудового Красного Знамени Ленинградского объединения «Техническая книга» им. Евгении Соколовой Союзполиграфпрома при Государственном комитете СССР по делам издательств, полиграфии и книжной торговли, 198052, г. Ленинград, Л-52, Измайловский проспект, 29 с диапозитивов ордена Октябрьской Революции, ордена Трудового Красного Знамени Ленинградского производственно-технического объединения «Печатный Двор» имени А. М. Горького Союзполиграфпрома при Государственном комитете СССР по делам издательств, полиграфии и книжной торговли. 197136, Ленинград, П-136, Чкаловский пр., 15