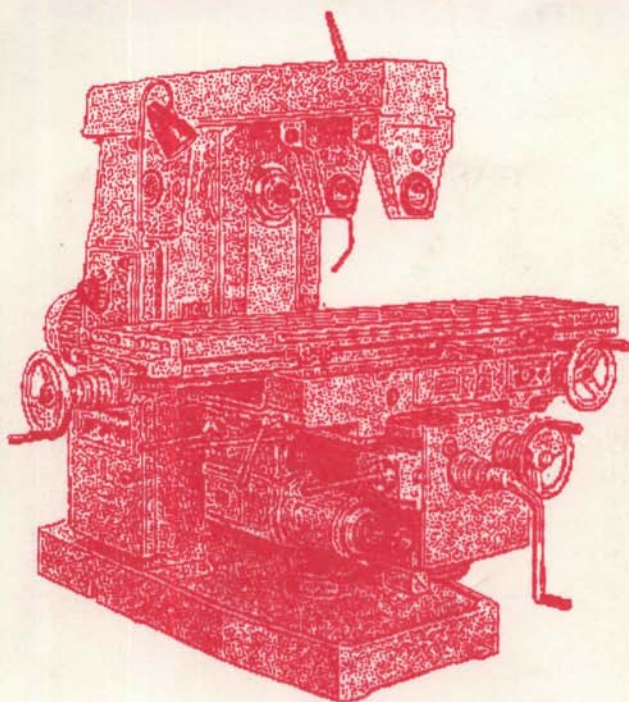


**А.М. Гаврилин
А.В. Катунин
Н.Н. Самойлов
А.А. Жирков**

**Ю.П. Мельков
В.И. Сотников
Г.А. Михайлов**

РАСЧЕТ И ПРОЕКТИРОВАНИЕ МЕТАЛЛОРЕЖУЩИХ СТАНКОВ



МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ
ФЕДЕРАЛЬНОЕ АГЕНТСТВО ПО ОБРАЗОВАНИЮ
ОРЛОВСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ

А.М. Гаврилин, Ю.П. Мельков,
А.В. Катунин, В.И. Сотников, Н.Н. Самойлов,
Г.А. Михайлов, А.А. Жирков

РАСЧЕТ И ПРОЕКТИРОВАНИЕ МЕТАЛЛОРЕЖУЩИХ СТАНКОВ

Допущено Учебно-методическим объединением вузов
по образованию в области автоматизированного машиностроения
(УМО АМ) в качестве учебного пособия для студентов высших
учебных заведений, обучающихся по направлению подготовки
дипломированных специалистов «Конструкторско-технологическое
обеспечение машиностроительных производств»

Рецензенты:
доктор технических наук, профессор
А.П. Черепенько,
доктор технических наук, профессор
В.Н. Хромов

P24 Расчет и проектирование металлорежущих станков: учебное пособие для вузов / А.М. Гаврилин, Ю.П. Мельков, А.В. Катунин, В.И. Сотников, Н.Н. Самойлов, Г.А. Михайлов, А.А. Жирков. – Орел: ОрелГТУ, 2006. – 228 с.

Приведены обоснование выбора технической характеристики и электродвигателей станка, кинематические и прочностные расчеты его приводов. Рассмотрены вопросы расчета шпиндельных узлов, особенности проектирования механизмов переключения скоростей, подач и систем смазки станочного оборудования.

Предназначено студентам высших учебных заведений, обучающимся по направлению подготовки дипломированных специалистов «Конструкторско-технологическое обеспечение машиностроительных производств», изучающим дисциплину «Расчет и проектирование металлорежущих станков».

ISBN 5-93932-106-2

УДК 621.9.06 (075)
ББК 34.63-5я7

© ОрелГТУ, 2006

СОДЕРЖАНИЕ

Введение.....	5
1 Обоснование технической характеристики проектируемого станка.....	6
1.1 Обоснование технической характеристики токарного станка.....	7
1.2 Выбор основных параметров привода токарно-карусельного станка.....	10
1.3 Обоснование технической характеристики сверлильного станка.....	12
1.4 Обоснование технической характеристики фрезерного станка.....	15
1.5 Выбор электродвигателя главного привода металлорежущего станка.....	19
2 Кинематический расчет привода.....	26
2.1 Выбор структуры привода.....	27
2.2 Построение графика чисел оборотов.....	31
2.3 Определение основных кинематических параметров передач проектируемого привода.....	35
2.4 Определение действительных частот вращения шпинделя и отклонений от нормального ряда.....	42
2.5 Бесступенчатое регулирование скорости главного привода.....	43
3 Прочностной расчет основных элементов привода.....	47
3.1 Определение расчетных нагрузок привода.....	48
3.2 Особенности расчета зубчатых передач приводов станков.....	49
3.3 Расчет валов коробки скоростей.....	63
3.4 Конструирование опор валов на подшипниках качения.....	81
4 Расчет шпиндельного узла.....	96
4.1 Материалы и термическая обработка шпинделя.....	102
4.2 Требования, предъявляемые к шпинделям.....	103
4.3 Конструкция шпинделей.....	104
4.4 Расчет шпиндельных узлов.....	105
4.5 Шпиндельные опоры качения.....	117
4.6 Шпиндельные опоры скольжения.....	120
4.7 Автоматизированный расчет характеристик шпиндельных узлов.....	121
5 Особенности проектирования механизмов переключения скоростей и подач металлорежущих станков.....	139
5.1 Требования к механизмам переключения.....	139

5.2 Многорычажные механизмы переключения.....	140
5.3 Однорычажные (однорукояточные) механизмы переключения.....	151
5.4 Преселективные (с предварительным выбором скорости) механизмы переключения.....	155
5.5 Дистанционное управление коробками скоростей и подач.....	156
6 Системы смазки металлорежущих станков.....	161
6.1 Система жидкой смазки (смазка маслами).....	164
6.2 Пластичная смазка.....	171
Литература.....	174
Приложение А. Конструктивные исполнения асинхронных электродвигателей серии 4А.....	176
Приложение Б. Технические характеристики асинхронных электродвигателей с короткозамкнутым ротором серии 4А основного исполнения (закрытые обдуваемые).....	178
Приложение В. Основные размеры и масса асинхронных электродвигателей серии 4А основного исполнения (закрытые обдуваемые).....	184
Приложение Г. Электродвигатели многоскоростные.....	188
Приложение Д. Основные технические данные электродвигателей постоянного тока серии 2П.....	191
Приложение Е. Габаритные и установочные размеры электродвигателей постоянного тока серии 2П.....	198
Приложение Ж. Основные технические данные электродвигателей постоянного тока серии 4П исполнений 4ПО и 4ПБ с высотой оси вращения 80...112 мм.....	203
Приложение И. Габаритные и установочные размеры электродвигателей постоянного тока серии 4П исполнений 4ПО и 4ПБ.....	207
Приложение К. Предпочтительные числа и ряды предпочтительных чисел в станкостроении. Нормаль Н 11-1.....	211
Приложение Л. Число зубьев колес групповых передач.....	213
Приложение М. Рекомендуемые посадки подшипников качения.....	225
Приложение Н. Канавки для выхода долбяка.....	226
Приложение П. Размеры роликов и камней механизмов переключения.....	227

ВВЕДЕНИЕ

Курсовой проект по дисциплинам «Расчет и конструирование металлорежущих станков» и «Металлорежущие станки» является итоговой работой студента, позволяющей ему закрепить полученные знания изучаемых дисциплин в их практическом применении при разработке конкретных конструкций приводов станочного оборудования, например, связанных с модернизацией устаревшего оборудования.

Работа над курсовым проектом – важнейший этап проектно-конструкторской подготовки инженеров по направлению «Конструкторско-технологическое обеспечение машиностроительных производств». Она обеспечивает углубление и закрепление знаний изучаемых смежных общинженерных и специальных дисциплин, а также закрепление навыков оформления графической и текстовой технической документации, включая использование машинной графики и расчетов на ПК.

Целью настоящего учебного пособия является оказание помощи студентам в выполнении расчетно-проектировочных работ и сокращении времени на проектирование. С этой целью в методическом пособии представлены необходимые для проведения этой работы материалы, включая рекомендации для проведения автоматизированных расчетов шпиндельного узла, как наиболее ответственного узла, обеспечивающего точностные параметры станка.

В пособии даны рекомендации по кинематическому расчету приводов главного движения и движения подачи, выбору приводных электродвигателей, прочностным расчетам элементов привода, конструированию систем переключения коробок скоростей и подач, выбору систем смазки.

1 ОБОСНОВАНИЕ ТЕХНИЧЕСКОЙ ХАРАКТЕРИСТИКИ ПРОЕКТИРУЕМОГО СТАНКА

Первоначально конструктору известны лишь основные размеры и назначение станка, например, при проектировании токарного станка задаются высота центров и расстояние между ними, обрабатываемый материал и материал инструмента, используемого при обработке; при создании сверлильного станка - наибольший диаметр сверления, обрабатываемый материал, материал сверл и т.д. Приступая к работе, конструктор должен уточнить задание на проектирование металлорежущего станка в части выбора предельных значений частоты вращения шпинделя, числа скоростей, ряда регулирования скорости и подачи, мощности привода, т.е. обосновать главнейшие параметры технической характеристики станка [11].

Эта задача решается конструктором на основе анализа технологических операций, для выполнения которых разрабатывается станок. Если станок специальный (предназначен для выполнения одних и тех же операций одним и тем же инструментом), то выбор предельных значений скорости резания и подачи не вызывает особых затруднений.

Задача резко усложняется при обосновании предельных частот вращения шпинделя и диапазона подач станков общего назначения, особенно широкоуниверсальных. При их создании необходимо не только учесть диапазон обрабатываемых на станке материалов и применяемого инструмента, но и предусмотреть в перспективе появление новых материалов, так как станки рассчитаны на длительный срок эксплуатации.

Кроме того, на режимы обработки существенное влияние оказывают величина припуска, оставленного под обработку, и качество самой заготовки в смысле равномерности этого припуска и свойств поверхностного слоя металла [2, с. 86...122].

Чрезвычайно трудно учесть и оценить количественно влияние на выбор предельных оборотов шпинделя и подач, построение закона регулирования, мощности привода, целой гаммы факторов и параметров технологических операций, для выполнения которых проектируется станок. Это обстоятельство вынуждает использовать для обоснования технической характеристики станка, особенно в части предельных скоростей и подач, приближенные зависимости, подсказанные практикой проектирования и длительной эксплуатацией различных типов металлорежущих станков.

1.1 Обоснование технической характеристики токарного станка

Для проектирования токарного станка принимаются следующие исходные данные: высота центров H (мм), расстояние между центрами L (мм), наибольшее и наименьшее значения механических свойств обрабатываемых материалов, материала режущего инструмента, допускающие при обработке наибольшие и наименьшие скорости резания.

Прежде всего, следует определить наибольший (D_6) и наименьший (D_m) диаметры, которые имеет смысл обрабатывать на данном станке при полном использовании его возможностей:

$$D_6 = 1,25H; \quad (1.1)$$

$$D_m = 0,25H. \quad (1.2)$$

Наибольший припуск на обработку наблюдается при черновом точении:

$$t_6 = C_t \cdot D_6^{1/3}, \quad (1.3)$$

где C_t - коэффициент, зависящий от материала и вида заготовки. Для чугунного и бронзового литья $C_t = 0,6$; для стального литья и стали сортовой $C_t = 0,7$; стальные поковки - $C_t = 0,8$.

Наименьший припуск снимается при чистовом точении и определяется из соотношения

$$t_m = 0,7 + 0,025 \cdot D_m^{1/3} + 0,0001 \cdot L. \quad (1.4)$$

Наибольшая (S_6) и наименьшая (S_m) подача:
при черновой обработке

$$S_6 = 0,17 \cdot D_6^{1/2} + (t_6 - 2) \cdot 0,15; \quad (1.5)$$

при чистовой обработке

$$S_m = 0,015 \cdot D_m^{1/3}. \quad (1.6)$$

Скорость резания будет иметь наибольшее значение при обработке наиболее мягкого материала более производительными резцами с наименьшей подачей при наименьшей глубине резания t_m :

$$V_6 = \frac{C_v}{T_m^{1/x} \cdot S_m^{1/y} \cdot t_m^{1/z}}, \quad (1.7)$$

где V_6 - скорость резания;

C_v — коэффициент, зависящий от обрабатываемого материала и материала инструмента (берется по таблицам справочника [5]);

T — период стойкости инструмента;

x, y, m — показатели степени, определяющие влияние на скорость резания стойкости инструмента, подачи и глубины резания (численные значения применяются по таблицам [5]).

Наименьшая скорость резания наблюдается при черновой обработке с наибольшими глубиной резания (t_6) и подачей (S_6) наиболее твердого материала наименее производительными резцами:

$$V_m = \frac{C_v}{T^m \cdot S_6^y \cdot t_6^x} \quad (1.8)$$

Предполагая, что работа с наибольшей скоростью V_6 производится при обработке изделий наименьшим диаметром D_m , а работа с наименьшей скоростью V_m — при обработке изделий наибольшим диаметром D_6 , определяется наибольшее (n_6) и наименьшее (n_m) число оборотов в минуту шпинделя станка:

$$n_6 = \frac{1000 \cdot V_6}{\pi \cdot D_m}; \quad (1.9)$$

$$n_m = \frac{1000 \cdot V_m}{\pi \cdot D_6}. \quad (1.10)$$

Ступенчатое регулирование частоты вращения шпинделя станка выполняется по геометрической прогрессии. Практические рекомендации по выбору знаменателя геометрического ряда регулирования угловой скорости станков токарной группы приведены в [9]:

токарные, токарно-винторезные.....1,26; 1,41; 1,58;
токарные автоматы и полуавтоматы.....1,12; 1,26;
токарно-револьверные.....1,41; 1,58; 1,78;
токарно-карусельные.....1,26; 1,41.

Причем геометрический ряд с рекомендованным значением знаменателя ряда ϕ определяет число скоростей:

$$Z = \frac{\lg \frac{n_6}{n_m}}{\lg \phi} + 1. \quad (1.11)$$

Пользуясь нормалью H11-1, определяют стандартный ряд регулирования частоты вращения шпинделя станка, начиная с большего числа об/мин (прил. К) [9, с. 272].

В тех случаях, когда используется бесступенчатое регулирование скорости (например, посредством двигателя постоянного тока с диапазоном регулирования D) и коробки скоростей со ступенчатым регулированием, число скоростей Z коробки рассчитывается по формуле

$$Z = \frac{\lg \frac{n_6}{n_m}}{\lg D}, \quad (1.12)$$

где n_6, n_m – наибольшее и наименьшее число оборотов в минуту шпинделя станка;

D – диапазон регулирования частоты вращения двигателя постоянного тока, который принимается в данном случае равным:

$$D = \frac{n_{\max}}{n_{\min}}, \quad (1.13)$$

где $n_{\max}, n_{\min}$ – наибольшее и наименьшее число оборотов в минуту выходного вала двигателя постоянного тока.

Максимальная мощность, потребная на резание, будет расходоваться при обработке наиболее мягкого материала более производительными резцами с максимальными S_6 и t_6 :

$$N_6 = \frac{P_z \cdot V_m^n}{6120}, \text{ кВт}, \quad (1.14)$$

где N_6 – мощность электродвигателя, потребная на резание;

V_m^n – скорость резания при обработке мягкого материала с максимальными S_6 и t_6 ; м/мин;

$P_z = C_{P_z} \cdot S_6^y \cdot t_6^x$ – наибольшее усилие резания при обработке самого мягкого материала, Н.

Мощность электродвигателя, который следует установить на станке, определяется из выражения

$$N_3 = \frac{N_6}{K \cdot \eta}, \quad (1.15)$$

где N_3 – мощность электродвигателя;

K – коэффициент кратковременной перегрузки электродвигателя, который принимается в среднем 1,25;

η – коэффициент полезного действия привода, который приближенно может быть принят 0,75 - 0,85.

Расчет технической характеристики токарно-револьверного станка производится по вышеизложенной методике для токарных станков.

Следует иметь в виду, что наименьшее число оборотов в минуту шпинделя может получиться не при обточке, а при сверлении отверстия или нарезании резьбы. Кроме того, работа на токарно-револьверных станках сопряжена с использованием нескольких настраиваемых на размер режущих инструментов. Поэтому выгодно повысить их стойкость за счет снижения скорости резания. Поправочные коэффициенты при неизменной стойкости приведены в таблицах справочника [5].

Наименьшая скорость резания определяется при нарезании резьбы или развертывании. Скорость резания при нарезании резьбы метчиками будет равна:

$$V = \frac{C_V \cdot D^x}{T^m \cdot i^y}, \quad (1.15)$$

где V – скорость резания, м/мин;

i^y – шаг резьбы, нарезаемой на станке, мм;

T^m – период стойкости метчика, мин;

D^x – диаметр нарезаемой резьбы, мм.

Значения C_V , x , y для различных обрабатываемых материалов приведены в таблицах справочника [5,].

Наибольшая потребная для резания мощность определяется при одновременной работе нескольких инструментов, лучше всего сверла и резца.

1.2 Выбор основных параметров привода токарно-карусельного станка

Приступая к проектированию станка, конструктор имеет данные о максимальном диаметре обработки D_6 , материале режущего инструмента, обрабатываемых материалах.

Диаметр планшайбы токарно-карусельного станка определяется из соотношения

$$D_{na} = \frac{D_6}{1,12}; \quad (1.17)$$

наименьший диаметр обработки:

$$D_m = (0,25-0,4)D_6; \quad (1.18)$$

наибольшая и наименьшая глубина резания:

$$t_{\delta} = C_t \cdot D_{\delta}^{1/3}; \quad (1.19)$$

$$t_m = 0,7 + 0,025 D_m^{1/2}. \quad (1.20)$$

Значение коэффициента C_t выбирается по нормативам токарных станков (см. значение коэффициента для зависимости (1.3)).

Наибольшая и наименьшая подача:

$$S_{\delta} = 0,17 D_{\delta}^{1/3} + 0,15(t_{\delta} - 2); \quad (1.21)$$

$$S_n = 0,015 D_m^{2/3}. \quad (1.22)$$

Наибольшая скорость резания наблюдается при обработке наиболее мягкого материала более производительными резцами с наименьшими подачей S_n и глубиной резания t_n :

$$V_{\delta} = \frac{C_V}{T^m \cdot t_m^x \cdot S_n^y}. \quad (1.23)$$

Наименьшая скорость резания определяется при черновой обработке с наибольшими S_{δ} и t_{δ} самого твердого материала:

$$V_m = \frac{C_V}{T^m \cdot t_{\delta}^x \cdot S_{\delta}^y}. \quad (1.24)$$

Величины V_{δ} и V_m могут быть установлены по справочнику [5].

Аналогично токарно-винторезным станкам определяются: знаменатель геометрического ряда и предельные значения частот вращения φ , n_{δ} , n_m планшайбы, число скоростей планшайбы Z , число ступеней подач Z_s и максимальная мощность, потребная на резание. Для этой цели используются зависимости (1.9)...(1.14).

В связи с тем, что на карусельных станках обрабатываемые заготовки и планшайба со шпинделем имеют большой вес, мощность, расходуемая на трение в направляющих планшайбы, должна также учитываться.

Момент трения в направляющих планшайбы (по данным Краснодарского станкозавода им. Седина) равен:

$$M_{тр} = (\Sigma G + 0,4 P_z) \cdot f \cdot \frac{D_{н.сп.}}{2}, \quad (1.25)$$

где ΣG - вес всех вращающихся частей (заготовка, планшайба, шпиндель, приводное зубчатое колесо). Ориентировочно можно принять

$$\Sigma G = G + (0,15-0,25)G,$$

где G - максимальный вес заготовки;

P_z – наибольшее усилие резания при обработке;

f – коэффициент трения направляющих. Для расчётов чугуновых направляющих $f = 0,035$, направляющих с накладками из текстолита – $f = 0,025$;

$D_{н.ср}$ – средний диаметр поверхности трения направляющих:

$$D_{н.ср} = 0,55 D_{пл}. \quad (1.26)$$

Определяется потребная мощность электродвигателя главного привода токарно-карусельного станка:

$$N_{\Sigma} = \frac{N}{K \cdot \eta} + \frac{M_{тр} \cdot n_{расч.}}{975 \cdot \eta}, \quad (1.27)$$

где $n_{расч.}$ – расчетное число оборотов в минуту планшайбы, принимается первая скорость второй четверти ряда скоростей в районе низких оборотов планшайбы;

K – коэффициент перегрузки двигателя. Принимается в пределах 1,2 – 1,3;

η – коэффициент полезного действия цепи главного движения. Приблизительно можно принять $\eta = 0,8$.

1.3 Обоснование технической характеристики сверлильного станка

Для проектирования сверлильного станка используются следующие исходные данные: наибольший диаметр сверления D_6 , диапазоны обрабатываемых материалов и материалов режущего инструмента.

Определяется наименьший диаметр сверления:

$$D_{\text{м}} = (0,15 - 0,30) D_6. \quad (1.28)$$

По таблицам справочника [5] находится наибольшая (S'_6) и наименьшая ($S''_{\text{м}}$) подача при обработке самого мягкого материала сверлами наибольшего (D_6) и наименьшего ($D_{\text{м}}$) диаметров. Аналогично этому определяется наибольшая (S'_6) и наименьшая ($S''_{\text{м}}$) подача при обработке самого твёрдого материала.

С использованием таблиц того же справочника устанавливают наибольшую и наименьшую скорость резания при обработке самого мягкого материала:

$$V'_\delta = \frac{C_V \cdot D_\delta^q}{T^m \cdot S_y^y}, \text{ м/мин}; \quad (1.29)$$

$$V'_M = \frac{C_V \cdot D_M^q}{T^m \cdot S_y^y}, \text{ м/мин}, \quad (1.30)$$

где C_V - коэффициент, зависящий от обрабатываемого материала;

T - период стойкости сверла, мин,

и самого твёрдого материала:

$$V''_\delta = \frac{C_V \cdot D_\delta^q}{T^m \cdot S_y^y}, \text{ м/мин}; \quad (1.31)$$

$$V''_M = \frac{C_V \cdot D_M^q}{T^m \cdot S_y^y}, \text{ м/мин}. \quad (1.32)$$

По таблицам справочника [5] выбирается минимальная скорость V_p развёртывания при обработке самого твёрдого материала.

Сопоставляя абсолютное значение скоростей резания $V'_\delta, V'_M, V''_\delta, V''_M, V_p$, выбирают для дальнейших расчетов наибольшую (V_δ) и наименьшую (V_M) вне зависимости от того, при какой обработке она имеет место.

По этим скоростям резания определяются максимальная (n_δ) и минимальная (n_M) угловые скорости шпинделя станка:

$$n_\delta = \frac{1000 \cdot V_\delta}{\pi \cdot D_M}, \text{ об/мин}; \quad (1.33)$$

$$n_M = \frac{1000 \cdot V_M}{\pi \cdot D_\delta}, \text{ об/мин}. \quad (1.34)$$

Выбирается значение геометрического ряда регулирования скорости со знаменателем φ . Рекомендуются для вертикальных станков φ , равный 1,41 или 1,58, или 1,78; для радиально-сверлильных станков — 1,12 или 1,26.

Тогда число скоростей коробки скоростей:

$$Z = \frac{\lg \frac{n_\delta}{n_M}}{\lg \varphi} + 1. \quad (1.35)$$

По нормали Н11-1 (прил. К) [9, с. 272] находится нормальный ряд чисел оборотов в минуту шпинделя начиная с n_6 (если n_6 не совпадает с табличным значением, необходимо принять большее значение, имеющееся в этом ряду).

Аналогично выбору скорости, сравнивая значения подач для различных обрабатываемых материалов при сверлении и развёртывании, выбирают наибольшую (S_6) и наименьшую (S_m) подачи. При регулировании подач принимается геометрический ряд со знаменателем ϕ_s , обычно равным или близким знаменателю ϕ регулирования угловой скорости шпинделя, и определяется число ступеней подач Z_s с использованием зависимости (1.35).

Значение наибольшего крутящего момента при сверлении самого мягкого материала сверлами большого диаметра D_6 с наибольшей подачей S_6 рассчитывается по формуле

$$M'_6 = C_M \cdot D_6^q \cdot S_6^y \cdot K_p, \quad (1.36)$$

где M'_6 – крутящий момент;

C_M – коэффициент, зависящий от свойств материала;

D_6^q – диаметр сверла;

S_6^y – подача;

K_p – коэффициент, учитывающий условия обработки.

Значение C_M для различных материалов приведено в таблицах [5]. По крутящему моменту M'_6 определяется максимальная мощность, потребляемая на резание:

$$N_6 = \frac{M'_6 \cdot n'_m}{9750}, \text{ кВт}, \quad (1.37)$$

где n'_m – наименьшее число оборотов при сверлении самого мягкого материала сверлом D_6 с подачей S_6 , определяется по формуле (1.30).

Мощность электродвигателя равна:

$$N_3 = \frac{N_6}{K \cdot \eta}, \text{ кВт}. \quad (1.38)$$

Для сверлильных станков можно принять $K = 1,25$, $\eta = 0,75-0,85$. Большие значения принимаются для вертикально-сверлильных станков, меньшие – для радиально-сверлильных.

Для расчёта шпиндельного узла станка и механизма подач определяются наибольший крутящий момент на шпинделе M''_6 и наибольшее осевое усилие, действующее при сверлении P''_6 . Значения M''_6 и P''_6 находятся по таблицам [5] при сверлении самого твёрдого материала свёрлами D_6 с подачей S''_6 (ранее её значение выбрано для определения скорости V''_6 по формуле (1.32)):

$$M''_6 = C_M \cdot D_6^q \cdot S''_6{}^y \cdot K_p; \quad (1.39)$$

$$P''_6 = C_P \cdot D_6^q \cdot S''_6{}^y \cdot K_p, \text{ кгс}. \quad (1.40)$$

1.4 Обоснование технической характеристики фрезерного станка

Для проектирования фрезерного станка требуются следующие исходные данные: размеры стола станка $B_c \times L_c$ (длина $\times$ ширина), диапазон материалов обрабатываемых изделий и материал инструмента. Если заданием на проектирование не оговариваются размеры стола станка, а указывается базовая модель; то следует иметь в виду, что для консольно-фрезерных станков ширина стола стандартизована по геометрической прогрессии со знаменателем 1,26 в диапазоне размеров 100 – 500 мм. Например, консольно-фрезерный станок габарита 02 имеет стол 100×400 мм (станки: 6102 – вертикально-фрезерный и 6802 – горизонтально-фрезерный – имеют рабочую поверхность стола 100×400 мм); станок габарита 03 – 125×500 мм; габарита 04 – 160×630 мм; габарита 0 – 200×800 мм; габарита 1 – 250×1000 мм; габарита 2 – 320×1250 мм; габарита 3 – 400×1600 мм; габарита 4 – 500×2000 мм. Бесконсольно-фрезерные станки габарита 4 имеют прямоугольный стол размерами 630×1600 мм или круглый стол диаметром 630 мм; габарита 6 – 800×2000 или Ø 800 мм; габарита 9 – 1000×2500 или Ø1000 мм.

Обоснование технической характеристики фрезерного станка производится в следующей последовательности:

1. Определяется наибольший (D_6) и наименьший (D_M) диаметр фрез:

$$D_6 = (0,2 - 0,3)B_c; \quad (1.41)$$

$$D_M = (0,1 - 0,2)B_c. \quad (1.42)$$

где B_c – ширина стола станка.

Таблица 1.1

Припуски при фрезеровании

Вид заготовки	Максимальная длина заготовки, мм	Максимальная ширина заготовки					Вид заготовки	Максимальная длина заготовки, мм	Максимальная ширина заготовки				
		До 75	75-150	150-250	250-750	Св. 750			До 40	40-60	60-80	80-100	100-125
		Величина припуска, мм							Величина припуска, мм				
Стальное литьё	50-100	4,5	4,5	-	-	-	Чугунное литьё	До 200	4,0				
	100-250	4,5	5,0	5,0	-	-		200-300	5,0				
	250-500	5,0	5,5	5,5	6,0	-		300-500	6,0				
	500-750	5,5	6,0	6,0	6,5	7,0		500-800	7,0				
	750-1000	6,0	6,5	6,5	7,0	7,5		800-1200	8,0				
Бронзовое литьё	До 75	2,0	-	-	-	-	Поковки	До 250	5-7	5-7	6-8	7-10	8-11
	75-150	2,5	2,5	-	-	-		250-400	5-7	6-8	7-10	7-11	9-12
	150-250	3,0	3,0	3,0	-	-		400-650	6-8	6-9	7-10	8-11	10-13
	250-500	3,5	3,5	4,0	4,0	-		650-1000	6-8	7-10	8-11	8-11	11-15
	500-1000	4,0	4,0	4,5	5,0	5,5							
Алюминиевое литьё	До 75	2,5	-	-	-	-	Штамповки	До 150	1,75	2,0	2,25	2,5	2,75
	75-150	3,0	3,0	-	-	-		150-250	2,0	2,25	2,5	2,75	3,0
	150-250	3,5	3,5	3,5	-	-		250-300	2,25	2,5	2,75	3,0	3,25
	250-500	4,0	4,0	4,5	4,5	-		300-500	2,5	2,75	3,0	3,25	3,5
	500-1000	4,5	4,5	5,0	5,5	6,0		500-800	2,75	3,0	3,25	3,5	3,75
							800-1000	3,0	3,25	3,5	3,75	4,0	

Примечания: 1. В таблице даны припуски для нижних и боковых поверхностей отливок; для верхних поверхностей припуск следует увеличивать на 50 %.

2. Для машинной формовки следует уменьшить припуск на 20 %.

3. Для поковок значения припусков соответствуют боковым поверхностям.

2. Рассчитывается наибольшая (B_6) и наименьшая (B_m) ширина фрезерования:

$$B_6 = (0,75 - 1,0) D_6; \quad (1.43)$$

$$B_m = (0,75 - 1,0) D_m. \quad (1.44)$$

3. По таблице 1.1 выбирается наибольшая (t_6) и наименьшая (t_m) глубина фрезерования, которую принимают равной величине припуска на обработку. Для чистовой обработки берутся припуски 0,75 – 1,5 мм.

4. По таблицам [5; 7] находится наибольшая и наименьшая подача на зуб фрезы из условия достижения требуемой шероховатости поверхности при обработке самого мягкого материала.

5. По справочной таблице [5; 7] устанавливается наибольшая и наименьшая подача на зуб при обработке самого твёрдого материала.

6. Рассчитывается наибольшая скорость резания, которая наблюдается при обработке самого мягкого материала с наименьшими D_m , t_m , S_{zm} , Z_m , B_m .

7. Определяется наименьшая скорость резания, которая наблюдается при обработке самого твёрдого материала с наибольшими D_6 , t_6 , S_{z6} , Z_6 , B_6 .

8. Устанавливается наибольшее и наименьшее число оборотов в минуту шпинделя:

$$n_6 = \frac{1000 \cdot V_6}{\pi \cdot D_m}, \text{ об/мин}; \quad (1.45)$$

$$n_m = \frac{1000 \cdot V_m}{\pi \cdot D_6}, \text{ об/мин.} \quad (1.46)$$

9. Выбирается значение знаменателя геометрического ряда регулирования скорости шпинделя. Для фрезерных станков рекомендуется принимать $\phi = 1,26; 1,41$, для широкоуниверсальных – $\phi = 1,41; 1,58; 1,78$.

10. Число скоростей Z коробки скоростей станка равно:

$$Z = \frac{\lg \frac{n_6}{n_m}}{\lg \phi} + 1. \quad (1.47)$$

11. По таблицам [5; 7] находятся наименьшая V'_m скорость резания при обработке самого твердого материала (принять $D_6, t_6, S_{z6}, Z_6, B_6$) и наибольшая V''_m скорость при обработке самого мягкого материала с наименьшими $D_m, t_m, S_{zm}, Z_m, B_m$, и определяются соответствующие им числа оборотов в минуту шпинделя:

$$n'_6 = \frac{1000 \cdot V'_6}{\pi \cdot D_m}, \text{ об/мин}; \quad (1.48)$$

$$n''_m = \frac{1000 \cdot V''_m}{\pi \cdot D_6}, \text{ об/мин}. \quad (1.49)$$

12. Предельные значения минутной подачи (в мм/мин) определяются из соотношений:

$$S_6 = S'_{z_6} \cdot Z_6 \cdot n'_6; \quad (1.50)$$

$$S_m = S''_{z_m} \cdot Z_m \cdot n''_m. \quad (1.51)$$

13. Для диапазона регулирования подачи принимается геометрический ряд со знаменателем, равным или близким знаменателю геометрического ряда регулирования скорости шпинделя. Чаще $\varphi_s = \varphi$.

14. Число ступеней коробки подач Z находится по формуле

$$Z_s = \frac{\lg \frac{S_6}{S_m}}{\lg \varphi_s} + 1. \quad (1.52)$$

15. По справочнику [5] определяется наибольшая мощность N_6 , потребляемая на резание. В этом случае значение числа оборотов берётся расчётное:

$$n_{\text{расч.}} = n_{\min} \sqrt[4]{\frac{n_{\max}}{n_{\min}}}, \quad (1.53)$$

а значения остальных величин - наибольшие ($D_6, t_6, S_{z6}, Z_6, B_6$).

По этой мощности устанавливается мощность электродвигателя:

$$N_3 = \frac{N_6}{K \cdot \eta}, \quad (1.54)$$

где $K = 1,25$; $\eta = 0,8$.

1.5 Выбор электродвигателя главного привода металлорежущего станка

С точки зрения технологического использования станка желательно, чтобы его привод главного движения позволял устанавливать любую по величине скорость резания, необходимую по технологическому процессу обработки конкретных деталей. Поэтому целесообразно привод станка выполнять с бесступенчатым регулированием скорости. Однако в реальных условиях производства для части станочного оборудования экономически более выгодно использовать привод со ступенчатым регулированием скорости. Например, в единичном производстве (ремонтные работы) режимы обработки назначаются станочником и зависят в основном от его квалификации, что не всегда совпадает с научно обоснованными режимами резания. В этих условиях снижается требование к точной настройке привода главного движения на необходимую скорость. Поэтому в настоящее время в приводах главного движения широко применяется как бесступенчатое, так и ступенчатое регулирование скорости. Однако следует отметить, что развитие и совершенствование электроприводов бесступенчатого регулирования скорости открывает широкую перспективу их использования в приводах станков (особенно с автоматическим циклом работы).

Для приводов со ступенчатым регулированием широко применяются асинхронные одно-, двух- и трёхскоростные электродвигатели. Подавляющее большинство этих приводов выполнены с односкоростными асинхронными двигателями.

Промышленностью выпускается единая серия 4А асинхронных двигателей с короткозамкнутым ротором мощностью 0,06 - 400 кВт. Двигатели предназначены для работы от сети переменного тока частотой 50 Гц и номинальным напряжением:

электродвигатели мощностью 0,06 - 0,37 кВт выпускаются на напряжение 220/380 В;

электродвигатели 0,55 - 110 кВт — на напряжение 220/380 и 380/660 В;

электродвигатели 132 - 400 кВт — на напряжение 380/660 В.

Двигатели могут эксплуатироваться при отклонениях напряжения сети в пределах $-5 - +10\%$ и отклонении частоты $\pm 2,5\%$ от номинального значения. В серии 4А предусмотрены три исполнения электродвигателей по степени защиты (ГОСТ 17494-72):

IP23 — защищённое исполнение (для двигателей с высотой оси вращения 160 - 335 мм). Предусматривает защиту от возможности со-

прикосновения пальцев человека с токоведущими и движущимися частями внутри электродвигателя, от попадания внутрь электродвигателя посторонних тел диаметром не менее 12,5 мм. В электродвигатель не должны попадать капли дождя под углом не более 60^0 к вертикали;

IP44 – закрытое исполнение (для двигателей с высотой оси вращения 50 - 335 мм). Предусматривает защиту, исключающую попадание внутрь электродвигателя посторонних тел размерами не менее 1 мм и попадание брызг любого направления;

IP54 – пылезащищённое исполнение (для двигателей специализированных исполнений; с повышенным пусковым моментом; с повышенным скольжением и т.д.).

И два варианта охлаждения:

ICO1 – двигатель со степенью защиты IP23 с самовентиляцией, вентилятор (лопатки ротора) расположен на валу электродвигателя;

ICO141 – двигатель со степенью защиты IP44 или IP54, обдуваемый наружным вентилятором, расположенным на валу электродвигателя.

Двигатели серии 4А с короткозамкнутым ротором имеют различные конструктивные исполнения по способу монтажа. Каждый способ монтажа охватывает определенный диапазон высот оси вращения и степени защиты (прил. А).

Условное обозначение конструктивного исполнения по способу монтажа состоит из букв IM (International Mounting) и набора цифр:

- первая цифра отображает условное обозначение группы конструктивного исполнения электродвигателя:

1 – двигатели на лапах, с подшипниковыми щитами;

2 – двигатели на лапах, с подшипниковыми щитами, с фланцем на одном подшипниковом щите (или на обоих щитах);

3 – двигатели без лап, с подшипниковыми щитами, с фланцем на одном подшипниковом щите;

4 – двигатели без лап, с фланцем на станине;

5 – двигатели встраиваемого исполнения не имеют корпуса и выпускаются в виде сердечника статора с обмоткой и ротора без вала;

- вторая и третья цифра обозначают способ монтажа:

00 – крепление электромотора на лапах с горизонтальным расположением оси вращения ротора, монтажная поверхность лап располагается ниже оси вращения;

01 – крепление электродвигателя на лапах с вертикальным расположением оси вращения ротора, выходной конец вала выходит вниз и т.д.

- четвертая цифра – условное цифровое обозначение конца вала:

0 – без конца вала;

1 – с одним цилиндрическим концом вала;

2 – с двумя цилиндрическими концами вала.

Одним из основных размеров электродвигателей серии 4А принята высота оси вращения ротора над монтажной поверхностью лап. Этот размер входит в условное обозначение типоразмеров электродвигателей этой серии.

Пример. Условное обозначение электродвигателя с высотой оси вращения ротора 200 мм – 4АН200МЧУЗ.

Установлена следующая структура обозначения типоразмера асинхронных электродвигателей серии 4А:

<u>4</u>	<u>А</u>	<u>Н</u>	<u>А</u>	<u>200</u>	<u>М</u>	<u>В</u>	<u>4</u>	<u>У</u>	<u>З</u>
№1	№2	№3	№4	№5	№6	№7	№8	№9	№10

Позиция № 1 – порядковый номер серии: 4;

позиция № 2 – асинхронный электродвигатель: А;

позиция № 3 – исполнение электродвигателя по степени защиты: Н – исполнение по степени защиты IP23, отсутствие данного знака – IP44;

позиция № 4 – исполнение двигателя по материалу станины и щита: А – станина и щиты алюминиевые, Х – любое сочетание алюминия и чугуна, отсутствие буквы – станина и щиты стальные или чугунные;

позиция № 5 – две или три цифры указывают высоту оси вращения ротора относительно монтажной поверхности лап электродвигателя, мм;

позиция № 6 – условная длина станины по МЭК (Международной электротехнической комиссии): S – короткая длина станины, M – средняя, L – длинная;

позиция № 7 – условная длина сердечника статора: А – первая длина, В – вторая длина, отсутствие буквы означает одинаковую длину в установочном размере;

позиция № 8 – число полюсов статора: 2, 4, 6, 8, 10 и 12;

позиция № 9 – климатическое исполнение: У – для умеренного климата, Т – для тропического, ХЛ – для холодного климата;

позиция № 10 – категория мест размещения. Согласно ГОСТ 15150-69, установлены следующие категории мест размещения электродвигателей при эксплуатации:

1 – на открытом воздухе, где они подвергаются прямому воздействию атмосферных осадков, солнечной радиации, ветра и т.д.;

2 – помещения, в которых отсутствует прямое воздействие осадков и радиации (навесы, тенты, палатки и др.);

3 – закрытые неотапливаемые помещения, где колебания температуры и влажности воздуха несущественно отличаются от колебаний на открытом воздухе. Влияние радиации, пыли, песка значительно меньше;

4 – помещения с искусственно регулируемыми климатическими условиями, с отсутствием прямого воздействия атмосферных осадков, солнечной радиации или песка (производственные помещения);

5 – помещения с повышенной влажностью (например, неотапливаемые и невентилируемые подземные помещения, подвалы, шахты и др.).

Технические характеристики асинхронных односкоростных электродвигателей серии 4А приведены в приложении Б, их принципиальная конструкция и основные исполнительные размеры – в приложении В.

На базе электродвигателей основного исполнения (закрытых обдуваемых) были созданы двигатели специализированных исполнений (двигатели с повышенным пусковым моментом 4АР, двигатели с повышенным скольжением 4АС, многоскоростные двигатели, двигатели с фазным ротором 4АК и 4АНК, двигатели со встроенным электромагнитным тормозом, частотно-регулируемые двигатели 4АП и 4АШ, малошумные двигатели и др. и модификаций). Перечисленные модификации широко используются в оборудовании промышленных предприятий машиностроения. В приводах главного движения металлорежущих станков на ряду с односкоростными наибольшее распространение получили многоскоростные (прил. Г), а также частотно-регулируемые асинхронные двигатели.

Специально для станкостроительной промышленности разработаны электродвигатели модификаций 4АП и 4АШ с бесступенчатым регулированием частоты вращения ротора за счет изменения частоты питаемого переменного тока (частотное регулирование). Двигатели 4АП предназначены для регулирования частот вращения в диапазоне 1:5 вниз от номинальной (номинальная частота питающего переменного тока 50 Гц) и 2:1 вверх относительно номинальной частоты. Дви-

гатели 4АШ рассчитаны на номинальную частоту питаемого переменного тока 100 Гц и имеют диапазон регулирования 1:5 вниз и 1,5:1 или 2:1 (в зависимости от типоразмера) вверх от номинальной частоты.

Для высокоскоростных шпинделей внутришлифовальных, координатно-шлифовальных и других станков электротехническая промышленность выпускает специальные высокоскоростные электродвигатели и электрошпиндели с номинальной частотой вращения 12-200 тысяч об/мин.

Электродвигатели постоянного тока в приводах главного движения металлорежущих станков применяют при необходимости бесступенчатого регулирования скорости, хотя их технико-экономические показатели значительно уступают асинхронным двигателям переменного тока (при одинаковой мощности они значительно тяжелее асинхронных, КПД у них ниже, их стоимость и стоимость эксплуатации значительно выше и др.).

В приводах главного движения металлорежущих станков используют электродвигатели постоянного тока серии 2П (прил. Д, Е) и 4П (прил. Ж, И).

Принято следующее условное обозначение двигателей постоянного тока: серия 2П-2ПБ100МГУ4, серия 4П-4ПО100Л1ГУ4 (рис. 1.1).

Двигатели серии 4П допускают регулирование частоты вращения вала вниз от номинальной в диапазоне 1:1000 за счёт снижения напряжения на зажимах якоря и тока до 50 % и вверх от номинальной до максимальной (прил. Е) уменьшением тока возбуждения (ослаблением поля статора). Двигатели рассчитаны на срок службы 12 лет при наработке 30 тысяч часов, срок службы щёток – 2000 часов, гарантийный срок – 2 года с начала эксплуатации.

Условия эксплуатации электродвигателей установлены климатическим исполнением и категорией размещения, указанными в их условном обозначении. Двигатели могут эксплуатироваться при температуре 1-40 °С, на высоте над уровнем моря до 1000 метров при относительной влажности окружающего воздуха 80 %.

Для электродвигателей определены следующие режимы работы:

- продолжительный режим (S1), при котором двигатель работает при постоянной нагрузке длительное время;
- кратковременный режим (S2) с длительностью периода неизменной номинальной нагрузки 10, 30, 60 и 90 минут – режим работы, чередующийся с отключениями, во время которых электродвигатель охлаждается до температуры окружающей среды;

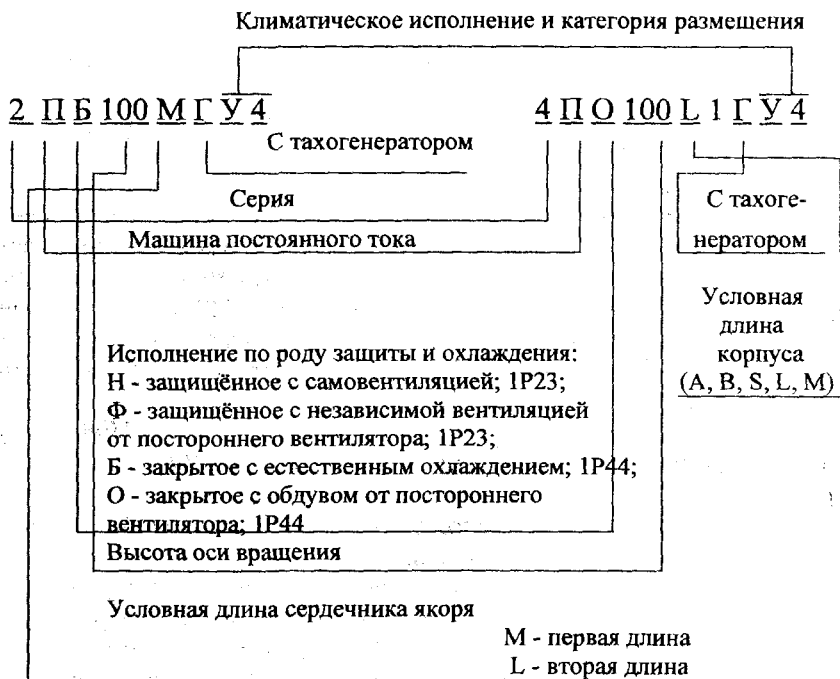


Рис. 1.1. Условное обозначение двигателей постоянного тока серий 2П-2ПБ100МГУ4 и 4П-4ПО100L1ГУ4

- повторно-кратковременный режим (S3) с продолжительностью включения (ПВ) 15, 25, 40 и 60 % (базовый цикл – 10 минут);
- повторно-кратковременный режим с частыми пусками (S4) с ПВ 15, 25, 40 и 60 %;
- повторно-кратковременный режим с частыми пусками и электрическим торможением (S5) с ПВ 15, 25, 40 и 60 %;
- перемеживающийся режим (S6) с продолжительностью нагрузки (ПН) 15, 25, 40 и 60 %, при котором работа с номинальной нагрузкой чередуется с работой при холостом ходе;
- перемеживающийся режим с частыми реверсами при электрическом торможении (S7);
- перемеживающийся режим с двумя или более частотами вращения (S8).

Основными номинальными режимами работы электродвигателей, применяемых в главных приводах станков, считаются режимы S1, S2, S3 и S6.

В процессе проектирования привода главного движения металлорежущего станка выбор двигателя рекомендуется выполнять в следующей последовательности:

1. Изучить конструкцию и состав приводов главного движения металлорежущих станков аналогичного назначения. Следует обратить особое внимание на конструктивное исполнение, техническую характеристику и особенности приводного электродвигателя, условия его размещения и эксплуатации, используемое питание.

2. На основе проведенного анализа существующих аналогичных приводов, с учётом задач по совершенствованию проектируемого привода определить климатические условия эксплуатации электродвигателя главного привода и категории мест размещения, установить его номинальный режим работы.

3. Учитывая возможные варианты компоновочных решений проектируемого главного привода, определить конструктивное исполнение электродвигателя по способу его монтажа.

4. На основе анализа условий эксплуатации проектируемого станка (температура окружающей среды, влажность, запыленность) установить степень защиты электродвигателя и способ его охлаждения.

5. По определённым в разделе 1 мощности N_g и числу оборотов в минуту приводного электродвигателя с учётом принятых в пп. 2 - 4 решений по выбору эксплуатационных характеристик, степени защиты и охлаждения, конструктивного исполнения двигателя и др., используя данные приложений А - И, установить типоразмер электродвигателя. Желательно, чтобы он имел 10 - 25% запас по мощности.

По окончании разработки кинематики привода и конструкции узлов, составляющих привод главного движения, следует более точно определить значение КПД главного привода станка. Мощность электродвигателя уточняется с учётом изменившихся параметров привода. Целесообразно также уточнить типоразмер электродвигателя.

2 КИНЕМАТИЧЕСКИЙ РАСЧЁТ ПРИВОДА

Применение геометрического ряда для регулирования частоты вращения шпинделя позволяет получить сравнительно несложный привод станка. Структура такого привода представляет собой последовательно соединённые, как правило, двухваловые механизмы (группы регулирования), ступенчато изменяющие передаточное отношение.

Рассмотрим для примера структуру главного привода универсально-фрезерного станка модели 6М82 (рис. 2.1). Привод позволяет сообщить шпинделю станка 18 скоростей. Регулирование частоты вращения производится по геометрическому ряду со знаменателем ряда $\varphi = 1,26$ за счёт последовательного соединения трёх групп регулирования.

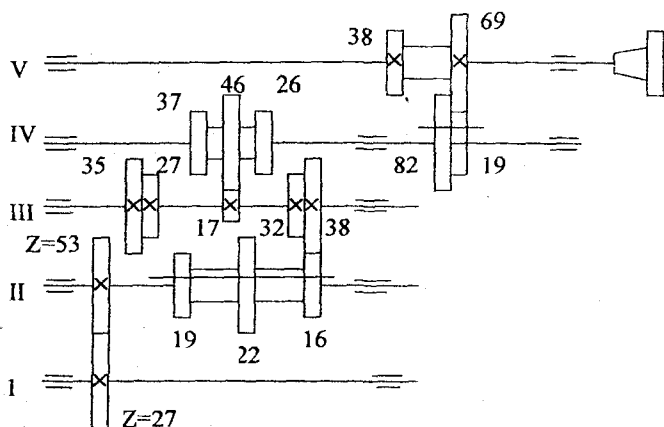


Рис. 2.1. Кинематическая схема главного привода универсально-фрезерного станка модели 6М82

Первая группа регулирования объединяет тройной блок зубчатых колёс $Z = 16/19/22$, сидящих на втором валу коробки скоростей, и зубчатые колёса с числом зубьев 32, 35, 38, установленные на третьем валу, с которыми блок может последовательно входить в зацепление и фиксироваться в каждом положении механизмом переключения скорости.

Первая группа регулирования позволяет установить между валами II и III три различных передаточных отношения: 16:38; 19:35; 22:32. Отношение между собой передаточных отношений зубчатых пар рав-

но знаменателю геометрического ряда регулирования частот вращения шпинделя $\varphi = 1,26$. В таком случае говорят, что группа регулирования имеет три передачи ($P_1 = 3$) с характеристикой $X_1 = 1$ (основная группа регулирования).

Вторая группа регулирования объединяет тройной блок $Z = 26/37/46$, установленный на четвёртом валу коробки скорости и зубчатые колёса $Z = 17; 27; 38$, сидящие на третьем валу. Данная группа регулирования имеет также три различных передаточных отношения, но отношение передаточных отношений между собой равняется: $\varphi^3 = 1,26^3$. Группа имеет три передачи ($P_2 = 3$) с характеристикой $X_2 = 3$ (характеристика группы равна числу передач в основной группе). Эта группа называется первой переборной.

Третья группа - двойной блок $Z = 19/82$ (вал IV) и зубчатые колёса $Z = 38$ и $Z = 69$, установленные на шпинделе станка, - имеет две передачи ($P_3 = 2$) с характеристикой $X_3 = 9$ (характеристика этой группы равняется произведению числа передач в предшествующих группах регулирования, т.е. $X_3 = P_1 \times P_2 = 3 \times 3 = 9$). Группа называется второй переборной.

Структуру этого привода можно записать формулой

$$Z = 3(1) \times 3(3) \times 2(9) = 18.$$

2.1 Выбор структуры привода

В принципе возможно произвольное расположение групп регулирования в приводе станка. Однако существует правило: выгоднее располагать группы таким образом, чтобы по мере продвижения от электродвигателя к шпинделю станка число передач в группе убывало, а характеристика группы, наоборот, возрастала. Такое расположение групп позволяет получить менее металлоёмкий привод.

Специфические особенности эксплуатации отдельных типов металлорежущих станков нарушают классическую структуру привода, выполненную с учётом вышеизложенного правила. Наиболее характерны в этом отношении приводы токарно-винторезных станков среднего размера (высота центров станка $H = 200-300$ мм), у которых основная группа регулирования имеет не более двух передач, и токарно-револьверных станков, одна из переборных групп которых приближена к входному валу коробки скоростей (например, вторая переборная группа предшествует первой переборной). Эти нарушения (у токарно-винторезных станков) вызваны желанием разместить на первом валу коробки скоростей пусковую реверсивную фрикционную муфту. У токарно-револьверных станков, эксплуатация которых

сопряжена с частым переключением скорости с малых частот вращения на большие и наоборот, группу регулирования, дающую большой перепад частот вращения шпинделя, располагают на менее нагруженных валах с тем расчётом, чтобы устройства, производящие переключения этой группы, имели меньший вес и габариты.

Число передач в группе принимается равным двум или трем, реже – четырем, что связано с желанием сократить осевые размеры коробок скоростей. Поэтому чаще приводы станков выполняются с числом скоростей, кратным двум или трем, т.е. 6-, 8-, 9-, 12-, 16-, 18-, 24-скоростные.

Наиболее наглядно структуру привода можно представить, построив структурную сетку (рис. 2.2).

В приводе станка кроме групп регулирования могут быть одиночные передачи, которые при построении структурной сетки не учитываются. Симметричное расположение сетки не позволяет судить об абсолютных значениях передаточных отношений групповых передач, которые по этой причине указываются на сетке в общем виде.

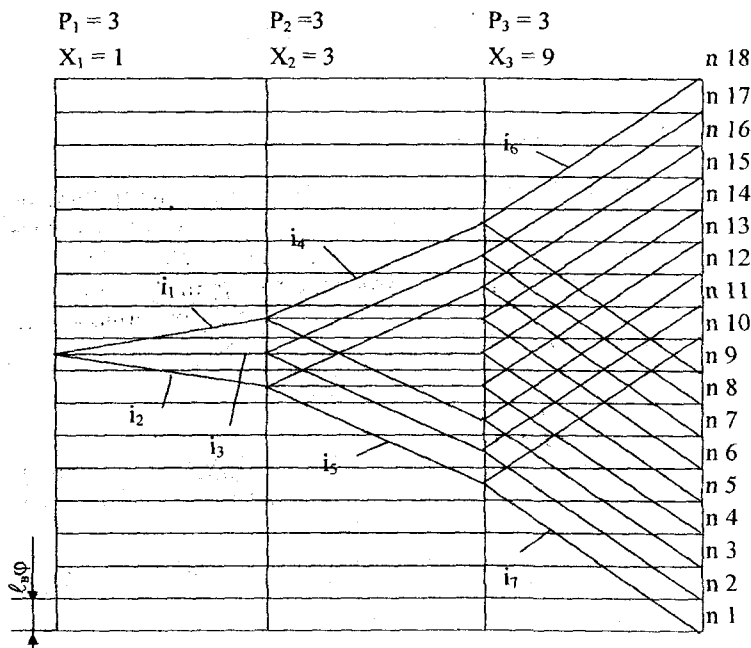


Рис. 2.2. Структурная сетка главного привода универсально-фрезерного станка модели 6М82

В связи с тем, что передаточные отношения прямозубых зубчатых передач в механизмах главного привода металлорежущих станков могут колебаться в пределах от $1/4$ до 2, появляется необходимость определить максимально допустимую характеристику группы регулирования, исходя из вышеуказанного ограничения передаточных отношений и знаменателя геометрического ряда φ :

$$X_{\max} = \frac{0,9031}{\lg \varphi}. \quad (2.1)$$

Если характеристика группы регулирования привода меньше $X_{\max}$, то привод возможно реализовать, используя двухваловые группы регулирования.

Если последняя (или последние) переборная передача имеет характеристику больше $X_{\max}$, то приходится применять механизмы, у которых для реализации одного или нескольких передаточных отношений в каждом случае используется два или более последовательно соединённых зубчатых зацепления. Наиболее характерным из таких механизмов является перебор (рис. 2.3).

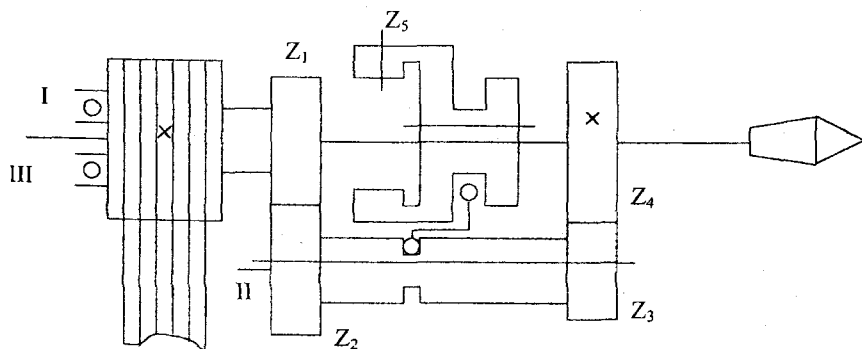


Рис. 2.3. Перебор

Шкив клиноремённой передачи вместе с зубчатым колесом установлены на пустотелом валу I. На валу II находится гильза с зубчатыми колёсами Z_2 и Z_3 , которые могут входить в зацепление с колёсами Z_1 и Z_4 . Колесо Z_4 жёстко закреплено на шпинделе станка. На шпинделе станка (вал III) на шлицах или скользящей шпонке находится

зубчатое колесо с внутренним зубчатым венцом Z_5 , осевое перемещение которого происходит совместно с гильзой, несущей зубчатые колёса Z_2 и Z_3 . Модуль и число зубьев колёс Z_1 и Z_5 выполнены одинаковыми для того, чтобы колесо Z_5 могло находить на колесо Z_1 (колёса Z_1 и Z_5 составляют зубчатую соединительную муфту). В момент включения муфты зубчатые колёса Z_1 и Z_2 , Z_3 и Z_4 расцеплены. В этом случае движение передаётся от шкива клиноремённой передачи через колёса Z_1 и Z_5 шпинделю станка (передаточное отношение механизма равно единице). Второе рабочее положение механизма следующее: муфта Z_1 - Z_5 выключена, но введены в зацепление колёса Z_1 , Z_2 , Z_3 , Z_4 . Передаточное отношение механизма

$$i_n = \frac{Z_1 \cdot Z_3}{Z_2 \cdot Z_4} \quad (2.2)$$

определяется числом зубьев колёс перебора и может достигать значения 1:16.

В универсальных станках с большим диапазоном регулирования скорости шпинделя применяются переборные группы регулирования на несколько передаточных отношений. Например, переборная часть коробки скоростей токарно-винторезного станка модели 1К62 имеет три рабочих передаточных отношения: 1/2, 1/8, 1/32. Кроме этого имеется прямая передача на шпиндель станка с передаточным отношением 65/43.

Такая структура привода, когда высокие скорости передаются шпинделю через короткую цепь, а низкие - через переборную часть привода (одноступенчатую или многоступенчатую), называется сложной. Большинство токарно-винторезных станков с большим диапазоном регулирования скорости шпинделя имеют сложную структуру привода.

Структурную формулу привода со сложной структурой можно представить в общем виде:

$$Z = Z_0[1 + Z_a]. \quad (2.3)$$

Пример. Структурная формула главного привода станка модели 1К62 будет следующая:

$$24 = 2(1) \times 3(2) \times [1 + 3(6)]. \quad (2.4)$$

В основную часть структуры привода токарно-винторезного станка модели 1К62 входят основная ($P_1 = 2, X_1 = 1$) и первая переборная ($P_2 = 3, X_2 = 2$) группы регулирования скорости, которые позволяют получить на третьем валу коробки скоростей геометрический ряд из шести частот вращения со знаменателем $\phi = 1,26$ (рис. 2.4).

Далее эти шесть скоростей либо передаются через зубчатую передачу 65/43 непосредственно шпинделю (высокие скорости в пределах $630 \div 2000$ об/мин, в структурной формуле эта передача представлена единицей, стоящей в скобках), либо через переборную часть с тремя передаточными отношениями.

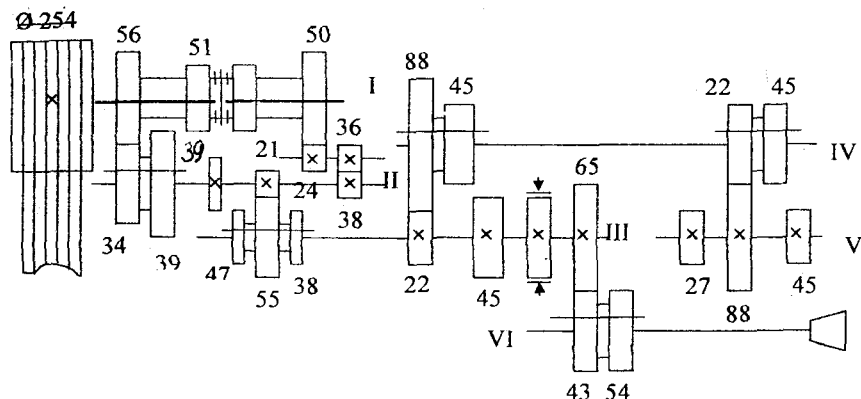


Рис. 2.4. Кинематическая схема главного привода токарно-винторезного станка модели 1К62

Значительно реже применяется структура привода, позволяющая получить на шпинделе станка так называемый ломаный ряд. Тогда частота вращения шпинделя станка составляет геометрический ряд, у которого в середине диапазона знаменатель имеет меньшее значение, чем в зоне низких и высоких скоростей.

2.2 Построение графика чисел оборотов

В отличие от структурной сетки график чисел оборотов шпинделя даёт представление не только о структуре привода, но и отображает абсолютные значения передаточных отношений передач и числа оборотов (в мин.) шпинделя и валов привода. График чисел оборотов

строится в полулогарифмической сетке (рис. 2.5) и может, как показано на рисунке, располагаться горизонтально (более приемлемый вариант) или быть выполнен с вертикальным расположением линий передаточного отношения.

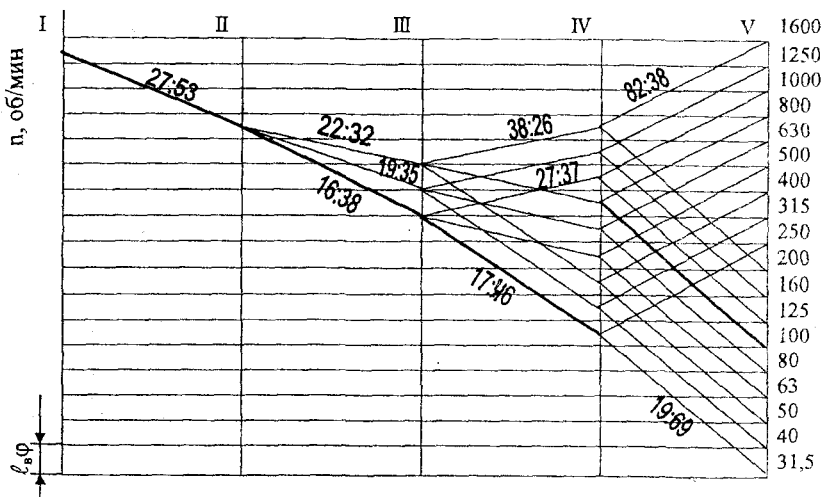


Рис. 2.5. График чисел оборотов универсально-фрезерного станка модели 6М82

Для выполнения графика чисел оборотов привода с n валами (включая вал электродвигателя и шпиндель станка), обеспечивающего на шпинделе Z скоростей, на листе бумаги разлиновывается сетка: в вертикальном направлении проводится столько линий, сколько валов имеет привод; горизонтальных линий проводится по числу скоростей Z . Расстояния между линиями валов равны между собой и примерно в четыре раза превышают шаг расположения линий скоростей (горизонтальных линий).

Нумерация валов принимается в порядке слева направо, начиная с вала электродвигателя и заканчивая шпинделем станка. Валы обозначаются римскими цифрами, и их нумерация соответствует кинематической схеме привода.

Скорости шпинделя располагаются на графике снизу вверх, начиная с минимальных оборотов $n_{\min}$. На первом валу отмечается точка, соответствующая логарифму числа оборотов электродвигателя.

Передаточные отношения передач привода на графике изображаются линиями, наклон которых даёт числовое представление о величине передаточного отношения. Например, если валы привода соединить между собой горизонтальной линией, это будет означать передачу с передаточным отношением, равным единице. Линия передачи, направленная вверх (если перемещаться от вала электродвигателя в направлении шпинделя), отображает повышающую передачу. Если её наклон соответствует перепаду на один шаг линий скорости, передаточное отношение этой передачи численно равняется знаменателю геометрического ряда регулирования скорости шпинделя φ . Перепад на два шага даёт представление о повышающей передаче с отношением φ^2 и т.д.

Наоборот, наклон линии передачи вниз говорит о том, что передача понижающая. Наклон вниз на один шаг линий скорости означает понижающую передачу с передаточным отношением $1/\varphi$; на два шага - $1/\varphi^2$; три - $1/\varphi^3$ и т.д. (см. рис. 2.5).

Далее задача сводится к тому, чтобы построить ломаную линию наименьшего передаточного отношения всего привода, которая будет соединять точку частоты вращения ротора электродвигателя с минимальным числом оборотов в минуту шпинделя (разбив его по ступеням).

Здесь следует руководствоваться следующими соображениями:

1. С целью оптимизации габаритов и веса привода целесообразно применять такую разбивку общего передаточного отношения привода по группам, чтобы минимальное передаточное отношение в группах регулирования уменьшалось по мере продвижения от электродвигателя к шпинделю станка, достигая предельного значения в последней группе. Выгодно, чтобы привод работал на более высоких угловых скоростях (с меньшими крутящими моментами), и только перед шпинделем угловую скорость необходимо резко снизить до требуемого значения. Это позволит выполнить большую часть привода с меньшими осевыми и радиальными размерами.

2. С другой стороны, повышение угловой скорости промежуточных валов коробки скоростей приводит к увеличению потерь холостого хода, увеличивает износ деталей привода и повышает требования к точности их изготовления, увеличивая технологические расходы. Поэтому разбивка минимального передаточного отношения привода по ступеням передач является сложной задачей, в процессе выполнения которой решается целый комплекс конструкторско-технологических задач по оптимизации параметров привода станка. Практически скорость 15-20 м/сек для колёс 6-7-й степени точности является предельной.

3. При разбивке общего минимального передаточного отношения по ступеням привода необходимо учитывать структурную сетку и предельные значения передаточных отношений ступени (зубчатой пары), которые должны находиться в приводах главного движения, в пределах $2 \div 1/4$.

4. Передаточные отношения зубчатых пар следует принимать равными целым степеням знаменателя ряда ϕ , т.е. желательно, чтобы концы отрезков, изображающих передачи на графике чисел оборотов, находились в точках пересечения линий валов с линиями скоростей.

5. Нужно стремиться к сокращению номенклатуры зубчатых колёс, что экономически выгодно. Это достигается симметричным расположением лучей в группе регулирования. Наиболее целесообразно применять это правило в том случае, если в приводе используются сменные колёса. Для сокращения их количества они делаются обратимыми (одна пара колёс при перестановке их местами может давать две скорости).

Кроме того, сократить общее число зубчатых колёс в приводе можно за счёт применения связанных зубчатых колёс.

6. Одиночные передачи следует располагать ближе к шпинделю станка. Построенная с учётом этих требований линия наименьшего передаточного отношения привода является базой для дальнейшего построения графика чисел оборотов. Зная минимальное передаточное отношение одной из передач группы регулирования, и взяв из структурной сетки характеристику этой группы, нетрудно определить на графике положение лучей других передач этой группы регулирования.

Полученный график чисел оборотов необходимо ещё раз внимательно просмотреть с точки зрения вышеизложенных требований. В случае обнаружения ошибок его следует переделать заново.

На графике должны быть указаны: римскими цифрами валы привода, включая вал электродвигателя и шпинделя станка (нумерация слева направо); числа оборотов шпинделя, принятые по нормали H11-1 (снизу вверх в порядке увеличения чисел оборотов); число зубьев зубчатых передач, сумма зубьев в групповых передачах; обороты электродвигателя.

Сумма зубьев и число зубьев зубчатых передач, диаметры шкивов и основные параметры других передач указываются на графике чисел оборотов после того, как будет закончен кинематический расчёт привода, т.е. когда уже определены действительные числа оборотов шпинделя и их отклонения от нормального ряда.

2.3 Определение основных кинематических параметров передач проектируемого привода

Основной задачей данного этапа проектирования привода станка является определение кинематических параметров передач привода, таких как: число зубьев групповых и одиночных передач, число заходов червяка и число зубьев червячного колеса, диаметры ведущего и ведомого шкивов ремённых передач и т.д.

Особенно важно при выполнении этого этапа проектирования учесть существующие стандарты и нормали станкостроения. Например, межосевое расстояние, суммы чисел зубьев пары цилиндрических колёс, числа зубьев червячных колёс и модуль нормализованы (нормаль Н 21-5).

В пояснительной записке из графика чисел оборотов необходимо указать передаточные отношения всех групповых и одиночных передач, выразив их значение через знаменатель геометрического ряда. Для передачи, сообщающей движение от электродвигателя к первому валу коробки скоростей, когда затруднительно установить степень знаменателя геометрического ряда в выражении передаточного отношения этой передачи, удобнее это отношение выразить через обороты ведомого и ведущего валов.

Для обеспечения нормальной работы зубчатых колёс, с точки зрения плавности зацепления, снижения потерь на трение, правильности распределения нагрузочной способности и долговечности, снижения шума минимальное число зубьев прямозубых зубчатых колёс в приводах главного движения необходимо принимать $Z_{\min} = 20 \div 22$. Сумма чисел зубьев сопряжённых цилиндрических колёс с прямыми зубьями установлена нормалью Н 21-5 в зависимости от модуля зацепления (табл. 2.1).

В процессе проектирования модуль зубчатых колёс предварительно можно задать по базовой модели станка.

Наибольшую трудность вызывает определение числа зубьев групповых передач. Эта задача ещё более усложняется, если модули передач одной группы регулирования различны или привод имеет связанные колёса.

Таблица 2.1

Суммы чисел зубьев сопряжённых прямозубых цилиндрических колёс

Меж- осе- вое рас- стоя- ние, мм	Модули, мм											
	1,0	1,5	2,0	2,5	3,0	(3,5)	4,0	5,0	6,0	(7,0)	8,0	10,0
	Сумма чисел зубьев											
30	60	(40)										
(36)	72	48										
45	90	60	(45)									
60	120	80	60	48	(40)							
75		100	75	60	(50)							
90		120	90	72	60	-	(45)					
105				84	70	60	-	(42)				
120				96	(80)	-	60	48	(40)			
135				108	90	-	-	54	(45)			
150				120	100	-	75	60	(50)			
180					120	-	90	72	60	-	(45)	
210						120	105	84	70	60	-	(42)
(225)							-	90	75	-	-	(45)
240							120	96	(80)	-	60	48
270								108	100	-	-	54
300								120	105	-	75	60
(315)									120	90	-	(63)
360										-	90	72
420										120	105	84
(450)											-	90
480											120	96

Примечание: размеры, заключённые в скобки, по возможности не применять.

Для определения кинематических параметров передач используются разные методы определения числа зубьев групповых передач.

2.3.1 Метод наименьшего кратного

Данный метод приемлем для случая, когда передаточные отношения группы регулирования представлены или могут быть представлены простыми числами с высокой точностью. Модуль зубчатых колёс рассматриваемой группы одинаков для всех передач.

Прежде всего, передаточные отношения представляются в виде простых дробей.

Пример. Группа регулирования имеет три передачи с передаточными отношениями φ , $1/\varphi$, $1/\varphi^3$, которые определены из графика чисел оборотов. Знаменатель геометрического ряда регулирования скорости шпинделя $\varphi = 1,26$. Можно представить передаточные отношения передач в виде простых дробей:

$$\varphi = 1,26 = \frac{5}{4}; \quad \frac{1}{\varphi} = \frac{1}{1,26} = \frac{4}{5}; \quad \frac{1}{\varphi^3} = \frac{1}{1,26^3} = \frac{1}{2}.$$

Находим суммы чисел, стоящих в числителе и знаменателе каждого передаточного отношения:

$$5 + 4 = 9; \quad 4 + 5 = 9; \quad 1 + 2 = 3.$$

Наименьшее кратное для чисел 9; 9; 3 равно 9. Определяем числа зубьев зубчатых колёс пары с наименьшим передаточным отношением φ , равным $1/2$. У искомых колёс $Z = 3$ и $Z = 6$.

В коробках скоростей зубчатые колёса не должны иметь число зубьев менее 20 - 22. Из этих соображений число зубьев ведомого и ведущего колёс нужно увеличить в 8 раз с тем расчетом, чтобы малое колесо имело число зубьев не менее указанного выше.

Принимаем передачу с передаточным отношением $1/2$, состоящую из зубчатых колёс с числом зубьев $Z = 24$ и $Z = 48$. Тогда сумма зубьев составит: $\Sigma Z = Z_1 + Z_2 = 24 + 48 = 72$.

Определим число зубьев колёс других передач группы регулирования.

Передача с отношением $\varphi = 1,26 = \frac{5}{4}$ (числитель дроби обозначим буквой a , знаменатель - буквой ϑ):
число зубьев ведущего колеса

$$Z_3 = \frac{\Sigma Z \cdot a}{a + \vartheta} = \frac{72 \cdot 5}{5 + 4} = 40; \quad (2.5)$$

число зубьев ведомого колеса

$$Z_4 = \frac{\Sigma Z \cdot \vartheta}{a + \vartheta} = \frac{72 \cdot 4}{5 + 4} = 32. \quad (2.6)$$

Большую точность даёт расчёт числа зубьев зубчатых колёс, когда учитывается передаточное отношение в десятичном виде, так как в

процессе преобразования десятичной дроби в простую почти всегда закладывается погрешность. В этом случае число зубьев ведущего колеса равно:

$$Z_3 = \frac{\Sigma Z \cdot \varphi}{1 + \varphi} = \frac{72 \cdot 1,26}{1 + 1,26} = 40,14; \quad (2.7)$$

ведомого:

$$Z_4 = \frac{\Sigma Z \cdot 1}{1 + \varphi} = \frac{72 \cdot 1}{1 + 1,26} = 31,38. \quad (2.8)$$

Погрешность составила 0,44 %. Она была допущена при преобразовании передаточного отношения из десятичной дроби в простую.

Передача с отношением $\frac{1}{\varphi} = \frac{1}{1,26} = \frac{4}{5}$ будет иметь зубчатые колёса с таким же числом зубьев, но переставленные местами, т.е. число зубьев ведущего колеса $Z_5 = 32$, ведомого - $Z_6 = 40$.

При преобразованиях передаточных отношений в пределах одной группы регулирования следует стремиться к тому, чтобы погрешность при преобразовании всех передаточных отношений имела по возможности минимальное значение и одинаковый знак (здесь имеется в виду случай, когда простые дроби подобраны с небольшим избытком или недостатком). Желательно также, чтобы погрешности двух последовательно соединенных групп регулирования были примерно одинаковыми, но противоположного знака.

При соблюдении этого правила в процессе преобразования передаточных отношений из десятичных дробей в простые допускается относительная погрешность не более 0,5 % (привод на 16 - 24 скорости со знаменателем геометрического ряда $\varphi = 1,26$). Для приводов с меньшим числом скоростей и с большими знаменателями геометрического ряда φ относительная погрешность при замене десятичных дробей простыми в передаточных отношениях может быть несколько увеличена.

2.3.2 Табличный метод подбора колёс

Табличный метод определения числа зубьев групповых передач позволяет значительно упростить расчёты и сократить время на эту операцию.

Порядок определения чисел зубьев групповых передач с одинаковыми модулями следующий: из графика чисел оборотов определяют-

ся передаточные отношения группы регулирования. Они представляются простой дробью, числитель и знаменатель которой выражены десятичной дробью с точностью – два знака после запятой.

В этих передачах выбирается передача с минимальным передаточным отношением, и для нее, задавшись минимальным значением числа зубьев прямозубого колеса $20 \div 22$ зуба, определяется суммарное число зубьев передачи.

Пример. Имеется групповая передача с передаточными отношениями $\varphi = 1,26$; $1/\varphi = 1/1,26$; $1/\varphi^3 = 1/1,26^3 = 1/2,00$. Выбираем передачу с минимальным передаточным отношением, равным $1/2,00$, и определяем число зубьев зубчатых колёс этой передачи, принимая число зубьев малого колеса равным $20 \div 22$ зуба.

Тогда ведомое колесо будет иметь $40 \div 44$ зуба, и сумма зубьев составит $60 \div 66$. Затем по табл. Л.1 находится сумма зубьев, которая содержит числа зубьев колёс для всех передаточных отношений сопряжённых пар колёс данной группы регулирования. Из нескольких вариантов устанавливается вариант с минимальными отклонениями передаточного отношения. Например: в диапазоне суммы зубьев $60 \div 66$ для передаточных отношений $1,26$; $1/1,26$ и $1/2,00$ можно принять $\Sigma Z = 63$. Тогда числа зубьев передач:

$$Z_1 : Z_2 = 1,26 = 35 : 28;$$

$$Z_3 : Z_4 = 1 : 1,26 = 28 : 35;$$

$$Z_5 : Z_6 = 1 : 2,00 = 21 : 42.$$

Если $\Sigma Z = 66$, то числа зубьев зубчатых колёс передач группы:

$$Z_1 : Z_2 = 1,26 = 37 : 29;$$

$$Z_3 : Z_4 = 1 : 1,26 = 29 : 37;$$

$$Z_5 : Z_6 = 1 : 2,00 = 22 : 44.$$

Из этих двух вариантов предпочтение отдается первому, в котором обеспечиваются меньшие отклонения передаточных отношений передач проектируемой группы регулирования.

Если регулирование скорости производится по средствам переключения блоков зубчатых колес, то для тройных узких блоков (узкими называются блоки и венцы, которые располагаются на близком расстоянии друг от друга и разделяются канавками для выхода долбяка при зубодолблении) с целью их свободного прохода следует выдерживать следующее условие: разность чисел зубьев наибольшего и среднего венцов блока не должна быть менее пяти зубьев для нормального зацепления, когда высота головки зуба выполняется равной модулю, и четырех зубьев - для скорректированного колеса с высотой

головки зуба, равной 0,8 модуля. Если это условие не выполняется, то следует произвести перерасчет числа зубьев передач пары колес или продумать возможность применения широкого тройного блока, у которого меньший и больший зубчатые венцы располагаются на близком расстоянии друг от друга (например, разделены только технологической канавкой), а венец со средним числом зубьев отнесен от них вдоль оси на расстояние не менее двойной ширины венца. Такая конструкция тройного блока исключает необходимость проводить его средний венец мимо наименьшего из неподвижных колес на сопряженном валу.

Обычно модуль зубчатых колес принимается одинаковый для всех передач группы регулирования. Это справедливо для основной и первой переборной групп, так как нагруженность зубчатых колес на всём диапазоне регулирования данных групп изменяется в нешироких пределах.

Нагруженность зубчатых колес второй переборной группы главного привода универсального станка с широким диапазоном регулирования скорости шпинделя диктует применение зубчатых передач в группе с различным модулем.

Определение числа зубьев передач группы в этом случае производится исходя из межосевого расстояния. Предполагается, что модули известны. Ориентировочно они принимаются по базовой модели. Затем определяются параметры наиболее нагруженной зубчатой передачи и межосевое расстояние зубчатых колес. Далее исходя из межосевого расстояния, модуля и передаточного отношения находятся параметры других передач.

Если в группе передач наблюдается слишком большая разница в модулях, то для уменьшения габаритов привода эту разницу уменьшают за счёт увеличения модуля менее нагруженной передачи.

Прочность зубчатых колес достигается соответствующим подбором материала или увеличением длины зуба.

В приводах станков в качестве группы регулирования используют многоскоростные электродвигатели с синхронными числами оборотов в минуту 3000/1500; 1500/750; 3000/1500/750. Изменение частоты вращения ротора этих электродвигателей производится в два раза. Поэтому их наиболее целесообразно применять при регулировании скорости шпинделя со знаменателями геометрического ряда $\varphi = 1,41$ и $\varphi = 1,26$.

В этом случае многоскоростной электродвигатель выступает как первая переборная группа регулирования. В зависимости от знамена-

теля ряда основная группа должна иметь: при $\phi = 1,41$ – две передачи, при $\phi = 1,26$ – три передачи. Все последующие группы регулирования выполняются аналогично приводу с односкоростным асинхронным электродвигателем.

С целью сокращения номенклатуры зубчатых колес привода и его размеров в коробках скоростей применяют так называемые связанные колёса, т.е. принадлежащие двум группам регулирования (рис. 2.6 – колесо Z_4).

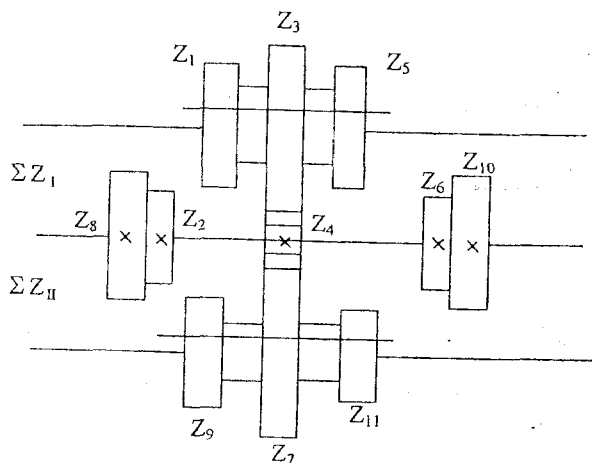


Рис. 2.6. Кинематическая схема коробки скоростей со связанным колесом

Из графика чисел оборотов находятся передаточные отношения первой и второй групп регулирования.

I группа: $i_1 (z_1/z_2)$; $i_2 (z_3/z_4)$; $i_3 (z_5/z_6)$;

II группа: $i_4 (z_8/z_9)$; $i_5 (z_4/z_7)$; $i_6 (z_{10}/z_{11})$.

Числа зубьев зубчатых колес первой группы регулирования определяются на основе вышеизложенной методики. Вычислив сумму зубьев первой группы ΣZ_I , пользуясь тем, что связанное колесо является ведомым для первой группы (передача с i_2) и ведущим для второй (передача с i_5), рассчитывают сумму зубьев второй группы регулирования:

$$\Sigma Z_{II} = \Sigma Z_I \frac{i_5 + 1}{i_5(i_2 + 1)}. \quad (2.9)$$

Зная сумму зубьев передач и передаточные отношения в первой группе, определяют числа зубьев зубчатых колес второй группы регулирования, округляя их до целых чисел.

Если в приводе главного движения применено регулирование скорости шпинделя однопарной гитарой сменных зубчатых колёс, желательно все пары зубчатых колес в наборе использовать дважды: как ускорительную и как замедлительную передачу, поменяв колеса местами. Гитара сменных колес рассматривается как групповая передача с симметричным расположением лучей передач на графике чисел оборотов.

Для однопарных гитар нормаль станкостроения устанавливает три следующих значения суммы зубьев сменных колёс: $\Sigma Z = 72; 90; 120$.

Целесообразно гитары сменных колес располагать в области высоких частот вращения привода.

2.4 Определение действительных частот вращения шпинделя и отклонений от нормального ряда

Для определения действительных оборотов в минуту шпинделя станка составляется уравнение кинематического баланса цепи главного движения в развёрнутом виде. Например, для главного привода универсально-фрезерного станка модели 6М82 (см. рис. 2.1) развёрнутое уравнение кинематического баланса имеет вид:

$$n_{\text{шп}} = 1440 \cdot \frac{27}{53} \cdot \frac{16}{38} \cdot \frac{17}{46} \cdot \frac{19}{69} \cdot \frac{27}{82} \cdot \frac{35}{38} \cdot \frac{22}{32} \cdot \frac{37}{26} \quad (2.10)$$

В группах регулирования передаточные отношения располагают в порядке их возрастания.

Подсчитанные по уравнению (2.10) действительные числа оборотов в минуту шпинделя сводятся в таблицу 2.2. Туда же записываются нормальный ряд чисел оборотов, принятый в расчётах по нормали Н 11-1, и относительные отклонения действительных оборотов шпинделя от нормальных в процентах.

Таблица 2.2

Относительные отклонения действительных оборотов шпинделя от нормальных в процентах

	Нормальное число об/мин шпинделя (нормаль Н 11-1)	Действительное число об/мин шпинделя	Отклонение в %
	$n_{\text{норм}}$	$n_{\text{шп}}$	Δ
n_1			
n_2			
...			
n_n			

Относительные отклонения оборотов шпинделя подсчитываются по формуле

$$\Delta = \frac{n_{\text{норм}} - n_{\text{шп}}}{n_{\text{норм}}} \cdot 100 \%. \quad (2.11)$$

Они не должны превышать максимального значения для данного привода:

$$\Delta_{\text{max}} = \pm 10(\varphi - 1) \%, \quad (2.12)$$

где φ - знаменатель геометрического ряда регулирования частоты вращения шпинделя.

Если отклонения действительных оборотов шпинделя превышают максимально допустимые, то следует пересмотреть кинематику проектируемого привода.

2.5 Бесступенчатое регулирование скорости главного привода

Металлорежущие станки, оснащённые системами числового программного управления (ЧПУ), имеют привод главного движения и привод подач с бесступенчатым регулированием скорости. Для бесступенчатого регулирования скорости используются двигатели постоянного тока (ДПТ) и асинхронные двигатели с частотным регулированием частоты вращения ротора. Привода главного движения на основе двигателей с регулируемой частотой вращения ротора позволяют автоматизировать процесс изменения частоты вращения и установить оптимальную по технологическому процессу скорость резания.

В связи с тем, что крутящий момент на валу двигателя постоянного тока прямо пропорционален магнитному потоку статора и силе то-

ка якоря, нагрузочные способности этих двигателей не позволяют регулировать их частоту вращения в широких пределах, например, ДПТ серии 2П имеют эффективный диапазон регулирования 4:1. Поэтому в станках с большим диапазоном регулирования скорости главного движения используются приводы со смешанным (бесступенчато-ступенчатым) регулированием частоты вращения шпинделя станка. Такой привод в своём составе имеет регулируемый электродвигатель (с диапазоном регулирования 4 – 20), последовательно соединённый с упрощённой коробкой скоростей (два – четыре передаточных отношения), ступенчато изменяющей своё передаточное отношение.

В приводе главного движения токарного станка модели 16А20Ф3 (рис. 2.7) используются асинхронный электродвигатель с частотным бесступенчатым регулированием частоты вращения ротора (диапазон регулирования ≈ 17) и коробка скоростей (рис. 2.8) с тремя передаточными отношениями 1:1; 1:3; 1:9, позволяющими бесступенчато изменять частоту вращения шпинделя станка в пределах 20...2500 об/мин (рис. 2.9).

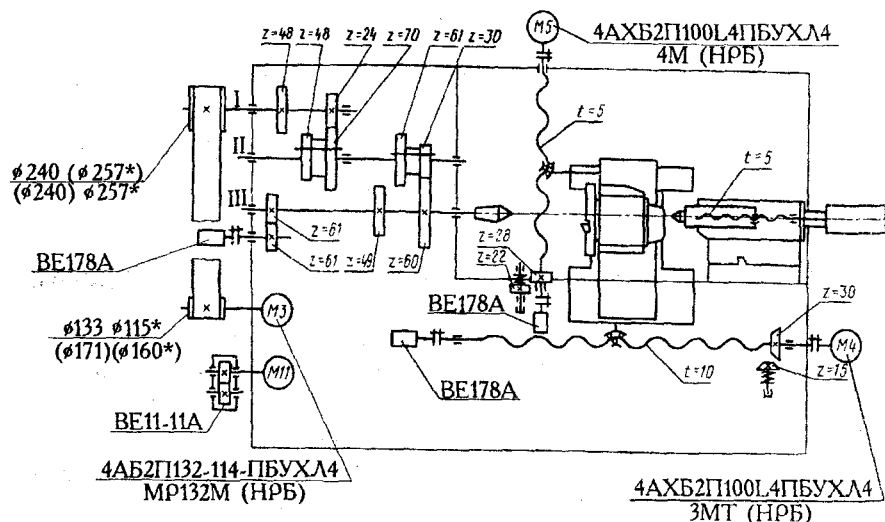


Рис. 2.7. Кинематическая схема привода главного движения токарного станка модели 16А20Ф3 (цифры, указанные в скобках, – для привода НРБ)

Диапазоны скоростей переключаются вручную, а любая скорость внутри установленного диапазона устанавливается автоматически от системы с ЧПУ. Расчёт кинематики таких приводов сводится в основном к расчёту коробки скоростей.

Число различных передаточных отношений коробки (число скоростей z) определяется диапазоном регулирования электродвигателя $D_{эдв.} = n_{\max \text{ эдв.}} / n_{\min \text{ эдв.}}$ и необходимым по эксплуатационным требованиям диапазоном частот вращения шпинделя $D_{шд.} = n_{\max} / n_{\min}$, где $n_{\max \text{ эдв.}}$, $n_{\min \text{ эдв.}}$ - максимальное и минимальное число оборотов электродвигателя; $n_{\max}$, $n_{\min}$ - максимальное и минимальное число оборотов шпинделя станка.

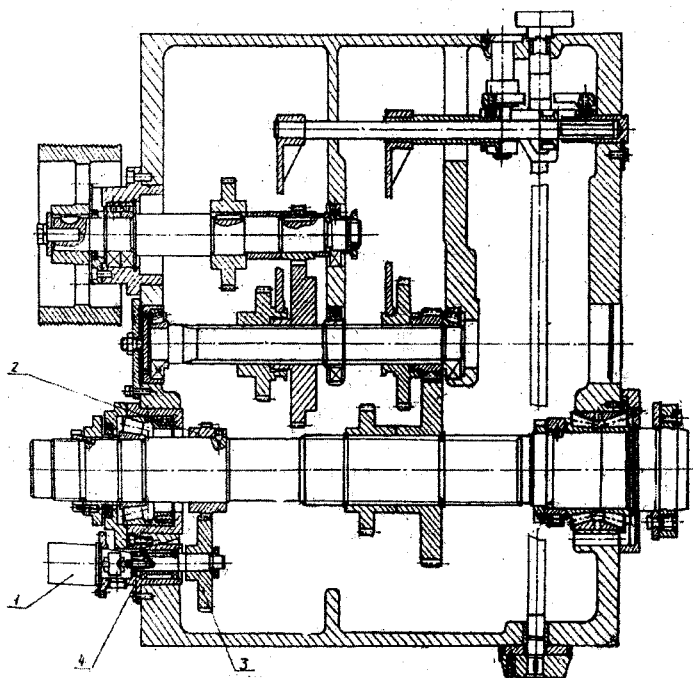


Рис. 2.8. Шпиндельная бабка станка модели 16A20Ф3

Тогда число скоростей (различных передаточных отношений) коробки скоростей равно:

$$Z = \lg D / \lg D_{эдв.} = \left(\lg \frac{n_{\max}}{n_{\min}} \right) / \left(\lg \frac{n_{\max \text{ эдв.}}}{n_{\min \text{ эдв.}}} \right). \quad (2.13)$$

Дальнейший расчёт аналогичен расчёту кинематики привода со ступенчатым регулированием. При подборе передаточных отношений коробки скоростей необходимо обеспечить небольшое перекрытие диапазонов скорости (рис. 2.9).

Изменение частоты вращения
крутящего момента
и мощности на шпинделе
станка модели 16A20Ф3

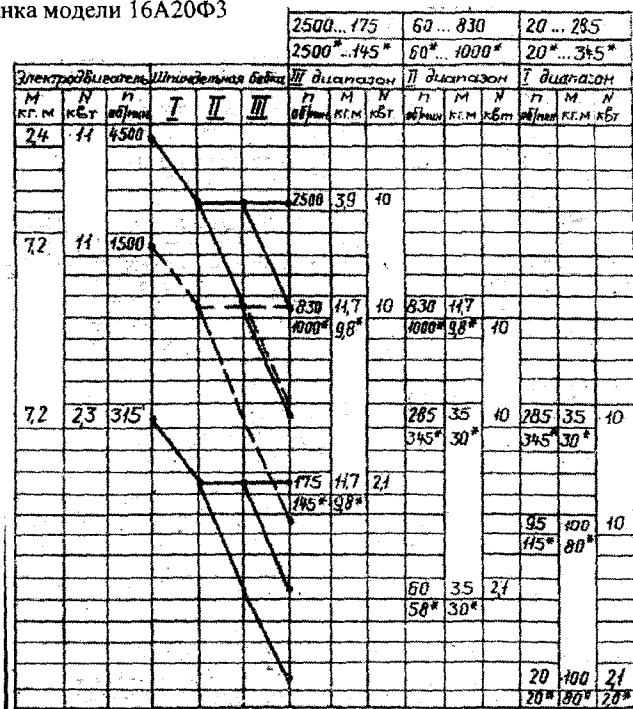


Рис. 2.9. График частот вращения главного привода
токарного станка модели 16А20ФЗ

Действительные числа оборотов шпинделя определяются для $n_{\max \text{ эв}}$ и $n_{\min \text{ эв}}$ в каждом диапазоне регулирования. Теряет смысл проверка отклонений действительных оборотов шпинделя от нормальных (по нормали Н 11-1).

3 ПРОЧНОСТНОЙ РАСЧЕТ ОСНОВНЫХ ЭЛЕМЕНТОВ ПРИВОДА

В процессе эксплуатации металлорежущих станков общего назначения, предназначенных для выполнения разнообразных работ, на элементы привода станка (ременные передачи, зубчатые передачи, валы, подшипники, муфты и т. д.) действуют нагрузки различной продолжительности, значительно изменяющиеся по величине и характеру действия. Практикой установлено, что для средних условий эксплуатации универсальных станков 60 - 80 % времени работы станка происходит при нагружении электродвигателя менее 25 % его номинальной мощности, 80 - 90 % - при нагружении менее 50 % и лишь 1-5 % с превышением мощности [10].

В зоне низких частот вращения шпинделя станков, имеющих большой диапазон регулирования, привод работает со значительной недогрузкой, и лишь начиная с какого-то вполне определенного числа оборотов шпинделя (n_p - расчетное число оборотов) на остальном участке диапазона привод может работать с использованием номинальной мощности электродвигателя и даже допускать кратковременную его перегрузку.

Исходя из этих соображений, принято считать, что в зоне низких частот на шпинделе станка сохраняется постоянный крутящий момент $M_{кр}$, а начиная с расчетного числа оборотов n_p сохраняется постоянная мощность. Хотя расчетное число оборотов шпинделей станков различного назначения несколько смещается в диапазоне регулирования, однако с достаточной для практических расчетов точностью следует определять расчетное число оборотов шпинделя из формулы

$$n_p = n_m \sqrt[4]{\frac{n_6}{n_m}}, \quad (3.1)$$

где n_6 и n_m - максимальное и минимальное число оборотов шпинделя.

Расчетное число n_p уточняется с действительными частотами вращения шпинделя. Это принятое расчетное число n_p является минимальным числом оборотов шпинделя, при котором забирается номинальная мощность электродвигателя.

Исходя из этих соображений, на графике чисел оборотов проектируемого привода следует для всех групповых и одиночных передач провести нижнюю границу, при которой используется полная мощность электродвигателя.

Например, на графике чисел оборотов станка модели 6М82 (см. рис. 2.5) эта граница проведена более толстой линией.

Для данного привода расчётное число оборотов равно:

$$n_p = n_m \cdot \sqrt[4]{\frac{n_{\delta}}{n_m}} = 31,5 \cdot \sqrt[4]{\frac{1600}{31,5}} = 84 \text{ об/мин.}$$

По графику чисел принимается $n_p = 80$ об/мин.

Далее, рассматривая нагруженность зубчатых пар всех групп регулирования, строят нижнюю границу номинальной мощности; когда привод использует полную мощность электродвигателя.

3.1 Определение расчётных нагрузок привода

Используя график чисел оборотов и построив на нём линию мощности, можно определить графически крутящие моменты на любом из валов привода.

График чисел оборотов построен в полулогарифмической сетке, в которой логарифмическая ось использована для чисел оборотов. Исходя из этой особенности графика, можно построить линию теоретической мощности привода. Для этого следует прологарифмировать зависимость:

$$M_{кр} = 9565 \cdot \frac{N_3 \cdot \eta}{n}; \quad (3.2)$$

$$\lg M_{кр} = \lg 9565 + \lg N_3 + \lg \eta - \lg n; \quad (3.3)$$

$$\lg M_{кр} + \lg n = \lg 9565 + \lg N_3 + \lg \eta. \quad (3.4)$$

Затем вычисляется по $\lg n$ нулевая база, от которой откладывались значения $\lg n$ при построении графика чисел оборотов. От этой нулевой базы откладывается $\lg 9565 + \lg N_3 + \lg \eta$. Причём для любого вала привода значение $\lg 9565 + \lg N_3$ остаётся постоянным, изменяется только $\lg \eta$.

В процессе проектирования привода коэффициент полезного действия η можно принять как среднее числовое значение; для зубчатой передачи, смонтированной на валах с опорами качения: закрытая цилиндрическая передача 6-й или 7-й степени точности, с жидкой смазкой - $\eta = 0,98$, 8-й степени точности - $0,97$; закрытая передача коническими колёсами 6-й или 7-й степени точности - $0,97$, 8-й степени - $0,96$, клиноремённая передача - $0,97$, пара подшипников качения - $0,99$.

Общий КПД определяется как произведение КПД отдельных элементов привода.

На графике чисел оборотов в выбранном масштабе логарифм крутящего момента определяется участком вертикальной шкалы, заключённым между линиями N и n .

Крутящий момент можно определить и аналитически, используя зависимость (3.2).

3.2 Особенности расчёта зубчатых передач приводов станков

В коробках скоростей применяются наряду с постоянно сцепленными зубчатыми парами передачи, вводимые в работу по мере надобности путём осевого смещения зубчатых блоков или переключения различных муфт. Иными словами, помимо колебания нагруженности привода из-за разных условий эксплуатации станка (по технологическим соображениям его использования), наблюдается неодинаковая длительность работы зубчатых колёс, особенно групповых, используемых на различных режимах обработки. Кроме того, желание сократить осевые размеры коробок скоростей приводит к тому, что в групповых передачах используются узкие колёса с шириной венца 6 - 10 модулей. Это благоприятно сказывается и на жёсткости привода и на конструкции механизма переключения скорости.

В коробках скоростей металлорежущих станков широкое применение нашли прямозубые зубчатые колёса, особенно при использовании блочного переключения, так как они работают без возникновения осевой составляющей нагрузки и позволяют более точно сохранять постоянство мгновенного передаточного отношения.

С другой стороны, более высокая плавность работы зубчатых колёс с винтовым направлением зуба позволяет применить их в случае переключения скорости с помощью различных муфт, включая электромагнитные.

В коробке скоростей с передвижными блоками примерно половина зубчатых колёс не используется, а вращается вхолостую. При расчётах необходимо тщательно проанализировать продолжительность работы отдельных пар в течение всего срока службы станка, с тем чтобы верно рассчитать их желательный срок службы, правильно подобрать материалы и термобработку, чтобы продолжительность работы всех зубчатых колёс была бы приблизительно одинаковой.

Расчёт зубчатых колёс коробок скоростей, которые являются закрытыми передачами, производится на выносливость по контактным напряжениям и напряжениям изгиба. Расчёт открытых передач (гитары сменных зубчатых колёс и др.) производится на выносливость по напряжениям изгиба.

При проектировании привода расчёту подлежат все одиночные зубчатые передачи, а в групповых передачах – более нагруженные.

В связи с тем, что числа зубьев парных колёс определяются из кинематического расчёта, прочностной расчёт зубчатых передач можно выполнять следующим образом:

а) либо из условия выносливости по контактным и изгибным напряжениям определить межосевое расстояние зубчатой пары, округлить его до значения, оговоренного нормалью станкостроения Н 21-3, и рассчитать модуль зацепления;

б) либо из условия выносливости по контактным напряжениям и изгибным напряжениям определить сначала модуль зацепления, округлить до значения, оговоренного стандартом, а затем произвести расчёт остальных параметров зубчатых колёс.

При значительных изменениях передаточных отношений групповой передачи следует для менее нагруженных передач произвести корректирование ширины зубчатого венца.

3.2.1 Выбор материала зубчатых колёс и определение допускаемых напряжений

Нагрузки, допускаемые по контактной прочности, пропорциональны твёрдости поверхностного слоя зуба. По этой причине лучшим материалом для изготовления зубчатых колёс являются стали. С целью повышения несущей способности при значительно изменяющейся нагрузке следует применять закалённые стали. Для полуоткрытых зубчатых передач лимитирующей является выносливость зубьев по напряжениям изгиба, и она определяется по пределу прочности сердцевины зуба.

В силу того, что зубчатое колесо имеет число зубьев больше, чем шестерня, и радиус кривизны зуба у неё больше, контактная прочность зубьев колеса больше, чем шестерни. Поэтому для шестерни принимается более прочный материал, с таким расчётом, чтобы зубья колеса и шестерни оказались равнопрочны. Если поверхностная твёрдость $HВ \leq 350$, необходимо назначить такие материалы и их термо-

обработку, чтобы поверхностная твёрдость зуба шестерни оказалась на $25 \div 70$ HB выше, чем у зуба колеса. В этом случае обеспечивается хорошая приработка передачи и почти одинаковая несущая способность рабочих поверхностей зубьев.

Если критерием работоспособности является выносливость зуба по изгибным напряжениям, следует выбирать материал шестерни, по механическим свойствам значительно превосходящий материал колеса, с тем, чтобы компенсировать меньшее значение коэффициента формы зуба Y у шестерни и разницу в циклах нагружения, придерживаясь приближённого равенства:

$$Y_1[\sigma]_{u1} \approx Y_2[\sigma]_{u2}, \quad (3.5)$$

где Y_1 и Y_2 — коэффициенты формы зуба шестерни и колеса зубчатой пары;

$[\sigma]_{u1}$ и $[\sigma]_{u2}$ — допустимые напряжения на изгиб сердцевины зуба.

В случае невысокой твёрдости материала ($HB \leq 350$) возможна обработка зубчатых колёс после термообработки (улучшения или нормализации). В качестве улучшенных сталей применяются стали 45, 50Г2, 40X, 45X. Эти материалы, главным образом, используются для изготовления зубчатых колёс в мелкосерийном и индивидуальном производстве. Нарезание зубьев может обеспечить 8-ю степень точности, зубошестингование — 7-ю.

Более широкое распространение получили зубчатые колеса, твёрдость которых $HB > 350$. Для производства этих колёс используются стали 45, 50, 50Г2, 40X, 40XH, 45X, 20X, 12XH3A, 20XH3A. Первые шесть марок стали — закаливаемые, закалка производится токами высокой частоты, достигаемая поверхностная твёрдость — HRC 48÷52.

Цементируемые стали позволяют получить поверхностную твёрдость HRC 56÷63 и достаточно вязкую сердцевину (в расчётах можно принять $\sigma_{\text{вр. серд.}} \approx 350$ HB). Так, после цементации и закалки сталей марок 12XH3A, 18ХТГ, 20XH3A можно получить твёрдость поверхностного слоя HRC 56÷63 и твёрдость сердцевины HB, доходящую до 300 единиц.

Окончательная обработка таких зубчатых колёс производится с применением абразивного инструмента (чаще всего шлифование). Это позволяет получить зубчатые колёса 5 — 6-й степени точности. В этом случае блоки зубчатых колёс, как правило, делаются сборными, что,

естественно, увеличивает затраты производства. Блоки зубчатых колёс 7 – 8-й степени точности изготавливаются из сталей 40X, 45X, 40XH и других, подвергаемых объёмной закалке или закалке током высокой частоты (ТВЧ) после нарезания зубьев. Последующее шлифование позволяет получить зубчатые венцы 6 – 7-й степени точности.

Для изготовления вал-шестерни применяют качественные углеродистые стали 40, 45, 50, 50Г и в ответственных случаях – стали марок 40X, 45X, 40XH. Для увеличения нагрузочной способности зубьев их следует закалить с нагревом ТВЧ, для получения точности выше 7-й степени следует зубья шлифовать или притирать.

Для колёс скоростных передач необходимо применять материалы с более высокими механическими свойствами, с тем чтобы уменьшить габариты передачи и снизить динамические нагрузки.

В процессе подбора материала зубчатых колёс следует использовать данные по относительной стоимости сталей различных марок, оценить сравнительную трудоёмкость изготовления зубчатых колёс для различных вариантов обработки.

При выборе материала и термообработке зубчатых колёс конструктор обязан обеспечить равнопрочность зубчатых колёс по основным критериям работоспособности и одновременно предусмотреть менее трудоёмкие технологии изготовления зубчатых колёс и термообработку.

Рекомендации по выбору материала зубчатых колёс и способа термообработки представлены в табл. 3.1 и 3.2, а механические свойства наиболее употребляемых марок сталей – в табл. 3.3.

Таблица 3.1

Стали, применяемые для зубчатых колёс

Рекомендуемая область применения	Марка стали	Твёрдость
1	2	3
Зубчатые колёса с модулем свыше 4 мм при небольших нагрузках	45	HRC = 48÷52 закалка ТВЧ
Зубчатые колёса с модулем свыше 6 мм при небольших нагрузках	50	HRC = 48÷52 закалка ТВЧ
Зубчатые колёса крупных размеров при небольших нагрузках	50Г2	HB = 212÷241 улучшение
Зубчатые колёса крупных размеров при средних нагрузках	50Г2	HRC = 27÷33

Окончание таблицы 3.1

1	2	3
Зубчатые колёса средних размеров при средних нагрузках	50Г2	HRC = 56÷63 закалка ТВЧ сердцевина HB ≥ 212
Зубчатые колёса с модулем до 3 мм, от которых требуется высокая износостойкость и незначительные деформации при термообработке	20Х	HRC = 58÷62 цементация и закалка ТВЧ
Зубчатые колёса при средних и больших удельных нагрузках, высоких скоростях и наличии ударных нагрузок при весьма высоких требованиях к снижению габаритов и веса	18ХГТ 12ХН3А 20ХН3А	цементация и закалка ТВЧ HRC = 58÷62 сердцевина HB = 240÷300
Зубчатые колёса при средних и удельных нагрузках и средних скоростях 10 м/с	40Х	HRC = 22÷30
Зубчатые колёса и рейки при больших удельных давлениях, средних скоростях и отсутствии ударных нагрузок	40Х	HRC = 45÷50
Зубчатые колёса мелких размеров	40Х	HRC = 50÷55
Зубчатые колёса при средних удельных нагрузках, средних скоростях и требованиях повышенной прочности сердцевины	40Х	HRC = 48÷52 закалка ТВЧ
Зубчатые колёса при больших удельных нагрузках, высоких скоростях и наличии ударных нагрузок	40ХН	HRC = 50÷54
Зубчатые колёса при высоких скоростях и наличии ударных нагрузок	40ХН	HRC = 48÷52 закалка ТВЧ
Зубчатые колёса для точных передач, обрабатываемых в улучшенном состоянии, при требовании повышенной точности	50 ХН	HRC = 51÷57
Зубчатые колёса, работающие в условиях атмосферной коррозии	40Х13	HRC = 53÷55 цементация и объемная закалка
Блоки зубчатых колёс в тех случаях, когда требуется высокая ответственность, и при невозможности применения отделочной операции для зубьев после термообработки. Зубчатые колёса внутреннего зацепления	38ХМЮА	HB > 350

*Рекомендуемые сочетания материалов, применяемых
для изготовления зубчатых колёс и шестерён*

Шестерня		Колесо	
Марка стали	Рекомендуемый способ термообработки	Марка стали	Рекомендуемый способ термообработки
45	Улучшение или нормализация HB < 350	35	Улучшение или нормализация HB < 350
50	Улучшение или нормализация HB < 350	35	Улучшение или нормализация HB < 350
50Г	Улучшение или нормализация HB < 350	45	Улучшение или нормализация HB < 350
40X	Улучшение или нормализация HB < 350	50	Улучшение или нормализация HB < 350
40ХН	Улучшение или нормализация HB < 350	40X	Для кованых сталей – улучшение и нормализация
45, 50	Поверхностная закалка с нагре- вом ТВЧ, объёмная закалка HB < 350	40ХН	Для кованой стали – поверхностная закалка HB < 350
45, 50	Поверхностная закалка с нагревом ТВЧ, объёмная закалка HB < 350	35	Поверхностная закалка с нагревом ТВЧ, объёмная за- калка HB < 350
40X	Поверхностная закалка с нагревом ТВЧ, объёмная закалка HB < 350	50	Улучшение и нормализация
40ХН	Поверхностная закалка с нагревом ТВЧ, объёмная закалка HB < 350	40X	Улучшение или нормализация
15X	Цементация и закалка HB < 350	15X 20X	Цементация и закалка HB < 350
12ХН3А 20ХН3А 18ХГТ	Цементация и закалка HB < 350	12ХН3А 20ХН3А 18ХГТ	Цементация и закалка HB < 350

При расчете приводов металлорежущих станков общего назначения с широким диапазоном регулирования частоты вращения шпинделя станка определение допускаемых напряжений производится в зависимости от механических свойств материала зубчатых колес, вида термообработки, состояния рабочей поверхности зуба и т.д.

Кроме того, учитывается то обстоятельство, что зубчатые передачи работают в условиях переменных напряжений, вызванных переменным режимом нагружения. Если расчет передач выполнять по

наибольшей нагрузке, предполагая, что эта нагрузка действует постоянно, в течение всего срока службы станка, то это приведет к избыточной прочности и утяжелению деталей привода.

Поэтому при расчетах таких приводов учитывается переменность режима работы. Допускаемые изгибные и контактные напряжения определяются в зависимости от эквивалентного числа циклов $N_{ц.эк.}$, которое определяется по уравнению

$$N_{ц.эк.} = \frac{60}{M_{\max}^m} \cdot (M_{\max}^m \cdot t_{M_{\max}} \cdot n_{m_{\max}} + M_1^m \cdot t_1 \cdot n_1 + \dots + M_i^m \cdot t_i \cdot n_i), \quad (3.6)$$

где $M_{\max}^m$ - наибольший длительно действующий момент, передаваемый рассчитываемым колесом в течение $t_{M_{\max}}$ часов за весь срок службы передачи при $n_{m_{\max}}$ об/мин;

$M_1^m \dots M_i^m$ - передаваемые колесом моменты в течение времени соответственно $t_1 \dots t_i$ при $n_1 \dots n_i$ об/мин.

Показатель степени m кривой выносливости принимается следующий: при расчётах на изгиб $m = 6$ для улучшенных и нормализованных сталей, $m = 9$ для закаленных сталей. При расчетах по контактным напряжениям $m = 3$.

Определение режима нагружения зубчатого колеса коробки скоростей проектируемого универсального станка - довольно сложная задача.

Учитывая практические рекомендации по эксплуатации универсальных металлорежущих станков, можно принять на всех скоростях привода следующую нагруженность: работа привода с $M_{\max}^m$ на протяжении 10 % времени работы зубчатой пары за весь период работы станка; с $0,5 M_{\max}^m$ - 30 % времени работы зубчатой пары; с $0,25 M_{\max}^m$ - 60 %.

Срок службы привода станка ориентировочно следует принять 48000 час (два межремонтных цикла).

Исходя из вышеизложенных соображений, необходимо определить режим работы рассчитываемых зубчатых передач привода. Расчету подлежат наиболее нагруженные зубчатые колеса групповых передач и все одиночные. Если передаточные отношения в группе передач изменяются значительно (например, последняя переборная передача привода), следует подвергнуть расчету обе передачи.

Допускаемые контактные напряжения для длительно работающих передач определяются в зависимости от твердости рабочих поверхностей зубьев. Для углеродистых и легированных сталей при твердости $HВ < 350$ (отжиг, нормализация, улучшение)

$$[\sigma]_к = (28 \div 30) \cdot HВ_{\min} \cdot K_{рк}, \quad (3.7)$$

где $HВ_{\min}$ - твердость зубьев (табл. 3.3).

Таблица 3.3

Механические характеристики сталей, применяемых для изготовления зубчатых колёс

Марка стали	Заготовка			Механические характеристики, Мн/м ²			Твёрдость		Термообработка
	Вид	Диаметр D, мм	Толщина S, мм	σ_b , Мн/м ²	σ_s , Мн/м ²	σ_{-1} , Мн/м ²	Сердцевина HB	По- верхн. HRC	
35	Поковка	Любой	Любая	540-580	320	230-250	150-180	-	Нормализация
45	Поковка	Любой	Любая	610-700	360	260-300	170-200	-	Нормализация
45	Поковка	60-90	45-70	750-850	450	320-340	210-230	-	Улучшение
45	Поковка	30	30	1000	750	430	335-492	-	Объёмная закалка
45	Поковка	Любой	Любая	600	340	260-300	-	53-55	Поверхностная закалка
50	Поковка	Любой	Любая	580-620	320	250-280	210-230	-	Нормализация
50Г	Поковка	Любой	Любая	660-700	400	340	210-230	-	Нормализация
15X	Поковка	Любой	Любая	700-800	-	-	-	58-63	Цементация и закалка
20X	Поковка	60	60	800	650	420	230-240	58-63	Цементация и закалка
40X	Поковка	280	90	800-900	550	420-460	230-260	-	Улучшение
40X	Поковка	120	60	900-1000		500	250-280	-	Объёмная закалка
40X	Поковка	30	30	1100-1350	900-1050	500-590	350-420	35-42	Объёмная закалка
40X	Поковка	Любой	Любая	1000	850	500	-	52-56	Поверхностная закалка
40XH	Поковка	Любой	Любая	750-850	450	410-440	220-250	-	Улучшение
40XH	Поковка	150	75	900-1000	700	460-500	270-300	-	Улучшение
40XH	Поковка	75	75	1000	850	500	-	50-54	Объёмная закалка
12XH3A	Поковка	90	90	1000	850	500	260-300	58-63	Цементация с двойной закалкой
20XH3	Поковка	-	-	800-900	-	-	-	58-63	Цементация с закалкой

Для углеродистых и легированных сталей при твердости $HV > 350$ (объемная закалка, поверхностная закалка, цементация, цианирование, азотирование)

$$[\sigma]_k = C \cdot HRC \cdot K_{pk}, \quad (3.8)$$

где C – коэффициент, зависящий от материала и термообработки (табл. 3.4);

HRC – твердость поверхности зубьев;

K_{pk} – коэффициент режима нагрузки:

$$K_{pk} = \sqrt[6]{\frac{N_0}{N_{н.э.}}} \quad (3.9)$$

Принимаются следующие значения N_0 : для стали с твердостью $HV < 350$ $N_0 = 10^7$; при $HV > 350$ $N_0 = 25 \cdot 10^7$. В тех случаях, когда для стали с $HV < 350$ $N_{н.э.} < 10^7$, следует принять в расчетах $K_{pk} = 1$. Для стали с твердостью $HV > 350$ минимальное значение $K_{pk} = 0,585$. Если получены значения $K_{pk} < 0,585$, следует в расчетах принять $K_{pk} < 0,585$.

Таблица 3.4

Значение C				
Вид термообработки	Предел прочности, Mn/m^2	Твердость поверхности зубьев	Марки стали	C
Цементация и закалка	800-900	58÷63	12ХНЗ, 20ХНЗ	310
	700-800	58÷63	15Х, 20ХН, 12ХН2, 20Х	280
	700 менее 700	58÷63	15, 20, 20Г 15, 20, 20Г	220 200
Объемная или поверхностная закалка	-	35÷70	40Х, 40ХН	240
Азотирование или цианирование	-	-	15Г, 20Г, 20ХН (цианирование) 38ХМ10А (азотирование)	280

При определении межосевого расстояния в расчетное уравнение должно подставляться меньшее значение $[\sigma]_k$, определенное для коле-

са и шестерни рассчитываемой зубчатой пары. Допускаемые на изгиб напряжения при $N_{ц.эк.} \geq N_0$ можно определить для зубчатых передач, работающих одной стороной зуба (нереверсивные передачи):

$$[\sigma_{-1}]_{из} = \frac{(1,4 \div 1,6) \cdot \sigma_{-1}}{[n] \cdot k_{\sigma}} \cdot k_{пу}; \quad (3.10)$$

при работе двумя сторонами зуба (реверсивные передачи):

$$[\sigma_{-1}]_{из} = \frac{\sigma_{-1}}{[n] \cdot k_{\sigma}} \cdot k_{пу}, \quad (3.11)$$

где k_{σ} - коэффициент концентрации напряжений у корня зуба, для нормализованных и улучшенных сталей $k_{\sigma}=1,8$; подвергнутых объемной закалке - $k_{\sigma}=2,0$; поверхностно закаленных - $k_{\sigma}=1,2$;

$[n]$ — коэффициент безопасности. Ориентировочные значения: для нормализованных и улучшенных кованых колес $[n] \approx 1,5$; подвергнутых объемной или поверхностной закалке по контуру - $[n] \approx 1,82 \div 2,0$;

σ_{-1} - предел выносливости материала на изгиб, при симметричном цикле определяется по пределу прочности вязкой сердцевины:

а) для колес цементированных и поверхностно закаленных по всей впадине

$$\sigma_{-1} = 0,34 \cdot \sigma_{врс} + 80, \text{ Мн/м}^2; \quad (3.12)$$

б) для колес азотированных и цианированных

$$\sigma_{-1} = 0,29 \cdot \sigma_{врс} + 70, \text{ Мн/м}^2; \quad (3.13)$$

в) объемно закаленных и поверхностно закаленных, улучшенных и нормализованных:

$$\sigma_{-1} = 0,24 \cdot \sigma_{врс} + 60, \text{ Мн/м}^2, \quad (3.14)$$

где $\sigma_{врс}$ - предел прочности на растяжение сердцевины (см. табл. 3.3);

$k_{пу}$ - коэффициент режима нагрузки (коэффициент долговечности) при расчете на изгиб, определяется по уравнениям:

а) для улучшенных и нормализованных сталей при твердости $HB \leq 350$

$$k_{пу} = \sqrt[6]{\frac{4 \cdot 10^6}{N_{ц.эк.}}}; \quad (3.15)$$

б) для закаленных сталей при $HB \geq 350$

$$k_{пу} = \sqrt[9]{\frac{9 \cdot 10^6}{N_{ц.эк.}}}. \quad (3.16)$$

Значение коэффициента режима нагрузки не должно приниматься более 1,65 и менее 1,0.

На изгибную прочность зуба оказывает влияние шероховатость поверхности переходной кривой зуба. Поэтому при шероховатости $R_z = 40; 20$ мкм, $R_a = 2,5; 1,25; 0,63$ мкм в допускаемые изгибные напряжения следует ввести поправку соответственно 0,88; 0,94; 1,0; 1,08; 1,14.

3.2.2 Расчет цилиндрических прямозубых зубчатых колес

Расчет на контактную выносливость рабочих поверхностей зубьев прямозубых цилиндрических колёс сводится к определению межосевого расстояния зубчатой пары по уравнению

$$a = (u \pm 1) \sqrt{\left(\frac{34000}{[\sigma]_k} \right)^2 \cdot \frac{k \cdot N}{\psi_a \cdot n}}, \text{ см}, \quad (3.17)$$

где u - передаточное число, которое равно отношению числа зубьев колеса к числу зубьев шестерни (числа зубьев большого колеса к меньшему);

N - номинальная мощность, передаваемая зубчатой парой, кВт;

ψ_a - коэффициент ширины венца колеса, который принимается для большинства зубчатых колес коробок скоростей, $\psi_a = 0,12 \div 0,15$.

Причём при консольном расположении колёс следует понижать, а для легко нагруженных колёс постоянного зацепления можно повышать ψ_a до $0,15 \div 0,17$.

Наибольшее значение $\psi_a = 0,18 \div 0,2$ принимается для колес высокой точности постоянного зацепления при точном монтаже и симметричном расположении колес относительно опор.

$$\psi_a = v/a, \quad (3.18)$$

где v - ширина венца колеса;

a - межосевое расстояние передачи;

k - коэффициент нагрузки, принимаемый в начале расчёта равным $1,3 \div 1,5$;

n - число оборотов в минуту большого колеса;

$[\sigma]_k$ - допускаемые контактные напряжения, Мн/м².

В выражении $(u \pm 1)$ знак (+) принимается для внешнего зацепления, знак (-) - для внутреннего зацепления.

Межосевое расстояние сопряженных зубчатых колес округляется до значений, рекомендованных нормалью станкостроения Н 21-5 (см. табл. 2.1).

Далее определяется модуль зацепления:

$$M = 2a/\Sigma Z, \quad (3.19)$$

где ΣZ - суммарное число зубьев проектируемой передачи;
 a - межосевое расстояние.

Полученное значение модуля следует согласовать с рекомендованными к применению в станкостроении: 1,0; 1,5; 2,0; 2,5; 3,0; 4,0; 5,0; 6,0; 8,0; 10,0; 13,0.

В групповых передачах, особенно в тех случаях, когда передаточные отношения передач группы значительно отличаются по величине, следует уточнять ширину зубчатых венцов менее нагруженных передач рассматриваемой группы. Ширина колеса определяется из уравнения

$$b = (u \pm 1)^3 \left(\frac{34000}{u[\sigma]_k} \right)^2 \cdot \frac{k \cdot N}{a^2 \cdot n}, \text{ см}, \quad (3.20)$$

где b - ширина колеса.

Расчет на контактную прочность производится по тому колесу, для которого $[\sigma]_k$ меньше.

Далее производится проверка напряжений изгиба по уравнению

$$\sigma_z = \frac{9750 \cdot (u \pm 1) \cdot k \cdot N}{Y_1 \cdot m \cdot b \cdot a \cdot n_1} \leq [\sigma]_u, \quad (3.21)$$

где Y_1 - коэффициент формы зуба шестерни. В таблице 3.5 представлены значения Y для колес, выполненных без смещения ($\alpha = 20^\circ$, с коэффициентом высоты головки зуба $h_a = 1,0$ и радиальным зазором $0,25m$), вычисленные с учетом влияния сил трения в зацеплении и сжимающей силы;

n_1 - число оборотов на валу данной шестерни.

В связи с тем, что коэффициент нагрузки k зависит от окружной скорости и точности изготовления зубчатых колес, которые определяются лишь после расчета параметров колеса, он может расходиться с принятым значением.

Таблица 3.5

Значения коэффициента формы зуба зубчатых колес

Число зубьев Z	20	22	24	26	28	30	33	36	39	42	45	50	65	80	100
Y	0,371														0,482
		0,384								0,446				0,480	
			0,395						0,442		0,452		0,471		
				0,404				0,435				0,458			
					0,412		0,426								
						0,417									

Коэффициент нагрузки представляется в виде произведения:

$$k = k_{\text{кц}} \cdot k_{\text{д}}, \quad (3.22)$$

где $k_{\text{д}}$ – коэффициент динамичности нагрузки (табл. 3.6); $k_{\text{кц}}$ – коэффициент концентрации нагрузки (табл. 3.7).

Таблица 3.6

Значения $k_{\text{д}}$ для расчета цилиндрических прямозубых колёс

Степень точности зацепления по ГОСТ 1643-72	Твёрдость зубьев большого колеса HВ	Окружная скорость, м/с				
		До 1	1-3	3-8	8-12	12-18
5-я и 6-я степени для модифицированных зубьев	<200	-	-	1,1	1,2	1,4
	200-350	-	-	1,1	1,2	1,3
	>350	-	-	1,1	1,2	1,2
5-я и 6-я степени для немодифицированных зубьев или 7-я для модифицированных	<200				1,4	1,6
	200-350	1	1,1	1,2	1,3	1,5
	>350				1,3	1,4
7-я степень для немодифицированных зубьев или 8-я для модифицированных	<200		1,3	1,5	1,6	-
	200-350	1	1,2	1,4	1,5	-
	>350		1,2	1,3	1,4	-
8-я степень для немодифицированных зубьев	<200	1,1	1,4	1,6	-	-
	200-350	1,1	1,3	1,5	-	-
	>350	1,1	1,3	1,4	-	-
9-я степень для немодифицированных зубьев	200	1,2	1,5	-	-	-
	200-350	1,1	1,4	-	-	-
	>350	1,1	1,4	-	-	-

ГОСТ 1643-81 рекомендует для высокоскоростных передач (окружная скорость 15-30 м/с) и точных кинематических цепей использовать зубчатые передачи 6-й степени точности, для передач с повышенной окружной скоростью (10-15 м/с) – зубчатые колёса 7-й степени точности, для передач общего машиностроения (6-10 м/с) – колёса 8-й степени точности и для тихоходных (3-6 м/с) передач с пониженными требованиями к точности – колёса 9-й степени точности.

Таблица 3.7

Значения коэффициента концентрации нагрузки $k_{\text{кн}}$

Твёрдость поверхности	Значение
НВ > 350 обоих зубчатых колёс пары	6-я степень точности - $k_{\text{кн}} = \theta$ 7-я степень точности - $k_{\text{кн}} = 1,1 \cdot \theta$ 8-я степень точности - $k_{\text{кн}} = 1,2 \cdot \theta$ 9-я степень точности - $k_{\text{кн}} = 1,3 \cdot \theta$
НВ > 350 хотя бы одного из зубчатых колёс пары	$k_{\text{кн}} = \theta(1-y)+y$

Примечания: $y \approx 0,6$ при небольших колебаниях нагрузки;

$y \approx 0,2 - 0,3$ при значительных колебаниях нагрузки.

Коэффициент θ для симметричного расположения зубчатых колёс относительно опор можно принять в пределах 1,2÷1,3, для несимметричного или консольного расположения – 1,4÷1,5.

После уточнения коэффициента нагрузки производится проверка действительных контактных и изгибных напряжений:

$$\sigma_k = \frac{34000(u \pm 1)}{a \cdot u} \cdot \sqrt{\frac{u \pm 1}{b} \cdot \frac{k \cdot N}{n}} \leq [\sigma]_k, \quad (3.23)$$

где n – число оборотов большего колеса;

$$\sigma_u = \frac{19500 \cdot k \cdot N \cdot \gamma}{y \cdot m^2 \cdot z \cdot b \cdot n_1} \leq [\sigma]_u, \quad (3.24)$$

где n_1 – число оборотов меньшего зубчатого колеса.

Расчёт открытых или полузакрытых зубчатых колёс сводится к определению минимального модуля зацепления:

$$m = \sqrt{\frac{19500 \cdot k \cdot N \cdot \gamma}{y \cdot z \cdot \psi_m \cdot [\sigma]_m \cdot m}}, \quad (3.25)$$

где величина коэффициента y принимается равной 1,25; 1,5; 2,0 в зависимости от допускаемого износа соответственно на 10, 20 или 30 %;

ψ_m - коэффициент ширины зубчатого венца, выраженный через коэффициент зацепления:

$$\psi_m = b/m, \quad (3.26)$$

b - ширина венца;

m - модуль зацепления.

В приводах главного движения станков общего назначения преимущественно применяются зубчатые колеса с $\psi_m = 6 \div 10$.

3.3 Расчет валов коробки скоростей

Коробки скоростей металлорежущих станков имеют конструктивные и кинематические разновидности, определённые назначением. Расчет и расчет валов имеет свои особенности, которые должны быть учтены при составлении расчётных схем и проведении расчетов.

Наличие в коробках скоростей зубчатых колес, вводимых в зацепление путём осевого перемещения. Один и тот же вал будет передавать различные крутящие моменты, что вызывается включением различных передач с различными передаточными отношениями. Расчет ведется для случая, в котором будут наблюдаться наибольшие нагрузки на опоры и наибольшие изгибающие моменты на валу.

Пониженная жёсткость валов на изгиб и кручение по сравнению, например, с валами редукторов. Это обуславливается увеличением длины валов с целью размещения блоков зубчатых колес, различных видов муфт и т.д. Недостаточная жесткость валов вызывает неблагоприятные явления в работе зубчатых передач, кулачковых муфт и шлицевых соединений, а также является одной из причин повышения уровня вибрации, крутильных и поперечных колебаний. Вследствие этого возникает необходимость производить расчеты валов коробки скоростей на жесткость. Диаметры валов, выбранные из условий обеспечения жесткости, оказываются больше, чем если бы были выбраны из расчета на прочность.

Валы коробок скоростей располагаются в разных плоскостях, что приводит к усложнению расчетных схем. Поэтому для расчетов необходимо все силы, действующие на валы со стороны различных передач, проектировать на взаимно перпендикулярные вертикальную и горизонтальную плоскости, затем геометрически суммировать изгибающие моменты и опорные реакции этих плоскостей.

4. Введение для длинных валов третьей опоры, которая способствует повышению жесткости и виброустойчивости.

5. Наличие в коробках скоростей валов, имеющих реверсивное вращение, при котором возникает напряжение кручения, изменяющееся по знакопеременному циклу и способствующее появлению крутильных колебаний.

6. Применение ременных передач на первой ступени коробки скоростей, вызывающих большой изгибающий момент ведомого вала над опорой, при значительной длине консоли. Для уменьшения напряжения изгиба в опасном сечении и прогибов вала необходимо устанавливать шкивы на втулках, разгружающих вал.

3.3.1 Материалы валов и их термообработка

На выбор материала для валов и их термообработку оказывают влияние конструктивные особенности, технология изготовления и условия работы.

Основными материалами для изготовления валов являются углеродистые и легированные стали (табл. 3.8).

Применение легированных сталей для валов обеспечивает уменьшение размеров, повышение их надёжности за счет высоких механических характеристик материала.

Твердость и прочность отдельных поверхностей и элементов валов достигается закалкой с нагревом ТВЧ. С повышением пределов прочности возрастает чувствительность материала к концентрации напряжения, поэтому использование высокопрочных сталей для валов, которые постоянно работают при переменных нагрузках, не всегда оправдано.

Таблица 3.8

Стали, применяемые для изготовления валов

Рекомендуемая область применения	Марка стали	Твёрдость
1	2	3
Валы в подшипниках качения, шлицевые валы	45	HB 220÷260
Валы в подшипниках скольжения средних и крупных размеров при требовании высокой поверхностной твёрдости и повышенной износостойкости	45	HRC 54÷58, закалка с нагревом ТВЧ

Окончание табл. 3.8

1	2	3
Валы крупных размеров при общей повышенной прочности, износостойкости и большой глубине закалённого слоя	45X	HRC 52÷56, закалка с нагревом ТВЧ
Валы ответственных передач, шлицевые валы для подвижных соединений и ударных нагрузок	40XH	HRC 54÷58, закалка с нагревом ТВЧ
Валы средних и крупных размеров при требовании высокой поверхностной твердости и повышенной износостойкости	50	HRC 54÷58, закалка с нагревом ТВЧ
Валы крупных размеров в подшипниках качения	50Г2	HB 220÷260 цементация
Быстроходные гладкие, ступенчатые и шлицевые валы, вращающиеся в подшипниках скольжения	20,20 X	HRC 58÷62, закалка с нагревом ТВЧ
Быстроходные и сильнонапряжённые валы	12XH3A, 12X2H4A, 18XГТ	HRC 60÷64
Особобыстроходные валы на подшипниках скольжения при требовании высокой точности и износостойкости, высокого предела выносливости и прочности сердцевины	38ХВФЮ	азотирование и закалка HRC 60÷64
Быстроходные ступенчатые валы в подшипниках качения	35	Нормализация HB≥187

3.3.2 Расчёт валов на прочность

Расчёт валов на прочность является основным расчётом при проектировании коробок скоростей. Существуют ориентировочный и уточнённый расчёты валов на прочность. Для составления расчётных схем необходимо знать расстояния между опорами и деталями, насаженными на вал, осевые размеры зубчатых колес, муфт, подшипников и т.д., в свою очередь зависящих от диаметра вала.

3.3.2.1 Ориентировочный расчет

Для предварительного прочерчивания развёртки и поперечных разрезов коробки скоростей нужно ориентировочно определить диаметр валов. Так как на данном этапе расчёта неизвестны величины

сил, точки их приложения, то предварительный расчёт диаметра валов ведётся только на кручение по условным допускаемым напряжениям на кручение. Последние берутся в пределах: $[\tau]_к = (2-2,5 \text{ кг/мм}^2) = 19,6 \cdot 10^6 \div 24,5 \cdot 10^6 \text{ Н/м}^2$.

Ориентировочно диаметр вала определяется по формуле

$$d = \sqrt[3]{\frac{M_k}{0,2[\tau]_к}}, \text{ м}, \quad (3.27)$$

Если

$$M_k = 9565 \cdot N_b / n \approx 0,2 \cdot d^3 \cdot [\tau]_к, \text{ Нм}, \quad (3.28)$$

$$\text{тогда } d \approx \sqrt[3]{\frac{N_g}{n}}, \text{ м}, \quad (3.29)$$

где M_k - крутящий момент на валу, Нм;

$[\tau]_к$ - условное допускаемое напряжение на кручение, Н/м².

d - диаметр вала; м.

N_b - мощность на валу, кВт;

n - наименьшее число оборотов в минуту рассчитываемого вала, об/мин;

c - коэффициент, при $[\tau]_к = 19,6 \cdot 10^6 \text{ Н/м}^2$ $c = 0,136$,

при $[\tau]_к = 24,5 \cdot 10^6 \text{ Н/м}^2$ $c = 0,125$.

3.3.2.2 Уточнённый расчёт

Уточнённый расчёт валов коробки скоростей основан на определении величин опорных реакций, изгибающих и крутящих моментов и построении эпюр этих моментов. Силы, действующие на валы коробок скоростей, могут быть расположены в различных плоскостях. Для удобства расчёта силы раскладываются на две взаимно перпендикулярные плоскости, причём, как правило, за одну из них принимается та, в которой действует наибольшее число нагрузок.

В записке должны приводиться схемы развёртки и свёртки валов коробки скоростей с передачами, обеспечивающими передачу крутящих моментов с указанием всех действующих сил в парах зубчатых колёс (рис. 3.1).

Затем подсчитываются усилия, действующие в передачах. Для цилиндрических прямозубых передач определяются окружная (P) и радиальная (T) силы, действующие в зацеплении, для цилиндрических косозубых передач – окружная (P), радиальная (T) и осевая (S) силы:

$$P = \frac{2M_{\kappa}}{d_{\text{н}}}, \text{ Н}; \quad (3.30)$$

$$T = P \cdot \operatorname{tg} \alpha, \text{ Н}; \quad (3.31)$$

$$S = P \cdot \operatorname{tg} \beta, \text{ Н}, \quad (3.32)$$

где $d_{\text{н}}$ – диаметр начальной окружности зубчатого колеса, установленного на проверяемом валу, м;

α – угол зацепления, $\alpha = 20^\circ$;

β – угол наклона зубьев колеса.

Далее определяют опорные реакции, вычисляют изгибающие моменты по известным уравнениям курса “Сопротивление материалов” и строят их эпюры.

Вал схематически вычерчивается с эпюрами моментов в вертикальной и горизонтальной плоскостях (рис. 3.2).

Суммарный изгибающий момент рассчитывается по формуле

$$M_{\text{и}} = \sqrt{(M_{\text{и}}^a)^2 + (M_{\text{и}}^2)^2}, \text{ Н} \cdot \text{м}. \quad (3.33)$$

Эквивалентный момент определяется из уравнения

$$M_{\text{эк}} = \sqrt{M_{\text{и}}^2 + M_{\kappa}^2}, \text{ Н} \cdot \text{м}. \quad (3.34)$$

Эквивалентное напряжение в опасном сечении определяется на основании теории наибольших касательных напряжений, которые находятся из уравнения, учитывающего одновременное воздействие изгибающего и крутящего моментов:

$$\sigma_{\text{эк}} = \frac{M_{\text{эк}}}{W} = \frac{32}{\pi d^3} \cdot M_{\text{эк}} \leq [\sigma_{-1}]_{\text{и}}, \text{ Н/м}^2, \quad (3.35)$$

где W – момент сопротивления в опасном сечении, м³.

Для круглого сплошного сечения

$$W = \frac{\pi d^3}{32}, \text{ м}^3; \quad (3.36)$$

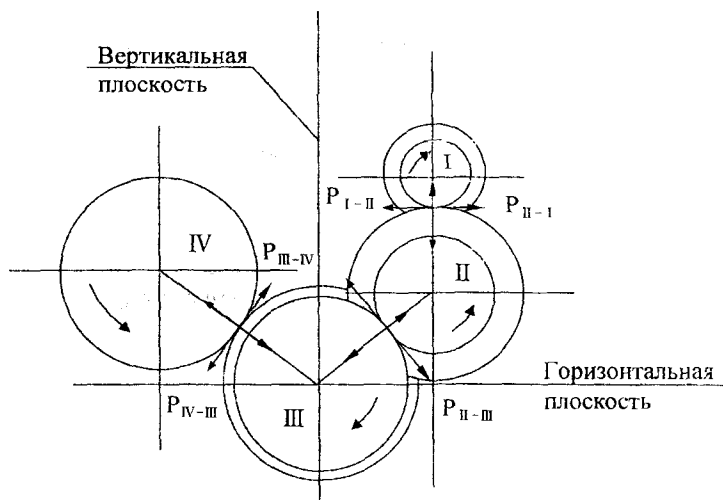
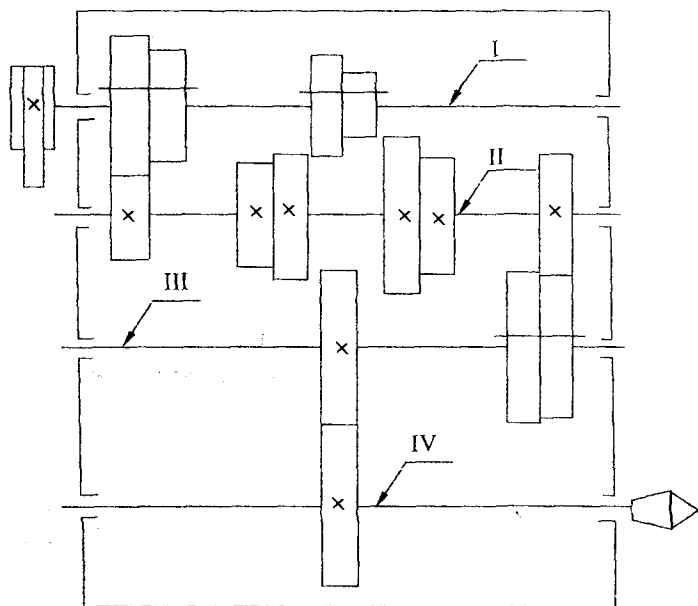


Рис. 3.1. Схемы развёртки и свёртки коробки скоростей

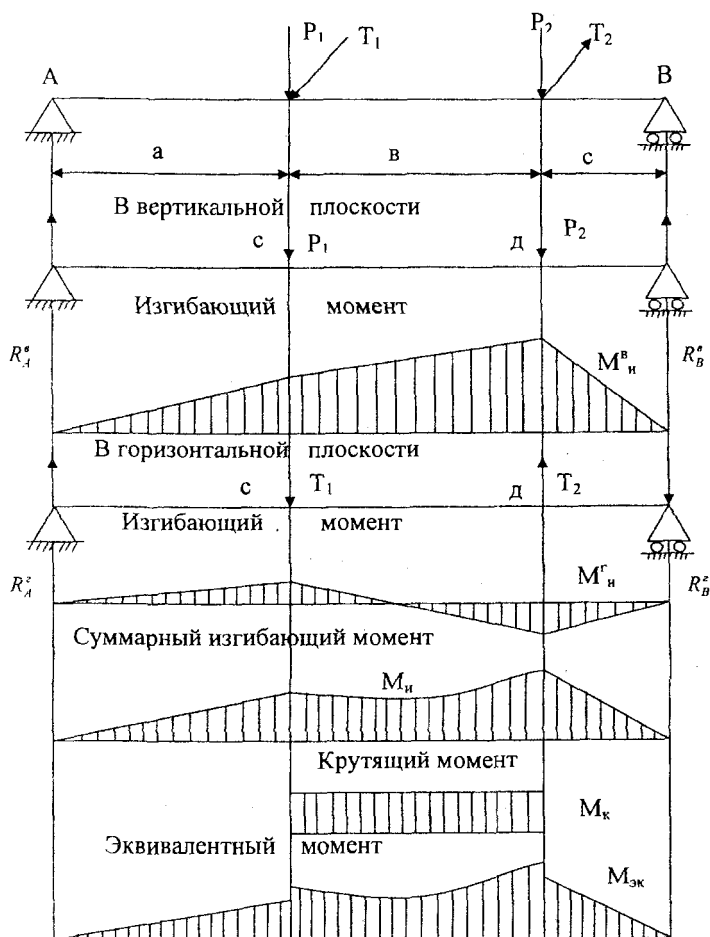


Рис. 3.2. Расчётная схема вала:

- M_u^B - изгибающий момент в вертикальной плоскости;
 M_u^r - изгибающий момент в горизонтальной плоскости;
 M_u - изгибающий момент суммарный;
 M_k - крутящий момент;
 $M_{эк}$ - эквивалентный момент

для круглого полого сечения

$$W = \frac{\pi(d^4 - d_0^4)}{32 \cdot d}, \text{ м}^3, \quad (3.37)$$

где d_0 – диаметр отверстия валов, м;

$[\sigma_{-1}]_u$ – допускаемое напряжение, устанавливается как при симметричном цикле изгиба.

$$[\sigma_{-1}]_u = \frac{\sigma_{-1} \cdot \varepsilon_\sigma \cdot \beta}{k_\sigma \cdot n}, \text{ Н/м}^2, \quad (3.38)$$

где σ_{-1} – предел выносливости при симметричном цикле изгиба, Н/м² (табл. 3.9);

ε_σ – масштабный фактор для нормальных напряжений (табл. 3.10);

β – коэффициент поверхностной чувствительности, зависящий от шероховатости поверхности: полирование – $\beta = 1,0$, шлифование – $\beta = 0,95-0,98$, чистовое обтачивание – $\beta = 0,88-0,94$, черновое обтачивание – $\beta = 0,80-0,86$;

k_σ – эффективный коэффициент концентрации напряжений (табл. 3.12 – 3.16);

n – запас прочности, выбирается ориентировочно в пределах 1,5 – 2,5.

Эквивалентное напряжение может быть определено по формуле

$$\sigma_{\text{эк}} = \sqrt{\sigma_u^2 + 3\tau^2}, \text{ Н/м}^2, \quad (3.39)$$

где $\sigma_u = M_u/W$; $\tau = M_\tau/W_\tau$;

условие прочности – $[\sigma] \geq \sigma_{\text{эк}}$;

Принимают $[\sigma] = 0,8 \cdot \sigma_\tau$.

Уточнённый расчёт завершается вычерчиванием вала с указанием его размеров, шпоночных пазов, шлицев, галтелей, диаметров поперечных отверстий, размеров выточек, шероховатости обработки поверхностей, способов термообработки, т.е. всех данных, необходимых для выполнения расчёта вала на прочность.

Основные характеристики механической прочности сталей

Марка стали	Диаметр заготовки, мм, до	Твёрдость ниже НВ	Механические характеристики, н/м ²						
			σ_b	σ_T	τ_T	σ_{-1}	τ_{-1}	ψ_σ	ψ_τ
Ст. 5 45	Любой	190	$510 \cdot 10^6$	$275 \cdot 10^6$	$147 \cdot 10^6$	$216 \cdot 10^6$	$128 \cdot 10^6$	0	0
	Любой	200	$549 \cdot 10^6$	$275 \cdot 10^6$	$147 \cdot 10^6$	$245 \cdot 10^6$	$147 \cdot 10^6$	0	0
	120	240	$785 \cdot 10^6$	$540 \cdot 10^6$	$294 \cdot 10^6$	$343 \cdot 10^6$	$206 \cdot 10^6$	$0,981 \cdot 10^6$	0
	80	270	$883 \cdot 10^6$	$638 \cdot 10^6$	$383 \cdot 10^6$	$373 \cdot 10^6$	$226 \cdot 10^6$	$0,981 \cdot 10^6$	$0,49 \cdot 10^6$
40X	Любой	200	$716 \cdot 10^6$	$490,5 \cdot 10^6$	$275 \cdot 10^6$	$314 \cdot 10^6$	$196 \cdot 10^6$		
	200	240	$785 \cdot 10^6$	$638 \cdot 10^6$	$383 \cdot 10^6$	$353 \cdot 10^6$	$206 \cdot 10^6$		
	120	270	$883 \cdot 10^6$	$736 \cdot 10^6$	$442 \cdot 10^6$	$402 \cdot 10^6$	$235 \cdot 10^6$	$0,981 \cdot 10^6$	$0,491 \cdot 10^6$
40XH	Любой	240	$804 \cdot 10^6$	$638 \cdot 10^6$	$383 \cdot 10^6$	$353 \cdot 10^6$	$206 \cdot 10^6$		
	200	270	$902,5 \cdot 10^6$	$736 \cdot 10^6$	$442 \cdot 10^6$	$412 \cdot 10^6$	$245 \cdot 10^6$	$0,981 \cdot 10^6$	$0,491 \cdot 10^6$
20	60	145	$392 \cdot 10^6$	$235 \cdot 10^6$	$118 \cdot 10^6$	$167 \cdot 10^6$	$98,1 \cdot 10^6$	0	0
20X	120	197	$638 \cdot 10^6$	$392 \cdot 10^6$	$235 \cdot 10^6$	$294 \cdot 10^6$	$157 \cdot 10^6$	$0,49 \cdot 10^6$	0
12XH3A	120	260	$932 \cdot 10^6$	$686 \cdot 10^6$	$481 \cdot 10^6$	$412 \cdot 10^6$	$206 \cdot 10^6$	$0,981 \cdot 10^6$	$0,49 \cdot 10^6$
20X2H4A	120	300	$1226 \cdot 10^6$	$1050 \cdot 10^6$	$736 \cdot 10^6$	$618 \cdot 10^6$	$337 \cdot 10^6$	$1,47 \cdot 10^6$	$0,981 \cdot 10^6$
18XГТ	60	330	$1128 \cdot 10^6$	$932 \cdot 10^6$	$652 \cdot 10^6$	$510 \cdot 10^6$	$275 \cdot 10^6$	$1,47 \cdot 10^6$	$0,981 \cdot 10^6$
30XГТ	Любой	270	$932 \cdot 10^6$	$736 \cdot 10^6$	$510 \cdot 10^6$	$441 \cdot 10^6$	$255 \cdot 10^6$	$0,981 \cdot 10^6$	$0,49 \cdot 10^6$
20XГТ	200	320	$1128 \cdot 10^6$	$932 \cdot 10^6$	$652 \cdot 10^6$	$510 \cdot 10^6$	$304 \cdot 10^6$	$1,47 \cdot 10^6$	$0,981 \cdot 10^6$
18XHBA	150	415	$1472 \cdot 10^6$	$1177 \cdot 10^6$	$824 \cdot 10^6$	$638 \cdot 10^6$	$324 \cdot 10^6$	$1,962 \cdot 10^6$	$0,981 \cdot 10^6$
40XHMA	50	300	$981 \cdot 10^6$	$785 \cdot 10^6$	$549 \cdot 10^6$	$441 \cdot 10^6$	$265 \cdot 10^6$	$0,981 \cdot 10^6$	$0,49 \cdot 10^6$
35	100	340	$1128 \cdot 10^6$	$834 \cdot 10^6$	$569 \cdot 10^6$	$530 \cdot 10^6$	$294 \cdot 10^6$	$1,962 \cdot 10^6$	$0,981 \cdot 10^6$
		300	$981 \cdot 10^6$	$834 \cdot 10^6$	$569 \cdot 10^6$	$441 \cdot 10^6$	$265 \cdot 10^6$	$1,47 \cdot 10^6$	$0,981 \cdot 10^6$
		187	$510 \cdot 10^6$	$304 \cdot 10^6$	$167 \cdot 10^6$	$255 \cdot 10^6$	$128 \cdot 10^6$	0	0

Таблица 3.10

Значение масштабного фактора ε_σ в зависимости от диаметра вала

Наибольший из примыкающих к зоне концентрации диаметров d , м	Углеродистая сталь		Легированная сталь	
	ε_σ	ε_τ	ε_σ	ε_τ
0,02-0,03	0,91	0,89	0,83	0,89
0,03-0,04	0,88	0,81	0,77	0,81
0,04-0,05	0,84	0,78	0,73	0,78
0,05-0,06	0,81	0,76	0,70	0,76
0,06-0,07	0,78	0,74	0,68	0,74
0,07-0,08	0,75	0,73	0,68	0,73
0,08-0,100	0,73	0,72	0,64	0,72
0,1-0,120	0,70	0,70	0,62	0,70
0,12-0,140	0,68	0,68	0,60	0,68

3.3.3 Расчёт валов на выносливость

Расчёт валов на выносливость сводится к определению коэффициента запаса прочности вала в опасных сечениях. Опасным сечением может быть участок вала с галтелями, шпоночными пазами, шлицами, с поперечным отверстием и т.д.

При одновременном действии на вал напряжений изгиба и кручения коэффициент запаса прочности вычисляется по формуле

$$n = \frac{1}{\sqrt{\left(\frac{1}{n_\sigma}\right)^2 + \left(\frac{1}{n_\tau}\right)^2}}, \quad (3.40)$$

где n_σ - коэффициент усталостной прочности по изгибу:

$$n_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{k_\sigma}{\beta \cdot \varepsilon_\sigma} \cdot \sigma_a + \psi_\sigma \cdot \sigma_m}; \quad (3.41)$$

n_τ - коэффициент запаса усталостной прочности по кручению:

$$n_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\frac{k_\tau}{\beta \cdot \varepsilon_\tau} \cdot \tau_a + \psi_\tau \cdot \tau_m}; \quad (3.42)$$

σ_a и τ_a - переменные составляющие циклов (амплитуды циклов);

σ_m и τ_m - постоянные составляющие (средние напряжения цикла);

σ_{-1} и τ_{-1} - предел выносливости при симметричном знакопеременном цикле изгиба (см. табл. 3.9);

ε_σ и ε_τ - масштабный фактор для нормальных напряжений и напряжений кручения (см. табл. 3.10);

β - коэффициент влияния на предел усталости состояния поверхности вала (табл. 3.11);

ψ_σ и ψ_τ - коэффициенты, отражающие влияние постоянной составляющей цикла напряжений на величину предела выносливости (см. табл. 3.9);

k_σ и k_τ - эффективные коэффициенты концентрации напряжений (рис.3.3, табл. 3.12 - 3.16).

Таблица 3.11

Значения β - коэффициента влияния на величину предела выносливости вала

Состояние поверхности вала	Коэффициент β	
	При малой концентрации напряжений $k_\sigma(k_\tau) \leq 1,5$	При большой концентрации напряжений $k_\sigma(k_\tau) \geq 1,5$
Без специального упрочнения или термообработки:		
обработка $Ra > 1,25$ мкм	0,85	0,85
обработка $Ra \leq 1,25$ и выше	1,00	1,00
При специальном упрочнении или термообработке:		
накатка стальным роликом	1,3	1,6
обдувка струей дробы	1,5	1,7
азотирование, цианирование, цементация	1,5	1,8
закалка с нагревом ТВЧ	1,6	2,0

Постоянные составляющие σ_m и τ_m определяются при симметричном цикле напряжений изгиба и при условии, что вал не нагружен осевыми силами:

$$\sigma_a = \sigma_u \sqrt{M_u/W}; \quad \sigma_m = 0. \quad (3.43)$$

Таблица 3.12

Эффективные коэффициенты концентрации напряжений при изгибе (k_σ)
и при кручении (k_τ) (поз. 1 – рис. 3.3)

Номер кон- центратора	Коэф- фициент концен- трации	Сравнительная твёрдость поверхностей вала и ступицы	Посад- ки	$\sigma_b, \text{нс/м}^2$					
				490,5·10 ⁶	687·10 ⁶	883·10 ⁶	1079·10 ⁶	1275·10 ⁶	1471,5·10 ⁶
рис. 3.3, поз. 1	k_σ	Приблизительно одинаковы	H8/u8	2,50	3,00	3,50	4,00	4,50	5,00
			H7/k6	1,88	2,25	2,63	3,00	3,38	3,75
			H7/h6	1,63	1,95	2,28	2,60	2,93	3,25
		Ступица тверже вала	H8/u8	3,13	3,75	4,38	5,00	5,63	6,25
			H7/k6	2,35	2,81	3,28	3,75	4,21	4,76
			H7/h6	2,04	2,44	2,85	3,25	3,66	4,08
		Вал тверже ступицы	H8/u8	1,88	2,25	2,63	3,00	3,38	3,75
			H7/k6	1,41	1,69	1,97	2,25	2,53	2,80
			H7/h6	1,22	1,46	1,71	1,95	2,20	2,45
	k_τ	Приблизительно оди- наковы	H8/u8	1,90	2,20	2,50	2,80	3,10	3,40
			H7/k6	1,53	1,75	1,98	2,20	2,42	2,64
			H7/h6	1,38	1,57	1,77	1,96	2,16	2,35
		Ступица тверже вала	H8/u8	2,28	2,65	3,03	3,40	3,78	3,97
			H7/k6	1,81	2,09	2,37	2,65	2,93	3,21
			H7/h6	1,62	1,86	2,11	2,35	2,60	2,85
		Вал тверже ступицы	H8/u8	1,53	1,75	1,98	2,20	2,42	2,64
			H7/k6	1,25	1,41	1,58	1,75	1,92	2,08
			H7/h6	1,13	1,28	1,43	1,57	1,72	1,87

Таблица 3.13

Эффективные коэффициенты концентрации напряжений при изгибе (k_σ)
и при кручении (k_τ) (поз. 2 – рис. 3.3)

Номер концен- тратора	Коэф- фициент концен- трации	h/r	1			2			3		4	
		$r/d \rightarrow$ $\sigma_b, \text{нс/м}^2 \downarrow$	0,01	0,03	0,05	0,01	0,03	0,05	0,01	0,03	0,01	0,02
рис. 3.3, поз. 2	k_σ	$490,5 \cdot 10^6$	1,36	1,63	1,59	1,54	1,82	1,76	1,90	1,96	2,12	2,16
		$687 \cdot 10^6$	1,40	1,71	1,69	1,59	1,94	1,88	1,99	2,10	2,23	2,30
		$883 \cdot 10^6$	1,43	1,80	1,78	1,64	2,05	2,01	2,08	2,23	2,34	2,45
		$1079 \cdot 10^6$	1,47	1,88	1,88	1,69	2,16	2,13	2,17	2,37	2,45	2,59
		$1275 \cdot 10^6$	1,51	1,96	1,98	1,74	2,29	2,25	2,26	2,51	2,56	2,73
		$1471,5 \cdot 10^6$	1,55	2,04	2,08	1,79	2,40	2,37	2,35	2,65	2,67	2,87
	k_τ	$490,5 \cdot 10^6$	1,28	1,40	1,43	1,39	1,54	1,53	1,57	1,65	2,18	2,08
		$687 \cdot 10^6$	1,29	1,44	1,46	1,42	1,59	1,59	1,61	1,72	2,30	2,17
		$883 \cdot 10^6$	1,30	1,47	1,50	1,44	1,64	1,65	1,66	1,77	2,42	2,26
		$1079 \cdot 10^6$	1,31	1,50	1,52	1,47	1,68	1,71	1,71	1,84	2,54	2,36
		$1275 \cdot 10^6$	1,32	1,53	1,55	1,50	1,73	1,77	1,75	1,91	2,67	2,45
		$1471,5 \cdot 10^6$	1,33	1,57	1,68	1,52	1,78	1,83	1,80	1,98	2,78	2,54

Таблица 3.14

Эффективные коэффициенты концентрации напряжений при изгибе (k_σ)

Номер концентратора	Коэффициент концентрации	h/r	0,5			1			2		3	
		$r/d \rightarrow$	0,01	0,03	0,05	0,01	0,03	0,05	0,01	0,03	0,01	0,02
		$\sigma_B, \text{нс/м}^2 \downarrow$										
рис. 3.3, поз. 3	k_σ	$490,5 \cdot 10^6$	1,98	1,77	1,66	2,15	1,97	1,85	2,36	2,16	2,47	2,35
		$687 \cdot 10^6$	2,08	1,87	1,77	2,27	2,08	1,97	2,50	2,28	2,64	2,45
		$883 \cdot 10^6$	2,15	1,97	1,88	2,39	2,19	2,09	2,63	2,41	2,81	2,63
		$1079 \cdot 10^6$	2,26	2,07	1,99	2,51	2,30	2,21	2,77	2,53	2,98	2,77
		$1275 \cdot 10^6$	2,37	2,17	2,10	2,63	2,41	2,33	2,91	2,65	3,15	2,91
		$1471,5 \cdot 10^6$	2,48	2,27	2,21	2,75	2,52	2,45	3,05	2,77	3,32	3,05

Таблица 3.15

Эффективные коэффициенты концентрации напряжений при кручении (k_τ)

Номер концентратора	Коэффициент концентрации	r/d	$\sigma_B, \text{нс/м}^2$					
			$490,5 \cdot 10^6$	$687 \cdot 10^6$	$883 \cdot 10^6$	$1079 \cdot 10^6$	$1275 \cdot 10^6$	$1471,5 \cdot 10^6$
рис. 3.3, поз. 3	k_τ	0,01	1,70	1,90	2,10	2,30	2,50	2,70
		0,03	1,52	1,67	1,82	1,97	2,12	2,27
		0,05	1,40	1,52	1,63	1,75	1,87	1,99

Таблица 3.16

Эффективные коэффициенты концентрации напряжений при изгибе (k_σ)
и при кручении (k_τ) (поз. 4, 5, 6 – рис. 3.3)

Номер концен- тратора	Коэффициент концентрации	$\sigma_B, \text{нс/м}^2$					
		$490,5 \cdot 10^6$	$687 \cdot 10^6$	$883 \cdot 10^6$	$1079 \cdot 10^6$	$1275 \cdot 10^6$	$1471,5 \cdot 10^6$
рис. 3.3, поз. 4	k_σ	1,45	1,60	1,70	1,73	1,77	1,80
	k_τ	2,25	2,45	2,65	2,75	2,85	2,95
рис. 3.3, поз. 5	k_σ	1,64	1,89	2,14	2,39	2,64	2,89
	k_τ	1,37	1,71	2,05	2,39	2,73	3,07
рис. 3.3, поз. 6 $a/d=0,5...0,25$	k_σ	1,95	2,05	2,15	2,25	2,35	2,45
	k_τ	1,73	1,78	1,86	1,94	2,02	2,10
	k_σ	1,75	1,85	1,95	2,05	2,15	2,25
	k_τ	1,73	1,78	1,68	1,94	2,02	2,10

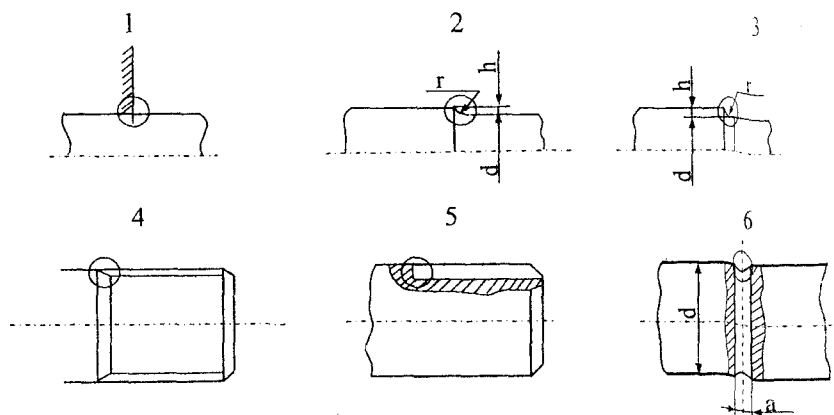


Рис. 3.3. Основные концентраторы напряжений на валах:

- 1 - посадки с гарантированным натягом;
2, 3 - различные галтельные переходы;
4, 5 - шлицы и шпоночные пазы; 6 - поперечное отверстие

Моменты сопротивления сечений валов с одним отверстием рассчитываются по формулам:

$$W \approx \frac{\pi d^3}{32} \left(1 - 1,54 \frac{Q}{d}\right), \text{ м}^3; \quad (3.44)$$

$$W_k \approx \frac{\pi d^3}{16} \left(1 - \frac{Q}{d}\right), \text{ м}^3, \quad (3.45)$$

где Q — диаметр отверстия, м;

W — момент сопротивления по изгибу, м^3 ;

W_k — момент сопротивления кручения, м^3 .

Моменты сопротивления сечений валов со шпоночным пазом:

$$W \approx \frac{\pi d^3}{32} - \frac{e t (d - t)^2}{2d}, \text{ м}^3; \quad (3.46)$$

$$W_k \approx \frac{\pi d^3}{16} - \frac{e t (d - t)^2}{2d}, \text{ м}^3, \quad (3.47)$$

где e — ширина шпоночного паза, м;

t — глубина шпоночного паза, м.

Моменты сопротивления сечений валов с двумя шпоночными пазами:

$$W \approx \frac{\pi d^3}{32} - \frac{e t (d - t)^2}{d}, \text{ м}^3; \quad (3.48)$$

$$W_{\kappa} \approx \frac{\pi d^3}{16} - \frac{e t (d - t)^2}{d}, \text{ м}^3. \quad (3.49)$$

Если вал нагружен осевой силой, вызывающей растяжение, то

$$\sigma_m = \sigma_p = \frac{4A}{\pi d^2}, \text{ Н/м}^2, \quad (3.50)$$

где A - осевая нагрузка, Н.

Если A - сжимающая сила, то $\psi_{\sigma} = 0$.

При нереверсивном вращении напряжение кручения определяется по формуле

$$\tau_a = \tau_m = \frac{\tau}{2} = \frac{M_{\kappa}}{W_{\kappa}} = \frac{1}{2} \cdot \frac{M_{\kappa}}{0,2 \cdot d^3}, \text{ Н/м}^3. \quad (3.51)$$

При реверсивном вращении:

$$\tau_m = 0; \tau_a = \frac{M_{\kappa}}{W_{\kappa}} = \frac{M_{\kappa}}{0,2 \cdot d^3}, \text{ Н/м}^3. \quad (3.52)$$

Значения $\sigma_{\perp}$ и $\tau_{\perp}$ при отсутствии табличных данных в зависимости от материала вала можно найти из соотношений:

$$\sigma_{\perp} \approx (0,4 \div 0,5) \sigma_b; \tau_{\perp} \approx (0,2 \div 0,3) \sigma_b. \quad (3.53)$$

3.3.4 Расчёт валов на жёсткость

Расчёт валов на жёсткость сводится к определению величины прогиба (наибольшего) и угла поворота упругой линии вала. Недостаточная изгибная жёсткость вала может вызвать недопустимую концентрацию нагрузки вдоль контактных линий в зубчатом зацеплении,

вследствие чего понижается несущая способность зубчатых передач и при достаточно большом угле поворота может произойти защемление вала (рис. 3.4).

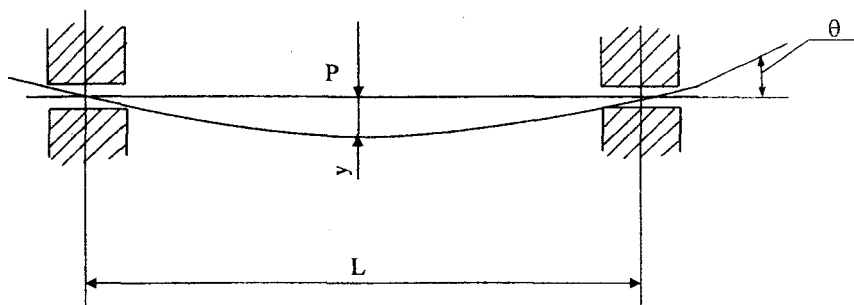


Рис. 3.4. Расчёт вала на жёсткость.

Величина прогиба валов y , м, и угол поворота θ , рад., определяются с помощью интегралов Мора и способа Верещагина, рассматриваемых в курсе "Сопротивление материалов".

Если на вал действуют нагрузки в разных плоскостях, то их проектируют на две взаимно перпендикулярные плоскости (горизонтальную и вертикальную) и отдельно определяют величину прогиба и угол поворота в каждой плоскости. Затем рассчитывают величины полного прогиба вала и полного угла поворотов по формулам:

$$y = \sqrt{y_z^2 + y_g^2}; \quad (3.54)$$

$$\theta = \sqrt{\theta_z^2 + \theta_g^2}. \quad (3.55)$$

В практике станкостроения для валов коробок скоростей рекомендованы следующие пределы допустимых прогибов и углов поворота:

$$[y] = (0,0002 \div 0,0003)L,$$

где L – расстояние между опорами;

$$[\theta] = 0,001 \text{ рад.}$$

Угол закручивания вала постоянного диаметра определяется по формуле

$$\varphi = \frac{57 M_{кр} \cdot \ell}{G \cdot J_p}, \text{ град}, \quad (3.56)$$

где G – модуль упругости при сдвиге, Н/м²;

$M_{кр}$ – крутящий момент, нс·м;

J_p – полярный момент инерции сечения вала, м⁴;

ℓ – длина закручиваемого участка, м.

Для круглого сечения $J_p = \frac{\pi d^4}{32}$, м⁴; для сечения, ослабленного шпоночными канавками:

$$J_p = \frac{\pi d^4}{32} \cdot \frac{\ell}{\ell - \frac{nh}{d}}, \text{ м}^4, \quad (3.57)$$

где h – глубина шпоночной канавки, м;

$n = 0,5$ – при одной шпонке канавки, м;

$n = 1,2$ – при двух шпонках, расположенных под углом 180°.

Для шлицевых валов момент инерции определяется по приведённому диаметру:

$$D_{пр} = 0,5 (d + D), \text{ м}. \quad (3.58)$$

3.4 Конструирование опор валов на подшипниках качения

Условия работы опор валов различных механизмов металлорежущих станков характеризуются широким диапазоном изменения нагрузок и скоростей. При этом предъявляются высокие требования к их нагрузочной способности, быстроходности, величине потерь на трение, жёсткости и др. Наиболее полно таким требованиям удовлетворяют подшипники качения.

Точность работы узла в значительной степени зависит от точности подшипников качения, на которых установлены валы. ГОСТ 520-89 предусматривает изготовление подшипников качения по точности вращения и основным размерам следующих классов (в порядке возрастания точности): 0; 6; 5; 4; 2.

Посадка внутреннего кольца подшипника на вал осуществляется по системе отверстия, а наружного кольца в корпус – по системе вала.

Характер сопряжения подшипника с валом и корпусом зависит от типа и размера подшипника, от условий его эксплуатации и, главным образом, от величины, направления и характера действующих на подшипник нагрузок.

Условия работы внутреннего и наружного колец в значительной мере зависят от того, вращается или не вращается данное кольцо относительно действующей на подшипник результирующей радиальной нагрузки.

Различают три основных вида нагружения колец: местное, циркуляционное и колебательное.

Местным нагружением кольца называют такой вид нагружения, когда кольцо воспринимает радиальную нагрузку лишь ограниченным участком окружности дорожки качения и передает её соответствующему ограниченному участку посадочной поверхности вала или корпуса.

Если кольцо воспринимает радиальную нагрузку последовательно всей окружностью дорожки качения и передает её всей посадочной поверхности вала или корпуса, то такое нагружение называется циркуляционным.

При колебательном нагружении кольцо воспринимает равнодействующую двух радиальных нагрузок: постоянной по направлению и вращающейся с наружным или внутренним кольцом, меньшей по величине.

Местно-нагруженные кольца в соединении с сопрягаемыми деталями должны иметь зазор или незначительный натяг, обеспечивающий малые повороты кольца под действием толчков и вибраций. В результате повышается работоспособность подшипника, так как в работе будет участвовать не ограниченный участок, а вся беговая дорожка кольца. Соединение местно-нагруженных колец обеспечивает перемещение подшипников вдоль оси при тепловом расширении валов и других деталей.

Циркуляционно-нагруженные кольца должны иметь неподвижное соединение с сопрягаемой деталью, исключающее возможность проскальзывания кольца по посадочной поверхности.

В общую характеристику условий, влияющих на выбор посадки, входит режим работы подшипников, который определяется по расчетной долговечности. При расчетной долговечности от 2500 до 5000 часов режим работы считается тяжёлым; от 5000 до 10000 часов – нормальным и свыше 10000 часов – лёгким.

В опорах валов на подшипниках качения, применяемых в коробках скоростей и подач, к точности вращения которых не предъявляются особых требований, рекомендации по выбору посадок приведены в приложении М.

Схема осевого фиксирования вала выбирается в зависимости от типа подшипников, длины вала, величины зазоров в регулируемых подшипниках и других конструктивных условий.

Для длинных и многоопорных валов обычно используется схема с одной закреплённой и одной или несколькими «плавающими» в осевом направлении опорами. При этом внутренние кольца всех подшипников закреплены в осевом направлении на валу: наружное кольцо — только у одного подшипника (наиболее нагруженного), а кольца остальных подшипников могут свободно перемещаться («плавать») в отверстиях корпуса. Данная схема фиксирования устраняет опасность защемления тел качения между кольцами.

Для коротких валов и валов, работающих в условиях лёгкого режима, может быть применена схема с фиксированием вала в осевом направлении подшипниками двух опор, каждая из которых действует только в одном направлении. При этом подшипники расположены между торцами корпуса или крышек. При использовании этой схемы фиксирования валов упрощается обработка корпуса (можно обработать отверстия корпуса на проход) и уменьшается число деталей крепления подшипников.

Величина монтажных зазоров у регулируемых подшипников должна в этом случае соответствовать наибольшему допустимым величинам (с учётом точности вращения).

У нерегулируемых подшипников при отсутствии знакопеременной осевой нагрузки между торцом крышки и наружным кольцом подшипника одной из опор устанавливается начальный зазор для компенсации теплового расширения вала. Потребная величина зазора определяется по формуле

$$\Delta = 12 \cdot 10^{-6} \cdot t \cdot l + 0,15, \text{ мм}, \quad (3.59)$$

где t — наибольшая разность температур вала и корпуса;

l — расстояние между торцами подшипников, мм.

При расстоянии между торцами менее 300 мм и незначительном нагреве вала принимают зазор Δ равным $0,2 \div 0,3$ мм.

Для валов средней длины, устанавливаемых, главным образом, на радиально-упорных подшипниках, применяется схема с фиксировани-

ем вала в осевом направлении подшипниками двух опор. Каждая из опор действует только в одном направлении, но опорные торцы корпуса или стаканов расположены между подшипниками и не препятствуют расширению вала.

Конструкция подшипникового узла сложнее, чем в предыдущих случаях, а предельно допустимое расстояние между опорами определяется наибольшим допустимым зазором, появляющимся в результате разницы в удлинениях вала и корпуса в связи с их неодинаковым нагревом и коэффициентами линейного расширения. Во избежание появления при работе чрезмерных зазоров монтажные зазоры у регулируемых подшипников должны соответствовать наименьшим допустимым величинам.

Для упрощения конструкции подшипникового узла число подшипников в одной опоре должно быть наименьшим. Их количество увеличивают только в целях повышения нагрузочной способности или жесткости опор.

Радиально-упорные подшипники устанавливают обычно парами: либо по одному в каждой опоре, либо два в одной. Тогда во второй опоре ставится подшипник другого типа.

Два радиально-упорных подшипника, установленных в одной опоре узкими торцами наружных колец друг к другу, обеспечивают достаточно равномерное распределение нагрузки между ними. В этом случае опора по своим свойствам близка к шарнирной.

Расположение таких подшипников в опоре на некотором расстоянии или широкими торцами друг к другу гарантирует повышение жесткости вала. При этом опора по своим свойствам близка к упругой заделке.

При установке упорных шарикоподшипников необходимо обеспечить возможность самоцентрироваться одному из колец по шарикам. Смещение свободного кольца при монтаже ограничивается при этом шейкой вала, имеющей одинаковый диаметр под обоими кольцами.

3.4.1 Выбор подшипников качения

При проектировании опор вала различных узлов машин выбор необходимых для расчетных условий работы типоразмеров шарико- или роликоподшипников производится в три этапа:

1. Предварительно намечают тип подшипника с учетом условий эксплуатации и конструкции узла.

2. Определяют типоразмер подшипника, исходя из:

- а) величины и направления действующей нагрузки;
- б) характера нагрузки;
- в) числа оборотов вращающегося кольца подшипника;
- г) необходимой долговечности;
- д) окружающей среды и ее температуры;
- е) конструктивных особенностей узла.

3. Назначают класс точности подшипника с учётом особых требований к точности вращения узла. Если таковые отсутствуют, принимают нормальный класс точности 0 по ГОСТ 520-89.

Для вновь разрабатываемой конструкции станочного привода применяется проектировочный расчет, цель которого – определение необходимой динамической грузоподъемности C , являющейся основной характеристикой подшипника. Конкретный типоразмер подшипника и его габаритные размеры выбирают по известной величине C из каталога. Помимо динамической грузоподъемности, в каталоге приведены данные о предельно допустимой частоте вращения $n_{пр}$ статической грузоподъемности C_0 каждого типоразмера подшипника.

Если же привод подвергается модернизации и при этом его корпус с посадочными отверстиями под подшипники остаётся прежним или вообще подшипники выбираются конструктивно, то для выявления их работоспособности производится проверенный расчёт. Его цель – установление допустимой эквивалентной нагрузки Q на подшипник или расчетной долговечности h (в миллионах оборотов) и h_4 (в часах).

Динамическая грузоподъемность C , эквивалентная нагрузка Q и долговечность h подшипника тесно связаны между собой. Поэтому определение типоразмера подшипника всегда начинается с расчета величины действующей эквивалентной нагрузки.

3.4.1.1 Расчет эквивалентной нагрузки

Под эквивалентной нагрузкой радиального и радиально-упорного подшипника понимают такую силу (радиальную постоянно приложенную к подшипнику с вращающимся внутренним кольцом и неподвижным наружным), при которой долговечность работы его будет та же, что и в действительных условиях нагружения и вращения.

Для радиальных, радиально-упорных шарикоподшипников и роликоподшипников величину эквивалентной нагрузки Q определяют по формуле

$$Q = (k_y \cdot k_b \cdot N_y + k_x \cdot N_x) \cdot k_\delta \cdot k_t, \text{ кгс}, \quad (3.60)$$

где N_y – радиальная нагрузка, кгс;

N_x – осевая нагрузка, кгс;

k_y – коэффициент радиальной нагрузки;

k_x – коэффициент осевой нагрузки;

k_b – коэффициент, учитывающий, какое кольцо вращается относительно вектора нагрузки;

$k_b = 1$ при вращении внутреннего кольца;

$k_b = 1,2$ при вращении наружного кольца;

k_δ – коэффициент безопасности, для металлорежущих станков принимается $k_\delta = 1 \dots 1,2$;

k_t – температурный коэффициент, для металлорежущих станков принимают $k_t = 1,0 \dots 1,05$.

Для радиальных подшипников с короткими цилиндрическими роликами эквивалентную нагрузку вычисляют по формуле

$$Q = k_b \cdot N_y \cdot k_\delta \cdot k_t, \text{ кгс}. \quad (3.61)$$

Эквивалентной нагрузкой Q для упорных и упорно-радиальных подшипников является такая постоянная центральная, чисто осевая нагрузка, при приложении которой к подшипнику с внутренним кольцом, вращающимся вместе с валом, и наружным, неподвижным в корпусе, обеспечивается такая же долговечность работы, которую подшипник будет иметь при действительных условиях нагружения и вращения.

Для радиально-упорных подшипников:

$$Q = (k_y \cdot N_y + k_x \cdot N_x) \cdot k_\delta \cdot k_t, \text{ кгс}; \quad (3.62)$$

для упорных подшипников:

$$Q = N_x \cdot k_\delta \cdot k_t, \text{ кгс}. \quad (3.63)$$

Значение коэффициентов k_y и k_x для различных типов подшипников приведены в таблицах 3.17 – 3.20.

Таблица 3.17

Значения k_y и k_x для радиальных и радиально-упорных подшипников

Угол контакта тел качения			Однорядные подшипники		Двухрядные подшипники				e
					$\frac{N_x}{k_e \cdot N_y} \leq e$		$\frac{N_x}{k_e \cdot N_y} > e$		
α	N_x/C_0	$e \cdot N_x/C_0$	k_y	k_x	k_y	k_x	k_y	k_x	
Радиальные однорядные									
0°	0,014			2,30				2,30	0,19
	0,028			1,99				1,99	0,22
	0,056			1,71				1,71	0,26
	0,084			1,55				1,55	0,28
	0,110		0,56	1,45	1,0	0	0,56	1,45	0,30
	0,170			1,31				1,31	0,34
	0,280			1,15				1,15	0,38
	0,420			1,04				1,04	0,42
	0,560			1,00				1,00	0,44
Радиально-упорные									
12°	0,014			1,81		2,08		2,94	0,30
	0,029			1,62		1,84		2,63	0,34
	0,057			1,46		1,60		2,37	0,37
	0,086			1,34		1,52		2,18	0,41
	0,110		0,45	1,12	1,0	1,39	0,47	1,98	0,45
	0,170			1,13		1,30		1,84	0,48
	0,290			1,04		1,20		1,69	0,52
	0,430			1,01		1,16		1,64	0,54
	0,570			1,00		1,16		1,62	0,54
Радиально-упорные									
15°	0,015			1,47		1,65		2,39	0,38
	0,029			1,40		1,57		2,28	0,40
	0,058			1,30		1,46		2,11	0,43
	0,087			1,23		1,38		2,00	0,46
	0,120		0,44	1,19	1,0	1,34	0,72	1,93	0,47
	0,170			1,12		1,26		1,82	0,50
	0,290			1,02		1,14		1,66	0,55
	0,440			1,00		1,12		1,63	0,56
	0,580			1,00		1,12		1,63	0,56
26°	-	-	0,41	0,87	1,0	0,92	0,67	1,41	0,68
36°	-	-	0,37	0,66	1,0	0,86	0,60	1,07	0,95
Радиальные сферические двухрядные									
-	-	-	-	-	1,0	0,42ctgα	0,65	0,65ctgα	1,5ctgα

Примечание: e — коэффициент осевого нагружения, зависящий от угла контакта;
 C_0 — статическая грузоподъемность подшипника.

При расчёте эквивалентной нагрузки для сдвоенных однорядных радиально-упорных шарикоподшипников, установленных узкими или широкими торцами наружных колец друг к другу, пара одинаковых шарикоподшипников рассматривается как один двухрядный радиально-упорный шарикоподшипник.

При определении эквивалентной нагрузки для узла, состоящего из двух или более однорядных радиальных или радиально-упорных шарикоподшипников, установленных последовательно, используются значения k_y и k_x для однорядных подшипников.

Таблица 3.18

Значения k_y и k_x для радиально-упорных конических и радиальных самоустанавливающихся роликоподшипников

Тип подшипника	$\frac{N_x}{k_o \cdot N_y} \leq e$		$\frac{N_x}{k_o \cdot N_y} > e$		e
	k_y	k_x	k_y	k_x	
Однорядные	1,0	0	0,4	0,4	1,5
Двухрядные	1,0	0,45	0,67	0,67	1,5

Примечание: предполагается, что двухрядные подшипники имеют симметричную конструкцию: при $\alpha = 90^\circ$ $N_x = 0$ и $k_x = 1$.

Таблица 3.19

Значения k_y и k_x для упорно-радиальных шарикоподшипников

Угол контакта	Однорядные подшипники		Двухрядные подшипники				e
	$\frac{N_x}{k_o \cdot N_y} > e$		$\frac{N_x}{k_o \cdot N_y} \leq e$		$\frac{N_x}{k_o \cdot N_y} > e$		
	k_y	k_x	k_y	k_x	k_y	k_x	
45°	0,66	1	1,18	0,59	0,66	1	1,25
60°	0,92	1	1,90	0,54	0,92	1	2,17
75°	1,66	1	3,89	0,52	1,66	1	4,67

Примечание: предполагается, что двойные подшипники имеют симметричную конструкцию: при $\alpha = 90^\circ$ $N_y = 0$ и $k_x = 1$.

Таблица 3.20

Значения k_y и k_x для упорных конических и упорно-радиальных самоустанавливающихся роликоподшипников

Однорядные подшипники		Двухрядные подшипники				e
$\frac{N_x}{k_o \cdot N_y} > e$		$\frac{N_x}{k_o \cdot N_y} \leq e$		$\frac{N_x}{k_o \cdot N_y} > e$		
k_y	k_x	k_y	k_x	k_y	k_x	
$\operatorname{tg} \alpha$	1	1,5 $\operatorname{tg} \alpha$	0,67	$\operatorname{tg} \alpha$	1	1,5 $\operatorname{tg} \alpha$

Примечание: предполагается, что двойные подшипники имеют симметричную конструкцию: при $\alpha = 90^\circ$ $N_x = 0$ и $k_x = 1$.

При выборе однорядных радиальных и радиально-упорных шарикоподшипников, а также однорядных конических роликоподшипников следует иметь в виду, что осевые усилия не оказывают влияния на расчётную величину эквивалентной нагрузки до тех пор, пока величина отношения N_x/N_y не превысит определенного минимального значения коэффициента осевого нагружения e , зависящего от угла контакта тел качения α (см. табл. 3.17). В этом случае принимают следующие значения коэффициентов: $k_y = 0$ и $k_x = 1$.

Если величина отношения N_x/N_y больше минимального значения e , то для радиальных и радиально-упорных шарикоподшипников с углом контакта $\alpha \leq 15^\circ$ значения коэффициентов e и k_x выбирают из табл. 3.17 по величине отношения N_x/N_y , C_0 - статическая грузоподъемность предварительно намеченного подшипника, кгс (берётся из справочника [15]). Выбранные значения e сравнивают с величиной отношения N_x/N_y . При $N_x/N_y < 1$ принимают $k_y = 1$ и $k_x = 0$, а при $N_x/N_y > 1$ находят k_y и k_x по табл. 3.17. Выбирая k_x , применяют линейную интерполяцию.

Для радиально-упорных шарикоподшипников с номинальным углом контакта $\alpha > 15^\circ$, всех радиально-упорных роликоподшипников и упорно-радиальных шарикоподшипников коэффициенты k_y и k_x выбирают в зависимости только от отношения N_x/N_y и соответствующего данному углу контакта α значения коэффициента e (см. табл. 3.17 - 3.19). При этом для однорядных радиально-упорных подшипников при $N_x/N_y < e$ принимают $k_y = 1$ и $k_x = 0$, а при $N_x/N_y > e$ k_y и k_x находят по указанным таблицам.

У двухрядных радиально-упорных подшипников даже незначительные осевые силы влияют на величину эквивалентной нагрузки, а в случае, если величина N_x/N_y превысит табличное значение e , в подшипниках будет работать только один ряд. Поэтому для любых углов контакта этих подшипников при величине отношения N_x/N_y меньше минимального табличного значения e коэффициенты k_y и k_x выбираются из таблиц.

Угол контакта для выбираемого радиально-упорного подшипника должен отвечать величине отношения N_x/N_y . При этом целесообразно ориентироваться на такой подшипник, для которого значение e было бы возможно ближе к величине N_x/N_y .

Расчётные осевые нагрузки, действующие на радиально-упорные подшипники, определяют в зависимости от схемы воздействия внешних сил с учетом выбранного относительного расположения подшипников (рис. 3.5).

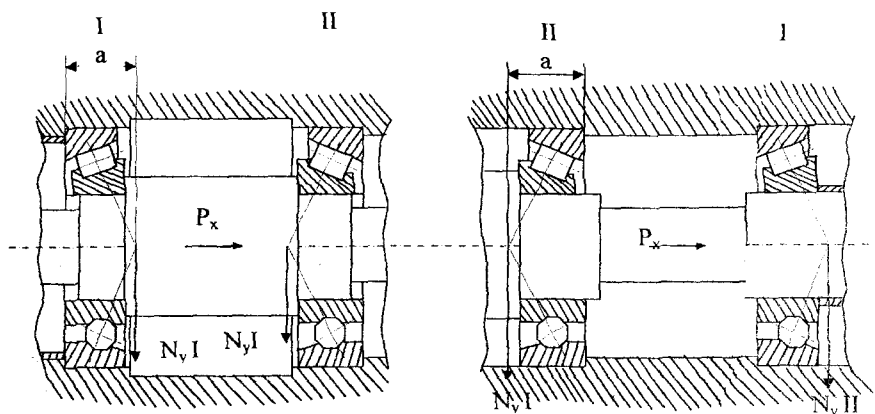


Рис. 3.5. Схема установки радиально-упорных подшипников

Расчетная осевая нагрузка на каждый из двух подшипников (I или II) может быть определена по формулам (табл. 3.21), в которой S_I и S_{II} - осевые составляющие силы радиальных нагрузок N_{yI} и N_{yII} , приложенных соответственно к подшипникам I и II.

Таблица 3.21

Формулы для расчёта осевых нагрузок

Условия нагружения	Осевые нагрузки
$S_I \geq S_{II}; P_x \geq 0$	$N_{xI} = S_I; N_{xII} = S_{II} + P_x$
$S_I < S_{II}; P_x \geq S_{II} - S_I$	
$S_I < S_{II}; P_x \leq S_{II} - S_I$	$N_{xII} = S_{II}; N_{xI} = S_{II} - P_x$

Величины S_I и S_{II} определяются по формулам:

а) для радиальных и радиально-упорных подшипников

$$S = e \cdot N_y, \text{ кгс}; \quad (3.64)$$

б) для конических роликоподшипников

$$S = 0,83 \cdot e \cdot N_y, \text{ кгс}, \quad (3.65)$$

где значение коэффициента e для радиально-упорных шарикоподшипников с углом контакта $\alpha = 26^\circ$ и $\alpha = 36^\circ$ берётся из табл. 3.17, а для роликоподшипников – из табл. 3.18. Для шарикоподшипников с углом контакта $\alpha = 12^\circ$ величину e определяют из уравнения

$$\lg e = \frac{\lg \frac{N_y}{C_0} - 1,114}{4,729}; \quad (3.66)$$

а с углом контакта $\alpha = 15^\circ$:

$$\lg e = \frac{\lg \frac{N_y}{C_0} - 1,766}{7,363}, \quad (3.67)$$

где C_0 – статическая грузоподъемность, кгс (берётся из справочника [15]).

Приведенные формулы справедливы для определения эквивалентной нагрузки подшипниковых узлов, работающих при постоянных режимах. Однако подшипниковые узлы валов коробок скоростей и коробок подач подавляющего большинства металлорежущих станков испытывают переменные во времени нагрузки и частоты вращения. В этом случае подшипники выбирают по приведённой эквивалентной нагрузке Q_n и расчетному числу оборотов вала $n_{\text{расч.тн}}$. Под приведенной эквивалентной нагрузкой понимается условная нагрузка, которая обеспечивает ту же долговечность, какой достигает подшипник в действительных условиях работы.

Величина приведённой нагрузки определяется по формуле

$$Q_n = \sqrt{\frac{Q_1^3 h_1 + Q_2^3 h_2 + \dots + Q_n^3}{h}}, \text{ кгс}, \quad (3.68)$$

$Q_1, Q_2, \dots, Q_n$ – эквивалентные нагрузки, действующие на подшипниковый узел в течение совершаемых им $h_1, h_2, \dots, h_n$ миллионов оборотов соответственно;

h – общее число миллионов оборотов за период эксплуатации подшипникового узла.

При расчете универсальных станков невозможно регламентировать срок эксплуатации станка на каждом режиме нагрузки.

Помимо этого большинство валов, особенно в коробках скоростей, несёт на себе группы ведущих и ведомых шестерён. В течение всего срока службы подшипников работают поочередно только одна из ведущих и одна из ведомых шестерен. Приведенная эквивалентная нагрузка универсальных станков определяется умножением максимальной эквивалентной нагрузки на коэффициент переменности режима, который может быть представлен в виде произведения $k_N \cdot k_n \cdot k_1$, где k_N – коэффициент, учитывающий переменность мощности, принимаемый равным 0,84 для широкоуниверсальных станков; k_n – коэффициент, учитывающий переменность чисел оборотов вала рассчитываемого подшипника; k_1 – коэффициент, учитывающий изменение нагрузки на опоры в связи с поочередностью работы шестерён.

Определение приведённой эквивалентной нагрузки производится по формуле

$$Q_n = (Q_{вщ} \cdot k_{пвщ} \cdot k_{1вщ} + Q_{вм} \cdot k_{пвм} \cdot k_{1вм}) \cdot k_n, \text{ кгс}, \quad (3.69)$$

где $Q_{вщ}$ – максимальная эквивалентная нагрузка на подшипник от действия одной из ведущих шестерен, кгс;

$Q_{вм}$ – максимальная эквивалентная нагрузка на подшипник от действия одной из ведомых шестерен, кгс;

$k_{пвщ}$, $k_{1вщ}$ – коэффициенты, определяемые от действия ведущей шестерни;

$k_{пвм}$, $k_{1вм}$ – коэффициенты, определяемые от действия ведомой шестерни.

Коэффициент k_n определяется по графику (рис. 3.6) в зависимости от общего диапазона чисел оборотов данного подшипника $D = n_{\max}/n_{\min}$ и от диапазона чисел оборота подшипника, в котором не может быть использована полная мощность станка $D_1 = n/n_{\min}$, где n – число оборотов подшипника, начиная с которого (и выше) может быть использована полная мощность привода.

Значение коэффициента k_1 выбирается по аналогии со значениями, приведенными в табл. 3.22, составленной применительно к наиболее распространенным схемам расположения шестерен на валах (рис. 3.7).

При определении $k_{пвщ}$ и $k_{1вщ}$ берутся значения D и D_1 рассматриваемого вала, а при определении $k_{пвм}$ и $k_{1вм}$ – D и D_1 вала, который передает вращение на рассматриваемый вал.

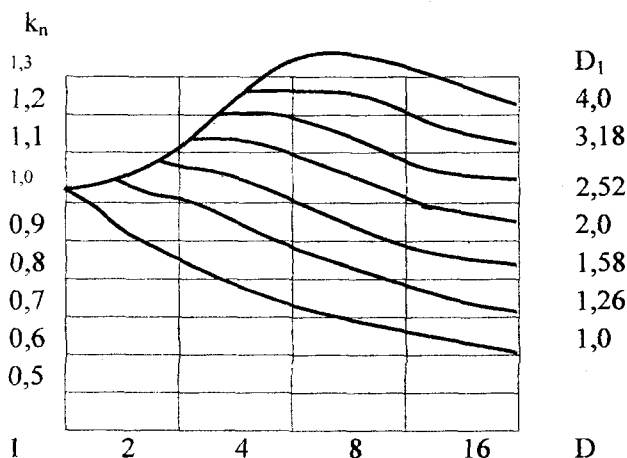
Рис. 3.6. График для определения коэффициента k_n

Таблица 3.22

Средние значения коэффициента k_1

Схема по рис. 3.7	Ведущий вал	Коэффициент k_1 для подшипников			
		А	Б	С	Д
а	I	0,8	0,6	0,7	0,65
б	I	0,7	0,8	0,7	0,75
в	I	0,7	0,75	0,75	0,75
в	II	0,85	0,8	0,85	0,8
г	I	0,7	0,85	0,75	0,85
г	II	0,8	0,85	0,8	0,75
д	I	0,75	0,75	0,75	0,8
д	II	0,8	0,85	0,8	0,9
е	I	0,8	0,9	0,8	0,85
ж	I	0,8	0,9	0,8	0,9
ж	II	0,85	0,85	0,85	0,85
з	I	0,8	0,95	0,8	0,95
з	II	0,8	0,85	0,85	0,85

Динамическая грузоподъемность радиальных и радиально-упорных подшипников есть такая постоянная радиальная нагрузка, которую каждый из группы идентичных подшипников (с неподвижным наружным кольцом) сможет воспринимать в течение расчетного срока службы, исчисляемого в миллионах оборотов внутреннего кольца.

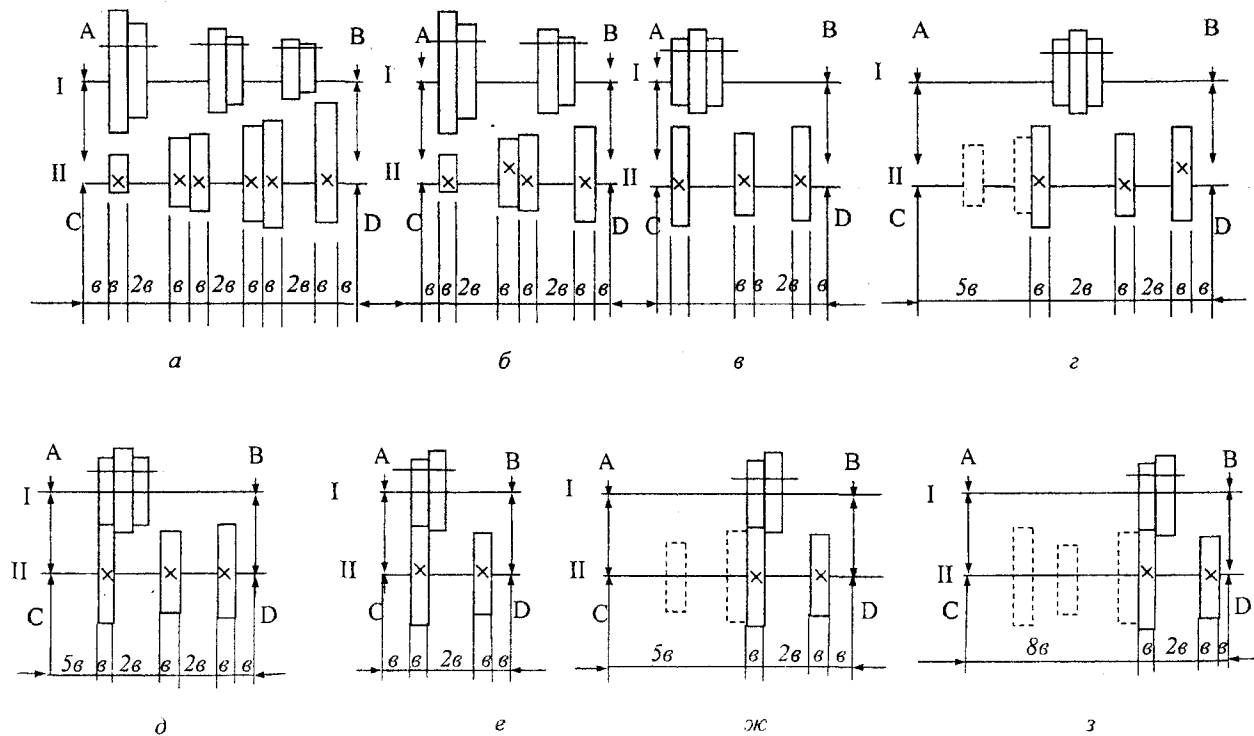


Рис. 3.7. Схемы расположения зубчатых колес на валах

Динамическая грузоподъемность упорных и упорно-радиальных подшипников – постоянная центральная, чисто осевая нагрузка, которую любой из группы идентичных подшипников сможет воспринимать в течение расчётного срока службы, исчисляемого в миллионах оборотов одного из колец подшипника.

Зависит динамическая грузоподъемность подшипника исключительно от материала, размеров и конструкции подшипника. Долговечность же подшипников обусловлена воспринимаемой ими нагрузкой и их динамической грузоподъемностью. Номинальная долговечность h , или h_4 при известной динамической грузоподъемности подшипника в зависимости от действующей нагрузки, может быть определена из зависимости:

$$h = \left[\frac{C}{Q} \right]^p, \text{ млн. об.}, \quad (3.70)$$

$$\text{или} \quad h_4 = \frac{10^6 \cdot h}{60 \cdot n} = \frac{10^5}{6 \cdot n} \cdot \left[\frac{C}{Q} \right]^p, \text{ час.}, \quad (3.71)$$

где C – динамическая грузоподъемность, кгс;

Q – эквивалентная нагрузка, кгс;

n – число оборотов одного из колец подшипника, об/мин;

$p = 3$ – для шарикоподшипников;

$p = 10/3$ – для роликоподшипников.

Формулы справедливы при любой частоте вращения $n \geq 10$ об/мин, но не превышающей предельно допустимую для данного типа подшипника. При $n = 1 \div 10$ об/мин расчёт ведут, исходя из 10 об/мин, при $n < 1$ об/мин действующую нагрузку рассматривают как статическую и выбор подшипника ведут по величине статической грузоподъемности для данного типоразмера.

Зная действующие нагрузки и задаваясь требуемым сроком долговечности работы подшипникового узла, из зависимостей (3.70) и (3.71) легко определить необходимую грузоподъемность подшипника:

$$C = Q \cdot h^{1/p}, \text{ кгс.}, \quad (3.72)$$

$$\text{или} \quad C = \frac{60 \cdot Q \cdot n}{10^8} h_4^{1/p}, \text{ кгс.} \quad (3.73)$$

4 РАСЧЁТ ШПИНДЕЛЬНОГО УЗЛА

Шпиндельный узел является одним из наиболее ответственных узлов станка. От точности изготовления и монтажа шпинделя в значительной степени зависит точность размеров и формы, а также шероховатость обработанных поверхностей деталей.

Отсюда вытекают требования, предъявляемые к шпиндельным узлам станков:

1) достаточная статическая и динамическая жёсткость – способность шпинделя сопротивляться деформациям под действием внешних нагрузок. Большие деформации шпинделя могут не только снизить точность обработки, но и существенно повлиять на работоспособность его опор и привода в целом;

2) необходимая точность вращения – характеризуется биением (радиальным и осевым) переднего конца шпинделя;

3) виброустойчивость в заданном диапазоне изменения режимов работы. В большей степени предъявляется к шпинделям скоростных станков;

4) долговечность – лимитируется обычно долговечностью опор, которая зависит от качества эксплуатации и обслуживания станка, эффективности смазки и защиты опор.

Указанные требования удовлетворяются выбором наиболее оптимальных параметров и конструктивных особенностей шпиндельного узла, шпинделя, типа, класса точности и схемы расположения опорных подшипников, а также качеством изготовления деталей, сборки и регулирования шпиндельного узла.

Большинство шпинделей токарных, сверлильных и фрезерных станков выполняются двухопорными. Реже для повышения жёсткости и виброустойчивости применяются трёхопорные шпиндели.

На рис. 4.1 - 4.5 приведены типовые конструкции шпиндельных узлов, получивших наибольшее распространение в серийных станках общего назначения.

Шпиндель 1 токарно-винторезного станка модели 1К62 (рис. 4.1) имеет две опоры: в передней опоре установлен двухрядный роликоподшипник 3182120 (поз. 2) воспринимающий только радиальные нагрузки. Внутреннее кольцо подшипника насажено на коническую шейку шпинделя и посредством гайки 3, имеющей стопор 4, может смещаться вдоль оси шпинделя, что приводит к деформации внутреннего кольца подшипника, и за счёт этого регулируется радиальный зазор в подшипнике.

Задняя опора имеет два радиально-упорных подшипника 5 (46215), смонтированных встречно, что позволяет им воспринимать радиальную и осевую знакопеременную нагрузку. Зазор в подшипниках этой опоры регулируется гайкой 6.

Преимуществом данной конструкции является простота монтажа и регулировки опор шпинделя, обеспечивающих высокую точность его вращения. Однако при этом тело шпинделя не разгружается от осевых сил, воспринимаемых задней опорой. Поэтому подобные конструкции применяются в быстроходных станках, работающих в относительно лёгких условиях. Схема монтажа шпинделя токарно-винторезного станка модели 1А64 (рис. 4.2) сходна с рассмотренной выше, но выгодно отличается от первой тем, что осевую нагрузку на шпиндель воспринимает передняя опора.

Передний конец шпинделя 1 вращается также в двухрядном радиальном роликовом подшипнике 2. Дополнительно в передней опоре установлены два упорных подшипника 3, воспринимающих осевую нагрузку. Задний конец шпинделя смонтирован на радиальном роликовом подшипнике 4. Монтаж и регулировка такого шпинделя сложнее, чем предыдущего, но нагрузочная способность шпиндельного узла значительно возросла.

Шпиндели 1 вертикально- и радиально-сверлильных станков (рис. 4.3) монтируются в гильзах 2. Такая необходимость вызвана спецификой работы станков: главное движение (вращение) сообщается непосредственно шпинделю от коробки скоростей через шлицевое соединение хвостовика 3, а осевая подача передаётся ему реечным механизмом 4 через гильзу 2, в которой он смонтирован на подшипниках качения. Подшипник 6 нижней опоры воспринимает осевое усилие, возникающее на инструменте при обработке. Верхняя опора также имеет два радиальных 8 и один упорный 7 шарикоподшипники. Регулирование зазора в упорных подшипниках 6 и 7 производится гайками 9.

Шпиндели 1 вертикально- и карусельно-фрезерных станков также устанавливаются в подвижных гильзах 2 (рис. 4.4).

Внутри гильзы расположены опорные подшипники: на переднем конце двухрядный радиальный роликовый серии 3182100 (поз. 3), а на заднем — два радиально-упорных шариковых (поз. 4). Такая конструкция шпиндельного узла усложняет регулировку подшипников, однако в значительной степени облегчает монтаж и ремонт узла. К тому же шпиндели этих станков, так же как и сверлильных, разгружены от поперечных изгибающих сил, возникающих в зубчатых зацеплениях привода главного движения.

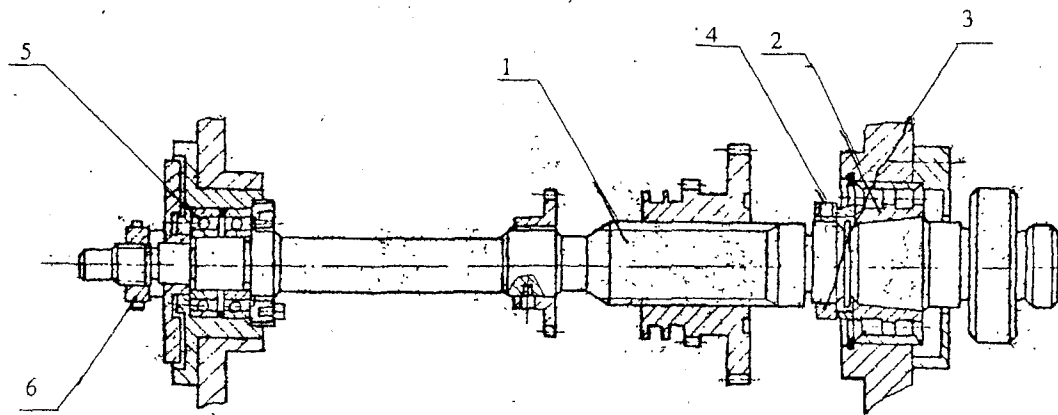


Рис. 4.1. Шпиндельный узел токарно-винторезного станка модели 1К62

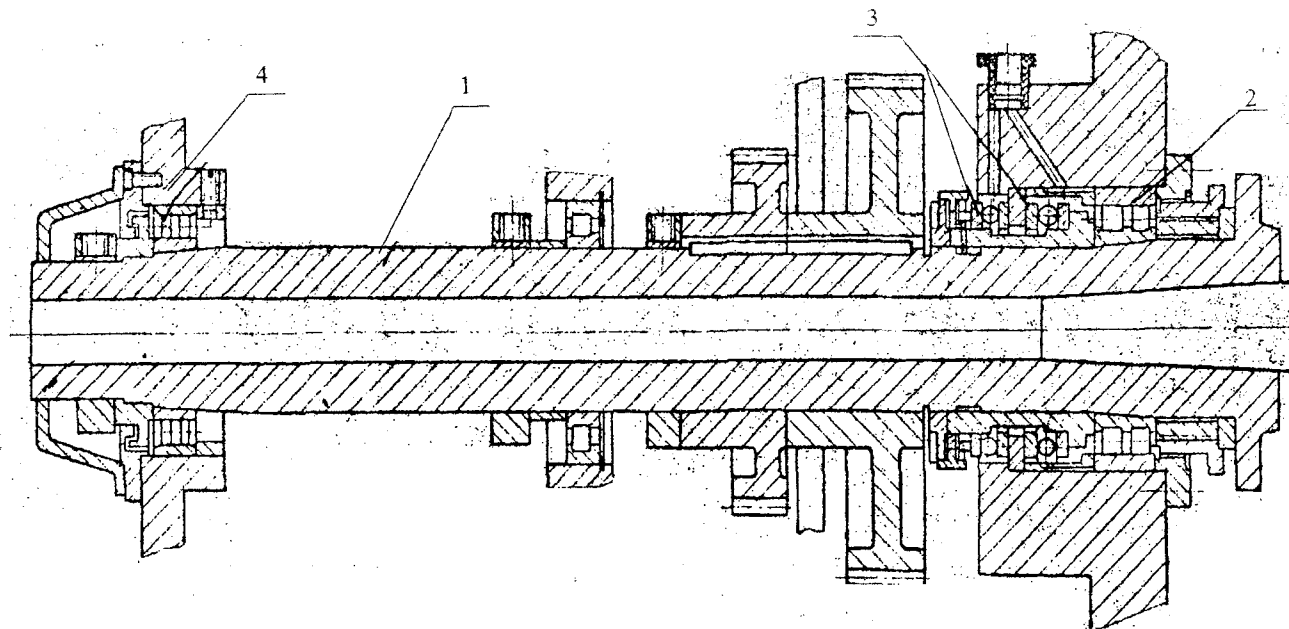


Рис. 4.2. Шпиндельный узел токарно-винторезного станка модели 1А64

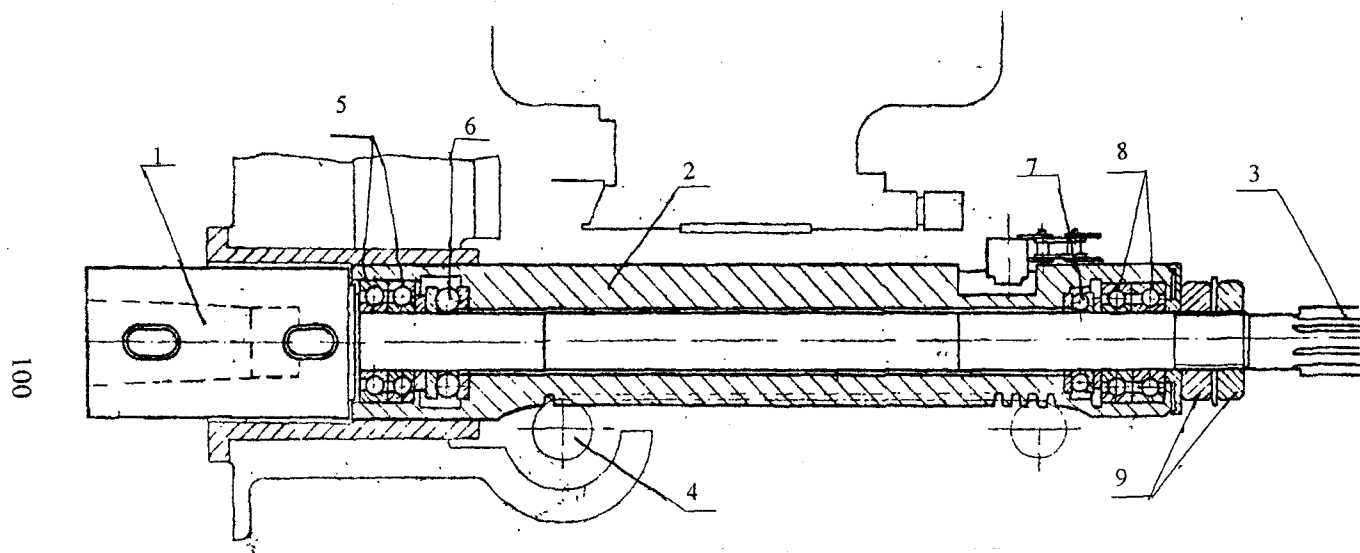


Рис. 4.3. Шпиндельный узел радиально-сверлильного станка модели 2B55

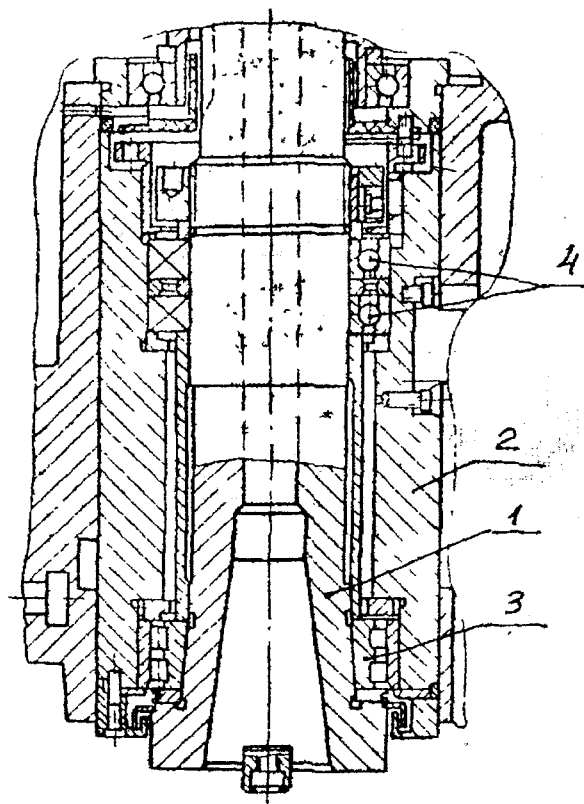


Рис. 4.4. Шпиндельный узел вертикально-фрезерного станка модели 6P12

В горизонтально-фрезерных станках шпиндели, как правило, монтируются непосредственно в корпусе станины станка (рис. 4.5).

Передний конец шпинделя 1 устанавливается на двух шариковых или роликовых радиально-упорных подшипниках 2, воспринимающих как радиальную, так и осевую нагрузку, а задняя опора 3 выполнена «плавающей». Упорные подшипники при этом не применяются. Это вызвано тем, что в процессе работы станка шпиндель должен воспринимать осевые нагрузки в обоих направлениях. И при монтаже его на упорных подшипниках резко усложняется как конструкция узла, так и конфигурация корпуса.

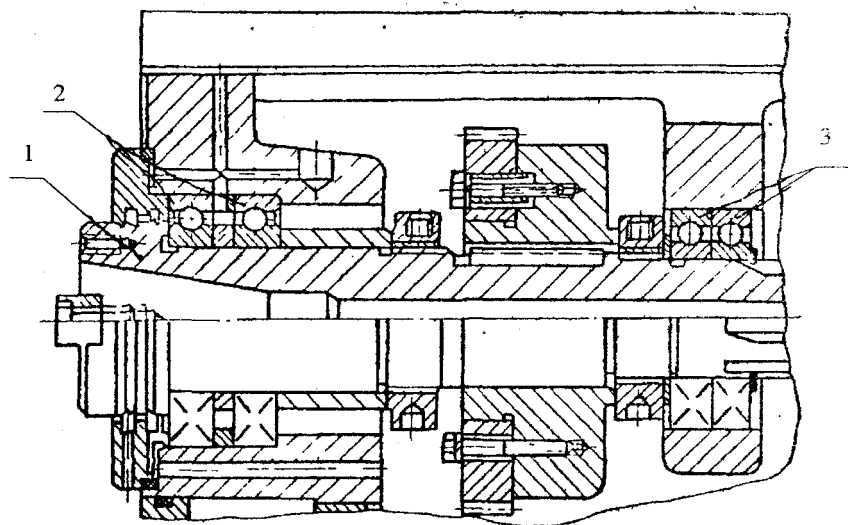


Рис. 4.5. Шпиндельный узел горизонтально-фрезерного станка модели 6P81

При проектировании шпиндельных узлов стремятся разместить рабочие зубчатые колёса, которые сообщают ему главное движение, возможно ближе к передней опоре. Приводное зубчатое колесо необходимо выполнить с высокой точностью, чтобы не создавать на шпинделе крутящих колебаний и изгибных деформаций, которые существенно снижают точность обработки.

4.1 Материалы и термическая обработка шпинделя

Решающими факторами, определяющими выбор материала шпинделя, являются твёрдость и износостойкость рабочих шеек и базировочных поверхностей для установки и закрепления инструмента.

Шпиндели токарно-винторезных, токарно-револьверных, сверлильных и фрезерных станков нормальной точности в основном изготавливаются из сталей марок 40X, 45, 50. В качестве основного метода упрочнения для них рекомендуется поверхностная закалка с нагревом токами высокой частоты. При этом обеспечивается твёрдость рабочих поверхностей $HRC = 48 \div 56$.

Шпиндели сложной формы, для рабочих поверхностей которых требуется твердость $HRC = 56 \div 60$, рекомендуется изготавливать из стали марок 40ХГТ и 50Х с последующей объемной закалкой. Для прецизионных станков шпиндели изготавливаются из сталей марок 40ХФА и 18ХГТ с последующим азотированием или из сталей марок 18ХГТ, 20Х и 12ХН3А с последующей цементацией и закалкой до твердости $HRC = 56 \div 60$.

В качестве материалов для шпинделей, устанавливаемых в подшипниках жидкостного трения, применяют стали марок 38ХВФЮА и 38Х2МЮА с последующим азотированием до твердости $HRC = 63 \div 68$. При этом обеспечивается высокая стойкость рабочих поверхностей против задиров.

Для шпинделей тяжелых станков применяют стали с большим содержанием углерода типа У8, У8А, 65Г или цементируемые стали 18ХГТ и 12ХН3А. Полые шпиндели большим диаметром иногда изготавливают из серого чугуна или высокопрочного чугуна с шаровидным графитом.

4.2 Требования, предъявляемые к шпинделям

Для обеспечения возможности закрепить на шпинделе инструмент или приспособление, передний конец шпинделя выполняют со специальными фланцами и конусами. Форма и предельные отклонения элементов концов шпинделей станков различного назначения установлены соответствующими стандартами:

- а) для станков токарной группы – ГОСТ 12595-85;
- б) для станков сверлильной группы – ГОСТ 24644-81;
- в) для станков фрезерной группы – ГОСТ 24644-81.

Допуски метрических резьб резьбовых передних концов шпинделей и резьб, служащих для регулировки шарико- и роликоподшипников, должны соответствовать 6-й степени (ГОСТ 16093-70).

Шероховатость посадочных мест шпинделей диаметром менее 80 мм должна лежать в пределах 9-го класса ($Ra = 0,20$ мкм), а шпинделей диаметром более 80 мм – 8-го класса ($Ra = 0,40$ мкм) (ГОСТ 2789-73).

Радиальное биение центрирующей шейки шпинделя относительно посадочных мест под подшипники для станков токарной группы нормальной точности ограничивается:

- а) 0,005 мм при диаметре шейки менее 80 мм;
- б) 0,007 мм при диаметре шейки более 80 мм.

То же для шпинделей фрезерных станков:

а) 0,005 мм при диаметре шейки менее 80 мм;

б) 0,007 мм при диаметре шейки более 80 мм.

Торцевое биение опорных буртов под патрон или фрезу принимается:

а) 0,004 мм при диаметре бурта менее 80 мм;

б) 0,006 мм при диаметре бурта от 80 до 120 мм;

в) 0,008 мм при диаметре бурта от 120 до 180 мм;

г) 0,010 мм при диаметре бурта более 180 мм.

Радиальное биение оси конического отверстия шпинделя относительно посадочных мест под подшипники не должно превышать:

а) для станков токарной группы – 0,007 мм;

б) для фрезерных станков – 0,010 мм.

Овальность и конусность посадочных мест под подшипники качества выбираются в зависимости от класса точности подшипников по ГОСТ 3325-85.

4.3 Конструкция шпинделей

Форма шпинделя определяется типом и назначением станка, требованиями, предъявляемыми к точности обработки на станке, условиями работы шпинделя, способами закрепления в нём инструмента или заготовки, размещением элементов привода и типом применяемых опор.

Шпиндели токарных, токарно-револьверных, фрезерных и расточных станков выполняются полыми, что снижает их жесткость. Отверстие в шпинделе необходимо либо для размещения пруткового материала, либо для установки элементов устройства закрепления инструмента.

При малых отношениях диаметров отверстия d_0 и шпинделя d снижение жёсткости практически незаметно, однако при отношении равном 0,75, жёсткость снижается на 32 %, при 0,8 - на 41 % и при 0,9 - на 52 %.

В современных токарных станках шпиндели имеют фланцевое исполнение места под закрепление токарного патрона (ГОСТ 12595-85).

В токарных и токарно-револьверных станках с автоматизированными силовыми устройствами для зажима изделий, имеющими гидравлический или пневматический привод, нерабочий конец шпинделя снабжается конусным отверстием и цилиндрической центрирующей проточкой.

Крутящий момент режущему инструменту или патрону сообщается торцевыми кулачками (фрезерные станки) или круглыми шпонками (токарные и токарно-револьверные станки).

Необходимость крепления на шпинделе зубчатых колёс, колец подшипников качения, инструмента или зажимных устройств обуславливает сложную конструкцию шпинделей с переменным по длине поперечным сечением.

В местах резких изменений размеров поперечных сечений применяют по возможности большие радиусы закруглений для снижения концентраций напряжений и повышения прочности шпинделя.

Шпиндели станков нормальной точности, устанавливаемых на подшипниках качения, ориентировочно выбирают таких размеров, чтобы расстояние между опорами равнялось четырём-пяти диаметрам передней шейки шпинделя. Длина консольной части должна быть минимальной.

4.4 Расчет шпиндельных узлов

Главным требованием, предъявляемым к шпиндельным узлам, является обеспечение требуемой точности обработки. В большой степени она зависит от способности шпинделя сохранять постоянным относительное положение элементов привода. Поэтому основной технический расчёт для шпинделей – расчёт на жёсткость. Расчёт на прочность (как правило, поверочный) проводят только для тяжело нагруженных шпинделей. Высокоскоростные шпиндели проверяют на виброустойчивость.

4.4.1 Расчет шпинделя на жёсткость

Расчет шпинделя на жесткость сводится к определению упругих перемещений переднего конца шпинделя (в отдельных случаях – деформации кручений) под действием сил резания и сил, возникающих в элементах кинематических пар. Опоры шпинделей в зависимости от их конструкции и типа выбранных подшипников создают различные условия для поворота его при изгибе. В связи с этим при расчёте шпиндель заменяют балкой на двух (реже трёх) опорах. Если опорой

является один шарикоподшипник, то она считается шарнирной (рис. 4.6, а). При монтаже переднего конца шпинделя на два рядом стоящих шарикоподшипника или один роликовый подшипник опору следует считать как защемляющую (рис. 4.6, б).

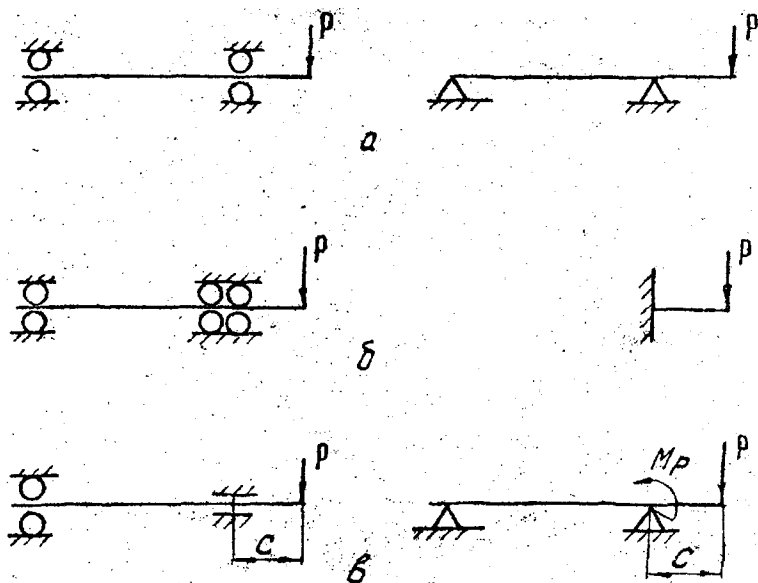


Рис. 4.6. Расчетные схемы шпинделей

Шпиндель, имеющий в передней опоре подшипник скольжения, следует рассматривать как балку на двух шарнирных опорах с добавлением реактивного момента M_p (рис. 4.6, в). Величина M_p (по опытным данным) колеблется в пределах от нуля (при незначительных нагрузках) до $0,3...0,35$ момента от внешних сил, изгибающих шпиндель в среднем сечении опоры:

$$M_p \leq 0,35 \cdot P \cdot C, \text{ кгс} \cdot \text{см}, \quad (4.1)$$

где P - внешняя сила, кгс;

C - расстояние от точки приложения силы до среднего сечения шпинделя на опоре, см.

В случае если шпиндель установлен на двух подшипниках скольжения, его следует рассматривать как балку на упругих основаниях.

Нормативы допускаемых деформаций шпинделей ещё не разработаны. Поэтому значение допускаемого прогиба шпинделя следует устанавливать в каждом отдельном случае в зависимости от требуемой точности станка.

Деформации шпиндельного узла в значительной мере зависят от принятых расчётных условий. Для специальных станков эти условия известны. Что же касается универсальных станков, то методика выбора этих условий приведена в разделе 3.1.

Величина деформации шпинделя и его опор зависит также от расположения сопряжённых зубчатых колёс шпиндельной передачи.

На рис. 4.7 показана схема определения результирующей силы, действующей на шпиндель токарного станка, в зависимости от изменения положения ведущей шестерни Z_1 .

При неизменных величинах сил P и Q наиболее оптимальным является вариант, когда вектор силы Q будет направлен параллельно вектору силы P , но в противоположную сторону (рис. 4.8). Линия действия силы Q образует с общей касательной к делительным окружностям зубчатых колёс Z_1 и Z_2 угол $(\alpha + \beta)$, где α - угол зацепления, а β - угол трения зуба по зубу. Отсюда следует, что при наиболее выгоднейшем в отношении величины R положении шестерни Z_1 её центр должен лежать на прямой ОК, повернутой на угол $[90^\circ - (\alpha + \beta)]$ относительно вектора силы P в направлении вращения шпиндельного колеса. При таком расположении ведущей шестерни Z_1 давление на переднюю опору будет наименьшим, но прогиб переднего конца шпинделя при прочих равных условиях - наибольшим. Это объясняется тем, что шпиндельная передача располагается обычно позади переднего подшипника (силы P и Q на рис. 4.9, а)

В случае расположения центра шестерни на линии ОК с противоположной стороны (колесо Z_2 на рис. 4.8 показано пунктиром) силы P и Q окажутся параллельны и направлены в одну сторону (рис. 4.9, б). При этом давление на переднюю опору будет наибольшим, но прогиб переднего конца шпинделя меньше, чем в предыдущем случае.

Приведенные соображения следует учитывать при разработке конструкции привода (чертежа поперечного разреза коробки скоростей).

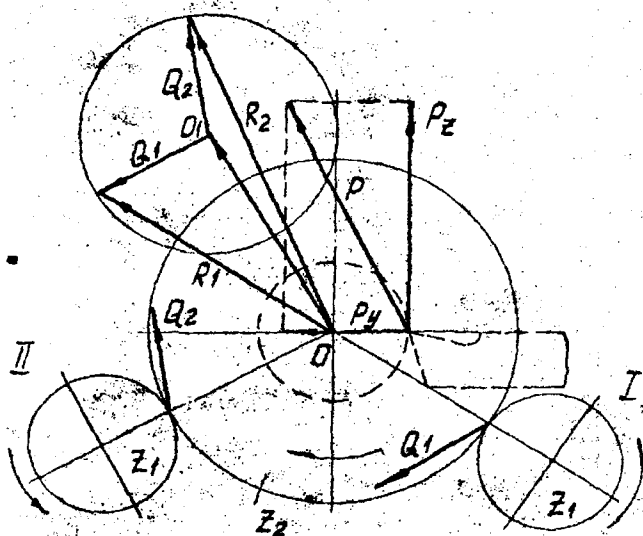


Рис. 4.7. Схема определения результирующей силы

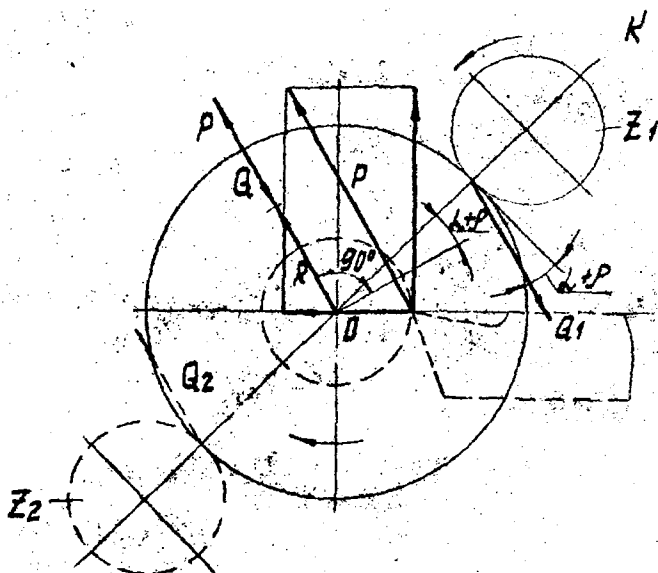
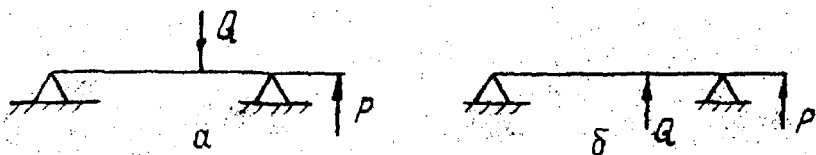
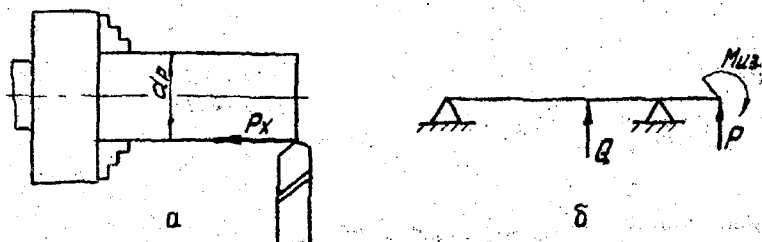


Рис. 4.8 Схема определения наименьшей результирующей силы

Рис. 4.9. Схема нагружения шпинделя силами P и Q Рис. 4.10. Схема нагружения шпинделя с учётом силы P_x

Для шпинделей фрезерных станков рассуждения аналогичны. Величина силы P определяется как равнодействующая тангенциальной P_Z и радиальной P_Y составляющих сил резания:

$$P = \sqrt{P_Z^2 + P_Y^2}, \text{ кгс.} \quad (4.2)$$

Силы P_Z и P_Y рассчитываются по известным формулам из курса теории резания.

Сила Q , действующая в зацеплении колёс, определяется следующим образом:

$$Q = \frac{P'}{\cos(\alpha + \beta)}, \text{ кгс,} \quad (4.3)$$

где P' - тангенциальная составляющая силы, действующей в зацеплении колёс, кгс;

α - угол зацепления, обычно $\alpha = 20^\circ$;

β - угол трения зуба по зубу.

Сила P' находится из выражения:

$$P' = P_Z \frac{d_p}{d_{ш}}, \text{ кгс,} \quad (4.4)$$

где d_p - расчётный диаметр обрабатываемой заготовки, см;

$d_{ш}$ - делительный диаметр шпиндельного зубчатого колеса Z_2 (см. рис. 4.7), см.

При расчётах следует также учитывать осевую составляющую силы резания P_x (см. рис. 4.10, а), которая создаёт изгибающий момент $M_{из}$ (см. рис. 4.10, б) в точке приложения силы P , вычисляемый по формуле

$$M_{из} = P_x \frac{d_p}{2}, \text{ кгс.} \quad (4.5)$$

Прогиб и углы поворота сечений шпинделя можно определить как от действия всех сил сразу, так и поэлементно от действия каждой силы в отдельности с последующим суммированием деформаций, используя любой из известных методов, изложенных в курсе "Сопротивление материалов". В таблице 4.1 приведены наиболее часто встречаемые схемы нагружения шпинделя и соответствующие им расчётные формулы для определения величины прогиба и углов поворота сечений.

Условные обозначения, принятые в табл. 4.1:

U - величина прогиба в данной точке, см;

θ - угол поворота сечения в данной точке, рад;

Q - сила, действующая в зацеплении зубчатых колёс, кгс;

P - суммарная сила резания, кгс;

M_p - реактивный изгибающий момент, кгс · см;

$M_{из}$ - изгибающий момент от составляющей силы резания, кгс·см;

E - модуль продольной упругости материала шпинделя, кгс/см²;

J - осреднённый момент инерции сечения шпинделя, см⁴;

$$J = \frac{\pi}{4} (r_{cp}^4 - r_o^4), \text{ см}^4, \quad (4.6)$$

где r_o - радиус отверстия шпинделя, см;

r_{cp} - средний радиус шпинделя, см;

$$r_{cp} = \frac{r_1 \ell_1 + r_2 \ell_2 + \dots + r_i \ell_i}{\ell_1 + \ell_2 + \dots + \ell_i}, \quad (4.6, а)$$

где $r_1, r_2, \dots, r_i$ - наружные радиусы первого, второго, ..., i -го участков шпинделя, см;

$\ell_1; \ell_2; \dots \ell_i$ - длина первого, второго, ... i -го участков шпинделя, см.

Правило знаков. Поперечные силы и изгибающие моменты, действующие на левую часть балки вверх и по часовой стрелке, считаются положительными; прогиб части балки вниз и углов поворота сечений против часовой стрелки - отрицательными. При нагружении шпинделя его опоры также деформируются вследствие их податливости. Пренебрежение деформацией опор при расчётах приводит к снижению точности обработки на станке.

Таблица 4.1

Схема нагружения шпинделя и формулы для определения прогибов и углов поворота сечений

Расчётная схема	Определяемая величина	
	y	θ
	$y_D = \frac{P \cdot c^3}{3 \cdot E \cdot J}$	$\theta_D = \frac{P \cdot c^2}{2 \cdot E \cdot J}$
	$y_D = \frac{M_{из} \cdot c^2}{2 \cdot E \cdot J}$	$\theta_D = \frac{M_{из} \cdot c}{E \cdot J}$
	$y_f = \frac{Qa^2b^2}{6EJl} \left(2\frac{f}{a} + \frac{f}{b} - \frac{f^3}{a^2b} \right);$ $y_O = \frac{Qa^2b^2}{3EJl};$ $y_K = \frac{Qa^2b^2}{6EJl} \left(2\frac{K}{b} + \frac{K}{a} - \frac{K^3}{ab^2} \right);$ $y_D = \frac{Qac(\ell^2 - a^2)}{6EJl}$	$\theta_A = \frac{Qb}{6EJl} (\ell^2 - b^2);$ $\theta_D = \theta_B = \frac{Qa}{6EJl} (\ell^2 - a^2)$
	$y_P = -\frac{M_{из}\ell^2}{6EJl} \left[\frac{f^3}{\ell^3} - \left(\frac{6a}{\ell} - \frac{3a^2}{\ell^2} - 2 \right) \frac{f}{\ell} \right]$ $y_O = \frac{M_{из}a}{3EJl} [2a^2 - 3ab + \ell^2];$ $y_D = -\frac{M_{из}\ell}{6EJl} (\ell^2 - 3a^2)$	$\theta_A = -\frac{M_{из}\ell}{6EJl} \left(2 - 6\frac{a}{\ell} + 3\frac{a^2}{\ell^2} \right)$ $\theta_O = -\frac{M_{из}\ell}{EJl} \left(\frac{1}{3} - \frac{a}{\ell} + \frac{a^2}{\ell^2} \right);$ $\theta_B = \frac{M_{из}}{6EJl} \left(\ell^2 - 3\frac{a^2}{l} \right);$ $\theta_D = \theta_B$
	$y_O = -\frac{M_P b}{6EJl} \left(\frac{b^2}{\ell} - 3b + 2\ell \right);$ $y_D = \frac{M_P \ell c}{3EJl}$	$\theta_A = -\frac{M_P \ell}{6EJl};$ $\theta_B = \theta_D = \frac{M_P \ell}{3EJl}$
	$y_O = -\frac{P \cdot a \cdot c}{6EJl} (\ell^2 - a^2);$	$\theta_A = -\frac{Pc\ell}{6EJl}; \theta_B = \frac{Pc\ell}{3EJl};$ $\theta_D = \frac{Pc}{6EJl} (2\ell + 3c)$
	$y_O = -\frac{M_{из}\ell}{6EJl} \left[\ell a - \frac{a^3}{\ell} + \frac{(a-\ell)^3}{\ell} \right];$ $y_D = \frac{M_{из}\ell}{6EJl} \left[(\ell + c) - \frac{(\ell + c)^3}{\ell^2} + \frac{c^3}{\ell^2} \right]$	$\theta_A = -\frac{M_{из}\ell}{6EJl}$

Упругие деформации Δ в опорах качения определяются по формуле

$$\Delta = \Delta_1 + \Delta_2, \text{ мм}, \quad (4.7)$$

где Δ_1 - упругое сближение тел качения и колец, мм;

Δ_2 - контактные деформации на поверхностях посадок колец на шпиндель и в корпус, мм.

Упругое сближение тел качения и колец подшипников можно найти по зависимости

$$\Delta_1 = K_1 N^t, \text{ мм}, \quad (4.8)$$

где K_1 - коэффициент, зависящий от типа подшипника и его размера;

N - реакция опоры, кгс;

t - показатель степени, зависящий от типа подшипника.

Значения K_1 и t для различных типов подшипников приведены в табл. 4.2

Таблица 4.2

*Расчётные формулы для определения коэффициента K_1
и показателя степени t*

Тип подшипника	Коэффициент K_1	Показатель степени t
Радиальные шарикоподшипники	$K_1 = (0,7 - 2 \cdot 10^{-3} \cdot d) \cdot 10^{-3}$	0,667
Конические роликоподшипники	$K_1 = 0,52 \cdot d^{-1} \cdot 10^{-3}$	1,0
Двухрядные роликоподшипники с короткими цилиндрическими роликами	$K_1 = 0,40 \cdot d^{-1} \cdot 10^{-3}$	1,0
Однорядные роликоподшипники с короткими цилиндрическими роликами	$K_1 = 0,56 \cdot d^{-1} \cdot 10^{-3}$	1,0

Примечание: у роликоподшипников значения коэффициента K_1 дают наилучшее приближение к экспериментальным данным при средних нагрузках. При очень малых нагрузках коэффициент следует увеличить в 1,5 раза.

Контактные деформации на поверхностях посадок колец на шпиндель и в корпус определяются по формуле

$$\Delta_2 = \frac{N \cdot K_2}{0,785 D \cdot d \cdot b} (d + D), \text{ мм}, \quad (4.9)$$

где $K_2 = 0,005 \dots 0,025 \text{ мм}^3/\text{кгс}$ - коэффициент от натягов в сопряжениях колец при установке подшипников (меньшие значения принимают при больших натягах и при установке внутреннего кольца на конус);

d - внутренний диаметр подшипника, мм;

D - наружный диаметр подшипника, мм;

b - ширина подшипника, мм;

N - реакция опоры, кГс.

Приведённые формулы для расчёта упругих деформаций опор качения справедливы при условии беззазорной установки подшипников. Изменение величины зазора (натяга) подшипников оказывает существенное влияние на податливость опор.

Точные расчёты жёсткости радиально-упорных подшипников связаны с трудоёмкими вычислениями и поэтому в настоящем пособии не рассматриваются. При приближённых расчётах жёсткость опор радиально-упорных подшипников определяют по графику [15]. Следует иметь в виду также, что у работающего шпинделя величина зазора (натяга) подшипников меняется вследствие температурных деформаций.

Жёсткость опор шпинделя j при монтаже его на радиально-упорных шарикоподшипниках (серии 46100 и 46200) или подшипниках с коническим отверстием (двухрядные цилиндрические роликовые серии 3182100 и сдвоенные конические роликовые серии 2007100) может быть представлена в виде графика (рис. 4.11).

Жёсткость j , найденная по графику, пересчитывается на податливость e по формуле

$$e = \frac{1}{j}, \text{ мм/кГс.} \quad (4.10)$$

Величина деформации опоры определяется как произведение её податливости e на реакцию N :

$$\Delta = e N, \text{ мм.} \quad (4.11)$$

Суммарное упругое перемещение переднего конца шпинделя складывается из величины прогиба самого шпинделя и отжатия его конца вследствие податливости опор. Это перемещение определяется в направлении, непосредственно влияющем на точность обработки. При этом надо учитывать, что плоскости действия сил P , Q и N , как правило, не совпадают не только между собой, но и с плоскостями приложения моментов $M_{из}$ и M_r . Поэтому сначала определяют перемещение от каждой силы и момента отдельно в своей плоскости, а затем, суммируя их, приводят к нужному направлению с использованием известных из тригонометрии формул.

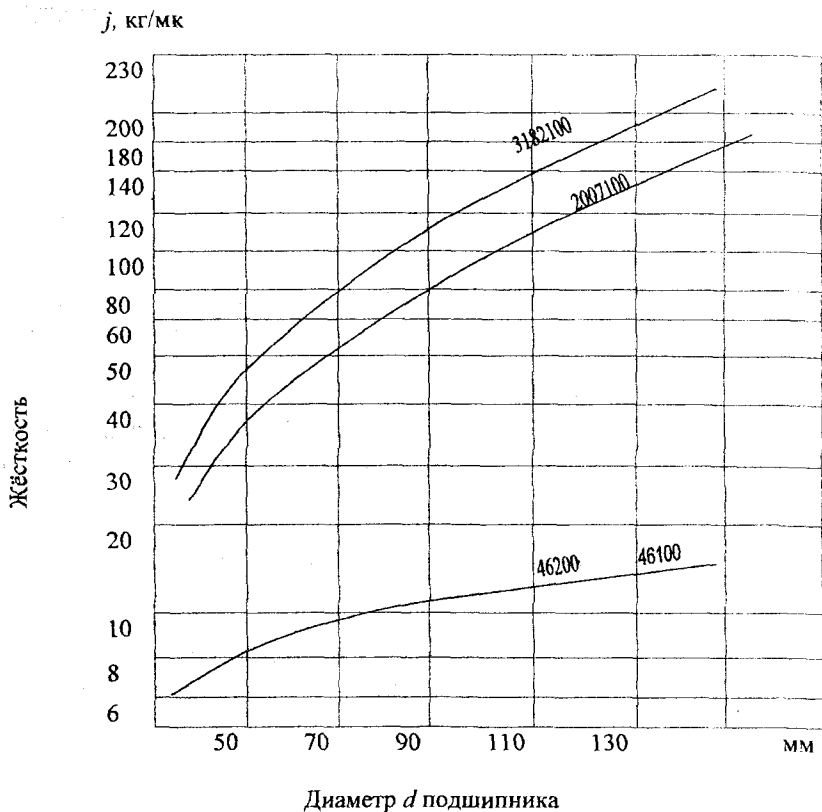


Рис. 4.11. График жёсткости шпиндельных опор

Шпиндели сверлильных и вертикально-фрезерных станков необходимо проверять на угол закручивания при передаче наибольшего крутящего момента. Угол закручивания φ определяется по формуле

$$\varphi = \frac{M_{кр} \ell}{G \cdot J_p} \cdot \frac{180}{\pi}, \text{ град}, \quad (4.12)$$

где $M_{кр}$ - крутящий момент на шпинделе, кгс · см;

ℓ - длина участка шпинделя между плоскостями приложения крутящего момента, см;

G - модуль сдвига материала шпинделя, кгс/см²;

J_p - полярный момент инерции, см⁴.

Полярный момент инерции вычисляется по формулам:

а) для круглого сечения

$$J_p = \frac{\pi D^4}{32}, \text{ см}^4, \quad (4.13)$$

где D - диаметр шпинделя, см;

б) для шлицевого вала

$$J_p = \frac{\pi D_{\text{ср}}^4}{32}, \text{ см}^4, \quad (4.14)$$

где $D_{\text{ср}}$ - средний диаметр по шлицам, см;

в) для полого шпинделя

$$J_p = \frac{\pi \cdot D^4}{32} \left(1 - \frac{d^4}{D^4}\right), \text{ см}^4, \quad (4.15)$$

где d - внутренний диаметр шпинделя, см.

Для сверлильных станков допускается угол закручивания до $3/4$ градуса на один погонный метр шпинделя.

4.4.2 Расчёт на виброустойчивость

Высокооборотные шпиндели станков ($n_{\text{ш}} > 1000$ об/мин) должны обладать достаточной виброустойчивостью, так как вибрация шпинделя в значительной мере влияет на шероховатость обрабатываемой поверхности.

В шпинделях станков наблюдаются как поперечные, так и крутильные колебания. По характеру они могут быть вынужденными и автоколебаниями. В обоих случаях основной характеристикой шпинделя для оценки его виброустойчивости является частота собственных колебаний $f_{\text{ш}}$. Чем ниже частота этих колебаний, тем меньше виброустойчивость системы. Крутильные колебания шпинделей имеют для работы станка меньшее значение.

Расчёт шпинделя на виброустойчивость заключается в сравнении частоты его собственных колебаний и частоты вынужденных колебаний с целью избежания явлений резонанса.

Точное определение частоты собственных колебаний шпинделя $f_{\text{ш}}$ весьма затруднено, так как шпиндель и закрепленные на нем детали и узлы имеют достаточно сложную конфигурацию. Приближенное значение $f_{\text{ш}}$ можно установить, предполагая, что упругие линии прогиба шпинделя от его веса и от центробежных сил подобны (рис. 4.12).

Тогда частота собственных колебаний шпинделя рассчитывается по формуле

$$f_w = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{g(G_1 \cdot y_1 + G_2 \cdot y_2 + \dots + G_i \cdot y_i)}{G_1 \cdot y_1^2 + G_2 \cdot y_2^2 + \dots + G_i \cdot y_i^2}}, \text{ Гц}, \quad (4.16)$$

где g – ускорение свободного падения тел, мм/сек²;

$G_1, G_2, \dots, G_i$ – вес отдельных элементов, на которые разбита колеблющаяся система, кгс;

$y_1; y_2; \dots, y_i$ – прогиб шпинделя под суммарным действием всех сил в точке приложения силы веса соответственно $G_1, G_2, \dots, G_i$, включая деформации опор, мм.

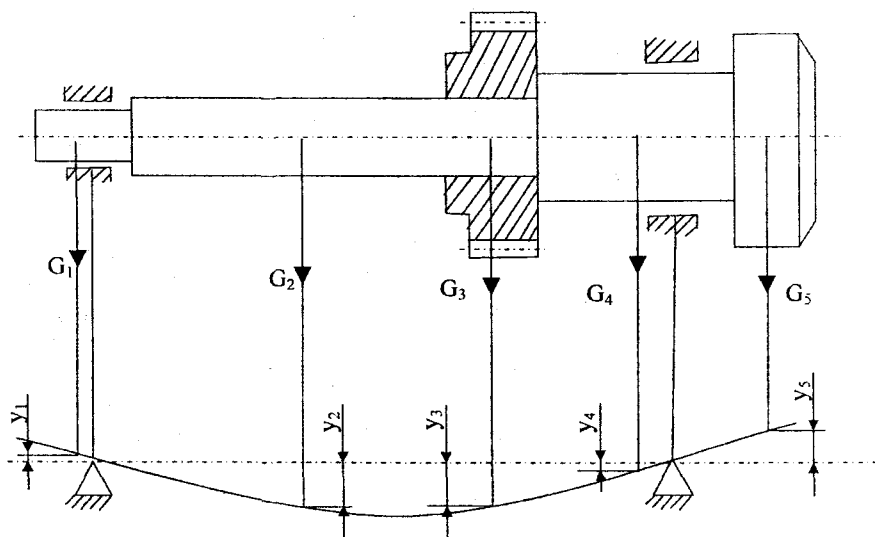


Рис. 4.12. Расчётная схема для определения частоты собственных колебаний шпинделя

Инженерные методы расчета шпинделей с учетом явлений автоколебаний в настоящее время не разработаны. Поэтому в каждом конкретном случае необходимо решить, что может явиться источником вынужденных колебаний f_b .

Например, в шпиндельных узлах с подшипниками качения источником колебаний является переменная жесткость опор. Частота воз-

мушающих колебаний f_b при этом равна числу шариков (или роликов), проходящих в секунду через направление действующей силы, и определяется по формуле

$$f_s = \frac{n \cdot D \cdot z}{120 \cdot (D + d)}, \text{ Гц}, \quad (4.17)$$

где n – максимальное число оборотов в минуту шпинделя станка;

D – наружный диаметр внутреннего кольца подшипника (беговой дорожки), мм;

d – диаметр шарика (ролика) подшипника, мм;

z – число шариков (роликов) подшипника.

Если источником вынужденных колебаний является дисбаланс шпинделя, то частота возмущающих колебаний равняется числу его оборотов n в секунду:

$$f_s = \frac{n}{60}, \text{ Гц}, \quad (4.18)$$

где n – максимальное число оборотов в минуту шпинделя станка.

Если вращение шпинделя осуществляется зубчатым колесом с числом зубьев Z_k или обработка на станке ведется фрезой с числом зубьев Z_f , то частота возмущающих колебаний определяется по формуле

$$f_s = \frac{n \cdot z}{60}, \text{ Гц}, \quad (4.19)$$

где n – максимальное число оборотов в минуту шпинделя станка;

z – число зубьев приводного колеса или число зубьев фрезы.

В случае воздействия на шпиндель других возмущающих сил нужно найти их частоту. Для избежания явления резонанса необходимо соблюдать условие

$$f_{ш} > 1,3 f_s. \quad (4.20)$$

4.5 Шпиндельные опоры качения

Основными критериями работоспособности подшипников качения, применяемых в шпиндельных узлах станков, являются: точность вращения, радиальная и осевая жесткость, радиальная и осевая несущая способность, быстроходность, момент трения, нечувствительность к перекосам.

При оценке подшипника качения в качестве опоры шпинделя следует учитывать также его габариты и технологичность изготовления и эксплуатации.

В таблице 4.3 приведена сравнительная характеристика основных типов подшипников качения, применяемых в шпиндельных узлах станков.

Таблица 4.3

Сравнительная характеристика параметров работоспособности подшипников качения, применяемых в шпиндельных узлах станков

Тип подшипников	Точность вращения	Жесткость		Несущая способность		Допустимая быстрая проходн.	Легкость хода	Способность работать при умерен. перекосах	Способность воспринимать комбиниров. нагрузку
		радиальная	осевая	при вращении	статическая				
Шарикоподшипники:	5	3	2	3	3	4	4	3	3
а) радиальные одно- рядные,	5	3	3	3	3	5	4	3	4
б) радиально- упорные	4	0	5	4	4	3	4	2	0
в) упорные									
Роликоподшипники:									
а) радиальные с короткими цилиндрическими роликами	5	5	0	5	5	4	5	1	0
	5	5	4	5	5	3	2	2	5
б) конические	4	5	0	5	4	2	2	1	0
в) игольчатые									

Примечание: 0 – совершенно неудовлетворительная; 1 – очень плохая; 2 – плохая; 3 – удовлетворительная; 4 – хорошая; 5 – очень хорошая.

Как видно из таблицы, ни один из типов подшипников не обладает в равной степени высокими показателями по всем критериям работоспособности. Подшипники по указанным критериям выбирают в соответствии с особенностью конструкции и специфическими требованиями, предъявленными к шпиндельным узлам различных типов станков.

Точность вращения является важнейшей характеристикой шпиндельного узла, в значительной мере определяющей точность обработки деталей на станках.

При назначении класса точности подшипников целесообразно исходить из биения переднего конца шпинделя, которое находится по схеме (рис. 4.13) из соотношения

$$\delta = 1,5 \left[\frac{\delta_1}{\sqrt{m_1}} + \frac{c}{l} \cdot \left(\frac{\delta_1}{\sqrt{m_1}} + \frac{\delta_2}{\sqrt{m_2}} \right) \right], \quad (4.21)$$

где δ — допускаемое радиальное биение конца шпинделя, мм;
 δ_1 — радиальное биение подшипников передней опоры, мм;
 δ_2 — радиальное биение подшипников задней опоры, мм;
 l — расстояние между опорами, мм;
 c — расстояние от передней опоры до плоскости измерения, мм;
 m_1 — число подшипников в передней опоре,
 m_2 — число подшипников в задней опоре.

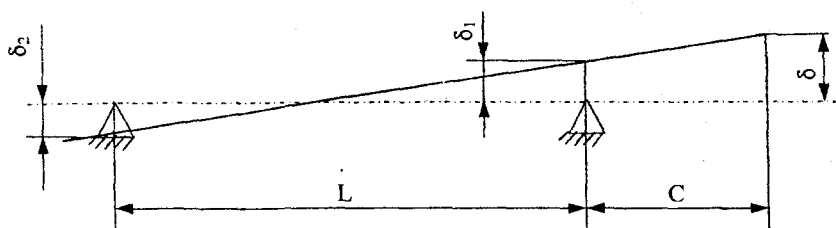


Рис. 4.13. Расчётная схема для определения биения переднего конца шпинделя

Задаваясь радиальным биением подшипников одной из опор шпинделя (выбирая их класс точности), определяют допустимое радиальное биение, а следовательно, и класс точности подшипников другой опоры. Для станков нормального класса точности задний конец шпинделя устанавливается на подшипниках 5-го класса точности, а передней — 4 или 5-го (по ГОСТ 520-89).

Требования к жесткости шпиндельных узлов не регламентированы.

Нужная жесткость шпинделя может быть получена из баланса жесткости станка. Но, исходя из нормальных условий работы подшипников шпинделя, рекомендуется, чтобы жесткость j двухопорного шпинделя была не менее 25 кГс/мм. Приблизенно жесткость может быть вычислена по формуле

$$j = 53 \frac{D^4 - d^4}{l^3}, \frac{\text{кГс}}{\text{мм}}, \quad (4.22)$$

где D — средний наружный диаметр шпинделя в пролете между опорами, мм;

d — средний диаметр отверстия в шпинделе, мм;

l — расстояние между средними сечениями подшипников шпинделя, мм.

Несущая способность подшипников определяется по динамической грузоподъемности C (см. п. 3.4) и предельно допустимой статической грузоподъемности C_0 .

Выбранные по этим параметрам подшипники, как правило, удовлетворяют требованиям, предъявляемым к шпиндельным опорам. При этом необходимо учесть также ограничения по быстроходности.

Быстроходность по скоростному параметру: $d_{\max} \times n_{\max} \frac{\text{мм} \cdot \text{об}}{\text{мин}}$,

где $d_{\max}$ – максимальный посадочный диаметр шейки передней опоры шпинделя;

$n_{\max}$ – максимальная частота вращения шпинделя.

Для большинства станков общего назначения скоростной параметр не должен превышать 150000...210000 мм об/мин. Его превышение резко сокращает долговечность подшипников. Расчетная долговечность для большинства опор качения шпиндельных узлов не должна быть менее 12000...20000 часов работы подшипников.

Нормой предельно допустимого нагрева подшипников шпиндельных узлов станков нормального класса точности принято 70 °С на наружном кольце.

4.6 Шпиндельные опоры скольжения

В настоящее время в шпиндельных узлах токарных, шлифовальных и других станков широко применяют опоры скольжения. Наибольшее распространение получили гидродинамические подшипники. Принцип работы таких подшипников заключается в том, что несущий масляный слой образуется при вращении вала в результате прилипания масла к поверхности цапфы и вкладыша и затягивания его (вследствие взаимодействия между частицами масла) в клиновидный зазор между рабочими поверхностями цапфы и вкладыша.

Для надежной работы гидродинамического подшипника скольжения нужно, чтобы несущий масляный слой имел необходимую толщину и жесткость во всем диапазоне скоростей и нагрузок.

При износе рабочих поверхностей и сильном изменении режима работы станка в конструкции опоры должна быть предусмотрена регулировка зазора между шейкой шпинделя и подшипником.

Расчет гидродинамических подшипников, цель которого – обеспечить жидкостное трение, ведется в два этапа.

На первом этапе производится ориентировочный выбор размеров подшипников: длины l и диаметра d . Исходя из их величин, определяют удельное давление $P = \frac{N}{d \cdot l}$ и характеристику PV , где N – реакция в опоре, V – окружная скорость.

Для шпинделей станков со средними частотами вращения обеспечивают условия устойчивого образования масляного клина

$$P \leq 30 \frac{\text{кгс}}{\text{см}^2} \quad \text{и} \quad PV = 10,0 \dots 15,0 \frac{\text{кгс} \cdot \text{м}}{\text{см}^2 \cdot \text{сек}}.$$

На втором этапе расчета производится уточненный выбор параметров подшипника на основе зависимостей гидродинамической теории смазки и уточнение значений d и l .

В гидростатических подшипниках скольжения давление в масляной пленке создается насосом высокого давления. Поэтому при любой частоте вращения шпинделя внешняя нагрузка уравновешена гидростатическим давлением в масляном слое. В этом случае при реверсе и остановке шпинделя, а также при любых низких частотах его вращения обеспечивается жидкостное трение. Недостатком гидростатических подшипников является большой расход масла и необходимость в специальном насосе для его подачи, сложность конструкции.

Расчет и выбор основных параметров подшипников скольжения подробно изложены в работах [3, 4].

4.7 Автоматизированный расчёт характеристик шпиндельных узлов

Целью расчёта является определение и анализ статических и динамических характеристик шпиндельного узла станка, а также разработка рекомендаций по совершенствованию его конструкции.

Использование ЭВМ позволяет рассматривать шпиндель как многоступенчатый вал, преобразуемый в динамическую систему с распределенными параметрами и любым числом упругих опор.

Шпиндельный узел – динамическая система, состоящая из шпинделя, упругих опор, инструмента и оснастки для закрепления изделия, соединенных со шпинделем через упругое звено (патрон, коническое соединение, зубчатые колеса, муфты, шкивы ременных передач). Шпиндель представляется в виде ступенчатой балки с распределенными массами. Детали, насаженные на шпиндель, рассматриваются как сосредоточенные массы, соединенные с ним жестко или упруго (в зависимости от конструкций соединений).

Опоры шпинделя предполагаются сосредоточенными и обладающими радиальной, угловой и осевой жесткостью. Учитывается также гироскопический момент, возникающий при вращении масс.

С точки зрения структуры динамических моделей, шпиндельные узлы могут быть разделены на следующие группы:

1) с цельным шпинделем в жестком корпусе (рис. 4.14). Шпиндель рассматривается как ступенчатая балка на упругих опорах. Инструмент или оснастка для закрепления изделия соединены со шпинделем упруго. К этой группе относятся шпиндельные узлы большинства токарных, фрезерных, расточных и шлифовальных станков;

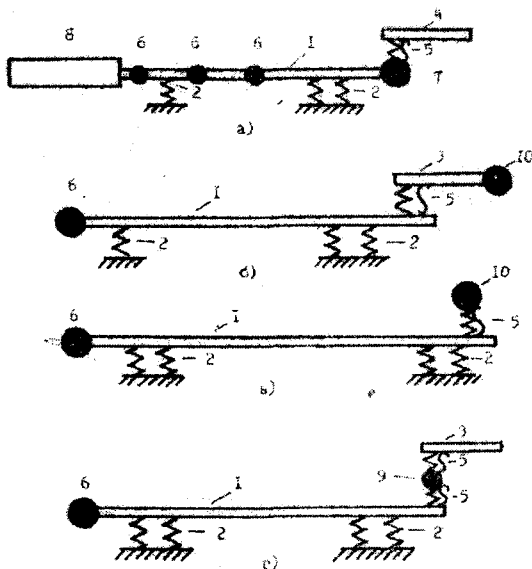


Рис. 4.14. Динамические модели шпиндельных узлов с жёстким корпусом:

а) токарного станка; б) фрезерно-расточного; в) круглошлифовального;

г) расточного с плансуппортом: 1 - шпиндель; 2 - опоры;

3 - оправка инструмента; 4 - заготовка; 5 - стык «шпиндель-оправка»

или «патрон-заготовка»; 6 - детали привода (зубчатые колеса, шкивы);

7 - патрон; 8 - гидроцилиндр зажима; 9 - плансуппорт; 10 - инструмент

2) со шпинделем, расположенным в гильзовом корпусе, жесткость и масса которого соизмеримы с жесткостью и массой шпинделя. Модель такого шпиндельного узла может представлять собой две ступенчатые балки на упругих опорах (рис. 4.15, а, б). Сюда же относятся

шпиндельные узлы сложной конструкции, имеющие два шпинделя, расположенных один в другом (рис. 4.15, в). В эту группу входят внутришлифовальные головки, шпиндели расточных станков с выдвижной борштангой, пиноли со шпинделем координатно-расточных станков;

3) с составным шпинделем, имеющим два участка, соединенных подвижными муфтами (рис. 4.15, з, д), жесткость которых соизмерима с жесткостью других элементов. Такой шпиндельный узел может одновременно иметь и гильзу (см. рис. 4.15, д);

4) с приводом в виде коротких жестких кинематических цепей (соединенных посредством, например, ременной передачи с жестким многоклиновым ремнем или одной-двух зубчатых передач и т.п.). Такие шпиндельные узлы, где собственные крутильные частоты соизмеримы с избранной, рассматриваются как изгибно-крутильные динамические системы.

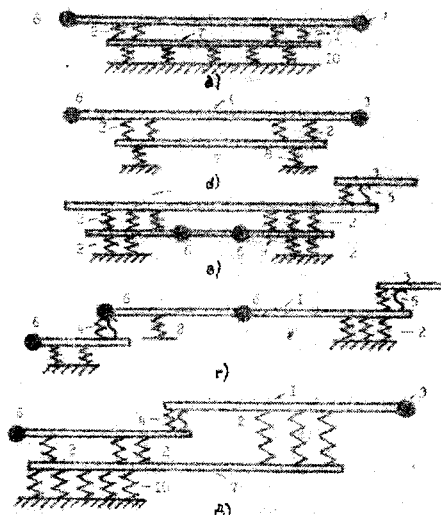


Рис. 4.15. Динамические модели шпиндельных узлов с гильзовым корпусом или составным шпинделем: а) шпиндельный узел с гильзовым корпусом; б) то же на упругих опорах; в) шпиндельный узел расточного станка с выдвижным шпинделем и борштангой; г) шпиндельный узел с приводным шкивом, установленным на отдельных подшипниках и соединенным муфтой со шпинделем; д) то же в гильзовом корпусе; 1 - шпиндель; 2 - опоры шпинделя; 3 - оправка или инструмент; 4 - муфта; 5 - стык «шпиндель-оправка»; 6 - детали привода; 7 - гильза; 8 - опоры гильзы; 9 - наружный шпиндель; 10 - стык «гильза-базовая деталь станка»

Для статического и динамического расчетов шпиндельного узла используется программа SPINCH.

При подготовке исходных данных чертеж шпиндельного узла преобразуют в расчетную схему.

Построение расчётной схемы шпиндельного узла. При построении расчетной схемы шпиндель рассматривается как узел, состоящий из совокупности цилиндрических элементов постоянного диаметра.

Каждая опора шпинделя представляется в виде одного или нескольких упругодиссипативных элементов.

Детали, насаженные на шпиндель, представляются в виде масс, сосредоточенных в их центрах тяжести и соединенных со шпинделем жестко или через упругий элемент, а стыки шпинделя с инструментом, изделием или элементом привода (муфтой и т.п.) - в виде упругодиссипативных элементов.

Приводные передачи (ременные, зубчатые) и соединения рассматриваются как элементы, обладающие изгибной и крутильной жесткостью.

Нагрузка на шпиндель представляется в виде сосредоточенных сил или моментов.

Следует помнить о том, что учет в расчетной схеме патрона, оправки с инструментом или заготовкой уменьшает собственную частоту. Поэтому целесообразно учитывать эти элементы в расчетах. Присоединение гидроцилиндров зажима за задней опорой приводит к значительным колебаниям как на заднем, так и на переднем конце шпинделя.

Расчетная схема шпиндельного узла разрабатывается как плоская модель и может состоять из следующих элементов:

- упругих стержней цилиндрической формы с распределенной массой, соответствующих участков шпинделя постоянного сечения;
- невесомых упругодиссипативных пружин, соответствующих опорам шпинделя и соединениям;
- сосредоточенных масс, соответствующих абсолютно твердым телам, таким как шкивы, патроны, зубчатые колеса и др., инерционные параметры которых сосредоточены в узловых точках.

Нумерацию упругих элементов (пружин, стержней) можно делать либо подряд, перемещаясь, например, слева направо, либо сначала пронумеровать стержни, а потом пружины.

Узловые точки размещают на концах шпинделя, в центрах тяжести абсолютно твердых тел, в местах соединения стержней друг с другом (где скачком изменяются диаметры сечения шпиндельного узла), в местах приложения нагрузок, а также в тех местах, где размещаются опоры.

С одним из концов шпинделя (обычно левым) совмещают начало координат (система координат – правая прямоугольная). Если ось X расположить вдоль оси шпинделя слева направо, ось Z - перпендикулярно к ней вверх, то координата Y будет лежать в горизонтальной плоскости.

Узловые точки нумеруют по порядку и указывают их координаты по оси X . Если в узловой точке расположено абсолютно твердое тело, то следует определить его массу и момент инерции.

Для определения моментов инерции следует воспользоваться программой МОМІ.

Пружины могут иметь два подвижных конца, которым соответствуют две узловые точки (соединение шпинделя с конусом оправки или подшипника шпинделя с гильзой), в случае, когда податливость гильзы учитывается в расчетной схеме.

Осевая, радиальная и угловая жесткости подшипников определяются расчетным путем или с помощью программ ОРОРА, или по справочнику [15].

Для определения жесткости цилиндрических и конических соединений можно воспользоваться, например, работой З.М. Левиной и Д.Н. Решетова «Контактная жесткость машин» или таблицей 4.4, в которой представлены данные для конических соединений «шпиндель-инструмент» с конусностью 7:24 (жесткость приведена к переднему торцу шпинделя).

Таблица 4.4

Данные для конических соединений «шпиндель – инструмент»

Номер конуса	Жёсткость соединения «шпиндель-инструмент», приведённая к переднему торцу шпинделя					
	Радиальная жёсткость J_r , дан/мкм			Угловая жёсткость J_m , дан-рад		
	При отношении a/D , равном					
	1	2	3	1	2	3
30	19	13	9	1400	18000	20000
40	34	21	15	43000	53000	58000
50	73	46	33	240000	280000	300000
60	160	100	73	1000000	1200000	1300000
Примечание: a — длина консоли. D — наибольший диаметр соединения.						

Примечание: a – длина консоли, D – наибольший диаметр соединения.

В таблице 4.5 приведены значения жёсткости токарных патронов.

Таблица 4.5

Жёсткость токарных патронов

Диаметр патрона, мм	Угловая жёсткость, Мн·мм/рад	Диаметр патрона, мм	Угловая жёсткость, Мн·мм/рад
80	36	250	850
100	70	315	1300
125	140	400	2000
160	270	500	3300
200	520	630	5000

Демпфирующие свойства упругих элементов шпиндельных узлов учитываются заданием коэффициента относительного рассеяния энергии. Этот коэффициент для подшипников качения, установленных по одному в опоре с небольшим зазором, не превышающим 0,01 мм, в среднем составляет: у шариковых - 0,2 – 0,25; у роликовых цилиндрических однорядных и двухрядных - 0,33 – 0,4; у роликовых конических при малых угловых колебаниях - 0,3 – 0,4. Для шариковых подшипников, устанавливаемых по два в опоре, коэффициент относительного рассеяния энергии составляет 0,2 – 0,3, а в опоре, состоящей из шарикового радиального и упорного подшипников, - 0,3 – 0,6. Рассеяние энергии колебаний при больших зазорах в подшипниках (0,02 – 0,03 мм) и отсутствии постоянной крутильной нагрузки достигает 0,5 – 0,7. При существенных натягах в конических роликоподшипниках коэффициент относительного рассеяния энергии принимают 0,6 – 0,7. Рассеяние энергии колебаний в материале шпинделя принято равным 0,015. В гидростатических подшипниках коэффициент относительного рассеяния энергии можно принять равным 0,5 – 0,8, а в аэростатических - 0,05 – 0,8.

Работа с комплексом программ SPINCH. Комплекс программ SPINCH предназначен для расчета статических и динамических характеристик шпиндельных узлов станков как упругих систем. Под шпиндельным узлом понимается подсистема «шпиндель – опоры – приспособление – деталь (инструмент)». Комплекс программ основан на использовании метода конечных элементов и модального анализа применительно к упругим системам станков.

Точность полученных результатов расчета определяется правильностью исходных данных и качеством разработки расчетной схемы. Поскольку в настоящее время не всегда имеется надёжная информация по контактной жесткости, жесткости подшипников, демпфиро-

нию, получение абсолютно точных результатов расчетным путем невозможно. Однако, проводя расчеты в виде сравнительного анализа вариантов, конструктор получает не менее ценную информацию, позволяющую ему принять обоснованное решение в выборе лучшего варианта конструкции шпиндельного узла.

Комплекс программ позволяет проводить автоматизированный расчет статических и динамических характеристик шпиндельного узла при наличии информации об инерционных, диссипативных и жесткостных параметрах, а также анализ влияния компоновки и параметров шпиндельного узла на эти характеристики.

При расчете статических характеристик шпиндельного узла определяются:

– осевые и радиальные упругие деформации, а также углы поворота сечения шпинделя в узловых точках от заданных нагрузок и веса шпинделя;

– реакции в опорах и стыках шпиндельного узла.

При расчёте динамических характеристик шпиндельного узла устанавливаются:

– собственные частоты шпинделя;
– нормальные формы колебаний в заданном частотном диапазоне;
– значения модальных коэффициентов демпфирования;
– амплитудно-частотная характеристика шпиндельного узла по выбранной координате, как от силы резания, так и от силы (момента), приложенной элементом главного привода в любой узловой точке расчетной схемы шпиндельного узла.

Данные по расчетной схеме: топология и параметры, – заносятся в режиме «Данные» в специальные таблицы.

В таблицу "Общие сведения" (табл. 4.6) заносятся следующие данные: количество узловых точек, упругих элементов (стержни и пружины), пружин, сосредоточенных масс, точек приложения сил, учет веса стержней (1 - да; 0 - нет), максимальная исследуемая частота (Гц) (верхняя граница исследуемого частотного диапазона).

Таблица 4.6

Общие сведения

Количество узловых точек	11
Количество упругих элементов	13
Количество пружин	4
Количество сосредоточенных масс	2
Количество точек приложения сил	1
Учёт веса стержней	0
Максимальная исследуемая частота (Гц)	1000

Таблица "Соединения и параметры элементов" (табл. 4.7) описывает топологии расчетной схемы шпиндельного узла и сведения о параметрах упругих элементов. Каждая строка соответствует одному упругому элементу.

Таблица 4.7

Соединения и параметры элементов

Номер элемента	Код	Начальная точка	Конечная точка	Для пружин – жёсткость			Относитель- ный коэффи- циент рас- сеяния энер- гии
				осевая, даН/мкм	радиаль- ная, даН/мкм	угловая, даН·м/рад	
Для стержней - диаметры (мм)							
наруж- ный	внутрен- ный	длина (мм)					
1	3	1	2	100	0	100	0
2	1	2	3	750	73	0,24E-06	0,10
3	3	3	4	130	60	65	0
4	2	4	0	18,4	38,75	35700	0,10
5	3	4	5	100	45	30	0
6	2	5	0	18,4	38,75	35700	0,10
7	3	5	6	100	42	20	0
8	3	6	7	98	50	85	0
9	3	7	8	98	52,5	50	0
10	3	8	9	98	52,5	55	0
11	3	9	10	84	52,5	38	0
12	2	10	0	16,7	34,1	27400	0,1
13	3	10	10	85	52,5	75	0

Во второй столбец заносят код элемента (один из четырех возможных):

- 1 - пружинный элемент (стыки);
- 2 - пружинный элемент с заделанным концом (опоры);
- 3 - стержневой элемент (часть тела шпиндельного узла);
- 4 - стержневой элемент с заделанным концом (консоль).

В третий и четвертый столбцы заносят номера начальной и конечной узловых точек упругих элементов. Если элемент имеет заделанный конец, то номер заделанной конечной точки должен быть равен нулю. Начальная точка не может быть нулевой.

Для пружинного элемента в пятый и шестой столбцы вводятся значения его жесткости по осям X (вдоль оси шпинделя) и Z (перпендикулярно к оси шпинделя), в седьмой столбец - угловая жесткость, в восьмой - относительный коэффициент рассеяния энергии колебаний.

Для стержневого элемента в пятом и шестом столбцах приводятся значения наружного и внутреннего диаметров, в седьмом - длина стержня, в восьмом столбце - относительный коэффициент рассеяния энергии колебаний в материале шпинделя (если он равен нулю, то считается, что шпиндель изготовлен из стали и по умолчанию принимается 0,015).

В таблицу "Инерционные характеристики" (табл. 4.8) вносятся: во второй столбец - номер узловой точки, в третий - величина сосредоточенной в узле массы, в четвертый - величина момента инерции сосредоточенной массы относительно оси Y.

Таблица 4.8

Инерционные характеристики

№ п/п	№ узловой точки	Сосредоточенная масса (кг)	Момент энергии массы (кг·м ²)
1	1	4,78	0,0057
2	2	7,2	0,0185

В таблице "Характеристики нагружения" (табл. 4.9) задаются действующие статические деформации шпинделя, которые рассчитываются по нагрузкам, приложенным одновременно во всех точках приложения сил, а также, при необходимости, и с учетом веса стержневых элементов. Во втором столбце задается номер узловой точки приложения нагрузки, в третьем и четвертом столбцах - величины нагрузок по осям X и Z. В пятом столбце задается изгибающий момент относительно оси Y.

Если конкретное значение нагрузок неизвестно, то в соответствующих узлах по требуемым координатам прикладывается единичная нагрузка.

При расчете амплитудно-частотной характеристики точка приложения нагрузки и координата ее действия вводятся в ПК в диалоговом режиме.

Таблица 4.9

Характеристики нагружения

№ п/п	№ узловой точки	P_x (даН)	P_z (даН)	M_y (даН·м)
1	1	0	1	0

В таблицу "Координаты точек" (табл. 4.10) заносятся координаты всех точек. Во второй столбец – координаты по оси X, в третий – по Z. Эта информация необходима для построения расчетной схемы.

Таблица 4.10

Координаты точек

№ узловой точки	X (мм)	Z (мм)
1	0	0
2	100	0
3	100	0
4	165	0
5	195	0
6	215	0
7	300	0
8	350	0
9	405	0
10	443	0
11	518	0

Перед запуском программы необходимо загрузить драйверы с русскими буквами для дисплея и принтера.

Запуск комплекса выполняется с помощью команды: START <ВВОД>, после чего на экране дисплея появится меню с указанием перечня выполняемых функций:

```
* Выберите нужную программу *
* MOMI.....M *
* OPORA..... O *
* SPINCH.....S *
* DYNAR.....D *
* принтер.....P *
* выход.....E *
```

Нажмите выбранную клавишу, после чего необходимо нажать клавишу с соответствующей буквой.

Функционирование комплекса программ построено по принципу диалога с пользователем посредством управляющих меню. Выбор режимов в меню осуществляется клавишами перемещения курсора, а активизация выбранного действия - нажатием клавиши <ВВОД>.

Ввод исходных данных в соответствующих меню производится в текущем поле (выделенном черным фоном), перемещение текущего поля осуществляется с помощью клавиш управления курсором.

Клавиши <ESC> и <F10> обеспечивают передачу управления в меню более высокого уровня.

Клавиша <F1> – вывод подсказки по работе в текущем окне.

Клавиша <F3> – вывод числовых значений из текущего окна на принтер.

Клавиша <Print Screen> – вывод содержимого экрана на принтер.

Для того чтобы начать работать с комплексом программ, необходимо запустить его на выполнение.

Перед вами появится Главное меню в виде окна, которое имеет несколько рубрик и предоставляет следующие возможности:

- "Данные" - работа с исходными данными;
- "Расчет" - произвести расчет;
- "Результат" - просмотреть результаты расчета;
- "Выход" - конец работы ПО, выход в операционную систему.

Меню "Данные" имеет рубрики и предоставляет следующие возможности:

- "Режим работы" - выбор режима работы с данными;
- "Общие сведения" - ввод таблицы 4.6;
- "Соединения и параметры элементов" - ввод таблицы 4.7;
- "Инерционные характеристики" - ввод таблицы 4.8;
- "Характеристики нагружения" - ввод таблицы 4.9;
- "Координаты точек" - ввод таблицы 4.10.

Комплекс программ осуществляет проверку корректности ввода исходных данных как по топологии, так и по параметрам расчетной схемы. При вводе некорректных данных появляется предупреждение об ошибке. Дальнейшая работа возможна только при исправлении ошибок.

Меню "Режим работы" имеет рубрики и предоставляет следующие возможности:

- "Сохранять данные в файле" - записать исходные данные из памяти в файл на диске. Для этого необходимо ввести имя файла;
- "Считать данные из файла" - считать исходные данные из файла на диске в память. Для этого необходимо ввести имя файла;
- "Вывод данных на печать" - получить копию исходных данных на бумаге.

Меню "Расчет" имеет рубрики и предоставляет следующие возможности:

- "Статический" - расчет статических характеристик;
- "Динамический" - расчет динамических характеристик.

Меню *"Динамический"* имеет рубрики и предоставляет следующие возможности:

- *"Собственные частоты и формы колебаний"* - расчет собственных частот, нормальных форм колебаний и значений модальных коэффициентов демпфирования шпиндельного узла в заданном частотном диапазоне;

- *"АЧХ"* - расчет амплитудно-частотных характеристик шпиндельного узла по любой выбранной координате как от силы резания, так и от силы (момента), приложенной в любой заданной узловой точке шпиндельного узла.

Меню *"Результаты"* имеет рубрики и предоставляет следующие возможности:

- *"Статическая деформация ШУ"* - просмотреть результаты статического расчёта;

- *"Собственные частоты и формы колебаний"* - просмотреть результаты расчета собственных частот и форм колебаний;

- *"АЧХ"* - просмотреть результаты расчета амплитудно-частотной характеристики.

Меню *"Цифровой"* позволяет просмотреть результаты расчета в цифровом виде.

Меню *"Графический"* позволяет просмотреть результаты расчета в графическом виде.

Меню *"Выход"* предоставляет следующие возможности:

- *"Закончить работу"* - завершить работу комплекса программ, выйти в операционную систему;

- *"Продолжить работу"* - продолжить работу с комплексом программ, выйти в головное меню.

Полученные результаты статической жесткости (радиальной и осевой) сопоставляют с жесткостью существующих шпиндельных узлов того же типоразмера (табл. 4.11).

Чтобы увеличить жесткость шпиндельного узла, можно:
а) уменьшить консоль шпинделя; б) увеличить его диаметр; в) уменьшить межопорное расстояние; г) изменить серию подшипников; д) изменить расстояние между подшипниками в опоре; е) изменить число подшипников в опоре; и др.

Для оптимизации конструкции шпиндельного узла необходимо провести анализ влияния размеров отдельных участков на выходные параметры его характеристики. Для этого нужно составить баланс упругих перемещений. При выполнении расчетов численное значение жесткости всех элементов шпиндельного узла сохраняется, кроме тех элементов, влияние которых исследуется.

Таблица 4.11

Радиальная жёсткость шпиндельного узла

Тип подшипников передней опоры ШУ	Радиальная жёсткость на переднем торце, дан/мкм, при диаметре d , мм, передней шейки шпинделя					
	55	70	90	120	160	200
Двухрядный роликовый подшипник	20-25	25-30	40-45	70-80	110-120	130-140
Три радиально-упорных подшипника	12-14	16-18	25-27	38-40	50-80	60-70

Жесткость данных элементов завышается на 2-3 порядка. Результат расчета при этом отражает влияние практически только исследуемых элементов на упругие перемещения шпинделя.

На долю упругих перемещений устройств, крепления инструмента или детали (патрона, планшуппорта, конического соединения «шпиндель-оправка») приходится 30...50 % общих статических перемещений. Поэтому их необходимо учитывать при расчетах погрешностей обработки.

В процессе анализа динамических характеристик шпиндельного узла за основные критерии оценки принимают частоту собственных колебаний и значения динамических податливостей на этих частотах (найденные в направлении оси Z на переднем конце шпинделя).

Если в шпиндельном узле собственная частота недостаточно высока, то следует ее повысить. Уход из зоны резонансных частот можно осуществить изменением собственной частоты шпинделя за счет оптимизации следующих основных параметров шпиндельного узла:

- 1) диаметра шпинделя;
- 2) расстояния между опорами;
- 3) вылета переднего конца шпинделя;
- 4) типоразмера подшипников или величины предварительного натяга в них;
- 5) жесткости соединительных элементов шпинделя с приводом;
- 6) размеров и схем расположения насаживаемых масс.

Для оценки виброустойчивости шпиндельного узла проводят сравнение частот возбуждения с низшими (низшей) собственными частотами изгибных колебаний. Для среднескоростных шпиндельных

узлов обычно требуется, чтобы низшая собственная частота была выше максимальной частоты возбуждения на 20...30 %. Для высокоскоростных шпиндельных узлов не всегда удается достичь аналогичного результата. Они могут работать и в резонансной зоне. В этом случае необходимо добиться, чтобы частота возбуждения находилась в области минимальной динамической податливости.

Для таких источников возбуждения колебаний, как процесс резания, дисбаланс, погрешности элементов привода и т.д., частота возбуждения определяется по формуле

$$F = z \cdot n / 60, \text{ Гц}, \quad (4.23)$$

где n - частота вращения шпинделя, об/мин;

z - коэффициент кратности; он определяется, например, числом зубьев фрезы или зубьев ведомого колеса и т.п.

Для дисбаланса $z = 1$.

Если источником возбуждения являются подшипники качения, то частота возбуждения может быть рассчитана по формуле

$$F = n \cdot D \cdot z / 2 \cdot (D + d), \text{ Гц}, \quad (4.24)$$

где D - диаметр беговой дорожки внутреннего кольца;

d и z - диаметр и число тел качения.

Пример. В качестве примера проведен расчет шпиндельного узла многоцелевого станка (рис. 4.16).

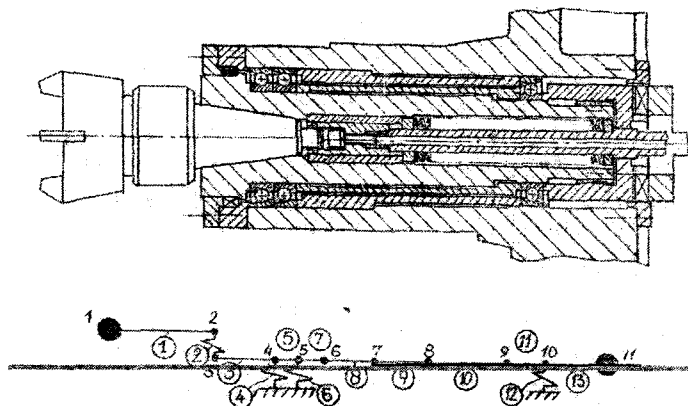


Рис. 4.16. Чертеж шпиндельного узла и его расчётная схема: цифры – номера узловых точек; цифры в кружках – номера элементов; большие чёрные кружки – сосредоточенные массы

На расчетной схеме шпиндельного узла, расположенной в нижней части рисунка, показаны шпиндель с опорами и оправка с инструментом. Оправка представлена в виде одного стержневого упругого элемента. Ей принадлежат узловые точки 1 и 2. В первой узловой точке расположена сосредоточенная масса, учитывающая инерционные свойства инструмента. Стык хвостовика оправки с конусом шпинделя моделируется пружиной 2.

Тело шпинделя разбито на восемь упругих элементов, и ему принадлежат узловые точки 3 – 11. В 11-й узловой точке на конце шпиндельного узла расположена сосредоточенная масса, которая моделирует инерционные свойства зубчатой муфты.

Радиально-упорные подшипники, установленные в передней и задней опорах, моделируются пружинами 4, 6 и 12.

Соответствующие этой расчетной схеме исходные данные приведены в табл. 4.7 – 4.11.

Результаты расчёта представлены в табл. 4.12 – 4.15 и на рисунках 4.17 – 4.19.

Таблица 4.12

Результаты расчёта статических деформаций

Деформации в узловых точках			
№ узловой точки	X (мкм)	Z (мм)	F1(Y)
1	0,000	0,139	0,810E-06
2	0,000	0,600E-01	0,762E-06
3	0,000	0,463E-01	0,345E-06
4	0,000	0,248E-01	0,314E-06
5	0,000	0,161E-01	0,267E-06
6	0,000	0,110E-01	0,239E-06
7	0,000	-0,457E-02	0,135E-06
8	0,000	-0,102E-01	0,945E-07
9	0,000	-0,146E-01	0,696E-07
10	0,000	-0,170E-01	0,585E-07
11	0,000	-0,214E-01	0,762E-07

Таблица 4.13

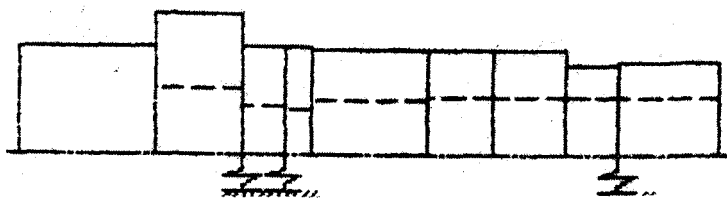
Результаты расчёта реакций на опорах

Реакции в пружинах			
Номер пружины	Rx (даН)	Rz (даН)	My (даН·м)
2	0,000	-1,00	-0,100
4	0,000	-0,960	-0,112E-01
6	0,000	-0,622	-0,954E-02
12	0,000	0,580	-0,160E-02

Таблица 4.14

Результаты расчёта собственных частот, модельных коэффициентов демпфирования и нормальных форм колебания

Нормальные формы колебаний									
Соб. част. (Гц)	441,96			596,60			696,94		
Мод. коэф. дэмп.	0,006802			0,007916			0,006457		
№ узловой точки	x	z	F1(y)	x	z	F1(y)	x	z	F1(y)
1	0,00	10,08	0,54	5,26	0,00	0,00	0,00	3,13	0,17
2	0,00	4,75	0,51	5,23	0,00	0,00	0,00	1,45	0,15
3	0,00	3,75	0,27	5,12	0,00	0,00	0,00	0,69	-0,03
4	0,00	2,04	0,25	5,09	0,00	0,00	0,00	0,93	-0,04
5	0,00	1,33	0,22	5,08	0,00	0,00	0,00	1,10	-0,07
6	0,00	0,91	0,20	5,09	0,00	0,00	0,00	1,26	-0,09
7	0,00	-0,50	0,14	5,11	0,00	0,00	0,00	2,38	-0,17
8	0,00	-1,12	0,11	5,12	0,00	0,00	0,00	3,38	-0,22
9	0,00	-1,70	0,10	5,12	0,00	0,00	0,00	4,78	-0,29
10	0,00	-2,09	0,11	5,11	0,00	0,00	0,00	6,04	-0,38
11	0,00	-2,96	0,12	5,17	0,00	0,00	0,00	9,44	-0,50



Статические деформации оси шпинделя [мкм]

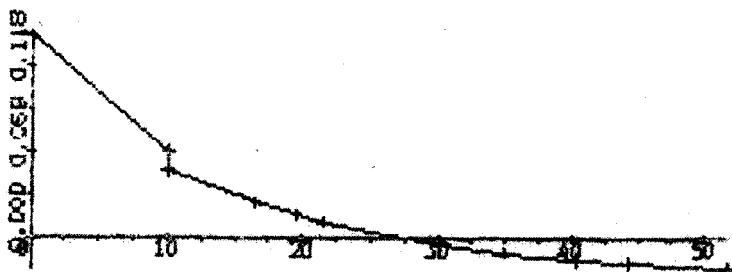


Рис. 4.17. Графические результаты расчёта статической деформации

14	195,0	0,17133	45	533,0	0,27535	76	779,0	0,080230
15	210,0	0,17799	46	548,0	0,229950	77	794,0	0,073463
16	225,0	0,18576	47	563,0	0,19459	78	809,0	0,067876
17	240,0	0,19487	48	578,0	0,16682	79	824,0	0,063121
18	255,0	0,20563	49	588,0	0,15107	80	839,0	0,058986
19	270,0	0,21846	50	590,0	0,14813	81	854,0	0,055331
20	285,0	0,23394	51	592,0	0,14525	82	869,0	0,052062
21	300,0	0,25288	52	594,0	0,14242	83	884,0	0,049109
22	315,0	0,27649	53	596,0	0,13964	84	899,0	0,046420
23	330,0	0,30665	54	598,0	0,13692	85	914,0	0,043955
24	345,0	0,34634	55	600,0	0,13424	86	929,0	0,041681
25	360,0	0,40077	56	602,0	0,13161	87	944,0	0,039573
26	375,0	0,47980	57	604,0	0,12902	88	959,0	0,037608
27	390,0	0,60458	58	619,0	0,11052	89	974,0	0,035769
28	405,0	0,83026	59	634,0	0,092693	90	989,0	0,034039
29	420,0	1,3591	60	649,0	0,073481	91	1004,0	0,032405
30	435,0	3,8906	61	664,0	0,048679	91	1004,0	0,032405
31	439,0	6,9546	62	679,0	0,025003	91	1004,0	0,032405

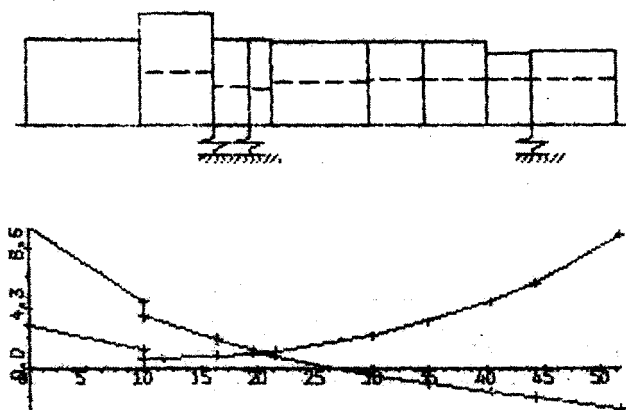


Рис. 4.18. Нормальные изгибные формы колебаний

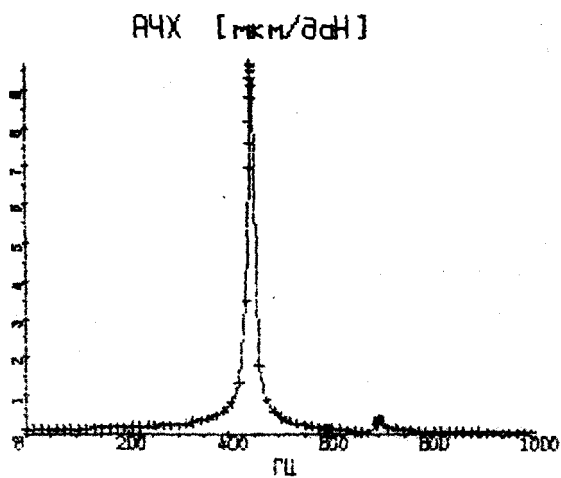


Рис. 4.19. Амплитудно-частотная характеристика

5 ОСОБЕННОСТИ ПРОЕКТИРОВАНИЯ МЕХАНИЗМОВ ПЕРЕКЛЮЧЕНИЯ СКОРОСТЕЙ И ПОДАЧ МЕТАЛЛОРЕЖУЩИХ СТАНКОВ

5.1 Требования к механизмам переключения

Производительность станка, удобство и простота обслуживания, надежность работы существенно зависят от устройств, переключающих скорости, и подачи, осуществляющих включение и выключение приводов станка, производящих подводы, отводы и повороты инструмента (или детали), связанные с получением заданных исполнительных размеров обрабатываемых деталей.

Механизмы переключения, обеспечивающие эти действия, должны отвечать следующим требованиям:

1. Безопасность и удобство управления – элементы управления механизмами переключения должны быть максимально сконцентрированы и расположены в удобных местах, а при больших габаритах станков и продублированы. Безопасность управления обеспечивается:

а) фиксацией органа управления в каждом из занимаемых им положений;

б) блокировкой – созданием таких связей, которые автоматически не позволяют включать несовместимые движения (например, продольную и поперечную подачу токарно-винторезного станка);

в) устройством ограничителей ходов;

г) устройством сигнальных механизмов.

2. Легкость управления механизмами переключения. Сила переключения на рукоятках и маховиках не должна превышать 4-5 кг, если переключения производятся часто, не очень часто – 8 кг, редко – 16 кг.

3. Быстрота управления. Она непосредственно связана с видом производства, для которого проектируется станок, но справедливым является следующее требование: чем чаще повторяются операции, тем быстрее должно происходить переключение.

4. Мнемоничность управления – совпадение направления движения руки с направлением движения узла станка.

5.2 Многорычажные механизмы переключения

Управление механизмами переключения сводится к перемещению подвижных элементов привода станка: блоков, зубчатых колес, муфт и т.д. Механизмы переключения, несмотря на их многообразие, содержат три основные части:

- управляющий орган;
- промежуточное устройство;
- исполнительный орган.

Управляющим органом, как правило, являются рукоятки, ручки и маховички. Ручки и маховички нормализованы. Форма рукояток отличается многообразием, но их общая черта – наличие фиксирующего элемента, выполненного в виде шарика 1, входящего в гнезда фиксирующего диска 2 (рис. 5.1).

Исполнительные органы механизма переключения, перемещающие подвижные элементы (блоки, зубчатые колеса, муфты), выполняются чаще в виде зубчато-реечной пары 1, 2 (рис. 5.2), рычага 1 с камнем 2 (рис. 5.3).

В случае использования механизма с зубчато-реечной парой следует иметь в виду, что ось 3 ползуна 4 (рис. 5.2) должна быть расположена параллельно главной оси 1 коробки скоростей (рис. 5.4) и отверстию (ось 3).

Использование механизма с зубчато-реечной передачей повышает точность работы механизма, однако увеличивает трудозатраты на обработку отверстий в корпусе и создает неудобства сборки механизма, поскольку его сборка выполняется внутри коробки одновременно со сборкой коробки скоростей или подач. В этом случае корпус коробки скоростей выполняется, как правило, без проемов в лицевых стенках, что увеличивает жесткость коробки скоростей и станка в целом.

При использовании механизма переключения с рычагом и камнем (см. рис. 5.3) следует иметь в виду, что устройство можно собирать отдельно, базирuясь на крышке 3, что упрощает сборку, и в собранном виде присоединить к коробке. Тогда в лицевой стенке корпуса коробки скоростей выполняется проем с чисто обработанным пластиком.

Исполнительные органы механизмов переключения значительно отличаются друг от друга как конструктивно, так и приложением силы, заставляющей перемещаться подвижной элемент, например, блок зубчатых колес. Сила может быть направлена центрально (см. рис. 5.2) или иметь боковое приложение (рис. 5.5).

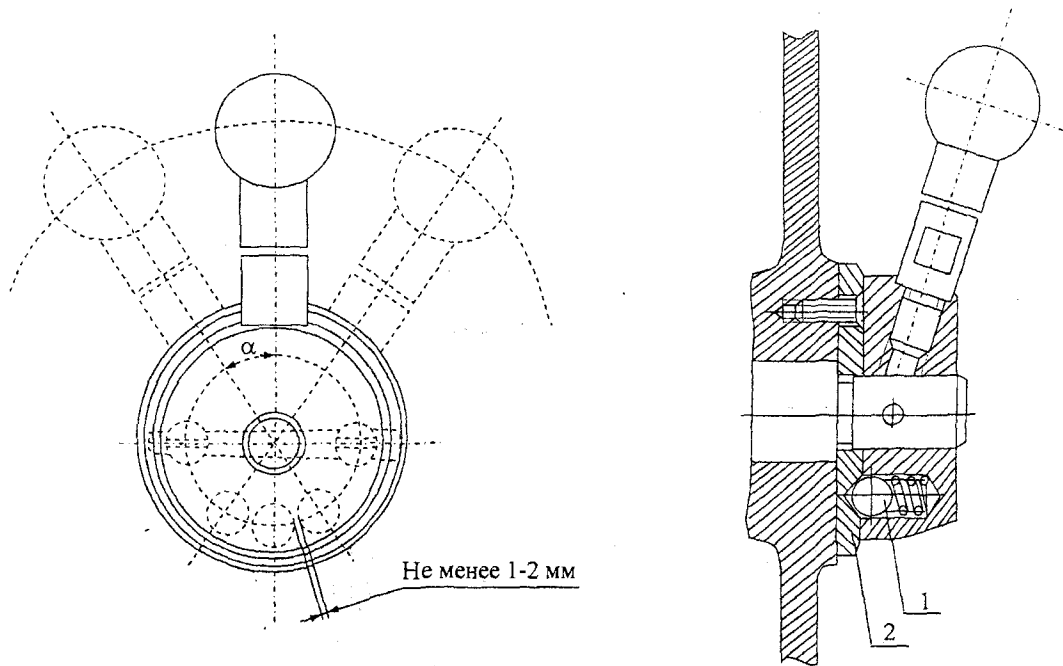


Рис. 5.1. Рукоятка переключения

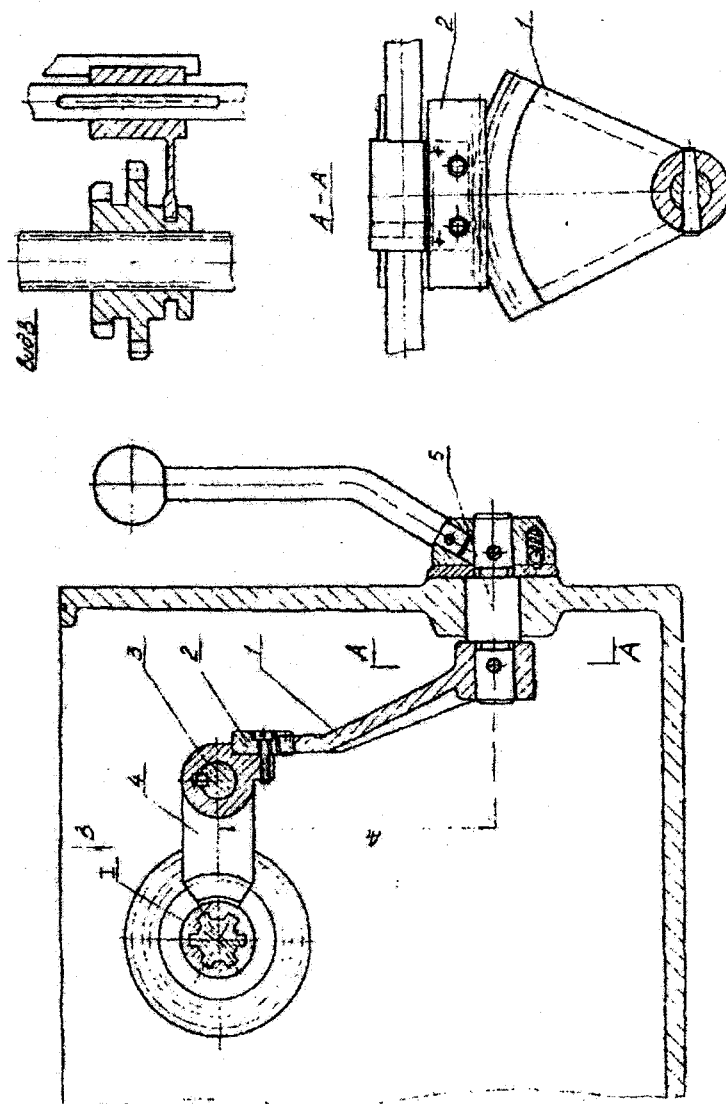


Рис. 5.2. Зубчато-реечный механизм переключения

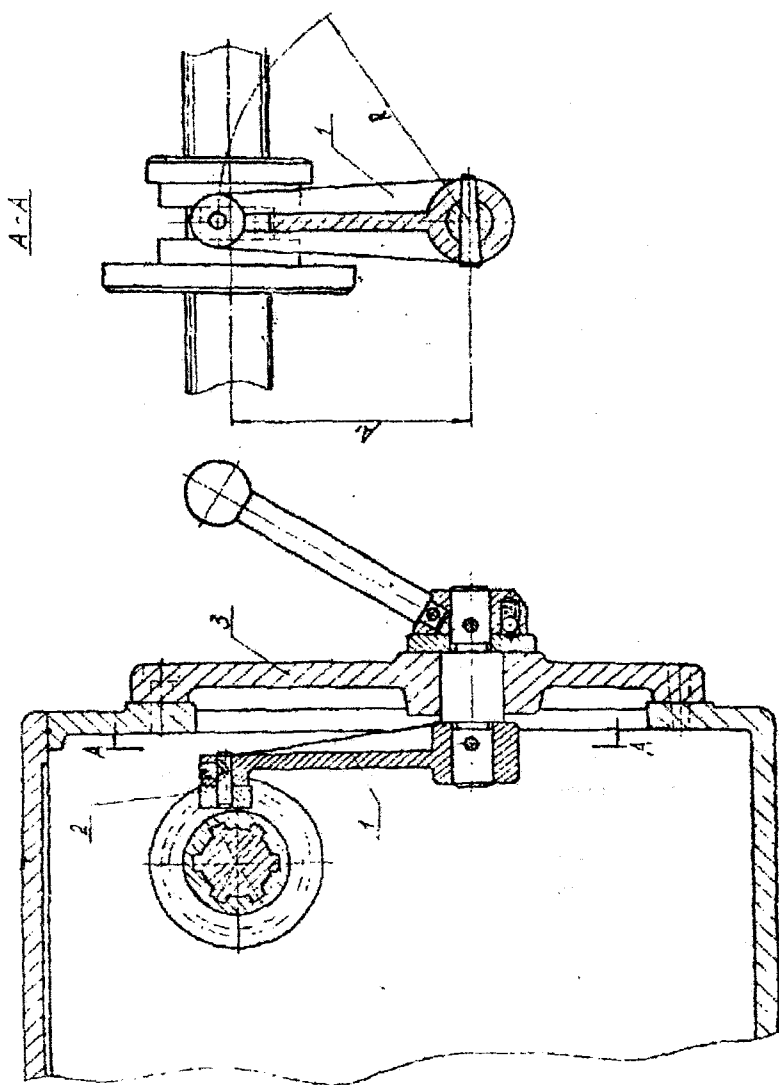


Рис. 5.3. Механизм переключения с камнем

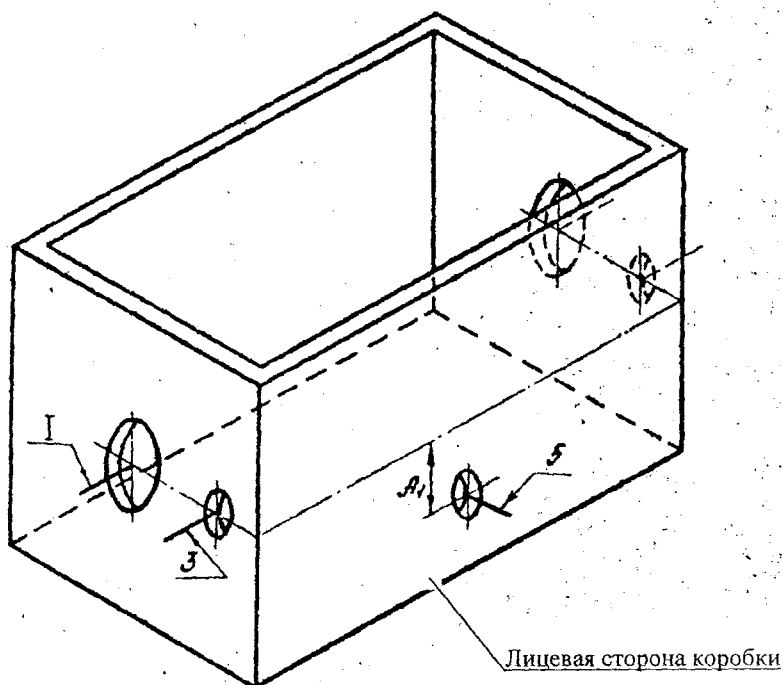


Рис. 5.4. Общий вид коробки

В процессе конструирования механизмов переключения с рычагом и камнем необходимо правильно определить радиус рычага l . Для расчета используется схема, приведенная на рис. 5.6. Из этой схемы следует:

$$R = A_1 + a \text{ и } R^2 = (A_1 + a)^2.$$

Таким образом, задавая размер A_1 и величину хода блока h , можно определить величину радиуса R рычага механизма переключения:

$$R^2 = oc^2 + cb^2 = (A_1 - a)^2 + h^2;$$

$$(A_1 + a)^2 = (A_1 - a)^2 + h^2; \quad A_1^2 + 2A_1a + a^2 = A_1^2 - 2A_1a + a^2 + h^2;$$

$$4A_1a = h^2; \quad a = \frac{h^2}{4A_1}, \quad \text{тогда} \quad R = A_1 + \frac{h^2}{4A_1}. \quad (5.1)$$

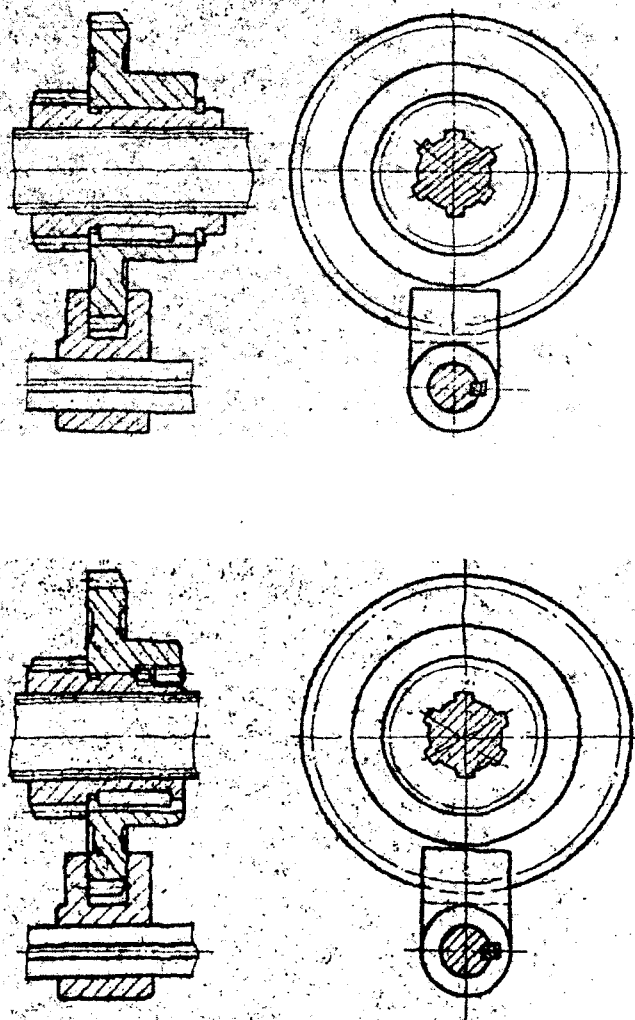


Рис. 5.5. Боковое приложение силы переключения
(сборные блоки зубчатых колёс)

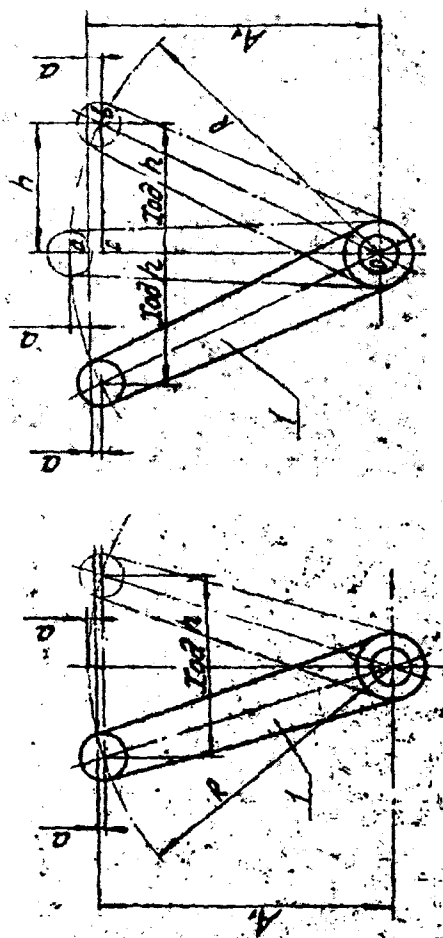


Рис. 5.6. Схема определения радиуса рычага переключения

Блоки зубчатых колес имеют два или три зубчатых венца и по конструктивному исполнению могут быть как цельными (рис. 5.7), так и сборными (см. рис. 5.5). Когда требуется передача больших крутящих моментов с большими окружными скоростями, предпочтение отдают сборным блокам, так как каждый зубчатый венец блока можно отдельно шлифовать, обеспечив его высокую точность. Себестоимость производства в этом случае выше, чем при изготовлении цельного блока, где последней операцией зубообработки является шевингование. Использование цельных закаленных и шлифованных блоков не рационально из-за резкого увеличения их длины.

При назначении осевых размеров блоков следует стремиться к их максимальному сокращению, так как это напрямую связано с продольными размерами коробки скоростей. Однако здесь нужно учитывать следующие обстоятельства:

а) вилка или камень, перемещающие блок, могут быть расположены между венцами (рис. 5.7, а, б);

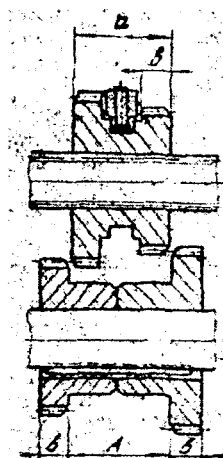
б) сила, перемещающая блок, может вызвать перекося его на оси в зависимости от величины плеча U (рис. 5.7, в, г);

в) минимальную ширину канавки для выхода долбяка (в мм) для цельных блоков и ширину камня (v_k) (рис. 5.7, в) рекомендуется принимать по данным, приведённым в приложениях Н и П.

При проектировании коробок скоростей или подач наиболее рациональной будет считаться та, которая, обеспечивая весь диапазон регулирования, имеет минимальные продольные и поперечные размеры, короткие и простые цепочки управления. Эту задачу необходимо решать уже на стадии разработки эскизного проекта.

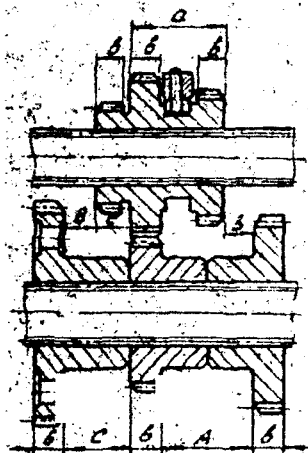
Основные рекомендации, касающиеся осевых размеров зубчатых колес, даны в п. 3.2.2 в процессе их расчета. Величина поперечных размеров (поперечное сечение корпуса) пропорционально уменьшается с сокращением количества расточек под главные оси и оси валов управления.

Наиболее короткие цепочки управления можно обеспечить в случае, когда отверстия для монтажа осей механизма переключения и перемещения блоков максимально приближены к лицевой стенке корпуса коробки скоростей.



$$A = a + (2 \div 4) \text{ мм}$$

a



$$A = a + (2 \div 4) \text{ мм}$$

$$B = b + (1 \div 2) \text{ мм}$$

$$C = c + (2 \div 4) \text{ мм}$$

б

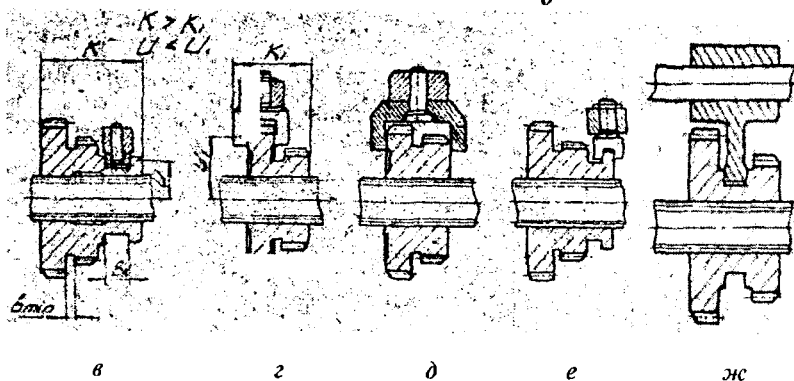


Рис. 5.7. Схема определения осевых габаритов блоков

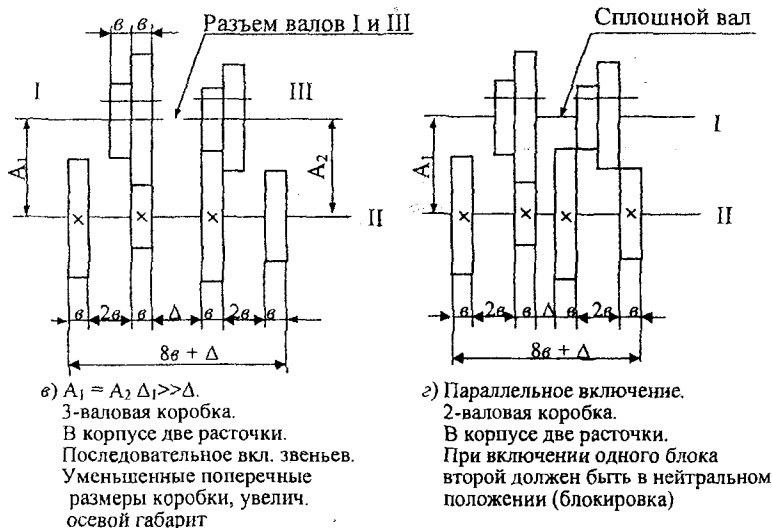
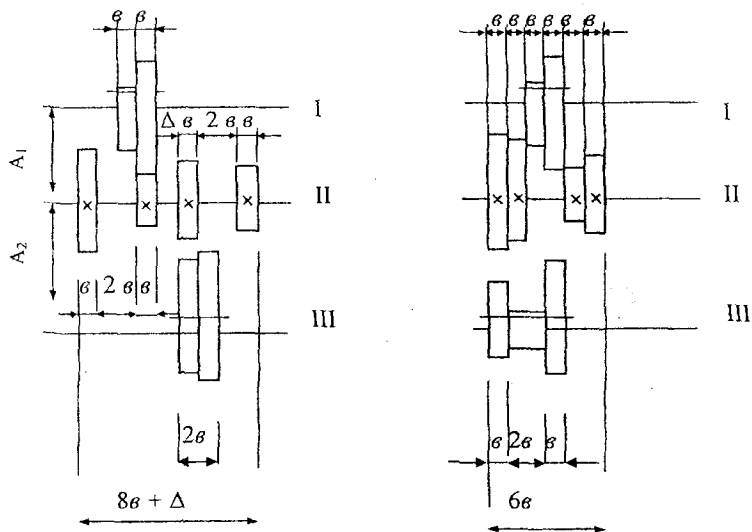


Рис. 5.8. Варианты кинематических схем 4-скоростных коробок

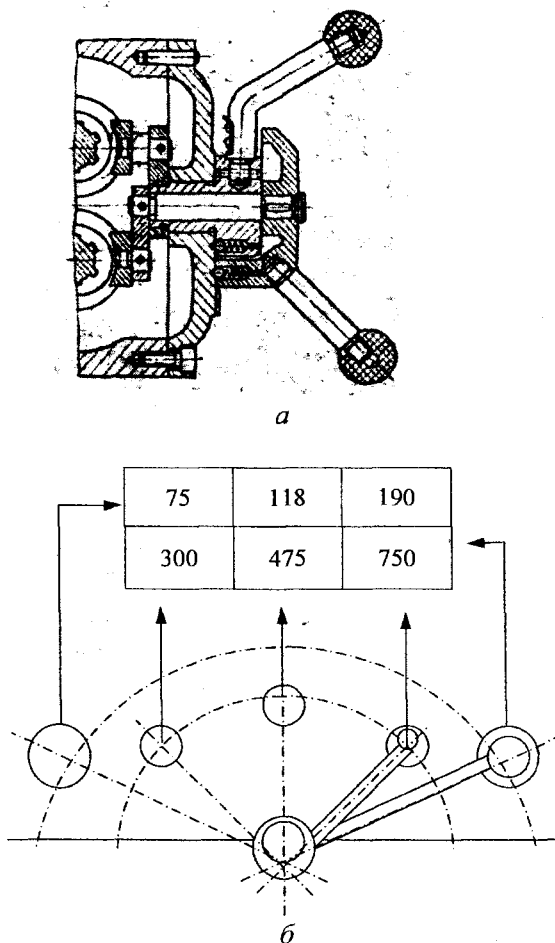


Рис. 5.9. Механизм переключения
с совмещенными осями поворота рукояток:

а – совмещенные рукоятки;

б – таблица чисел оборотов

На рис. 5.8 представлено несколько вариантов кинематики коробки скоростей, имеющей четыре передаточных отношения, и даны рекомендации по определению габаритных размеров коробки скоростей: варианты *а, б, в* предусматривают последовательное переключение скоростей, вариант *г* – параллельное с блокировкой одновременного включения блоков.

Наименьшие осевые размеры коробки скоростей можно получить по схеме *б*, наименьшие радиальные размеры – по схемам *в* и *г*.

Управляющие органы механизма переключения могут выполняться совмещенными (рис. 5.9, *а*), однако конструкции такого типа более трудоемки. Каждая рукоятка используется для управления одним блоком или муфтой, и любая скорость – результат определенного сочетания положения рукояток управления, что должно быть обязательно отражено в специальной таблице, укрепляемой на лицевой стенке корпуса (рис 5.9, *б*).

5.3 Однорычажные (однорукояточные) механизмы переключения

Однорукояточные механизмы переключения получили большое распространение, так как значительно экономят время переключения и являются менее утомительными для станочника при частых переключениях скорости.

В однорукояточных механизмах широко используются дисковые и цилиндрические кулачки, мальтийские кресты, диски и другие устройства.

На кинематической схеме однорукояточного механизма переключения коробки скоростей со структурой кинематики $16 = 4(1) \cdot 2(4) \cdot 2(8)$ (рис. 5.10) два цилиндрических кулачка, связанные между собой мальтийским крестом, управляют переключением трех групп регулирования: основной $4(1)$ (последовательно работающие блоки *а* и *в*), 1-й переборной (блок *с*) и 2-й переборной (муфта *д*).

Для построения разверток канавок кулачков необходимо иметь полную картину последовательности переключения блоков для скоростей от n_1 до n_{16} .

Величина смещения канавок относительно центра вращения кулачка, углы наклонов кривых определяются в зависимости от длины хода блоков, диаметра роликов и передаточного отношения рычажной системы, соединяющей кулачки с блоками зубчатых колес.

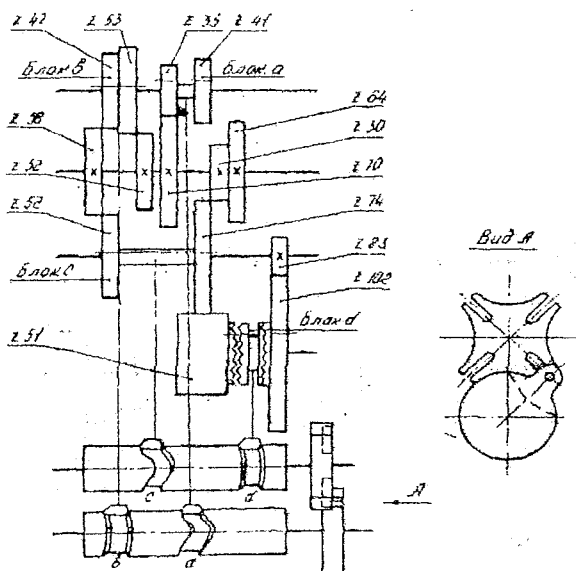
Кулачки связаны между собой 4-пазовым мальтийским крестом, передаточное отношение которого определяется частотой включения соответствующих блоков. Четыре оборота нижнего кулачка с кривыми для блоков a и b соответствуют одному обороту верхнего кулачка с кривыми для блока c и муфты d .

Кинематическая схема однорукояточного механизма (рис. 5.11) с двумя плоскими кулачками сходна с предыдущей. Плоский кулачок 1 с канавками, расположенными на обеих сторонах кулачка, управляет блоками c и d .

Плоский кулачок 2 имеет одну канавку. Ролики рычагов, перемещающих блоки a и b , расположены относительно друг друга со сдвигом на 180° .

Недостатком вышеприведенных механизмов является последовательное включение всех промежуточных скоростей при достижении требуемой скорости, что приводит к потере времени, поскольку переключение производится при остановленном приводе станка.

Меньшие потери времени на переключение скорости обеспечиваются однорукояточными селективными (с избирательным переключением) механизмами переключения, которые позволяют установить выбранную скорость, минуя промежуточные. Такие механизмы широко используются в консольно-фрезерных станках (Нижененовгородской и Воткинский станкозаводы) для переключения 18-скоростных коробок скоростей и подач (рис. 5.12).



Работают передачи

Положение блоков

Развертки канавок для блоков

Частоты вращения шпинделя

	<i>a</i>	<i>в</i>	<i>с</i>	<i>d</i>	<i>a</i>	<i>в</i>	<i>с</i>	<i>d</i>
n_1	35/70	-	30/74	23/102	лев.	0	прав.	прав.
n_2	41/64	-	30/74	23/102	прав.	0	прав.	прав.
n_3	-	47/58	30/74	23/102	0	лев.	прав.	прав.
n_4	-	53/52	30/74	23/102	0	прав.	прав.	прав.
n_5	35/70	-	58/46	23/102	лев.	0	лев.	прав.
n_6	41/64	-	58/46	23/102	прав.	0	лев.	прав.
n_7	-	47/58	58/46	23/102	0	лев.	лев.	прав.
n_8	-	53/52	58/46	23/102	0	прав.	лев.	прав.
n_9	35/70	-	30/74	74/51	лев.	0	прав.	лев.
n_{10}	41/64	-	30/74	74/51	прав.	0	прав.	лев.
n_{11}	-	47/58	30/74	74/51	0	лев.	прав.	лев.
n_{12}	-	53/52	30/74	74/51	0	прав.	прав.	лев.
n_{13}	35/70	-	58/46	74/51	лев.	0	лев.	лев.
n_{14}	41/64	-	58/46	74/51	прав.	0	лев.	лев.
n_{15}	-	47/58	58/46	74/51	0	лев.	лев.	лев.
n_{16}	-	53/52	58/46	74/51	0	прав.	лев.	лев.

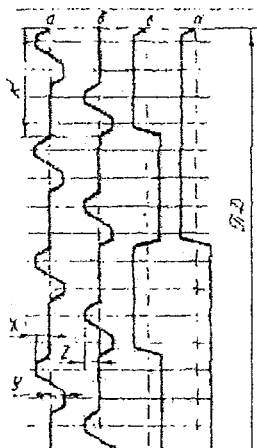
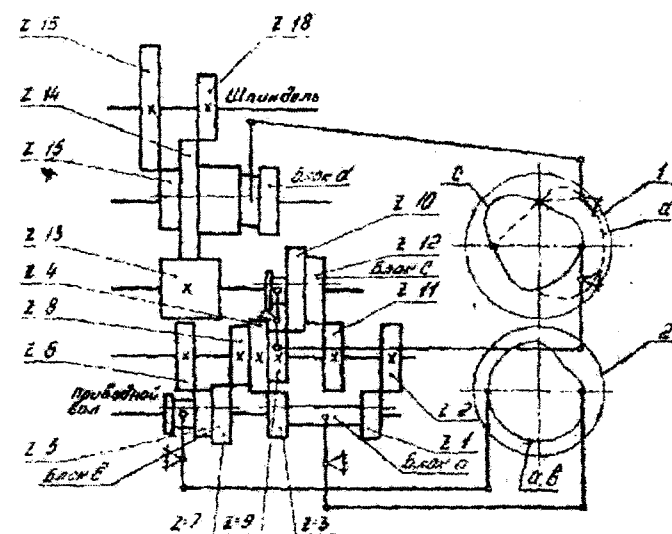


Рис. 5.10. Схема однорукояточного механизма управления переключением скоростей с цилиндрическими кулачками



Работают передачи

Развертки канавок для
переключения блоков

Частоты вращения шпинделя

	a	в	с	d
n_1	1/2	9/10	13/14	15/16
n_2	3/4	9/10	13/14	15/16
n_3	5/6	9/10	13/14	15/16
n_4	7/8	9/10	13/14	15/16
n_5	1/2	11/12	13/14	15/16
n_6	3/4	11/12	13/14	15/16
n_7	5/6	11/12	13/14	15/16
n_8	7/8	11/12	13/14	15/16
n_9	1/2	9/10	13/14	14/18
n_{10}	3/4	9/10	13/14	14/18
n_{11}	5/6	9/10	13/14	14/18
n_{12}	7/8	9/10	13/14	14/18
n_{13}	1/2	11/12	13/14	14/18
n_{14}	3/4	11/12	13/14	14/18
n_{15}	5/6	11/12	13/14	14/18
n_{16}	7/8	11/12	13/14	14/18

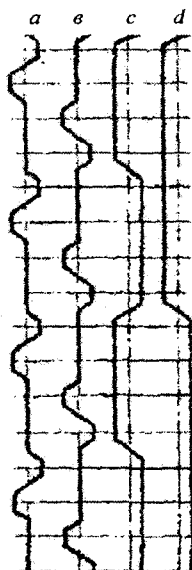


Рис. 5.11. Схема однорукавного механизма управления переключением скоростей с плоскими кулачками

5.4 Преселективные (с предварительным выбором скорости) механизмы переключения

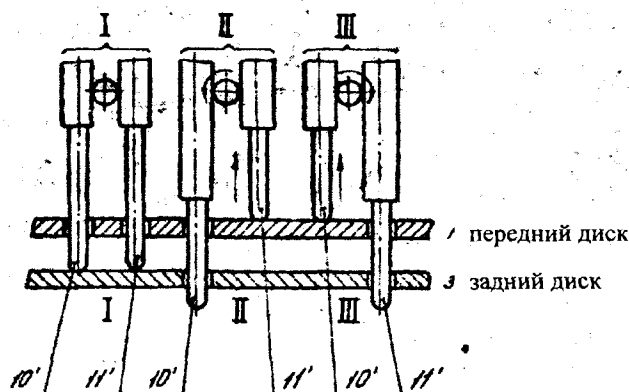
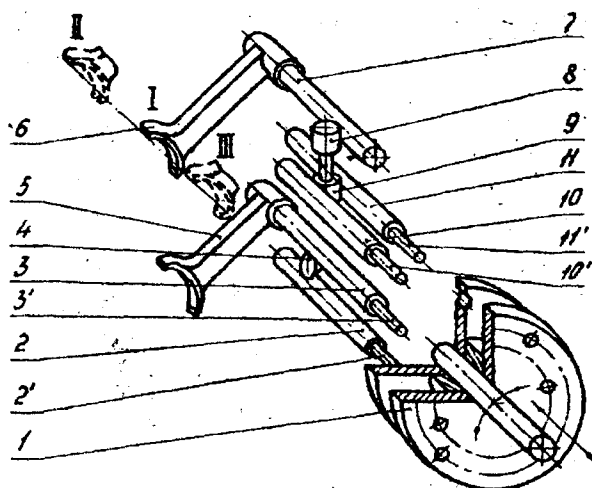


Рис. 5.12. Схема селективного механизма переключения скоростей

5.4 Преселективные (с предварительным выбором скорости) механизмы переключения

Механизм переключения можно сконструировать таким образом, чтобы поиск нужной скорости проводился во время работы станка, а

включение ее осуществлялось после окончания работы на этом переходе простым поворотом рукоятки или нажатием кнопки. Такие системы управления переключением скоростей называются преселективными или системами с предварительным набором.

Подобные механизмы использованы Краснодарским станкозаводом имени Седина для переключения 18-скоростной коробки скоростей главного привода токарно-карусельных станков.

Изменение передаточного отношения коробки скоростей производится блоками зубчатых колёс, передвижение которых осуществляют гидроцилиндры через штанги и закреплённые на них вилки. Работой гидроцилиндров управляют гидрозолотники с электроуправлением. Срабатывание гидрозолотников определяется восемнадцатипозиционным переключателем на подвесном пульте управления станком. Система переключения скорости главного привода позволяет предварительно (во время работы станка) установить переключатель в любое из 18 положений, выбрав необходимую для следующего перехода скорость. После остановки главного привода станка переключение скорости производится нажатием на пульте управления кнопки, расположенной рядом с переключателем.

5.5 Дистанционное управление коробками скоростей и подач

Дистанционное переключение скоростей и подач наиболее просто осуществляется с помощью электромагнитных муфт, среди которых широкое распространение получила серия ЭТМ (электромагнитные муфты с магнитопроводящими дисками). Данная серия объединяет муфты контактного исполнения ЭТМ...2, муфты бесконтактного исполнения ЭТМ...4, тормозные муфты ЭТМ...6. Основные данные фрикционных (электромагнитных, гидравлических и механических) муфт приведены в [1, 2, 9].

5.5.1 Муфты контактного исполнения (с вращающейся катушкой)

Муфты ЭТМ...2 (рис. 5.13) состоят из вращающегося вместе с валом цельного корпуса 1, в котором размещена обмотка 2, получающая питание от щетки через изолированное от корпуса токопроводящее кольцо 3, пакета внутренних 9 и наружных дисков 4, якоря 5, бронзовой гайки 7, общей втулки 8.

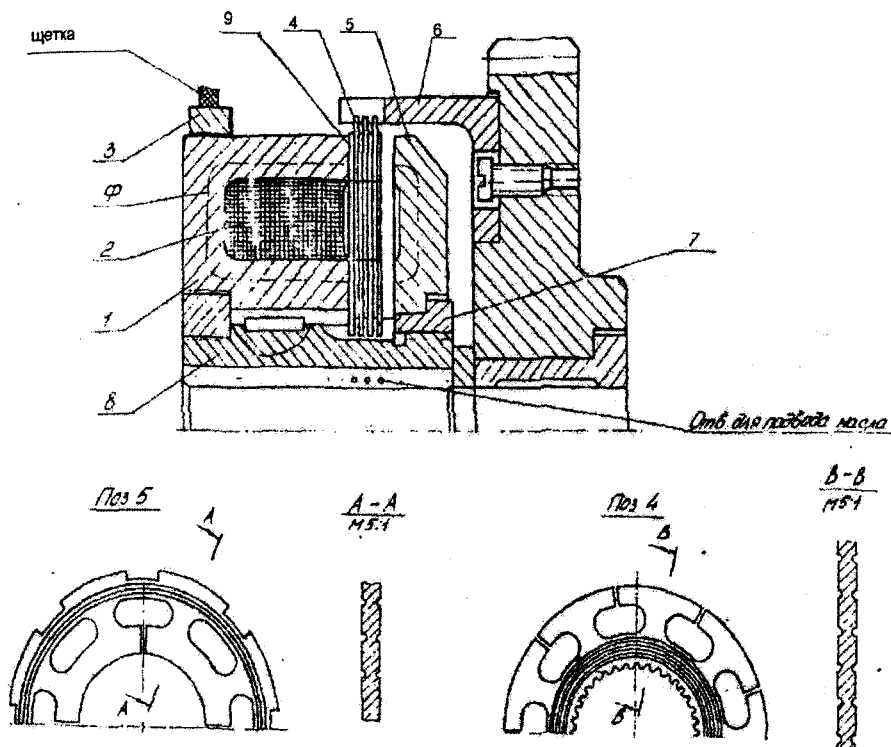


Рис. 5.13. Муфта контактного исполнения (с вращающейся катушкой)

Внутренние диски 9 имеют эвольвентные шлицы для соединения с эвольвентными шлицами втулки 8. Наружные диски 4 имеют выступы для соединения с поводком 6. На обоих торцах внутренних и наружных дисков имеются концентричные канавки для масла, которое подается через полый вал и несколько отверстий, небольшим диаметром, имеющих во втулке 8 под местом расположения пакета дисков.

Диски снабжаются фасонными вырезами для уменьшения рассеивания магнитного потока. Изоляция магнитного потока от вала осуществляется бронзовой гайкой 7. Диски изготавливаются из износостойкой (по истиранию) стали, закалены, шлифованы. Соответствующей термообработкой наружным дискам придается форма упругого

элемента, разжимающего диски при выключении муфты. При подаче напряжения магнитный поток замыкается по контуру Φ , якорь 5 притягивается к корпусу 1, сжимая диски 4 и 9, и вращение передается от вала на поводок, соединенный с шестерней.

Напряжение питания постоянного тока – 24В. Щеточный токоподвод выдерживает окружную скорость скольжения до 20 м/сек.

5.5.2 Муфты бесконтактного исполнения ЭТМ...4 (с неподвижной катушкой)

Муфты ЭТМ...4 (рис. 5.14) отличаются от муфт ЭТМ...2 наличием вращающегося вместе с валом составного корпуса, кольца которого 1 и 3 разделены немагнитным кольцом 4. Поэтому замыкание магнитного потока осуществляется через пакет дисков и якорь.

Исключение элементов контактного токопровода и наличие зазоров 8, уменьшающих теплопередачу от дисков к катушке, ведут к улучшению эксплуатационных характеристик этого типа муфт.

При использовании электромуфт в неавтоматизированных станках и устройствах управляющим органом являются кнопки, клавиши и переключатели, располагаемые в любом удобном месте, а связь с исполнительным органом осуществляется электрическими цепями.

При применении электромагнитных муфт в автоматизированных станках и автоматах управляющим органом являются командоаппараты (рис. 5.15).

Переключение электромагнитных муфт производится переставными кулачками 5 шестипазового (по числу инструментальных гнезд револьверной головки) барабана 4, приводимого во вращение от валика 7, кинематически связанного с револьверной головкой через шестерни $z = 25$, $z = 50$.

При повороте револьверной головки на 60° барабан поворачивается также на 60° и кулачками воздействует на ролики 3 рычагов 2, качающихся вокруг оси 8; регулируемые винты 9 при этом нажимают на конечные выключатели 1.

Разными комбинациями расположения кулачков на барабане, а следовательно, разными комбинациями включения конечных выключателей автоматически при повороте револьверной головки осуществляются соответствующие (необходимые по карте технологической обработки) величины чисел оборотов шпинделя и подачи суппортов.

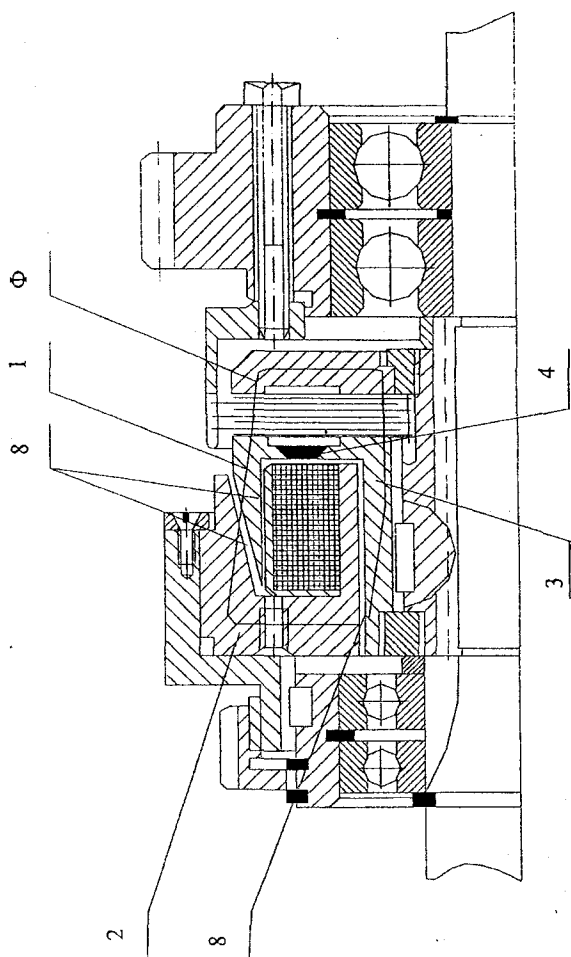
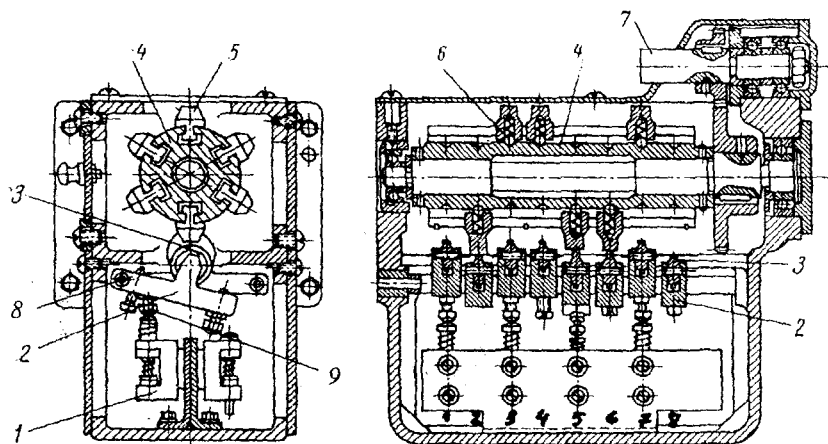


Рис. 5.14. Муфта бесконтактного исполнения с неподвижной катушкой



Механизм подачи				Механизм главного движения							
Подача суппорта, мм/об	Положение кулачков на командоаппарате								Число оборотов шпинделя в мин.		
	Обозначение конечников (толкателей)										
	1	2	3	4	5	6	7	8	Прямое вращ.	Обратное вращ.	
0,1	•			•		•			200	200	
0,2		•		•			•		355	355	
0,3			•	•				•	630	630	
					•	•			1080	-	
					•		•		1900	-	
					•			•	3350	-	
Подача суппорта				Скорость шпинделя							

Рис. 5.15. Командоаппарат токарно-револьверного станка мод. 1П326

6 СИСТЕМЫ СМАЗКИ МЕТАЛЛОРЕЖУЩИХ СТАНКОВ

Типовыми парами трения в любом металлорежущем станке являются: подшипники качения и скольжения, зубчатые и червячные передачи, ходовые винты скольжения и качения, направляющие и т.д., работа которых сопровождается износом поверхностей, выделением тепла и образованием продуктов износа. В целях снижения коэффициента трения, уменьшения износа, а также обеспечения отвода тепла и продуктов износа трущихся поверхностей применяют смазку.

В качестве примера рассмотрим схему системы смазки токарно-винторезного станка модели 16K20Ф3С1 (рис. 6.1). Шпиндельная бабка, автоматическая коробка скоростей (АКС) и каретка суппорта имеют автономные системы смазки, у каждой из которых есть свой собственный режим работы (табл. 6.1).

Привод главного движения станка состоит из электродвигателя мощностью 10 кВт, автоматической коробки скоростей и шпиндельной бабки, внутри которой смонтированы трёхскоростная коробка скоростей и шпиндель станка. Двигатель, АКС и коробка скоростей соединены между собой двумя клиноременными передачами.

Шпиндельная бабка смазывается отдельной смазочной насосной станцией, масляный резервуар которой соединён трубопроводом с картером шпиндельной бабки. Шестерённый насос 6 через фильтр 7 подаёт масло к опорам шпинделя и в ванну с отверстиями, через которые масло попадает на валы, зубчатые колёса, подшипники коробки скоростей и сливается в картер шпиндельной коробки, а затем, пройдя магнитный фильтр 9, в бак насосной станции смазки. Постоянное вращение диска маслоуказателя 4 свидетельствует о нормальной работе системы смазки. С периодичностью один раз в полгода отработанное масло заменяется свежим маслом «Индустриальное 20А» (около 20 литров) до риски уровня 5.

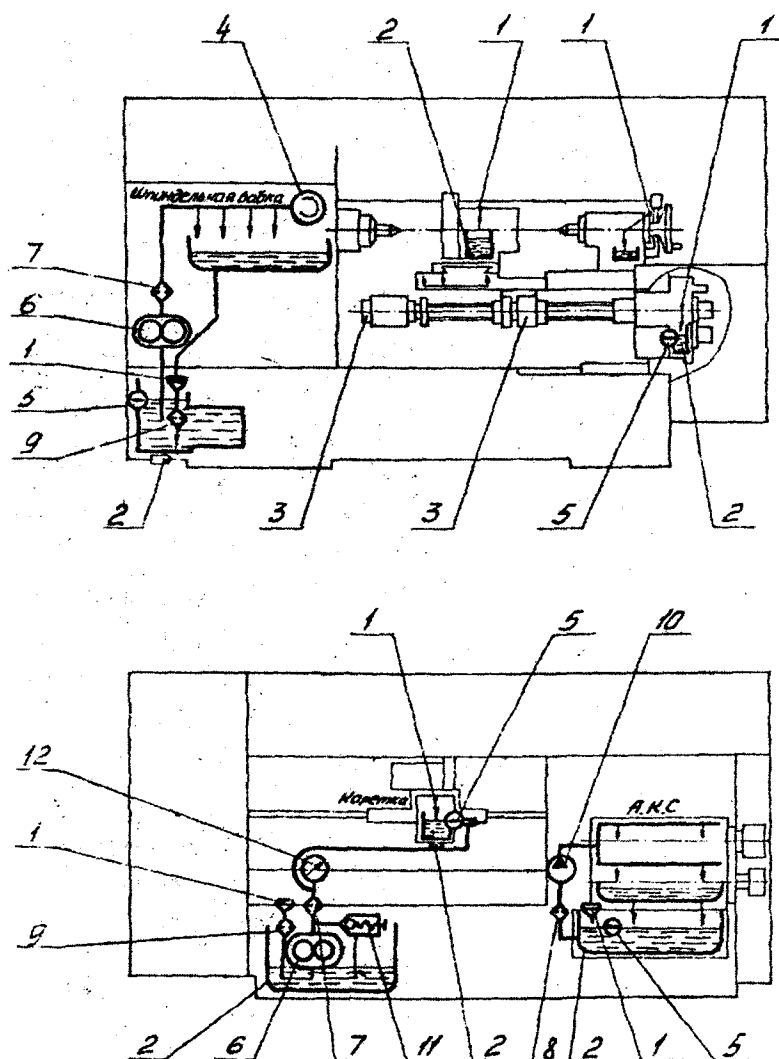


Рис. 6.1. Схема смазки токарно-винторезного станка с ЧПУ мод. 16К20ФЗС1

Таблица 6.1

Смазочные материалы станка мод. 16К20Ф3С1

№ п/п	Смазываемые механизмы	Способ смазки	Марка смазочного материала	Периодич- ность	Кол.
1	Передняя бабка	Автоматическая централизованная	«Индустриальное 20А», ГОСТ 20799-75	1 раз в шесть месяцев	20 л
2	Автоматическая коробка скоростей	- // -	- // -	- // -	- // -
3	Каретка	- // -	«Индустриальное 30А», ГОСТ 20799-75	2 раза в шесть месяцев	10 л
4	Задняя бабка	Ручной	- // -	Еженедельно	- // -
5	Редуктор продольной подачи	Разбрызгивание	- // -	- // -	- // -
6	Редуктор поперечной подачи	- // -	- // -	- // -	- // -
7	Шариковая пара (поперечная)	Ручной	«Индустриальное 20А», ГОСТ 20799-75	1 раз в шесть месяцев	1 л
8	Шариковая пара (продольная)	Ручной	«Циатим-201», ГОСТ 6267-74	1 раз в шесть месяцев	10 л
9	Правая опора продольного винта	- // -	- // -	- // -	2 л
10	Левая опора продольного винта	- // -	«Циатим-201», ГОСТ 6267-74	- // -	- // -
11	Редуктор поворота резцедержавки	Разбрызгивание	«Индустриальное 30А», ГОСТ 20799-75	1 раз в месяц	0,4-0,5 л
12	Гидрооборудование	- // -	«Турбинное 22», ГОСТ 9972-74	1 раз в три месяца	200 л

Автоматическая коробка скоростей АКС-309-16-51 также имеет автономную автоматическую систему смазки. Лопастный насос 10 через фильтр 8 забирает масло из бака смазочной станции и подаёт его в автоматическую коробку скоростей, откуда оно, смазав трущиеся поверхности зубчатых колёс, электромагнитных муфт трения, подшипников и других деталей, сливается в картер коробки, а затем в бак смазочной станции. Периодичность смены масла («Индустриальное 20А») также один раз в полгода. Ёмкость бака смазочной станции – около 20 л.

Смазка суппортной каретки станка производится также от отдельной смазочной станции, но работающей в автоматическом пульсирующем режиме (включается на какое-то время через определённые промежутки времени).

Шестерённый насос 6 через фильтр 7 под давлением 1-2 атм., на которое настроен подпорный клапан 11, подаёт масло в распределительную коробку на каретке станка.

Насос 6 начинает работать при включении станка, и в дальнейшем по команде от моторного реле времени (с интервалом от 10 до 240 мин) устанавливается промежуток времени между подачами масла.

Количество подаваемого масла регулируется пневматическим реле времени (3 - 5 сек.). За это время необходимая порция смазки поступает от распределительной коробки ко всем точкам смазки каретки.

Масло в баке насосной станции («Индустриальное 30А») меняется один раз в три месяца. Ёмкость бака – 10 литров.

Редукторы поворота резцовой державки, привод продольных и поперечных перемещений смазываются разбрызгиванием масла («Индустриальное 30А»).

Остальные точки смазки обслуживаются вручную.

6.1 Система жидкой смазки (смазка маслами)

Выбор смазочных материалов зависит от режима работы станка (нагрузки и скорости), конструктивной разработки узла трения и особенностей технологического процесса. Для смазки металлорежущих станков применяют в основном смазочные масла, обладающие низким коэффициентом внутреннего трения, высокой работоспособностью в широком диапазоне температур, скоростей и давлений, промывочной и охлаждающей способностью (табл. 6.2).

Таблица 6.2

Основные эксплуатационные характеристики минеральных масел

Масло	ГОСТ	Вязкость кинематическая, см ² /с		Температура, t °C	
		50°	100°	вспышки	застывание
Индустриальные масла:	ГОСТ 20799-75				
Индустриальное 12А		10-14	-	165	-30
Индустриальное 20А		17-23	-	180	-15
Индустриальное 30А		28-33	-	190	-15
Индустриальное 40А		35-45	-	200	-15
Индустриальное 50А		47-55	-	200	-20
Индустриальное 70А		65-75	-	200	-10
Индустриальное 100А		90-118	-	210	-10
Авиационные масла:	ГОСТ 217443-76				
МС-14		92	14	220	-30
МС-20		157	20	250	-18
МК-22		192	22	230	-14
Турбинные масла:					
Т-22		20-23	-	180	-15
Т-30		28-32	-	180	-10
Т-46		44-48	-	195	-10
Т-57		55-59	-	195	-10

При выборе смазки необходимо учитывать скорость и нагрузки в передачах, рабочую температуру узла и состояние окружающей среды. На основе рекомендаций ряда фирм выбор вязкости масла, соответствующей условиям эксплуатации, включая тепловой режим узла, можно производить, используя номограмму (рис. 6.2).

Вязкость минерального масла уменьшается с возрастанием температуры в эксплуатационной среде и, наоборот, возрастает с повышением давления. Для нормальной эксплуатации механизмов важно, чтобы в процессе колебания температуры узла сохранялись условия жидкостной смазки поверхностей качения и скольжения.

Нормативные материалы по эксплуатации станочного оборудования устанавливают предельные значения температуры узлов станка.

Так, температура подшипников шпиндельного узла при наибольшей частоте вращения не должна превышать 60°C для подшипников скольжения и 70°C для подшипников качения.

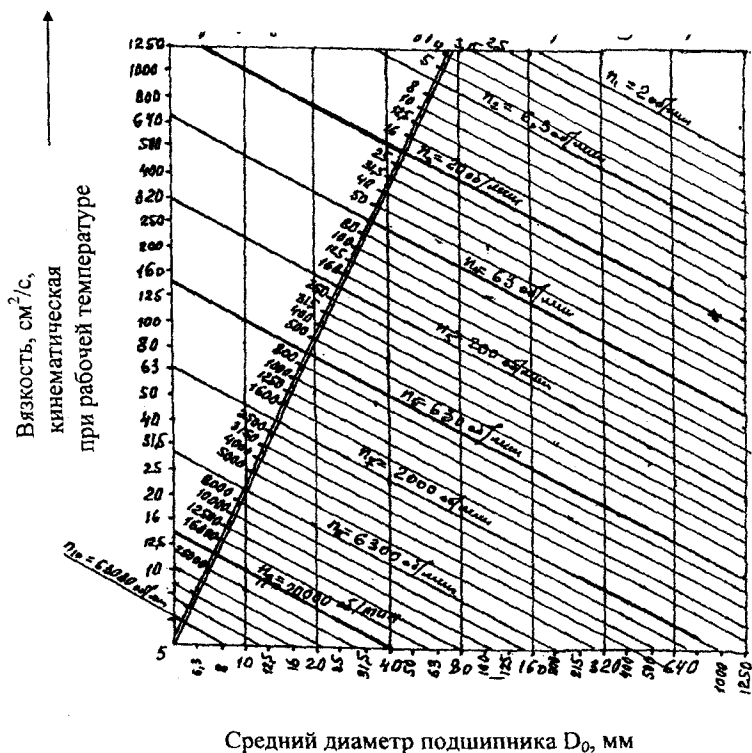


Рис. 6.2. Номограмма для определения вязкости масла при заданных условиях эксплуатации

Нормальной температурой воздуха помещения считают 20°C . Допускаются колебания этой температуры для станков нормального и повышенного классов точности $\pm 5^{\circ}\text{C}$, для станков высокого класса точности $\pm 2^{\circ}\text{C}$, для станков классов А и С $\pm 0,5^{\circ}\text{C}$.

Эти нормативы позволяют определить перепад температур при расчётах теплоотвода от шпиндельного узла.

Используя номограммы (рис. 6.2, 6.3), определяют вязкость масла при базовой температуре (50 или 100°C) и по табл. 6.2 выбирают марку масла для смазки разрабатываемого узла станка.

Например, требуется определить вязкость и марку масла для смазки подшипника со средним диаметром $D_0 = 150$ мм при частоте вращения $n = 2000$ об/мин и рабочей температуре узла $t = 70$ °С. По номограмме (см. рис. 6.2) при диаметре 150 мм и частоте вращения 2000 об/мин вязкость масла должна быть не ниже $13 \text{ см}^2/\text{с}$ при рабочей температуре 70 °С. По номограмме (см. рис. 6.3) находим, что при рабочей температуре 70 °С вязкость, равная $13 \text{ см}^2/\text{с}$, будет у масла, имеющего при температуре 50 °С вязкость $26 \text{ см}^2/\text{с}$. Используя табл. 6.2, выбираем для смазки подшипника масло «Индустриальное 30А» с вязкостью при 50 °С $28\text{--}33 \text{ см}^2/\text{с}$.

Способ подачи жидкой смазки, прежде всего, определяется конструкцией смазываемого узла (наличием и расположением валов, передач, подшипников, муфт и т.д.), силовыми и скоростными параметрами узла, надёжностью работы системы смазки и другими эксплуатационными характеристиками.

Смазка узла может осуществляться от отдельной смазочной станции. Она часто используется в станках с ЧПУ, например, для смазки суппортной группы шпиндельных и других узлов. Такая система рассмотрена ранее на примере смазки токарно-винторезного станка модели 16К20ФЗС1.

Довольно распространены циркуляционные системы смазки узлов металлообрабатывающих станков, в которых подачу масла осуществляет насос, приводимый в действие от одного из валов смазываемого узла. Подобная система используется в коробке скоростей токарно-винторезного станка модели 1К62, горизонтально-фрезерных станков моделей 6Р82 и 6Р83 и других станков. В реверсивных приводах чаще применяют плунжерные насосы, работа которых не зависит от направления вращения приводного вала с эксцентриком. Масляным баком в этих системах является внутренняя полость корпуса коробки скоростей. Масло через всасывающий патрубок и фильтр забирается насосом и подаётся к местам смазки. Одна из трубок разводки подведена к прозрачному глазку для контроля исправности работы системы.

Для нагнетания масла в циркуляционных системах смазки применяются шестерённые, лопастные, плунжерные, многоплунжерные насосы, станции смазки.

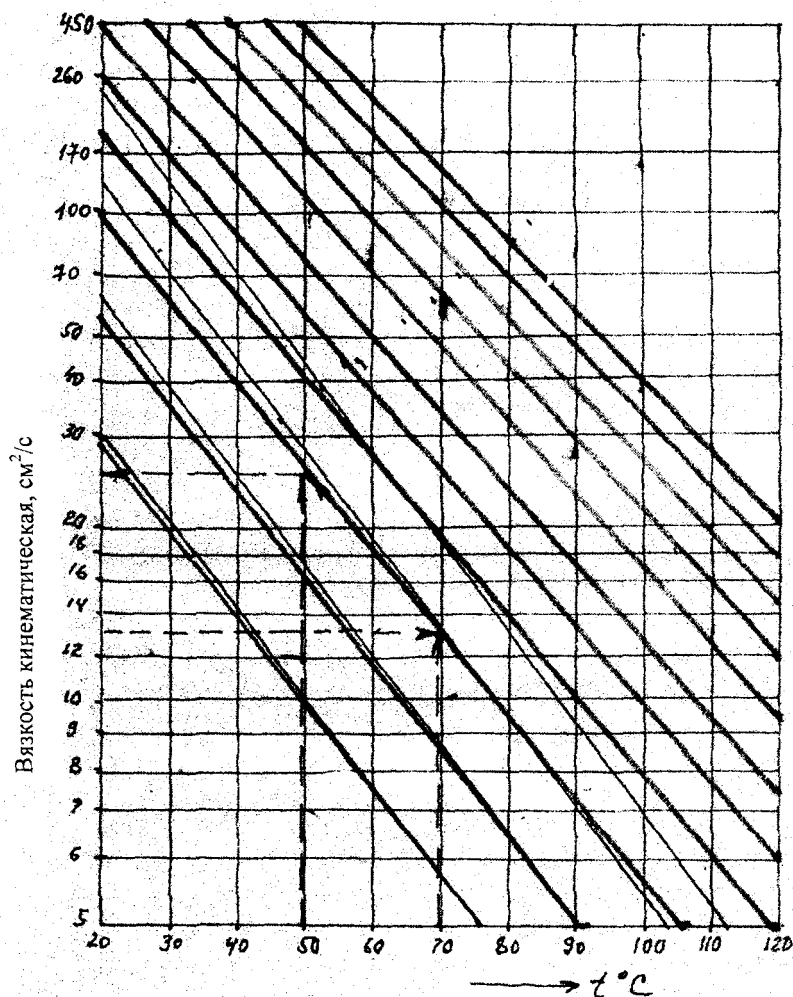


Рис. 6.3. Номограмма выбора масел по вязкости

Назначение, техническая характеристика, принцип действия, конструкция, присоединительные размеры, указания по монтажу и эксплуатации приведены в [13; 14].

Номинальные числа оборотов приводного вала шестерённых насосов различных марок колеблются в пределах 600...1500 об/мин, для лопастных насосов – в диапазоне 500 - 1000 об/мин.

Плунжерные насосы работают при 100 - 500 дв. ход/мин и любом направлении вращения приводного вала.

Многоплунжерные насосы бывают с ручным и механическим приводом и максимальным числом оборотов в минуту приводного вала, равным 100 об/мин.

Производительность насоса смазки станка определяется в следующей последовательности.

Количество масла, необходимое для «вымачивания» образующегося в коробке передач тепла (иными словами, производительность насоса смазки) можно вычислить по формуле

$$Q = \frac{860}{60 \cdot c \cdot \gamma \cdot \Delta t} \cdot N \cdot (1 - \eta), \quad (6.1)$$

где Q – количество подаваемой смазки, л/мин;

c – удельная теплоёмкость смазки, $C = 0,4$ ккал/кг град;

γ – удельный вес масла, $\gamma = 0,9 - 0,96$ кг/л;

Δt – перепад температуры масла в град. при входе в коробку передач и при выходе из неё, $\Delta t = 10-15$ °C;

N – мощность привода, кВт;

η – КПД коробки передач.

Коэффициент полезного действия (КПД) коробки можно определить, используя способ перемножения КПД всех элементов, образующих данную кинематическую цепочку (при разных значениях чисел оборотов шпинделя КПД коробки не одинаков) [16].

Однако, как показали исследования, проведённые в ЭНИМСе (Экспериментальный научно-исследовательский институт металло-режущих станков), при этом способе расчёта не учитываются потери мощности на холостой ход, особенно при числах оборотов свыше 5000 об/мин, и этот способ можно рекомендовать только для станков мощностью не более 3 кВт.

В остальных случаях расчёт КПД коробки передач следует вести по методике, разработанной в ЭНИМСе. Насос системы смазки должен с гарантией подавать смазку в количестве не менее расчетной [15].

Объём резервуара для масла назначается равным производительности насоса за 5-6 минут работы. Резервуар должен иметь отверстие для слива масла, закрываемое пробкой, маслоуказатель уровня масла.

Маслораспределители предназначены для обеспечения регулируемой подачи масла к нескольким парам трения при давлении не более 0,5 кгс/см².

Контрольная и регулирующая аппаратура включает: клапаны регулирования давления и предохранительные, обратные для свободного пропуска масла в одном направлении; реле контроля давления; маслоуказатели (для контроля уровня масла в масляных резервуарах).

К исполнительной аппаратуре относятся: сопла трубчатые, предназначенные для подачи масла сплошной струёй в зубчатые зацепления металлорежущих станков; маслораспылители – для смазки масляным туманом подшипниковых узлов высокооборотных шпинделей; фильтры – сетчатые, пластинчатые, магнитосетчатые, магнитные; магнитные патроны.

Трубопроводы являются одним из основных элементов системы смазки. От правильно выбранных и рассчитанных параметров трубопровода зависит надёжность и долговечность работы агрегата.

При расчётах трубопровода принимается ламинарное движение жидкости. Исходя из этого, следует обеспечить среднюю скорость потока жидкости: во всасывающем патрубке – в пределах до 1 м/с; в трубопроводе, соединяющем насос с фильтром, – до 3 м/с; в трубопроводах разводки по точкам смазки – до 2 м/с.

Внутренний диаметр трубопровода определяется по формуле

$$d = 4,6 \cdot \sqrt{Q/V}, \text{ мм}, \quad (6.2.)$$

где d – внутренний диаметр трубы, мм;

Q – расход жидкости, л/мин;

V – скорость потока жидкости, м/с.

Потери давления в трубах не учитываются.

Материал трубопроводов – медные трубы (ГОСТ 617-90).

Трубы к агрегатам системы чаще присоединяются через штуцеры. Бесштуцерное соединение за счёт конической резьбы используется для подключения всасывающих и нагнетающих трубопроводов к насосам.

При монтаже трубопроводов необходимо выполнять следующие основные требования:

- все соединения (особенно на всасывающих трубопроводах) надёжно уплотнять;

- конец сливной трубки располагать ниже постоянного уровня жидкости;
- всасывающие и сливные трубы размещать на возможно большем расстоянии друг от друга.

Смазка в масляной ванне разбрызгиванием используется в узлах с горизонтальным расположением валов. Она состоит в том, что одна из быстроходных деталей узла (зубчатое колесо или специально установленные на быстроходный вал узла диск или крыльчатка), соприкасаясь с маслом (нижняя часть погружена в масло), при вращении разбрызгивает его, создавая в корпусе узла масляный туман и наполняя маслом распределительную систему смазки узла (например, распределительную ванночку с отверстиями). При такой смазке повышенные требования предъявляются к уровню масла, так как эффективность смазывания узла в значительной мере зависит от глубины погружения разбрызгивателя в масло.

6.2 Пластичная смазка

В состав пластичных смазок входят жидкие масла, в которые добавлены загустители. Свойства пластической смазки во многом зависят от базы (жидкого масла) и свойств загустителя. По характеру последнего пластичные смазки делят: на мыльные (кальцевые, литиевые, натриевые), органические и неорганические. Для смазок, работающих при температуре около 200 °С, употребляют только синтетические масла, для низкотемпературных – маловязкие нефтяные и синтетические масла, для смазок общего назначения – индустриальные масла (табл. 6.3).

При выборе вида смазки для подшипниковых узлов необходимо учитывать следующие факторы:

а) окружную скорость. Для подшипников, работающих при окружных скоростях до 4...5 м/с, можно применять как жидкие, так и пластичные смазки. При больших скоростях рекомендуются жидкие смазки. Как для жидких, так и для пластичных смазок существует правило: чем выше окружная скорость, тем меньшей вязкостью должна обладать смазка;

б) величину нагрузки. Устойчивость масляных плёнок повышается с увеличением их вязкости. По этой причине чем выше нагрузка, тем большей вязкостью должна обладать применяемая смазка;

Таблица 6.3

Основные эксплуатационные характеристики пластичных смазок

Смазка	ГОСТ	Предел прочности при $t = 50^\circ\text{C}$	Вязкость при $t = 0^\circ$	Температурный предел работоспособности	Заменитель
1	2	3	4	5	6
Солидолы синтетические: Пресс-солидол С	4366-76	≥ 100	≥ 1000	$-40^\circ \dots +50^\circ$	Солидол УС-1
Солидол С	4366-76	≥ 200	≥ 2000	$-30^\circ \dots +70^\circ$	Солидол УС-2
Солидолы жировые:					
Пресс-солидол УС-1	1033-79	≥ 100	≥ 1000	$-40^\circ \dots +50^\circ$	Пресс-солидол С
Солидол УС-2	1033-79	≥ 200	≥ 2500	$-30^\circ \dots +70^\circ$	Пресс-солидол С Солидол С
Констаины жировые:					
Консталин УТ-1	1957-73	300...600	2500...5000	$-20^\circ \dots +120^\circ$	Автомобильная
Консталин УТ-2	1957-73	1600	2500...5000	$-20^\circ \dots +120^\circ$	Автомобильная
Автомобильная	9432-60	≥ 180	2000	$-20^\circ \dots +100^\circ$	Консталин УТ-1
Литол-24	21150-87	400...600	800...1200*	$-40^\circ \dots +130^\circ$	Фиол-3
Фиол-1	ТУ38-2-01-247-76	200...250	500...1000*	$-40^\circ \dots +120^\circ$	Фиол-2, Литол-24
Фиол-2	ТУ38-1-01-142-71	200...250	800...1200*	$-40^\circ \dots +120^\circ$	Фиол-3, Литол-24
Фиол-3	ТУ38-1-01-143-71	400...600	1000...1500*	$-40^\circ \dots +130^\circ$	Фиол-2, Литол-24
Циатим-201	6267-74	250...500	800...1700**	$-60^\circ \dots +90^\circ$	Циатим-203

Окончание табл. 6.3

1	2	3	4	5	6
Циатим-203	8773-73	≥ 250	1000...3000	-50°...+100°	Циатим-201
Смазка ОК61227	18179-72	$\geq 1000...1500^*$	1900*	-40°...+120°	Циатим-202
Циатим-221	9433-80	≥ 120	100...300**	-60°...+160°	ВНИИ НП-207
Циатим-202	11110-75	200...300*	500...800*	-40°...+120°	ОКБ122-7
ВНИИ НП-207	19774-74	200.250	550 при 50°	-60°...+180°	Циатим-221

Примечания: * – при температуре 20 °С, ** – при температуре 80 °С.

в) рабочую температуру узла. Методика подбора жидкой смазки с учётом рабочей температуры узла станка изложена в п. 6.1;

г) состояние окружающей среды. Для станочного оборудования в реальных условиях цехов машиностроительных заводов и частных предприятий наиболее существенное влияние оказывают температурный режим и запылённость помещений;

д) стоимость затрат на систему смазки, стоимость смазки и затрат, связанных с эксплуатацией станка (энергозатраты, обслуживание, ремонты и т.д.).

ЛИТЕРАТУРА

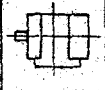
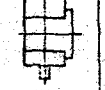
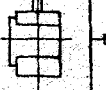
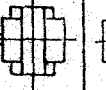
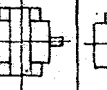
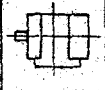
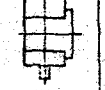
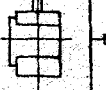
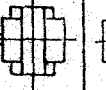
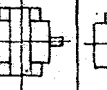
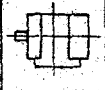
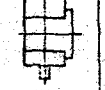
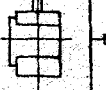
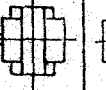
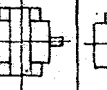
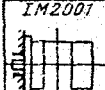
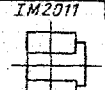
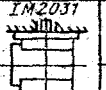
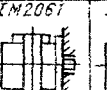
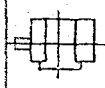
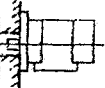
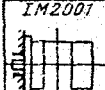
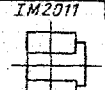
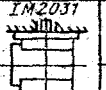
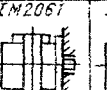
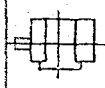
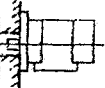
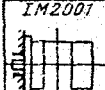
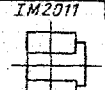
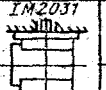
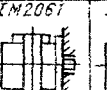
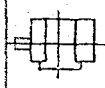
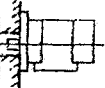
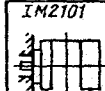
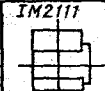
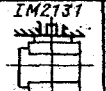
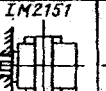
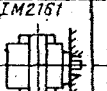
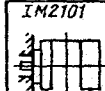
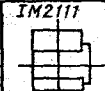
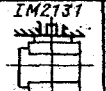
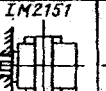
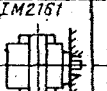
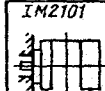
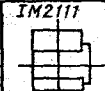
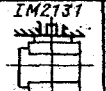
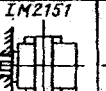
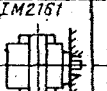
1. Металлорежущие станки: учебник для машиностроительных вузов / Под ред. В.Э. Пуша. – М.: Машиностроение, 1985.
2. Проектирование металлорежущих станков и станочных систем. В 3 т. Т.1. Проектирование станков / Под ред. А.С. Проникова. – М.: Машиностроение, 1994.
3. Проектирование металлорежущих станков и станочных систем. В 3 т. Т. 2 Ч. 1. Расчет и конструирование узлов и элементов станков / Под ред. А.С. Проникова. – М.: Машиностроение, 1995.
4. Проектирование металлорежущих станков и станочных систем. В 3 т. Т. 2. Ч. 2. Расчет и конструирование узлов и элементов станков / Под ред. А.С. Проникова. – М.: Машиностроение, 1995.
5. Справочник технолога-машиностроителя. В 2 т. Т. 2 / Под ред. А.Г. Косиловой, Р.К. Мещерякова. – Изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1985. – 496 с. ил.
6. Игуменов, Б.Н. Расчет оптимальных режимов обработки для станков и автоматических линий / Б.Н. Игуменов. – М.: Машиностроение, 1984.
7. Оптимизация режимов обработки на металлорежущих станках / Под ред. М.И. Клушина. – М.: Машиностроение, 1972.
8. Общемашиностроительные нормативы времени и режимов резания на токарно-автоматные работы. – Изд. 3-е. – М.: Машиностроение, 1970.
9. Тарзиманов, Г.А. Проектирование металлорежущих станков / Г.А. Тарзиманов. – 3-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1980.
10. Свирищевский, Ю.И. Расчет и конструирование коробок скоростей и подач / Ю.И. Свирищевский, Н.Н. Макейчик. – Минск: Высшая школа, 1986.
11. Рабинович, А.Н. Коробки скоростей металлорежущих станков / А.Н. Рабинович и др. – Львов: Изд. Львовского университета, 1998.
12. Пузырев, В.А. Методическое пособие к курсовому проекту по металлорежущим станкам / В.А. Пузырев, Б.А. Киенский, Г.В. Сундуков. – Тула: Изд. ТГТУ, 1986.

13. Абрамов, В.И. Механизмы управления коробками скоростей и подачи металлорежущих станков / В.И. Абрамов. – Орел: ОФ МИП, 1983.
14. Орлов, П.И. Основы конструирования / П.И. Орлов. – Т. 2. - М.: Машиностроение, 1988.
15. Перель, Л.Я. Подшипники качения: Расчет, проектирование и обслуживание опор: справочник / Л.Я. Перель, А.А. Филатов. – 2-е изд., перераб. и доп. - М.: Машиностроение, 1992.

ПРИЛОЖЕНИЕ А

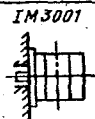
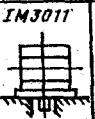
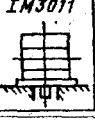
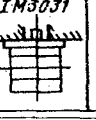
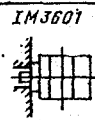
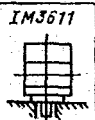
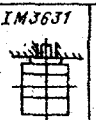
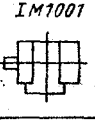
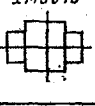
Конструктивные исполнения асинхронных электродвигателей серии 4А

Таблица А.1

Степень защиты	Диапазон высот оси вращения, мм	Конструктивное исполнение по способу монтажа																								
1	2	3																								
IP44, IP54	50-250	IM1081 <table><tr><td>IM1001</td><td>IM1011</td><td>IM1031</td><td>IM1051</td><td>IM1061</td><td>IM1071</td></tr><tr><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td></tr></table>	IM1001	IM1011	IM1031	IM1051	IM1061	IM1071																		
	IM1001	IM1011	IM1031	IM1051	IM1061	IM1071																				
																										
IP44	280-355	IM2081 <table><tr><td>IM2001</td><td>IM2011</td><td>IM2031</td><td>IM2051</td><td>IM2061</td><td>IM2071</td></tr><tr><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td></tr><tr><td>IM1001</td><td>IM2001</td><td>—</td><td>—</td><td>—</td><td>—</td></tr><tr><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td></tr></table>	IM2001	IM2011	IM2031	IM2051	IM2061	IM2071							IM1001	IM2001	—	—	—	—						
IM2001	IM2011	IM2031	IM2051	IM2061	IM2071																					
																										
IM1001	IM2001	—	—	—	—																					
																										
IP44, IP54	50-90	IM2181 <table><tr><td>IM2101</td><td>IM2111</td><td>IM2131</td><td>IM2151</td><td>IM2161</td><td>IM2171</td></tr><tr><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td></tr></table>	IM2101	IM2111	IM2131	IM2151	IM2161	IM2171																		
IM2101	IM2111	IM2131	IM2151	IM2161	IM2171																					
																										

Окончание табл. А.1

ОКОНЧАНИЕ ТАБЛ. 11.1

1	2	3					
		IM3041					
IP44, IP54	50-180				—	—	—
IP44 IP54	200-280 200-250	—			—	—	—
		IM3641					
IP44, IP54	50-100				—	—	—
IP23	160-355		—	—	—	—	—
-	50-250		—	—	—	—	—

ПРИЛОЖЕНИЕ Б

Технические характеристики асинхронных электродвигателей с короткозамкнутым ротором серии 4А основного исполнения (закрытые обдуваемые)

Таблица Б.1

Тип двигателя	Р _н , кВт	При номинальной нагрузке			$\frac{M_{max}}{M_n}$	$\frac{M_n}{M_n}$	$\frac{M_{min}}{M_n}$	$\frac{I_n}{I_n}$	J, кг·м ²
		n, об/мин	η, %	cos φ	M _n	M _n	M _n	I _n	
3000 об/мин магнитного поля статора (закрытые обдуваемые)									
4AA50A2Y3	0,09	2740	60,0	0,70	2,2	2,0	1,8	4,0	0,245*10 ⁻⁴
4AA50B2Y3	0,12	2710	63,0	0,70	2,2	2,0	1,8	4,0	0,268*10 ⁻⁴
4AA56A2Y3	0,18	2800	66,0	0,76	2,2	2,0	1,5	4,0	4,15*10 ⁻⁴
4AA56B2Y3	0,25	2770	68,0	0,77	2,2	2,0	1,5	4,0	4,65*10 ⁻⁴
4AA63A2Y3	0,37	2750	70,0	0,86	2,2	2,0	1,5	4,5	7,63*10 ⁻⁴
4AA63B2Y3	0,55	2740	73,0	0,86	2,2	2,0	1,5	4,5	9*10 ⁻⁴
4A71A2Y3	0,75	2840	77,0	0,87	2,2	2,0	1,5	5,5	9,75*10 ⁻⁴
4A71B2Y3	1,10	2810	77,5	0,87	2,2	2,0	1,5	5,5	10,5*10 ⁻⁴
4A80A2Y3	1,50	2850	81,0	0,85	2,6	2,1	1,4	6,5	18,3*10 ⁻⁴
4A80B2Y3	2,20	2850	83,0	0,87	2,6	2,1	1,4	6,5	21,3*10 ⁻⁴
4A90L2Y3	3,0	2840	84,5	0,88	2,5	2,1	1,6	6,5	35,3*10 ⁻⁴
4A100S2Y3	4,0	2880	86,5	0,89	2,5	2,0	1,6	7,5	59,3*10 ⁻⁴
4A100L2Y3	5,5	2880	87,5	0,91	2,5	2,0	1,6	7,5	75*10 ⁻⁴
4A112M2Y3	7,5	2900	87,5	0,88	2,8	2,0	1,8	7,5	1,0*10 ⁻²
4A132M2Y3	11,0	2900	88,0	0,90	2,8	1,7	1,5	7,5	2,25*10 ⁻²
4A160S2Y3	15,0	2940	88,0	0,91	2,2	1,4	1,0	7,0	4,75*10 ⁻²
4A160M2Y3	18,5	2940	88,5	0,92	2,2	1,4	1,0	7,0	5,25*10 ⁻²
4A180S2Y3	22,0	2940	88,5	0,91	2,5	1,4	1,1	7,5	7,0*10 ⁻²
4A180M2Y3	30,0	2945	90,5	0,90	2,5	1,4	1,1	7,5	8,5*10 ⁻²
4A200M2Y3	37,0	2945	90,0	0,89	2,5	1,4	1,0	7,5	14,5*10 ⁻²
4A200L2Y3	45,0	2945	91,0	0,90	2,5	1,4	1,0	7,5	16,8*10 ⁻²
4A225M2Y3	55,0	2945	91,0	0,92	2,5	1,4	1,2	7,5	25*10 ⁻²
4A250S2Y3	75,0	2960	91,0	0,89	2,5	1,2	1,0	7,5	46,5*10 ⁻²
4A250M2Y3	90,0	2960	92,0	0,90	2,5	1,2	1,0	7,5	52*10 ⁻²
4A280S2Y3	110,0	2970	91,0	0,89	2,2	1,2	1,0	7,0	1,09
4A280M2Y3	132,0	2970	91,5	0,89	2,2	1,2	1,0	7,0	1,19
4A315S2Y3	160,0	2970	92,0	0,90	2,2	1,2	0,9	6,5	1,4
4A315M2Y3	200,0	2970	92,5	0,90	2,2	1,2	0,9	7,0	1,63
4A355S2Y3	250,0	2970	92,5	0,90	1,9	1,0	0,9	7,0	2,85
4A355M2Y3	315,0	2970	93,0	0,91	1,9	1,0	0,9	7,0	3,23
1500 об/мин магнитного поля статора (закрытые обдуваемые)									
4AA50A4Y3	0,06	1380	50,0	0,60	2,2	2,0	1,7	2,5	0,29*10 ⁻⁴
4AA50B4Y3	0,09	1370	55,0	0,60	2,2	2,0	1,7	2,5	0,325*10 ⁻⁴

Продолжение табл. Б.1

Тип двигателя	Р _н , кВт	При номинальной нагрузке			$\frac{M_{\text{max}}}{M_n}$	$\frac{M_n}{M_n}$	$\frac{M_{\text{min}}}{M_n}$	$\frac{I_n}{I_n}$	J, кг*м ²
		n, об/мин	η, %	cos φ					
4AA56A4Y3	0,12	1375	63,0	0,66	2,2	2,1	1,5	3,5	7,0*10 ⁻⁴
4AA56B4Y3	0,18	1365	64,0	0,64	2,2	2,1	1,5	3,5	7,88*10 ⁻⁴
4AA63A4Y3	0,25	1380	68,0	0,65	2,2	2,0	1,5	4,0	12,4*10 ⁻⁴
4AA63B4Y3	0,37	1365	68,0	0,69	2,2	2,0	1,5	4,0	13*10 ⁻⁴
4A71A4Y3	0,55	1390	70,5	0,70	2,2	2,0	1,8	4,5	13,8*10 ⁻⁴
4A71B4Y3	0,75	1390	72,0	0,73	2,2	2,0	1,8	4,5	14,3*10 ⁻⁴
4A80A4Y3	1,10	1420	75,0	0,81	2,2	2,0	1,6	5,0	32,3*10 ⁻⁴
4A80B4Y3	1,50	1415	77,0	0,83	2,2	2,0	1,6	5,0	33,3*10 ⁻⁴
4A90L4Y3	2,20	1425	80,0	0,83	2,4	2,1	1,6	6,0	56*10 ⁻⁴
4A100S4Y3	3,0	1435	82,0	0,83	2,4	2,0	1,6	6,0	86,8*10 ⁻⁴
4A100L4Y3	4,0	1430	84,0	0,84	2,4	2,0	1,6	6,0	1,13*10 ⁻²
4A112M4Y3	5,50	1445	85,5	0,85	2,2	2,0	1,6	7,0	1,75*10 ⁻²
4A132S4Y3	7,5	1455	87,5	0,86	3,0	2,2	1,7	7,5	2,75*10 ⁻²
4A132M4Y3	11,0	1460	87,5	0,87	3,0	2,2	1,7	7,5	4*10 ⁻²
4A160S4Y3	15,0	1465	88,5	0,88	2,3	1,4	1,0	7,0	10,3*10 ⁻²
4A160M4Y3	18,5	1465	89,5	0,88	2,3	1,4	1,0	7,0	12,8*10 ⁻²
4A180S4Y3	22,0	1470	90,0	0,90	2,3	1,4	1,0	6,5	19*10 ⁻²
4A180M4Y3	30,0	1470	91,0	0,90	2,3	1,4	1,0	6,5	23,3*10 ⁻²
4A200M4Y3	37,0	1475	91,0	0,90	2,5	1,4	1,0	7,0	36,8*10 ⁻²
4A200L4Y3	45,0	1475	92,0	0,90	2,5	1,4	1,0	7,0	44,5*10 ⁻²
4A225M4Y3	55,0	1480	92,5	0,90	2,5	1,3	1,0	7,0	64*10 ⁻²
4A250S4Y3	75,0	1480	93,0	0,90	2,3	1,2	1,0	7,0	1,02
4A250M4Y3	90,0	1480	93,0	0,91	2,3	1,2	1,0	7,0	1,17
4A280S4Y3	110,0	1470	92,5	0,90	2,0	1,2	1,0	5,5	2,3
4A280M4Y3	132,0	1480	93,0	0,90	2,0	1,3	1,0	5,5	2,48
4A315S4Y3	160,0	1480	93,5	0,91	2,2	1,3	0,9	6,0	3,08
4A315M4Y3	200,0	1480	94,0	0,92	2,2	1,3	0,9	6,0	3,63
4A355S4Y3	250,0	1485	94,5	0,92	2,0	1,2	0,9	7,0	6,0
4A355M4Y3	315,0	1485	94,5	0,92	2,0	1,2	0,9	7,0	7,05
1000 об/мин магнитного поля статора (закрытые обдуваемые)									
4AA63A6Y3	0,18	885	56,0	0,62	2,2	2,2	1,5	3,0	17,4*10 ⁻⁴
4AA63B6Y3	0,25	890	59,0	0,62	2,2	2,2	1,5	3,0	19*10 ⁻⁴
4A71A6Y3	0,37	910	64,5	0,69	2,2	2,0	1,8	4,0	19,3*10 ⁻⁴
4A71B6Y3	0,55	900	67,5	0,71	2,2	2,0	1,8	4,0	20,3*10 ⁻⁴
4A80A6Y3	0,75	915	69,0	0,74	2,2	2,0	1,6	4,0	46*10 ⁻⁴
4A80B6Y3	1,10	920	74,0	0,74	2,2	2,0	1,6	4,0	46,3*10 ⁻⁴
4A90L6Y3	1,50	935	75,0	0,74	2,2	2,0	1,7	4,5	73,5*10 ⁻⁴
4A100L6Y3	2,20	950	81,0	0,73	2,2	2,0	1,6	5,0	1,31*10 ⁻²
4A112MA6Y3	3,00	955	81,0	0,76	2,5	2,0	1,8	6,0	1,75*10 ⁻²
4A112MB6Y3	4,0	950	82,0	0,81	2,5	2,0	1,8	6,0	2,0*10 ⁻²
4A132S6Y3	5,50	965	85,0	0,80	2,5	2,0	1,8	6,5	4,0*10 ⁻²

Тип двигателя	Р _н , кВт	При номинальной нагрузке			$\frac{M_{max}}{M_n}$	$\frac{M_n}{M_n}$	$\frac{M_{min}}{M_n}$	$\frac{I_n}{I_n}$	J, кг*м ²
		п, об/мин	η, %	cos φ	M _n	M _n	M _n	I _n	
4A132M6Y3	7,50	970	85,5	0,81	2,5	2,0	1,8	6,5	5,75*10 ⁻²
4A160S6Y3	11,0	975	86,0	0,86	2,0	1,2	1,0	6,0	13,8*10 ⁻²
4A160M6Y3	15,0	975	87,5	0,87	2,0	1,2	1,0	6,0	18,3*10 ⁻²
4A180M6Y3	18,5	975	88,0	0,87	2,0	1,2	1,0	5,0	22,0*10 ⁻²
4A200M6Y3	22,0	975	90,0	0,90	2,4	1,3	1,0	6,5	40*10 ⁻²
4A200L6Y3	30,0	980	90,5	0,90	2,4	1,3	1,0	6,5	45,3*10 ⁻²
4A225M6Y3	37,0	980	91,0	0,89	2,3	1,2	1,0	6,5	73,8*10 ⁻²
4A250S6Y3	45,0	985	91,5	0,89	2,1	1,2	1,0	6,5	1,16
4A250M6Y3	55,0	985	91,5	0,89	2,1	1,2	1,0	6,5	1,26
4A280S6Y3	75,0	985	92,0	0,89	2,2	1,4	1,2	5,5	2,93
4A280M6Y3	90,0	985	92,5	0,89	2,2	1,4	1,2	5,5	3,38
4A315S6Y3	110,0	985	93,0	0,90	2,2	1,4	0,9	6,5	4,0
4A315M6Y3	132,0	985	93,5	0,90	2,2	1,4	0,9	6,5	4,5
4A355S6Y3	160,0	985	93,5	0,90	2,2	1,4	0,9	6,5	7,33
4A355M6Y3	200,0	985	94,0	0,90	2,2	1,4	0,9	6,5	8,8
750 об/мин магнитного поля статора (закрытые обдуваемые)									
4A71B8Y3	0,25	680	56,0	0,65	1,7	1,6	1,2	3,0	18,5*10 ⁻⁴
4A80A8Y3	0,37	675	61,5	0,65	1,7	1,6	1,2	3,5	33,8*10 ⁻⁴
4A80B8Y3	0,55	700	64,0	0,65	1,7	1,6	1,2	3,5	40,5*10 ⁻⁴
4A90LA8Y3	0,75	700	68,0	0,62	1,9	1,6	1,2	3,5	67,5*10 ⁻⁴
4A90LB8Y3	1,10	700	70,0	0,68	1,9	1,6	1,2	3,5	86,3*10 ⁻⁴
4A100L8Y3	1,50	700	74,0	0,65	1,9	1,6	1,2	4,0	1,3*10 ⁻²
4A112MA8Y3	2,20	700	76,5	0,71	2,2	1,9	1,4	5,0	1,75*10 ⁻²
4A112MB8Y3	3,0	700	79,0	0,74	2,2	1,9	1,4	5,0	2,5*10 ⁻²
4A132S8Y3	4,0	720	83,0	0,70	2,6	1,9	1,4	5,5	4,25*10 ⁻²
4A132M8Y3	5,50	720	83,0	0,74	2,6	1,9	1,4	5,5	5,75*10 ⁻²
4A160S8Y3	7,50	730	86,0	0,75	2,2	1,4	1,0	6,0	13,8*10 ⁻²
4A160M8Y3	11,0	730	87,0	0,75	2,2	1,4	1,0	6,0	18*10 ⁻²
4A180M8Y3	15,0	730	87,0	0,82	2,0	1,2	1,0	6,0	25*10 ⁻²
4A200M8Y3	18,5	735	88,5	0,84	2,2	1,2	1,0	5,5	40*10 ⁻²
4A200L8Y3	22,0	730	88,5	0,84	2,0	1,2	1,0	5,5	45,3*10 ⁻²
4A225M8Y3	30,0	735	90,0	0,81	2,1	1,3	1,0	6,0	73,8*10 ⁻²
4A250S8Y3	37,0	735	90,0	0,83	2,0	1,2	1,0	6,0	1,16
4A250M8Y3	45,0	740	91,0	0,84	2,0	1,2	1,0	6,0	1,36
4A280S8Y3	55,0	735	92,0	0,84	2,0	1,2	1,0	5,5	3,18
4A280M8Y3	75,0	735	92,5	0,85	2,0	1,2	1,0	5,5	4,13
4A315S8Y3	90,0	740	93,0	0,85	2,3	1,2	0,9	6,5	4,93
4A315M8Y3	110,0	740	93,0	0,85	2,3	1,2	0,9	6,5	5,85
4A355S8Y3	132,0	740	93,5	0,85	2,2	1,2	0,9	6,5	9,05
4A355M8Y3	160,0	740	93,5	0,85	2,2	1,2	0,9	6,5	10,2

Продолжение табл. Б.1

Тип двигателя	Р _н , кВт	При номинальной нагрузке			$\frac{M_{max}}{M_n}$	$\frac{M_p}{M_n}$	$\frac{M_{ппп}}{M_n}$	$\frac{I_p}{I_n}$	J, кг*м ²
		n, об/мин	η, %	cos φ					
600 об/мин магнитного поля статора (закрытые обдуваемые)									
4A250S10Y3	30,0	590	88,0	0,81	1,9	1,2	1,0	6,0	1,36
4A250M10Y3	37,0	590	89,0	0,81	1,9	1,2	1,0	6,0	1,61
4A280S10Y3	37,0	590	91,0	0,78	1,8	1,0	1,0	6,0	3,6
4A280M10Y3	45,0	590	91,5	0,78	1,8	1,0	1,0	6,0	3,78
4A315S10Y3	55,0	590	92,0	0,79	1,8	1,0	0,9	6,0	5,25
4A315M10Y3	75,0	590	92,0	0,80	1,8	1,0	0,9	6,0	6,18
4A355S10Y3	90,0	590	92,5	0,83	1,8	1,0	0,9	6,0	9,33
4A355M10Y3	110,0	590	93,0	0,83	1,8	1,0	0,9	6,0	10,9
500 об/мин магнитного поля статора (закрытые обдуваемые)									
4A315S12Y3	45,0	490	90,5	0,75	1,8	1,0	0,9	6,0	5,25
4A315M12Y3	55,0	490	91,0	0,75	1,8	1,0	0,9	6,0	6,18
4A355S12Y3	75,0	490	91,5	0,76	1,8	1,0	0,9	6,0	9,33
4A355M12Y3	90,0	495	92,0	0,76	1,8	1,0	0,9	6,0	10,9
3000 об/мин магнитного поля статора (защищённые)									
4AH160S2Y3	22,0	2915	88,0	0,88	2,2	1,3	1,0	7,0	$4,25 \cdot 10^{-2}$
4AH160M2Y3	30,0	2915	90,0	0,91	2,2	1,3	1,0	7,0	$5,5 \cdot 10^{-2}$
4AH180S2Y3	37,0	2945	91,0	0,91	2,2	1,2	1,0	7,0	$8,0 \cdot 10^{-2}$
4AH180M2Y3	45,0	2945	91,0	0,91	2,2	1,3	1,0	7,0	$9,25 \cdot 10^{-2}$
4AH200M2Y3	55,0	2940	91,0	0,90	2,5	1,3	1,0	7,0	$16,0 \cdot 10^{-2}$
4AH200L2Y3	75,0	2940	92,0	0,90	2,5	1,3	1,0	7,0	$19,0 \cdot 10^{-2}$
4AH225M2Y3	90,0	2945	92,0	0,88	2,2	1,2	1,0	7,0	$23,8 \cdot 10^{-2}$
4AH250S2Y3	110,0	2950	93,0	0,86	2,2	1,2	1,0	7,0	$44,3 \cdot 10^{-2}$
4AH250M2Y3	132,0	2945	93,0	0,88	2,2	1,2	1,0	7,0	$49,5 \cdot 10^{-2}$
4AH280S2Y3	160,0	2960	94,0	0,90	2,2	1,2	1,0	6,5	$77,5 \cdot 10^{-2}$
4AH280M2Y3	200,0	2960	94,5	0,90	2,2	1,2	1,0	6,5	1,03
4AH315M2Y3	250,0	2970	94,5	0,91	2,1	1,0	0,9	6,0	1,7
4AH355S2Y3	315,0	2970	94,5	0,92	2,1	1,0	0,9	7,0	2,38
4AH355M2Y3	400,0	2970	95,0	0,92	2,1	1,0	0,9	7,0	2,85
1500 об/мин магнитного поля статора (защищённые)									
4AH160S4Y3	18,5	1450	88,5	0,87	2,1	1,3	1,0	6,5	$9,25 \cdot 10^{-2}$
4AH160M4Y3	22,0	1458	90,0	0,88	2,1	1,3	1,0	6,5	$11,8 \cdot 10^{-2}$
4AH180S4Y3	30,0	1465	90,0	0,84	2,2	1,2	1,0	6,5	$17,8 \cdot 10^{-2}$
4AH180M4Y3	37,0	1470	90,5	0,89	2,2	1,2	1,0	6,5	$21,8 \cdot 10^{-2}$
4AH200M4Y3	45,0	1475	91,0	0,89	2,5	1,3	1,0	6,5	$34,5 \cdot 10^{-2}$
4AH200L4Y3	55,0	1475	92,0	0,89	2,5	1,3	1,0	6,5	$42,3 \cdot 10^{-2}$

Продолжение табл. Б.1

Тип двигателя	Р _н , кВт	При номинальной нагрузке			$\frac{M_{плк}}{M_n}$	$\frac{M_n}{M_n}$	$\frac{M_{плп}}{M_n}$	$\frac{I_n}{I_n}$	J, кг*м ²
		n, об/мин	η, %	cos φ	M _n	M _н	M _н	I _n	
4АН225М4У3	75,0	1475	92,5	0,89	2,2	1,2	1,0	6,5	61,8*10 ⁻²
4АН250С4У3	90,0	1480	93,5	0,89	2,2	1,2	1,0	6,5	88,3*10 ⁻²
4АН250М4У3	110,0	1475	93,5	0,89	2,2	1,2	1,0	6,5	95,8*10 ⁻²
4АН280С4У3	132,0	1470	93,0	0,89	2,0	1,2	1,0	6,0	1,83
4АН280М4У3	160,0	1470	93,5	0,90	2,0	1,2	1,0	6,0	2,13
4АН315С4У3	200,0	1475	94,0	0,91	2,0	1,2	0,9	6,0	3,15
4АН315М4У3	250,0	1475	94,0	0,91	2,0	1,2	0,9	6,0	3,7
4АН355С4У3	315,0	1485	94,5	0,91	2,0	1,0	0,9	7,0	5,75
4АН355М4У3	400,0	1485	94,5	0,91	2,0	1,0	0,9	7,0	7,0
1000 об/мин магнитного поля статора (защищённые)									
4АН180С6У3	18,5	975	87,0	0,85	2,0	1,2	1,0	6,0	18,8*10 ⁻²
4АН180М6У3	22,0	975	88,5	0,87	2,0	1,2	1,0	6,0	23,5*10 ⁻²
4АН200М6У3	30,0	975	90,0	0,88	2,1	1,3	1,0	6,0	37,8*10 ⁻²
4АН200Л6У3	37,0	980	90,5	0,88	2,1	1,3	1,0	6,5	43,0*10 ⁻²
4АН225М6У3	45,0	980	91,0	0,87	2,0	1,2	1,0	6,5	70,3*10 ⁻²
4АН250С6У3	55,0	985	92,5	0,87	2,0	1,2	1,0	6,5	1,09
4АН250М6У3	75,0	985	93,0	0,87	2,0	1,2	1,0	7,0	1,4
4АН280С6У3	90,0	980	92,5	0,89	2,0	1,2	1,0	6,0	2,5
4АН280М6У3	110,0	980	92,5	0,89	2,0	1,2	1,0	6,0	2,88
4АН315С6У3	132,0	985	93,0	0,89	2,0	1,2	1,0	6,0	4,45
4АН315М6У3	160,0	985	93,5	0,89	2,0	1,2	1,0	6,0	5,13
4АН355С6У3	200,0	985	94,0	0,90	2,0	1,2	1,0	6,0	7,8
4АН355М6У3	250,0	985	94,0	0,90	2,0	1,2	1,0	6,0	9,5
750 об/мин магнитного поля статора (защищённые)									
4АН180С8У3	15,0	730	86,0	0,80	1,9	1,2	1,0	5,5	23,5*10 ⁻²
4АН180М8У3	18,5	730	87,5	0,80	1,9	1,2	1,0	5,5	29,8*10 ⁻²
4АН200М8У3	22,0	730	89,0	0,84	2,0	1,3	1,0	5,5	49,0*10 ⁻²
4АН200Л8У3	30,0	730	89,5	0,82	2,0	1,3	1,0	5,5	58,3*10 ⁻²
4АН225М8У3	37,0	735	90,0	0,81	1,9	1,2	1,0	5,5	82,5*10 ⁻²
4АН250С8У3	45,0	740	91,0	0,81	1,9	1,2	1,0	5,5	1,19
4АН250М8У3	55,0	735	92,0	0,81	1,9	1,2	1,0	6,0	1,4
4АН280С8У3	75,0	735	92,0	0,85	1,9	1,2	1,0	5,5	3,0
4АН280М8У3	90,0	735	92,5	0,86	1,9	1,2	1,0	5,5	3,38
4АН315С8У3	110,0	735	93,0	0,86	1,9	1,2	1,0	5,5	6,08
4АН315М8У3	132,0	735	93,0	0,86	1,9	1,2	1,0	5,5	7,0
4АН355С8У3	160,0	740	93,5	0,86	1,9	1,2	1,0	5,5	9,75
4АН355М8У3	200,0	740	94,0	0,86	1,9	1,2	1,0	5,5	11,9

Окончание табл. Б.1

Тип двигателя	Р _н , кВт	При номинальной нагрузке			$\frac{M_{max}}{M_n}$	$\frac{M_n}{M_n}$	$\frac{M_{min}}{M_n}$	$\frac{I_n}{I_n}$	J, кг*м ²
		п, об/мин	η, %	cos φ					
600 об/мин магнитного поля статора (защищённые)									
4АН280S10У3	45,0	585	90,0	0,81	1,8	1,0	1,0	5,5	3,23
4АИ280М10У3	55,0	585	90,5	0,81	1,8	1,0	1,0	5,5	3,75
4АН315S10У3	75,0	590	91,0	0,82	1,8	1,0	0,9	5,5	5,63
4АН315М10У3	90,0	590	91,5	0,82	1,8	1,0	0,9	5,5	6,63
4АН355S10У3	110,0	590	92,0	0,83	1,8	1,0	0,9	5,5	9,68
4АН355М10У3	132,0	590	92,5	0,83	1,8	1,0	0,9	5,5	11,0
500 об/мин магнитного поля статора (защищённые)									
4АН315S12У3	55,0	490	90,5	0,78	1,8	1,0	0,9	5,5	5,63
4АН315М12У3	75,0	490	91,0	0,78	1,8	1,0	0,9	5,5	6,63
4АН355S12У3	90,0	490	91,5	0,77	1,8	1,0	0,9	5,5	9,68
4АН355М12У3	110,0	490	92,0	0,77	1,8	1,0	0,9	5,5	11,0

ПРИЛОЖЕНИЕ В

Основные размеры и масса асинхронных электродвигателей серии 4А основного исполнения (закрытые обдуваемые)

Таблица В.1

Тип двигателя	Число полюсов	Габаритные размеры, мм			Установочно-присоединительные размеры, мм							Масса, кг
		l ₃₀	h ₃₁	d ₃₀	l ₁	l ₁₀	l ₃₁	d ₁	d ₁₀	b ₁₀	h	
4AA50	2,4	174	142	104	20	63	32	9	5,8	80	50	3,3
4AA56A 4AA56B	2,4	194	152	120	23	71	36	11	5,8	90	56	4,5
4AA63A 4AA63B	2,4,6	216	162	130	30	80	40	14	7	100	63	6,3
4A71A 4A71B	2,4,6,8	285	203	170	40	90	45	19	7	112	71	15,1
4A80A	2,4,6,8	300	218	186	50	100	50	22	10	125	80	17,4
4A80B	2,4,6,8	320										20,4
4A90L	2,4,6,8	350	243	208	50	125	56	24	10	140	90	28,7
4A100S 4A100L	2,4,2 4,6,8	362 392	263	235	60	112 140	63	28	12	160	100	36,0 42,0
4A112M	2,4,6,8	452	310	260	80	140	70	32	12	190	112	56,0
4A132S 4A132M	4,6,8, 2,4,6,8	480 530	350	302	80	140 178	89	38	12	216	132	77,0 93,0
4A160S	2,4,6,8	624	430	358	110	178	108	42 48	15	254	160	130,0 135,0
4A160M	2,4,6,8	667				210		42 48				145,0 160,0
4A180S 4A180M	2 4 2,4,6,8	662 702	470	410	110	203 241	121	48 55 48 55	15	279	180	165 175 185 195
4A200M	2,4,6,8	760 790				267		55 60				255 270
4A200L	2,4,6,8	800 830	535	450	110 140	305	133	55 60	19	318	200	280 310

Продолжение табл. В.1

Тип двигателя	Число полюсов	Габаритные размеры, мм			Установочно-присоединительные размеры, мм							Масса, кг
		l ₃₀	h ₃₁	d ₃₀	l ₁	l ₁₀	l ₃₁	d ₁	d ₁₀	b ₁₀	h	
4A225M	2,4,6,8	810 840	575	494	110 140	311	149	55 65	19	356	225	355 375
4A250S	2,4,6,8 10	915	640	554	140		168	65 75	24	406	250	470 490
4A250M	2,4,6,8 10	955				349		65 75				510 535
4AH160S	2 4	533	430	332	110	178	108	42 48	15	254	160	110 115
4AH160M	2 4	588				210		42 48				130 135
4AH180S	2,4,6,8	580	470	385	110	203	121	48 55		279	180	170
4AH180M	2,4,6,8	620				241		48				185 190
4AH200M	2,4,6,8	665 695	535	460	110 140	267	133	55 60	19	318	200	265 260
4AH200L	2,4,6,8	705 735	535	460	110 140	305	133	55 60	19	318	200	295 315
4AH225M	2,4,6,8	715 745	580	500	110 140	311	149	55 65		356	225	355 355
4AH250S	2,4,6,8	805	640	550	140	311	168	65 75	24	406	250	465 445
4AH250M	2,4,6,8	845				349		65 75				505 495
4A280S	2,4,6,8 10	1140 1170	700	660	140 170	368	190	70 80	24	457	280	810
4A280M	2,4,6,8 10	1180 1210			140 170	419		70 80				870

Тип двигателя	Число полюсов	Габаритные размеры, мм			Установочно-присоединительные размеры, мм							Масса, кг
		l ₃₀	h ₃₁	d ₃₀	l ₁	l ₁₀	l ₃₁	d ₁	d ₁₀	b ₁₀	h	
4A31SS	2,4,6,8 10,12	1235 1265	765	710	140 170	406	216	75 90	28	508	315	1005
4A31SM	2,4,6,8 10,12	1285 1315			140 170	457		75 90				1130
4A35SS	2,4,6,8 10,12	1350 1390	855	794	170 210	500	254	85 100	28	610	355	1420
4A35SM	2,4,6,8 10,12	1410 1450			170 210	560		85 100				1670
4AH280S	2,4,6,8 10	935 965	575	660	140 170	368	190	70 80	24	457	280	715
4AH280M	2,4,6,8 10	975 1005			140 170	419		70 80				825
4AH31SS	4,6,8, 10,12	1000	650	730	170	406	216	90	28	508	315	860
4AH31SM	2,4,6,8, 10,12	1020 1050			140 170	457		75 90				940
4AH35SS	2,4,6,8 10,12	1165 1205	710	810	170 210	500	254	85 100	28	610	355	1200
4AH35SM	2,4,6,8, 10,12	1225 1265			170 210	560		85 100				1350

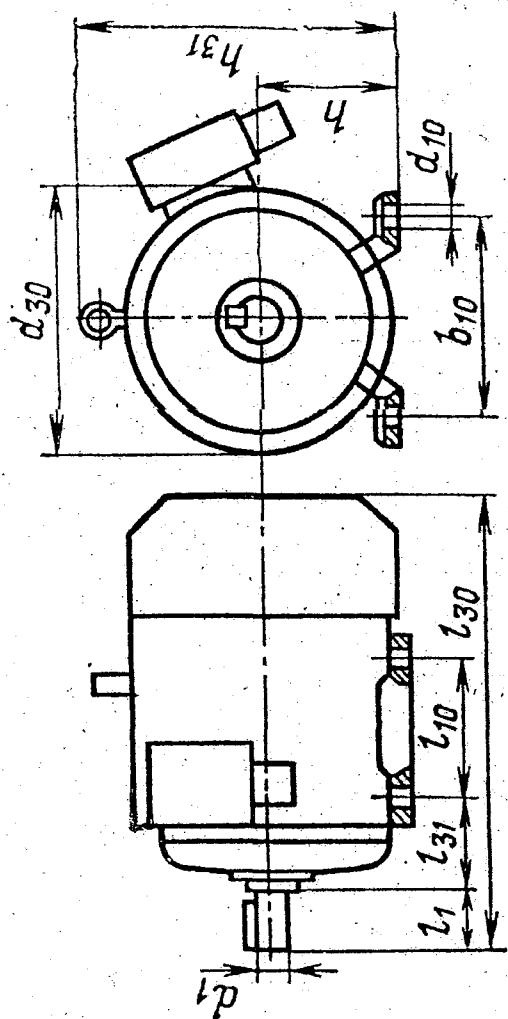


Рис. В.1. Принципиальная конструкция трехфазного асинхронного двигателя с короткозамкнутым ротором

ПРИЛОЖЕНИЕ Г

Электродвигатели многоскоростные

Таблица Г.1

Тип двигателя	Мощность, кВт	Синхронная скорость, об/мин
1	2	3
АИР71А4/2	0,48/0,62	1500/3000
АИР71В4/2	0,71/0,85	1500/3000
АИР80А4/2	1,12/1,50	1500/3000
АИР90LА4/2	1,50/2,00	1500/3000
АИР90LВ4/2	2,20/2,50	1500/3000
АИР90L6/4	1,30/1,40	1000/1500
АИР90L8/4	0,63/1,00	750/1500
АИР100S4/2	3,00/3,75	1500/3000
АИР100L4/2	4,00/4,75	1500/3000
АИР100S6/4	1,70/2,24	1000/1500
АИР100L6/4	2,12/3,15	1000/1500
АИР100S8/4	1,00/1,70	750/1500
АИР100L8/4	1,40/2,36	750/1500
АИР100S8/6	1,00/1,25	750/1000
АИР100L8/6	1,32/1,80	750/1000
АИР100S6/4/2	1,12/1,25/1,60	1000/1500/3000
АИР100L6/4/2	1,40/1,50/2,12	1000/1500/3000
АИР100S8/4/2	0,63/1,32/1,70	750/1500/3000
АИР100L8/4/2	0,90/1,50/2,10	750/1500/3000
АИР100S8/6/4	0,56/1,12/2,80	750/1000/1500
АИР100L8/6/4	0,71/1,20/3,00	750/1000/1500
АИРМ112М4/2	4,2/5,3	1500/3000
АИРМ112М6/4	3,2/4,5	1000/1500
АИРМ112МА8/4	1,9/3,0	750/1500
АИРМ112МВ8/4	2,2/3,6	750/1500
АИРМ112МА8/6	1,7/2,2	750/1000
АИРМ112МВ8/6	2,2/2,3	750/1000
АИРМ112М6/4/2	1,6/2,6/3,2	1000/1500/3000
АИРМ112М8/4/2	1,1/2,5/3,2	750/1500/3000
АИРМ112МА8/6/4	1,0/1,1/1,6	750/1000/1500
АИРМ112МВ8/6/4	1,2/1,4/2,2	750/1000/1500
АИРМ132S4/2	6,0/7,1	1500/3000
АИР132М4/2	8,5/9,5	1500/3000
АИР132S6/4	5,0/5,5	1000/1500
АИР132М6/4	6,7/7,5	1000/1500

Продолжение табл. Г.1

1	2	3
АИР132S8/4	3,6/5,3	750/1500
АИР132M8/4	5,0/7,5	750/1500
АИР132S8/6	3,2/4,0	750/1000
АИР132M8/6	4,5/5,5	750/1000
АИР132S6/4/2	2,8/4,0/4,5	1000/1500/3000
АИР132M6/4/2	3,8/5,3/6,3	1000/1500/3000
АИР132S8/4/2	1,8/3,4/4,0	750/1500/3000
АИР132M8/4/2	2,4/4,5/5,6	750/1500/3000
АИР132S8/6/4	1,9/2,4/3,4	750/1000/1500
АИР132M8/6/4	2,8/3,0/5,0	750/1000/1500
4АМ160S4/2	11,0/14,0	1500/3000
4АМ160M4/2	14,0/17,0	1500/3000
4АМ160S6/4	7,5/8,5	1000/1500
4АМ160M6/4	11,0/13,0	1000/1500
АИР160S8/4	6,0/9,0	750/1500
АИР160M8/4	9,0/13,0	750/1500
4АМ160S8/6	7,5/8,5	750/1000
4АМ160M8/6	10,0/11,0	750/1000
4АМ160S12/6	2,8/6,7	500/1000
4АМ160M12/6	4,0/9,0	500/1000
4АМ160S6/4/2	4,8/5,3/7,5	1000/1500/3000
4АМ160M6/4/2	6,7/7,5/10,5	1000/1500/3000
4АМ160S8/4/2	3,4/4,25/6,3	750/1500/3000
4АМ160M8/4/2	5,0/7,1/9,5	750/1500/3000
4АМ160S8/6/4	4,0/4,5/7,5	750/1000/1500
4АМ160M8/6/4	5,0/6,3/10,0	750/1000/1500
4АМ160M12/8/6/4	1,8/4,0/4,25/6,7	500/.../1500
АИР180S4/2	18,5/21,0	1500/3000
АИР180M4/2	22,0/27,0	1500/3000
АИР180M6/4	15,0/17,0	1000/1500
АИР180M8/4	13,0/18,5	750/1500
АИР180M8/6	13,0/15,0	750/1000
АИР180M12/6	7,5/13,0	500/1000
АИР180M8/6/4	8,0/11,0/12,5	750/1000/1500
АИР180M12/8/6/4	3,0/5,5/6,0/8,0	500/.../1500
5А200M4/2	27,5/35,0	1500/3000
5А200L4/2	33,5/38,5	1500/3000
5А200M6/4	20,0/22,0	1000/1500
5А200L6/4	25,0/28,0	1000/1500
5А200M12/6	9,0/14,0	500/1000
5А200L12/6	10,0/17,0	500/1000
5А200M8/4	17,0/25,0	750/1500

1	2	3
5A200L8/4	20,0/28,0	750/1500
5A200M8/6	15,0/19,0	750/1000
5A200L8/6	18,5/23,0	750/1000
АИР200М8/6/4	11,0/12,0/18,5	750/1000/1500
АИР200L8/6/4	14,0/15,0/21,0	750/1000/1500
АИР200М12/8/6/4	5,0/8,0/8,5/12,0	500/.../1500
АИР200L12/8/6/4	6,0/10,0/10,5/15,0	500/.../1500
5A225M4/2	42,0/48,0	1500/3000
5A225M8/4	23,0/34,0	750/1500
5A225M12/6	14,0/25,0	500/1000
5A225M8/6	22,0/30,0	750/1000
5A225M8/6/4	17,0/18,5/25,0	750/1000/1500
АИР225М12/8/6/4	7,1/12,5/14,0/20,0	500/.../1500
5AM250S4/2	55,0/60,0	1500/3000
5AM250M4/2	63,0/80,0	1500/3000
5AM250S8/4	33,0/47,0	750/1500
5AM250M8/4	37,0/55,0	750/1500
5AM250S8/6	30,0/37,0	750/1000
5AM250M8/6	45,0/55,0	750/1000
5AM250S12/6	16,0/30,0	500/1000
5AM250M12/6	18,5/36,0	500/1000
5AM250S8/6/4	22,0/22,0/33,0	750/1000/1500
АИР250М8/6/4	24,0/30,0/38,0	750/1000/1500
АИР250S12/8/6/4	9,0/17,0/18,5/26,5	500/.../1500
АИР250М12/8/6/4	12,0/21,0/24,0/30,0	500/.../1500
5AM280S4/2	75,0/90,0	1500/3000
5AM280M8/4	50,0/75,0	750/1500

ПРИЛОЖЕНИЕ Д

Основные технические данные электродвигателей постоянного тока серии 2П

Таблица Д.1

Тип электродвигателя	Номинальная мощность, кВт	Номинальная частота вращения, об/мин, при номинальном напряжении, В				Максимальная частота вращения ослаблением поля, об/мин, при номинальном напряжении, В				КПД, %
		110	220	340	440	110	220	340	440	
2ПН90МУ4	0,17	750	750	750	-	3000	1500	900	-	48,5
2ПН90МГУ4	0,25	1060	1120	1000	-	4000	2000	1200	-	56,0
	0,37	1500	1500	1500	-	4000	4300	1800	-	64,5
	0,71	2360	2360	2240	-	4000	4000	2700	-	70,0
2ПН90ЛУ4	1,0	3000	3000	3150	-	4000	4000	3600	-	72,0
	0,2	750	800	750	-	3000	1500	900	-	54,0
2ПН90ЛЕ4	0,34	1060	1000	1000	-	4000	2000	1200	-	60,0
	0,55	1500	1500	1500	-	4000	4300	1800	-	67,5
	0,9	2200	2120	2360	-	4000	4000	2700	-	73,0
	1,3	3150	3150	3000	-	4000	4000	3600	-	78,0
2ПБ90МУ4	0,13	800	750	750	-	3000	1500	900	-	47,5
2ПБ90МГУ4	0,18	1000	1000	1120	-	4000	2000	1200	-	33,5
	0,28	1600	1500	1600	-	4000	3000	1800	-	63,5
	0,4	2360	2200	2240	-	4000	4000	2700	-	68,5
	0,55	3000	3000	3150	-	4000	4000	3600	-	71,0
2ПБ90ЛУ4	0,18	750	750	750	-	3000	1500	900	-	53,0
2ПБ90ЛГУ4	0,25	1000	1120	1060	-	4000	2000	1200	-	61,5
	0,37	1500	1500	1600	-	4000	3000	1800	-	67,5
	0,53	2200	2240	2200	-	4000	4000	2700	-	73,0
	0,75	3000	3150	3150	-	4000	4000	3600	-	77,0
2ПН100МУ4	0,37	750	750	750	-	3000	1500	900	-	59,5
2ПН100МГУ4	0,5	1000	1000	1060	-	4000	2000	1200	-	66,0
	0,75	1500	1500	1600	-	4000	4300	1800	-	71,5
	1,2	2120	2200	2200	-	4000	4000	2700	-	76,5
	2,0	3000	3000	3000	-	4000	4000	3600	-	79,0
2ПН100ЛУ4	0,42	750	750	750	-	3000	1500	900	-	60,0
2ПН100ЛГУ4	0,63	1000	1060	1000	-	4000	2000	1200	-	67,0
	1,1	1500	1500	1600	-	4000	4300	1800	-	74,0
	1,7	2200	2200	2240	-	4000	4000	2700	-	78,0
	2,2	3000	3150	3150	-	4000	4000	3600	-	81,0

Продолжение табл. Д

Тип электро- двигателя	Номи- нальная мощ- ность, кВт	Номинальная частота вра- щения, об/мин, при номи- нальном напряжении, В				Максимальная частота вращения ослаблением по- тя, об/мин, при номиналь- ном напряжении, В				КПД, %
		110	220	340	440	110	220	340	440	
2ПБ100МУ4 2ПБ100МГУ4	0,26	750	800	750	-	3000	1500	900	-	59,0
	0,37	1000	1000	1000	-	4000	2000	1200	-	65,5
2ПН112МУ4 2ПН112МГУ4	0,6	1500	1600	1500	-	4000	3000	1800	-	72,0
	0,85	2300	2360	2240	-	4000	4000	2700	-	77,0
2ПН112МУ4 2ПН112МГУ4	1,2	3150	3150	3150	-	4000	4000	3600	-	80,0
	0,6	800	800	750	750	3000	2500	2000	1850	59,0
2ПН112МУ4 2ПН112МГУ4	0,85	1060	950	1000	1060	4000	3500	2500	2500	64,5
	1,5	1500	1500	1500	1600	4000	4000	3750	3750	71,5
2ПН112ЛУ4 2ПН112ЛГУ4	2,5	2120	2200	2200	2360	4000	4000	4000	4000	76,5
	3,6	3150	3000	3000	3000	4000	4000	4000	4000	79,0
2ПН112МУ4 2ПН112МГУ4	0,8	750	750	750	750	3000	2500	2000	1850	63,0
	1,25	1060	1000	1060	1000	4000	3500	2500	2500	68,5
2ПБ112МУ4 2ПБ112МГУ4	2,2	1500	1500	1500	1600	4000	4000	3750	3750	75,5
	3,4	2240	2240	2200	2240	4000	4000	4000	4000	79,0
2ПБ112МУ4 2ПБ112МГУ4	5,3	3350	3000	3150	3000	4000	4000	4000	4000	81,5
	0,34	800	750	800	800	3000	2500	2000	1850	60,5
2ПБ112МУ4 2ПБ112МГУ4	0,45	1060	1060	1000	1120	4000	3500	2500	2500	66,0
	0,75	1500	1500	1500	1500	4000	4000	3750	3750	71,0
2ПБ112ЛУ4 2ПБ112ЛГУ4	1,1	2200	2200	2200	2120	4000	4000	4000	4000	75,0
	1,4	3000	3000	3000	3150	4000	4000	4000	4000	78,5
2ПН132МУ4 2ПН132МГУ4	0,5	800	800	800	800	3000	2500	2000	1850	65,0
	0,63	1000	1060	1000	1120	4000	3500	2500	2500	69,5
2ПН132МУ4 2ПН132МГУ4	1,0	1600	1500	1500	1500	4000	4000	3750	3750	75,0
	1,5	2240	2240	2360	2240	4000	4000	4000	4000	80,0
2ПН132МУ4 2ПН132МГУ4	2,0	3000	3150	3000	3150	4000	4000	4000	4000	81,5
	1,6	750	750	750	750	3000	2500	2000	1850	68,5
2ПН132МУ4 2ПН132МГУ4	2,5	1000	1000	1000	1000	4000	3000	2500	2500	73,0
	4,0	1500	1500	1500	1500	4000	4000	3750	3750	79,0
2ПН132ЛУ4 2ПН132ЛГУ4	7,0	2200	2240	2240	2240	4000	4000	4000	4000	83,0
	10,5	-	3000	3000	3000	-	4000	4000	4000	84,5
2ПН132ЛУ4 2ПН132ЛГУ4	1,9	750	750	750	750	3000	2500	2000	1850	71,0
	3,0	950	1000	1000	1000	4000	3000	2500	2500	75,5
2ПН132ЛУ4 2ПН132ЛГУ4	5,5	1500	1500	1500	1600	4000	4000	3750	3750	80,5

Продолжение табл. Д.1

Тип электродвигате- ля	Номи- нальная мощ- ность, кВт	Номинальная частота вращения, об/мин, при номинальном напряжении, В				Максимальная частота вращения ослаблением поля, об/мин, при номи- нальном напряжении, В				КПД, %
		110	220	340	440	110	220	340	440	
2ПН132LY4	8,5	-	2200	2200	2240	-	4000	4000	4000	84,0
2ПН132ЛГУ4	14,0	-	3150	3000	3150	-	4000	4000	4000	86,0
2ПБ132МУ4	1,1	750	800	800	800	3000	2500	2000	1850	66,5
2ПБ132МГУ4	1,6	1060	1000	1000	1060	4000	3000	2500	2500	70,5
	2,4	1600	1600	1600	1600	4000	4000	3750	3750	77,0
	3,7	2200	2360	2360	2120	4000	4000	4000	4000	81,0
	4,5	3150	3150	3150	3150	4000	4000	4000	4000	81,5
2ПБ132LY4	1,3	800	800	800	800	3000	2500	2000	1850	73,0
2ПБ132ЛГУ4	1,9	1060	1060	1060	1120	4000	3000	2500	2500	76,5
	3,2	1600	1600	1500	1600	4000	4000	3750	3750	82,0
	4,5	2360	2200	2360	2360	4000	4000	4000	4000	85,0
	5,3	-	3000	3150	3150	-	4000	4000	4000	85,5
2ПО132МУ4	1,3	800	800	750	800	3000	2500	2000	1850	65,5
2ПО132МГУ4	1,8	1000	1000	1060	1000	4000	3000	2500	2500	70,0
	2,8	1500	1500	1500	1500	4000	4000	3750	3750	76,5
	4,5	2200	2240	2360	2240	4000	4000	4000	4000	81,0
	5,5	-	3000	3000	3000	-	4000	4000	4000	83,0
2ПО132LY4	1,6	800	750	750	750	3000	2500	2000	1850	71,0
2ПО132ЛГУ4	2,2	1000	1000	1060	1000	4000	3000	2500	2500	75,5
	3,4	1500	1600	1500	1500	4000	4000	3750	3750	80,5
	5,3	2200	2200	2360	2240	4000	4000	4000	4000	83,5
	6,7	3000	3000	3150	3000	4000	4000	4000	4000	86,0
2ПФ132МУ4	2,0	750	750	800	800	3750	2500	2000	1850	68,0
2ПФ132МГУ4	3,0	1060	1060	1060	1060	4000	3000	2500	2500	73,5
	4,0	1500	1500	1500	1500	4200	4200	3750	3750	80,0
	6,0	2200	2360	2360	2360	4000	4000	4000	4000	83,0
	7,5	-	3000	3000	3000	-	4000	4000	4000	85,0
2ПФ132LY4	2,8	750	750	750	750	3750	2500	2000	1850	87,0
2ПФ132ЛГУ4	4,2	950	1000	1000	1000	4000	3000	2500	2500	78,0
	5,5	1500	1600	1600	1000	4200	1200	3750	3750	80,5
	7,5	2200	2120	2120	2200	4000	4000	4000	4000	83,5
	11,0	-	3000	3000	3150	-	4000	4000	4000	86,0
2ПН160МУ4	3,0	750	750	750	750	3000	2500	2000	1850	76,0
2ПН160МГУ4	4,5	950	1000	1000	950	4000	3000	2500	2500	79,5
	7,5	1600	1500	1500	1500	4000	4000	3750	3750	83,5
	13,0	-	2120	2200	2360	-	4000	4000	4000	86,5
	18,0	-	3150	3150	3150	-	4000	4000	4000	87,5

Продолжение табл. Д.1

Тип электро- двигателя	Номи- нальная мощ- ность, кВт	Номинальная частота вра- щения, об/мин, при номи- нальном напряжении, В				Максимальная частота вращения ослаблением поля, об/мин, при номи- нальном напряжении, В				КТД %
		110	220	340	440	110	220	340	440	
2ПН160ЛУ4 2ПН160ЛГУ4	4,0 6,3 11,0 16,0 24,0	750 1000 - - -	800 1000 1500 2360 3150	750 1000 1500 2360 3000	750 1060 1600 2360 3150	3000 4000 - - -	2500 3000 4000 4000 4000	2000 2500 3750 4000 4000	1850 2500 3750 4000 4000	78,5 81,5 85,5 87,0 88,0
2ПБ160МУ4 2ПБ160МГУ4	2,1 2,5 4,2 6,0 7,1	800 1000 1500 2120 -	750 1000 1500 2120 3000	800 1060 1500 2240 3150	800 1120 1600 2200 3000	3000 4000 4000 4000 -	2500 3000 4000 4000 4000	2000 2500 3750 4000 4000	1850 2500 3750 4000 4000	77,0 80,5 84,5 86,5 86,5
2ПБ160ЛУ4 2ПБ160ЛГУ4	2,5 3,2 5,3 7,5 8,1	750 1060 1600 2200 -	800 1060 1500 2240 3350	800 1000 1500 2360 3000	800 1060 1500 2240 3000	3000 4000 4000 4000 -	2500 3000 4000 4000 4000	2000 2500 3750 4000 4000	1850 2500 3750 4000 4000	79,0 82,5 86,0 88,0 88,0
2ПО160МУ4 2ПО160МГУ4	2,5 3,2 6,0 8,0 9,5	750 1120 1600 2240 3000	750 1000 1600 2240 3000	800 1000 1500 2360 3150	800 1120 1500 2200 3000	3000 4000 4000 4000 4000	2500 3000 4000 4000 4000	2000 2500 3750 4000 4000	1850 2500 3750 4000 4000	76,5 80,5 84,5 86,5 87,5
2ПО160ЛУ4 2ПО160ЛГУ4	3,2 4,0 7,1 10,0 12,0	750 950 1500 2200 -	750 1000 1500 2360 3000	800 1000 1500 2240 3150	750 1000 1500 2120 3000	3000 4000 4000 4000 -	2500 3000 4000 4000 4000	2000 2500 3750 4000 4000	1850 2500 3750 4000 4000	78,5 82,0 85,5 88,5 89,0
2ПФ160МУ4 2ПФ160МГУ4	4,2 6,0 7,5 13,0 16,0	800 1000 1500 - -	750 1000 1500 2240 3150	750 1060 1600 2120 3350	750 1000 1600 2240 3150	3750 4000 4200 - -	2500 3000 4200 4000 4000	2000 2500 3750 4000 4000	1850 2500 3750 4000 4000	73,0 79,0 83,0 87,0 88,0
2ПФ160ЛУ4 2ПФ160ЛГУ4	5,6 8,0 11,0	750 1120 1500	800 1000 1500	800 1060 1600	800 1060 1500	3750 4000 4200	2500 3000 4200	2000 2500 3750	1850 2500 3750	76,0 80,5 84,5

Продолжение табл. Д.1

Тип электродви- гателя	Номи- нальная мощ- ность, кВт	Номинальная частота вра- щения, об/мин, при номи- нальном напряжении, В				Максимальная частота вращения ослабленным полз, об/мин, при номи- нальном напряжении, В				КПД, %
		110	220	340	440	110	220	340	440	
2ПФ160Л.У4	16,0	-	2360	2360	2360	-	4000	4000	4000	88,0
2ПФ160Л.У4	18,5	-	3150	3000	3150	-	4000	4000	4000	88,0
2ПН180М.У4	5,6	750	750	750	750	3000	2500	2000	1850	79,0
2ПН180М.У4	8,0	1000	1060	1000	1000	3500	3000	2500	2500	82,5
	15,0	1500	1500	1600	1500	3500	4000	3500	3500	86,0
	26,0	-	2240	2360	2240	-	3500	3500	3500	88,5
	37,0	-	3000	3000	3150	-	3500	3500	3500	89,0
2ПН180Л.У4	7,1	750	750	750	750	3000	2500	2000	1850	80,0
2ПН180Л.У4	10,0	1000	1000	1000	1000	3500	3000	2500	2500	82,5
	18,5	-	1500	1500	1600	-	3500	3500	3500	87,0
	30,0	-	-	2360	2200	-	-	3500	3500	89,0
	42,0	-	-	3000	3000	-	-	3500	3500	90,0
2ПБ180М.У4	3,4	800	800	800	800	3000	2500	2000	1850	81,0
2ПБ180М.У4	4,5	1000	1000	1120	950	3500	3000	2500	2500	83,5
	7,1	1500	1500	1500	1500	3500	3500	3500	3500	86,0
	9,5	2120	2200	2240	2200	3500	3500	3500	3500	88,0
	12,0	-	3350	3000	3000	-	3500	3500	3500	88,5
2ПБ180Л.У4	4,2	750	750	750	750	3000	2500	2000	1850	81,5
2ПБ180Л.У4	5,6	1000	1000	1000	1000	3500	3000	2500	2500	84,0
	8,5	1600	1600	1500	1500	3500	3500	3500	3500	87,5
	11,0	-	2200	2120	2200	-	3500	3500	3500	89,5
2ПФ180М.У4	4,5	750	750	750	750	3000	2500	2000	1830	80,0
2ПФ180М.У4	6,3	1000	1000	1120	1060	3500	3000	2500	2500	83,5
2ПФ180М.У4	10,0	1500	1500	1500	1500	3500	3500	3500	3500	83,5
	14,0	-	2120	2120	2120	-	3500	3500	3500	88,5
	17,0	-	3000	3000	3000	-	3500	3500	3500	89,5
2ПФ180Л.У4	5,2	800	800	800	800	3000	2500	2000	1850	81,5
2ПФ180Л.У4	7,5	1000	1000	1060	1120	3500	3000	2500	2500	84,0
	16,0	-	2120	2200	2120	-	3500	3500	3500	89,0
	20,0	-	3000	3000	3150	-	3500	3500	3500	90,0
2ПФ180М.У4	9,0	800	750	750	750	3300	2500	2000	1850	77,0
2ПФ180М.У4	12,0	1060	1060	1000	1000	3500	3300	2500	2500	81,5
	15,0	1500	1500	1600	1500	3500	3500	3500	3500	85,5
	26,0	-	3150	3000	3150	-	3500	3500	3500	89,5

Продолжение табл. Д.1

Тип электро- двигателя	Номи- нальная мощ- ность кВт	Номинальная частота вра- щения, об/мин, при номи- нальном напряжении, В				Максимальная частота вра- щения ослаблением поля, об/мин, при номинальном напряжении, В				КПД, %
		110	220	340	440	110	220	340	440	
2ПФ180ЛУ4 2ПФ180ЛГУ4	10,0	750	750	800	750	3300	2500	2000	1850	79,0
	14,0	-	1000	1000	1000	-	3300	2500	2500	82,5
2ПН200МУ4 2ПН200МГУ4	18,5	-	1500	1500	1500	-	3500	3500	3500	87,5
	25,0	-	2120	2360	2200	-	3500	3500	3500	89,0
	32,0	-	-	3000	3150	-	-	3500	3500	90,0
	8,5	800	800	750	800	3000	2500	2000	1850	81,5
2ПН200ЛУ4 2ПН200ЛГУ4	13,0	112	1120	1000	1000	3500	3000	2500	2500	84,5
	22,0	0	1500	1500	1500	-	3500	3500	3500	87,5
	36,0	-	2200	2120	2200	-	3500	3500	3500	89,5
	60,0	-	-	3150	3150	-	-	3500	3500	90,0
2ПН200ЛУ4 2ПН200ЛГУ4	11,0	-	800	750	750	3000	2500	2000	1850	83,5
	16,0	800	1000	1120	1000	-	3000	2500	2500	86,5
	30,0	-	1500	1500	1600	-	3500	3500	3500	88,5
	53,0	-	-	2360	2360	-	-	3500	3500	90,5
2ПБ200ЛУ4 2ПБ200ЛГУ4	75,0	-	-	-	3150	-	-	-	3500	91,5
	6,0	-	800	800	800	3000	2500	2000	1850	84,5
	8,0	800	950	1060	1060	-	3000	2500	2500	87,0
	11,0	-	1500	1500	1500	-	3500	3500	3500	89,0
2ПО200МУ4 2ПО200МГУ4	15,0	-	2360	2120	2360	-	3500	3500	3500	90,0
	6,0	-	750	800	750	3000	2500	2000	1850	83,0
	9,0	750	1060	1060	1060	-	3000	2500	2500	86,0
	14,0	-	1500	1600	1500	-	3500	3500	3500	88,0
2ПО200ЛУ4 2ПО200ЛГУ4	20,0	-	2360	2360	2200	-	3500	3500	3500	90,0
	7,1	-	750	750	750	3000	2500	2000	1850	83,5
	11,0	750	1000	1060	1000	-	3000	2500	2500	87,0
	17,0	-	1500	1600	1500	-	3500	3500	3500	89,0
2ПФ200МУ4 2ПФ200МГУ4	24,0	-	2360	2360	2120	-	3500	3500	3500	90,5
	22,0	-	1600	1500	1600	-	3500	3500	3500	87,5
	30,0	-	-	2120	2200	-	-	3500	3500	90,0
	40,0	-	-	3000	3000	-	-	3500	3500	90,5

Окончание табл. Д.1

Тип электро- двигателя	Номи- нальная мощ- ность, кВт	Номинальная частота вращения, об/мин, при номинальном напряже- нии, В				Максимальная частота вра- щения ослаблением поля, об/мин, при номинальном напряжении, В				КПД, %
		110	220	340	440	110	220	340	440	
2ПФ200LY4	15,0	750	750	800	800	3300	2500	2000	1850	83,5
2ПФ200ЛГУ4	20,0	-	1000	1000	1000	-	3300	2500	2500	85,5
	30,0	-	1500	1500	1500	-	3500	3500	3500	88,5
	42,0	-	-	2360	2360	-	-	3500	3500	90,5
	55,0	-	-	-	3150	-	-	-	3500	91,0
2ПН225МУ4	7,5	500	500	-	-	1500	1500	-	-	77,0
2ПН225МГУ4	11,0	-	600	-	-	-	1800	-	-	79,5

ПРИЛОЖЕНИЕ Е

Габаритные и установочные размеры электродвигателей постоянного тока серии 2П

Таблица Е.1

Момент инерции, кг·м ²		0,004		0,005		0,011		0,012	
Маховой момент, кгс·м ²		0,016	0,017	0,020	0,021	0,044	0,045	0,048	0,049
Масса, кг	Рис. Е.1, б, з	27	32	30	35	40	45	43	48
	Рис. Е.1, а, в	24	29	27	32	36	41	39	44
Размеры, мм	h ₃₁	199		215		235			
	b ₃₁	145				153			
	d ₃₀	196				220			
	d ₁₀	10				12			
	h ₅	18				24,5			
	b ₁	5				6			
	d ₁	16				22			
	b ₁₀	140				160			
	l ₁₀	125				140			
	l ₃₁	56				63			
	l ₃₀	369	493	394	518	414	538	434	558
	l ₁	40				50			
	h	90				100			
Тип машины	2ПН90М 2ПБ90М	2ПН90МГ 2ПБ90МГ	2ПН90Л 2ПБ90Л	2ПН90ЛГ 2ПБ90ЛГ	2ПН100М 2ПБ100М	2ПН100МГ 2ПБ100МГ	2ПН100Л 2ПБ100Л	2ПН100ЛГ 2ПБ100ЛГ	

4 отв. Ø d₂₂ = 8 мм; d₂₅ = 110 мм; d₂₀ = 130 мм; d₂₄ = 160 мм.

Продолжение табл. Е.1

Момент инерции, кг·м ²		0,015		0,018		0,038		0,048	
Маховой момент, кгс·м ²		0,06		0,07		0,15		0,19	
Масса, кг	Рис. Е.1, б, з	51	56	60	65	85	100	105	110
	Рис. Е.1, а, в	47	52	56	61	86	91	96	101
Размеры, мм	n	4							
	h ₃₁	273				378			
	d ₃₀	237 218	237 218	237 218	237 218	277 258	277 258	277 258	277 258
	d ₂₂	12				15			
	d ₂₄	200				230			
	d ₂₅	130				180			
	d ₂₀	165				215			
	d ₁₀	12							
	h ₅	27				41			
	b ₁	8				10			
	d ₁	24				38			
	b ₁₀	190				216			
	l ₁₀	159				203			
	l ₃₁	121				162			
	l ₃₀	490	640	530	680	610	760	650	805
	l ₁	50				80			
	h	112				132			
Тип машины	2ПН112М 2ПБ112М	2ПН112МГ 2ПБ112МГ	2ПН112Л 2ПБ112Л	2ПН112ЛГ 2ПБ112ЛГ	2ПН132М 2ПБ132М	2ПН132МГ 2ПБ132МГ	2ПН132Л 2ПБ132Л	2ПН132ЛГ 2ПБ132ЛГ	

Продолжение табл. Е.1

Момент инерции, кг·м ²	0,083		0,100		0,200		0,230		0,250		
	Маховой момент, кгс·м ²		0,33		0,42		0,80		0,90	1,00	
	Рис. Е.1, б, з	Рис. Е.1, а, в	Рис. Е.1, б, з	Рис. Е.1, а, в	Рис. Е.1, б, з	Рис. Е.1, а, в	Рис. Е.1, б, з	Рис. Е.1, а, в	Рис. Е.1, б, з	Рис. Е.1, а, в	
Масса, кг											
Размеры, мм											
Тип машины											
п	4				8						
h _{н1}	435				470						517
d ₃₀	333	333	333	333	333	373	373	373	373	413	
d ₂₂	314	314	314	314	314	354	354	354	354	394	
d ₂₄	15				19						
d ₂₅	300				350						400
d ₂₀	230				250						300
d ₁₀	265				300						350
h ₅	41				15						19
b ₁	10				45						51,5
d ₁	38				12						14
b ₁₀	254				42						48
l ₁₀	254				279						318
l ₃₁	149				279						305
l ₃₀	645	800	695	850	765	925	805	965	785		
l ₁	80				110						
h	160				180						200
2ПН160М 2ПБ160М											
2ПН160МГ 2ПБ160МГ											
2ПН160Л 2ПБ160Л											
2ПН160ЛГ 2ПБ160ЛГ											
2ПН180М 2ПБ180М											
2ПН180МГ 2ПБ180МГ											
2ПН180Л 2ПБ180Л											
2ПН180ЛГ 2ПБ180ЛГ											
2ПН200М 2ПБ200М											

Окончание табл. Е.1

Момент инерции, кг·м ²		0,250	0,300		0,034	0,014	0,083	0,100	0,200	0,230	0,250	0,300										
Маховой момент, кгс·м ²		1,00	1,20		0,15	0,19	0,33	0,42	0,80	0,92	1,00	1,20										
Масса, кг	Рис. Е.1, б, z	293	330	336	109 115	119 125	156 166	174 184	243 253	264 274	317 329	360 372										
	Рис. Е.1, а, в	288	325	331	100 106	110 116	151 161	169 179	235 245	256 266	312 324	355 367										
Размеры, мм	n	8			4				8													
	h ₃₁	517			378		435		470		517											
	d ₃₀	413 394	413 394	413 394	300		365		404		444											
	d ₂₂	19			15				19													
	d ₂₄	400																				
	d ₂₅	300			180		230		250		300											
	d ₂₀	350			215		265		300		350											
	d ₁₀	19			12		15				19											
	h ₅	51,5			41				45		51,5											
	b ₁	14			10				12		14											
	d ₁	48			38				42		48											
	b ₁₀	318			216		254		279		318											
	l ₁₀	305			203		254		279		305											
	l ₃₁	190			162		149		190													
	l ₃₀	940	845	100 0	890 970	940 1020	930 1015	980 1065	1040 1140	1080 1180	1065 1155	1125 1215										
	l ₁	110			80				110													
	h	200			132		160		180		200											
Тип машины	2ПН200МГ	2ПБ200МГ	2ПН200Л	2ПБ200Л	2ПН200ЛГ	2ПБ200ЛГ	2ПО132М	2ПО132МГ	2ПО132Л	2ПО132ЛГ	2ПО160М	2ПО160МГ	2ПО160Л	2ПО160ЛГ	2ПО180М	2ПО180МГ	2ПО180Л	2ПО180ЛГ	2ПО200М	2ПО200МГ	2ПО200Л	2ПО200ЛГ

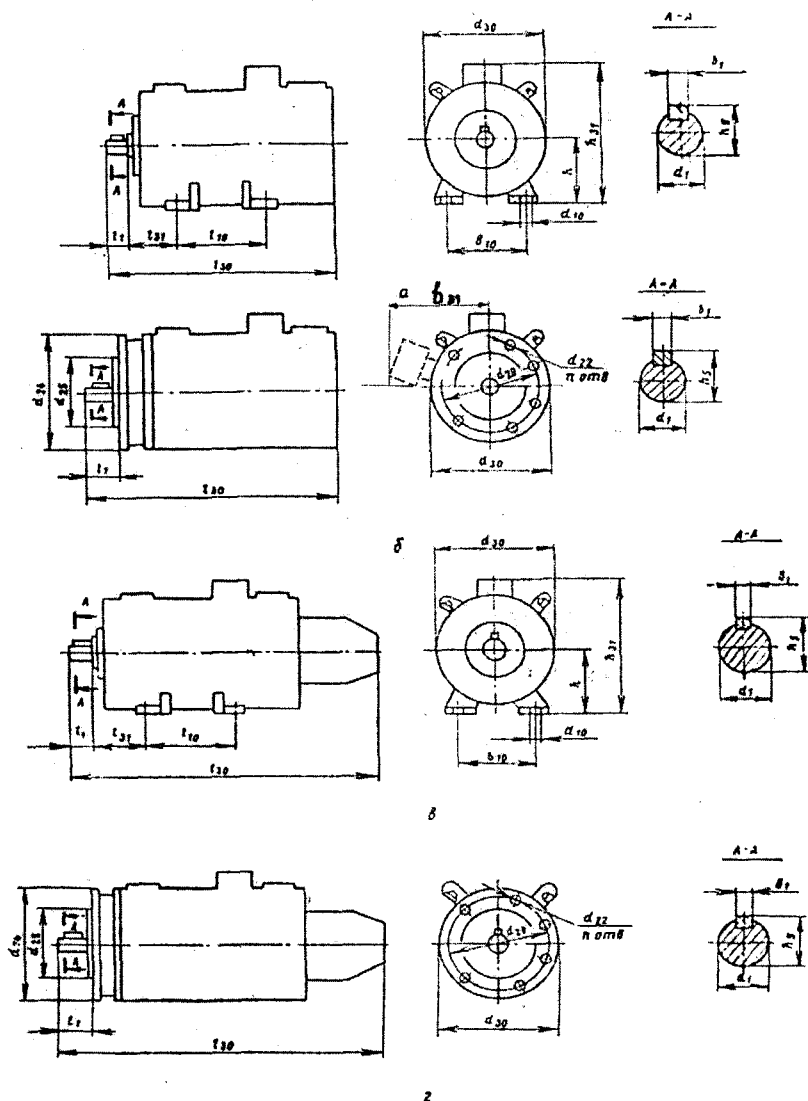


Рис. Е.1. Габаритные и установочные размеры машин типов 2ПН, 2ПБ с высотой оси вращения 112...200 мм:

а – исполнение М101- машины типов 2ПН112...200, 2ПБ112...200;

б – исполнение М361- машины типов 2ПН112...200, 2ПБ112...200;

в – исполнение М101- машины типов 2ПН112Г...200Г, 2ПБ112Г...200Г;

з – исполнение М361- машины типов 2ПН112Г...200Г, 2ПБ112Г...200Г

Продолжение табл. Ж.1

Тип электро- двигателя	Номинальная мощность, кВт		Номинальное напряжение, В	Ток якоря, А		Номиналь- ная частота вращения, мин ⁻¹	Максималь- ная частота вращения, мин ⁻¹
	УХЛ4	04		УХЛ4	04		
4ПО100S1	0,37	0,33	110	5,7	5,1	750	3000
			220	2,7	2,4		1500
	0,55	0,5	110	8,4	7,6	1000	4000
			220	3,9	3,5		2000
	0,75	0,67	110	10,4	9,4	1500	4000
			220	5,1	4,6		
	1,1	1,0	110	14,0	12,6	2200	4000
			220	6,7	6,10		
4ПО112M2	3,0	2,7	110	33,8	30,4	1500	3000
			220	16,6	15,0		
	4,0	3,6	110	45,0	40,0	2200	4000
			220	22,0	20,0		
	5,5	5,0	110	60,0	54,0	3000	4000
			220	30,0	27,0		
4ПБ80А1	0,14	0,126	110	2,8	2,5	1000	2500
			220	1,2	1,0		
	0,18	0,16	110	2,9	2,6	1500	4000
			220	1,3	1,1		
	0,37	0,33	110	5,9	5,3	3000	4000
			220	2,8	2,5		
4ПБ80А2	0,18	0,10	110	2,00	2,0	1000	4000
			220	1,3	1,1		2500
	0,25	0,225	110	3,7	3,3	1500	4000
			220	1,6	1,5		
	0,37	0,33	110	5,0	4,5	2200	4000
			220	2,4	2,2		
	0,55	0,5	110	8,1	7,2	3000	4000
			220	3,8	3,4		
4ПВ80В1	0,25	0,225	110	3,8	3,4	1000	4000
			220	1,8	1,6		
	0,37	0,33	110	5,1	4,6	1500	4000
			220	2,4	2,1		
	0,55	0,5	110	7,3	6,6	2200	4000
			220	3,5	3,2		
	0,75	0,675	110	9,3	8,4	3000	4000
			220	4,5	4,0		

Продолжение табл. Ж.1

Тип электро- двигателя	Номинальная мощность, кВт		Номиналь- ное напря- жение, В	Ток якоря, А		Номиналь- ная частота вращения, мин ⁻¹	Максималь- ная частота вращения, мин ⁻¹
	УХЛ4	04		УХЛ4	04		
4ПБ100S1	0,25	0,225	110	4,2	3,8	750	3000
			220	1,9	1,7		2000
	0,4	0,36	110	6,1	5,5	1000	4000
			220	2,8	2,5		2500
	0,55	0,5	110	7,7	6,9	1500	1000
			220	3,6	3,2		4000
	0,75	0,575	110	9,6	8,6	2200	4000
			220	4,6	4,1		
4ПБ100S2	1,1	1,0	110	13,9	12,5	3000	4000
			220	6,7	6,0		
	0,37	0,33	110	5,4	4,9	750	3000
			220	2,6	2,3		2000
	0,5	0,45	110	7,0	6,3	1000	4000
			220	3,3	3,0		2500
	0,75	0,675	110	9,3	8,4	1500	4000
			220	4,5	4,0		4000
4ПБ100L1	1,1	1,0	110	13,3	12,0	2200	4000
			220	6,5	5,8		
	1,5	1,35	110	17,8	16,0	3000	4000
			220	8,7	7,8		
	0,4	0,405	110	6,0	5,4	750	3000
			220	3,1	2,8		2000
	0,6	0,54	110	8,0	7,2	1000	4000
			220	3,8	3,4		2500
4ПБ100L1	0,9	0,81	110	10,6	9,5	1500	4000
			220	5,2	4,7		
	1,3	1,17	110	15,3	13,8	2200	4000
			220	7,4	6,7		
	1,8	1,62	110	20,7	18,0	3000	4000
			220	10,0	9,0		
4ПБ112M1	0,5	0,5	110	8,0	7,2	750	2500
			220	3,9	3,8		2000
	0,75	0,675	110	10,5	9,3	1000	3000
			220	5,0	4,3		2500
	1,1	1,0	110	14,0	12,6	1500	4000
			220	6,7	6,0		
	1,5	1,35	110	18,3	16,3	2200	4000
			220	9,1	8,2		
4ПБ112M1	2,2	2,0	110	25,6	23,0	3000	4000
			220	12,5	11,3		

Окончание табл. Ж.1

Тип электро- двигателя	Номинальная мощность, кВт		Номи- нальное напряже- ние, В	Ток якоря, А		Номи- нальная частота вращения, мин ⁻¹	Максималь- ная частота вращения, мин ⁻¹
	УХЛ4	04		УХЛ4	04		
4ПБ112М2	1,0	0,9	110	13,0	11,7	1000	2500
			220	6,4	5,6		
	1,5	1,35	110	17,6	15,8	1500	4000
			220	8,8	7,9		
	2,2	2,0	110	25,3	22,8	2200	4000
			220				

ПРИЛОЖЕНИЕ И

Габаритные и установочные размеры электродвигателей постоянного тока серии 4П исполнений 4ПО и 4ПБ

Таблица И.1

Тип двигателя	Размеры, мм													Масса, кг	
	l_1	l_{10}	l_{30}	l_{31}	b_1	b_{10}	h	h_1	h_5	h_{31}	d_1	d_{10}	d_{30}	l_1	l_{11}
			не более							не более					
4П80S 4П80M 4П80L	$80 \pm 0,5$	100	385 385 445	$50 \pm 1,5$	$6 D9$ $h9$	125	$50_{-0,5}$	6H9	$24,5_{-0,013}$	214	221,6	10H12	176 ± 3	$3,5^{+0,2}_{-0,2}$	16 18 20
4П100S 4П100M 4П100L	$50 \pm 0,5$	112 112 140	497 497 527	63 ± 2	$8 D9$ $h9$	160	$100_{-0,5}$	7H11	$31_{-0,029}$	256	241,6	12H12	225 ± 3	$4^{+0,2}_{-0,2}$	36 38 40
4П112M 4П112L	$60 \pm 0,5$	140	530 530	70 ± 2	$8 D9$ $h9$	190	$112_{-0,5}$	7H11	$31_{-0,029}$	296	281,6	12H12	250 ± 3	$4^{+0,2}_{-0,2}$	58 60

Окончание табл. И.1

Тип двигателя	Размеры, мм															Масса, кг
	l_1	l_{10}	l_{30}	l_{31}	b_1	b_{10}	h	h_1	h_3	h_{31}	d_1	d_{10}	d_{30}	d_{31}	d_{32}	
			не более						не более							
4П80S 4П80М 4П80L	50±0,5	100	385 385 445	50±1,5	6D9 h9	125	80 _{0,5}	6h9	24,5 _{0,013}	214	22j ₆	10H12	176±3		M8-7H	16 18 20
4П100S 4П100М 4П100L	50±0,5	112 112 140	497 497 527	63±2	8D9 h9	160	60 _{0,5}	7h11	31 _{0,29}	256	24j ₆	12H12	225±3		M10-7H	36 38 40
4П112M 4П112L	50±0,5	140	530 730	70±2	8D9 h9	190	20 _{0,5}	7h11	31 _{0,29}	296	28j ₆	12H12	250±3		I5	58 60

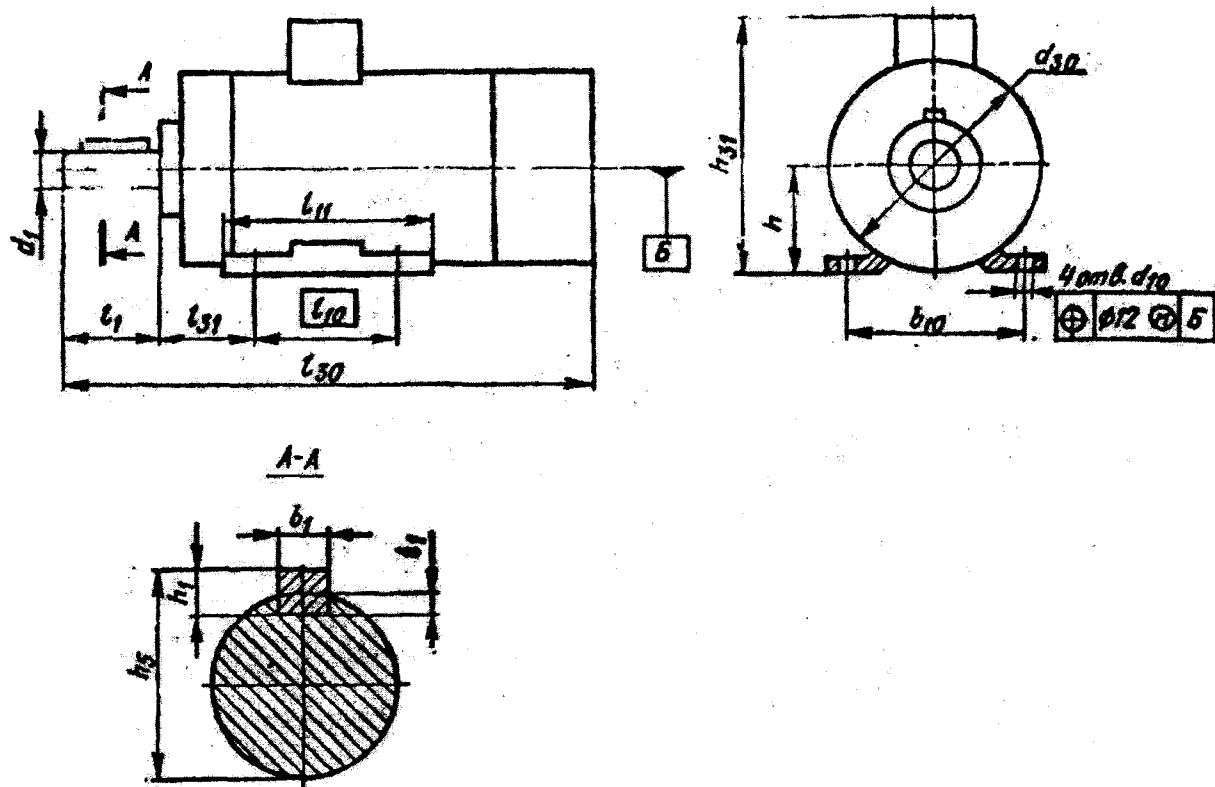


Рис. И.1. Габаритные, установочные и присоединительные размеры двигателей 4П80 ÷ 112 исполнения IM1081

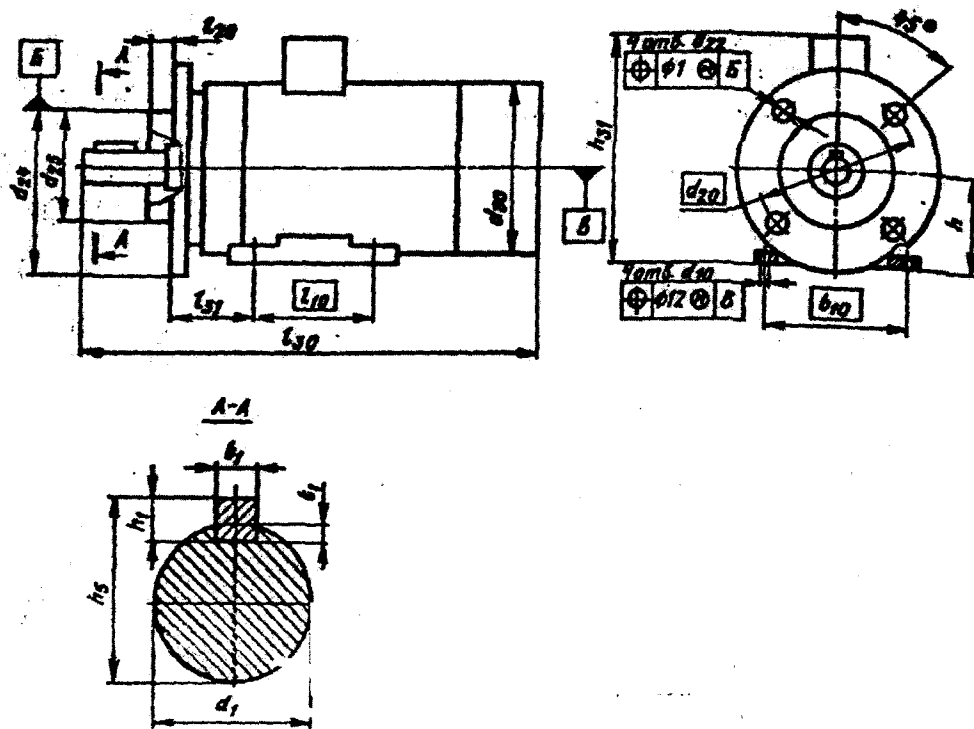


Рис. И.2. Габаритные, установочные и присоединительные размеры двигателей 4П80 ÷ 112 исполнений IM2181, IM3081

ПРИЛОЖЕНИЕ К

Предпочтительные числа и ряды предпочтительных чисел в станкостроении. Нормаль Н 11-1

Таблица К.1

$\phi=1,06$	1,12	1,26	1,41	1,58	1,78	2,0	$\phi=1,06$	1,12	1,26	1,41	1,58	1,78	2,0
1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	10,0	10,0	10,0		10,0	10,0	
1,06							10,6						
1,12	1,12						11,2	11,2		11,2			
1,18							11,8						
1,25	1,25	1,25					12,5	12,5					
1,32							13,2						
1,40	1,40		1,40				14,0	14,0					
1,50							15,0						
1,60	1,60	1,60		1,60			16,0	16,0	16,0	16,0	16,0		16,0
1,70							17,0						
1,80	1,80				1,80		18,0	18,0				18,0	
1,90							19,0						
2,00	2,00	2,00	2,00			2,00	20,0	20,0	20,0				
2,12							21,2						
2,24	2,24						22,4	22,4		22,4			
2,36							23,6						
2,50	2,50	2,50		2,50			25,0	25,0	25,0		25,0		
2,65							26,5						
2,80	2,80		2,80				28,0	28,0					
3,00							30,0						
3,15	3,15	3,15			3,15		31,5	31,5	31,5	31,5		31,5	31,5
3,35							33,5						
3,55	3,55						35,5	35,5					
3,75							37,5						
4,00	4,00	4,00	4,00	4,00		4,00	40,0	40,0	40,0		40,0		
4,25							42,5						
4,50	4,50						45,0	45,0		45,0			
4,75							47,5						
5,00	5,00	5,00					50,0	50,0	50,0				
5,30							53,0						
5,60	5,60		5,60		5,60		56,0	56,0				56,0	63,0
6,00							60,0						
6,30	6,30	6,30		6,30			63,0	63,0	63,0	63,0	63,0		
6,70							67,0						
7,10	7,10						71,0	71,0					
7,50							75,0						
8,00	8,00	8,00	8,00			8,00	80,0	80,0	80,0				
8,50							85,0						
9,00	9,00						90,0	90,0		90,0			
9,50							95,0						

Окончание табл. К.1

$\phi=1,06$	1,12	1,26	1,41	1,58	1,78	2,0
100	100	100		100	100	
106						
112	112					
118						
125	125	125	125			125
132						
140	140					
150						
160	160	160		160		
170						
180	180		180		180	
190						
200	200	200				
212						
224	224					
236						
250	250	250	250	250		250
265						
280	280					
300						
315	315	315			315	
335						
355	355		355			
375						
400	400	400		400		
425						
450	450					
475						
500	500	500	500			500
530						
560	560				560	
600						
630	630	630		630		
670						
710	710		710			
750						
800	800	800				
850						
900	900					
950						
1000	1000	1000	1000	1000	1000	1000

Предпочтительные числа более 1000 и менее единицы могут быть получены умножением (или делением) табличных данных на 1000.

ПРИЛОЖЕНИЕ Л **Число зубьев колес групповых передач**

Таблица Л.1

Передаточное число	Сумма зубьев зубчатых колес групповых передач						
	40	41	42	43	44	45	46
1,00	20:20;0		21:21;0		22:22;0		23:23;0
1,06		20:21;+0,9		21:22;+1,1		22:23;+1,3	
1,12	19:21;+1,5				20:24;-1,0		
1,19							21:25;-0,2
1,26		18:23;-1,5		19:24;-0,3		20:25;+0,7	
1,33	17:23;-1,4		18:24;0		19:25;+1,3		19:27;-0,6
1,41		17:24;+0,1				18:27;-0,3	
1,50	16:24;-0,3						
1,58		16:25;+1,4	15:27;-0,2	17:26;-0,2	17:27;-0,2		
1,68	15:25;+0,7			16:27;-0,5			
1,78							
1,88	14:26;+1,4			15:28;+0,9			16:30;+0,5
2,00			14:28;-0,2			15:30;-0,2	
2,11					14:30;-1,4		
2,24			13:29;+0,4			14:31;+1,1	
2,37					13:31;-0,6		
2,51			12:30;+0,5				13:33;-1,0
2,66	11:29;+0,9				12:32;-0,2		12:34;-0,5
2,82			11:31;0				
2,99	10:30;-0,5				11:33;-0,5		
3,16			10:32;-1,2				11:35;-0,6
3,35				10:33;+1,5	10:34;-1,5		
3,55		9:32;-0,2				10:35;+1,4	10:36;-1,4
3,76				9:34;-0,5			
3,98	8:32;-0,5					9:36;-0,5	

Продолжение табл. Л.1

Передаточное число	Сумма зубьев зубчатых колес групповых передач						
	47	48	49	50	51	52	53
1,00		24:24;0		25:25;0		26:26;0	
1,06	23:24;+1,5						
1,12	22:25;-1,3		23:26;-0,7		24:27;-0,3		25:27;+0,2
1,19		22:26;+0,5		23:27;+1,2			
1,26				22:28;-1,1		23:29;-0,2	
1,33	20:27;-1,2		21:28;0		22:29;+1,2		
1,41		20:28;+0,9			21:30;-1,1		22:31;+0,2
1,50	19:28;+1,5			20:30;-0,3		21:31;+1,4	
1,58			19:30;+0,4		19:32;-0,3	20:32;-0,9	
1,68		18:30;+0,7					
1,78	17:30;+0,8			18:32;0			19:34;-0,6
1,88			17:32;+0,1			18:34;-0,3	
2,00	15:32;-0,9	16:32;-0,2			17:34;-0,2		
2,11				16:34;-0,5			17:36;-0,2
2,24	14:33;+0,6		15:34;-1,2		16:35;-0,5	16:36;-0,5	
2,37					15:36;-1,2		
2,51			14:35;+0,5				15:38;-0,8
2,66		13:35;-1,2			14:37;+0,7		
2,82				13:37;-1,0			14:39;+1,2
2,99		12:36;-0,5				13:39;-0,5	
3,16				12:38;-0,1			
3,35		11:37;-0,4				12:40;+0,5	
3,55				11:39;+0,1			
3,76		10:38;-1,1				11:41;+0,8	11:42;-1,5
3,98				10:40;-0,5			

Передаточное число	Сумма зубьев зубчатых колес групповых передач						
	54	55	56	57	58	59	60
1,00	27:27;0		28:28;0		29:29;0		30:30;0
1,06			27:29;-1,4		28:30;-1,1		29:31;-0,9
1,12		26:29;+0,6		27:30;+1,0		28:31;+1,3	
1,19		25:30;-1,0		26:31;-0,3		27:32;+0,3	
1,26	24:30;+0,7		25:31;+1,5			26:33;-0,8	
1,33	23:31;-1,1		24:32;0		25:33;+1,0		
1,41		23:32;+1,5			24:34;-0,3		25:35;+0,9
1,50		22:33;-0,3		23:34;+1,2			24:36;-0,3
1,58	21:33;+0,9			22:35;-0,4		23:36;+1,3	23:37;-1,5
1,68	20:34;-1,2		21:35;+0,7			22:37;-0,2	
1,78			20:36;-1,2		21:37;+0,9		
1,88		19:36;-0,6			20:38;-0,9		21:39;+1,4
2,00	18:36;-0,2			19:38;-0,2			20:40;-0,2
2,11			18:38;+0,1			19:40;+0,4	
2,24		17:38;+0,2			18:40;+0,7		
2,37	16:38;-0,2			17:40;+0,8			
2,51			16:40;+0,5				17:43;-0,7
2,66		15:40;-0,2			16:42;+1,4	16:43;-1,0	
2,82	14:40;-1,4			15:42;+0,7			
2,99			14:42;-0,5				15:45;-0,5
3,16	13:41;+0,2				14:44;+0,6		
3,35			13:43;+1,3	13:44;-1,0			
3,55	12:42;+1,4	12:43;-1,0		12:45;+0,2		13:46;+0,3	
3,76							
3,98	11:43;+1,8	11:44;-0,5				12:47;+1,6	12:48;-0,5

Продолжение табл. Л.1

Передаточное число	Сумма зубьев зубчатых колес групповых передач						
	61	62	63	64	65	66	67
1,00		31:31;0		32:32;0		33:33;0	
1,06		30:32;-0,7		31:33;-0,5		32:34;-0,3	
1,12		29:33;-1,4		30:34;-1,0		31:35;-0,6	
1,19	28:33;+0,8		29:34;+1,4	29:35;-1,5		30:36;-1,0	
1,26	27:34;0		28:35;+0,7		29:36;+1,4	29:37;-1,3	
1,33	26:35;-0,9		27:36;0		28:37;+0,9		
1,41			26:37;-0,7		27:38;+0,4		28:39;+1,4
1,50		25:37;+1,1			26:39;-0,3		27:40;+1,0
1,58		24:38;+0,1			25:40;-0,9		26:41;+0,5
1,68		23:39;-1,0		24:40;+0,7			25:42;-0,1
1,78	22:39;+0,3			23:41;-0,2			24:43;-0,7
1,88	21:40;-1,1		22:41;+1,1	22:42;-1,3		23:43;+0,8	23:44;-1,5
2,00			21:42;-0,2			22:44;-0,2	
2,11		20:42;+0,6			21:44;+0,9	21:45;-0,4	
2,24	19:42;+1,3	19:43;-1,1			20:45;-0,5		
2,37	18:43;-0,7			19:45;+0,1			20:47;+0,9
2,51			18:45;+0,5			19:47;+1,5	19:48;-0,6
2,66		17:45;+0,5				18:48;-0,2	
2,82	16:45;+0,2				17:48;-0,2		
2,99				16:48;-0,5			17:50;+1,5
3,16		15:47;+0,9	15:48;-1,2			16:50;+1,2	16:51;-0,8
3,35	14:47;-0,2				15:50;+0,5	15:51;-1,5	
3,55			14:49;+1,4	14:50;+0,7			
3,76		13:49;-0,3				14:52;+1,2	14:53;-0,7
3,98				13:51;+1,5	13:52;-0,5		

Передаточное число	Сумма зубьев зубчатых колес групповых передач						
	68	69	70	71	72	73	74
1,00	34:34;0		35:35;0		36:36;0		37:37;0
1,06	33:35;-0,1		34:36;0		35:37;+0,2		36:38;+0,4
1,12	32:36;-0,3		33:37;+0,1		34:38;+0,4		35:39;+0,7
1,19	31:37;-0,4		32:38;+0,1		33:39;+0,6		34:40;+1,0
1,26	30:38;-0,6		31:39;+1,1		32:40;+0,7		33:41;+1,3
1,33	29:39;-0,8		30:40;0		31:41;+0,8		
1,41	28:40;-1,1		29:41;-0,1		30:42;+0,9	30:43;-1,5	
1,50	27:41;-1,5		28:42;-0,3		29:43;+0,9	29:44;-1,4	
1,58			27:43;-0,5		28:44;+0,9	28:45;-1,4	
1,68		26:43;+1,5	26:44;-0,8		27:45;+0,7	27:46;-1,5	
1,78		25:44;+1,0	25:45;-1,2		26:46;+0,5		
1,88		24:45;+0,5			25:47;+0,2		
2,00		23:46;-0,2			24:48;-0,2		
2,11	22:46;+1,1	22:47;-1,1		23:48;+1,3	23:49;-0,8		24:50;+1,4
2,24	21:47;0			22:49;+0,5	22:50;-1,5		23:51;+1,0
2,37	20:48;-1,2			21:50;-0,4			22:52;+0,3
2,51			20:50;+0,5	20:51;-1,5		21:52;+1,4	21:53;-0,5
2,66		19:50;+1,1	19:51;-0,9			20:53;+0,4	20:54;-1,5
2,82	18:50;+1,5	18:51;-0,5			19:53;+1,1	19:54;-0,8	
2,99	17:51;-0,5			18:53;+1,4	18:54;-0,5		
3,16			17:53;+1,4	17:54;-0,4			
3,35		16:53;+1,1	16:54;-0,8				17:57;-0,1
3,55	15:53;+0,4	15:54;-1,4			16:56;+1,4	16:57;-0,4	
3,76				15:56;+0,7	15:57;-1,1		
3,98		14:55;+1,3	14:56;-0,5				15:59;+1,2

Продолжение табл. Л-1

Передачное число	Сумма зубьев зубчатых колес групповых передач						
	75	76	77	78	79	80	81
1,00		38:38;0		39:39;0		40:40;0	
1,06		37:39;+0,5		38:40;+0,6		39:41;+0,8	
1,12		36:40;+1,0	36:41;-1,5	37:41;+1,3	37:42;-1,2	38:42;+1,5	38:43;-0,8
1,19	34:41;-1,4	35:41;+1,5	35:42;-1,0		36:43;-0,5		37:44;-0,1
1,26	33:42;-1,1		34:43;-0,5		35:44;+0,1		36:45;+0,7
1,33	32:43;-0,8		33:44;0		34:45;+0,8	34:46;-1,4	35:46;+1,5
1,41	31:44;-0,5		32:45;+0,4		33:46;+1,3	33:47;-0,8	
1,50	30:45;-0,3		31:46;+0,8	31:47;-1,3		32:48;-0,3	
1,58	29:46;-0,1		30:47;+1,2	30:48;-0,9		31:49;+0,3	
1,68	28:47;0		29:48;+1,4	29:49;-0,6		30:50;+0,7	30:51;-1,2
1,78	27:48;0			28:50;-0,4		29:51;+1,1	29:52;-0,8
1,88	26:49;-0,1			27:51;-0,3		28:52;+1,4	28:53;-0,5
2,00	25:50;-0,2			26:52;-0,2			27:54;-0,2
2,11	24:51;-0,5			25:53;-0,3			26:55;-0,1
2,24	23:52;-1,0		24:53;+1,4	24:54;-0,5			25:56;-0,1
2,37			23:54;+1,0	23:55;-0,8			24:57;-0,2
2,51			22:55;+0,5	22:56;-1,3		23:57;+1,4	23:58;-0,1
2,66			21:56;-0,2			22:58;+0,9	22:59;-0,8
2,82		20:56;+0,7	20:57;-1,1			21:59;+0,3	21:60;-1,4
2,99	19:56;+1,3	19:57;-0,5			20:59;+1,2	20:60;-0,5	
3,16	18:57;-0,1				19:60;-0,1	19:61;-1,5	
3,35				18:60;+0,5	18:61;-1,2		
3,55			17:60;+0,5	17:61;-1,1			18:63;+1,4
3,76		16:60;+0,2	16:61;-1,4			17:63;+1,4	17:64;-0,2
3,98	15:60;-0,5				16:63;+1,1	16:64;-0,5	16:65;-2,0

Передаточное число	Сумма зубьев зубчатых колес групповых передач						
	82	83	84	85	86	87	88
1,00	41:41;0		42:42;0		43:43;0		44:44; 0
1,06	40:42;+0,9	40:43;-1,5	41:43;+1,0	41:44;-1,3	42:44;+1,1	42:45;-1,1	43:45;+1,2
1,12		39:44;-0,5		40:45;-0,3		41:46;0	
1,19		38:45;+0,4		39:46;+0,8	39:47;-1,4	40:47;+1,2	40:48;-1,0
1,26	36:46;-1,5	37:46;+1,3	37:47;-0,9		38:48;-0,3		39:49;+0,2
1,33	35:47;-0,7		36:48;0		37:49;+0,7	37:50;-1,3	38:50;+1,3
1,41	34:48;+0,1		35:49;+0,9	35:50;-1,1		36:51;-0,3	
1,50	33:49;+0,8	33:50;-1,2		34:51;-0,3		35:52;+0,7	35:53;-1,2
1,58	32:50;+1,4	32:51;-0,6		33:52;+0,6	33:53;-1,3		34:54;-0,2
1,68		31:52;+0,1		32:53;+1,4	32:54;-0,5		33:55;+0,7
1,78		30:53;+0,7	30:54;-1,2		31:55;+0,2		
1,88		29:54;+1,2	29:55;-0,7		30:56;+0,9	30:57;-0,9	
2,00			28:56;-0,2		29:57;+1,5	29:58;-0,2	
2,11			27:57;+0,1			28:59;+0,3	28:60;-1,4
2,24			26:58;+0,4	26:59;-1,3		27:60;+0,7	27:61;-0,9
2,37			25:59;+0,5	25:60;-1,2		26:61;+1,1	26:62;-0,6
2,51			24:60;+0,5	24:61;-1,2		25:62;+1,3	25:63;-0,3
2,66			23:61;+0,3	23:62;-1,3		24:63;+1,4	24:64;-0,2
2,82			22:62;0			23:64;+1,3	23:65;-0,3
2,99		21:62;+1,1	21:63;-0,5			22:65;+1,0	22:66;-0,5
3,16		20:63;+0,4	20:64;-1,2			21:66;+0,6	21:67;-0,9
3,35	19:63;+1,0	19:64;-0,6			20:66;+1,5	20:67;0	20:68;-1,5
3,55	18:64;-0,2	18:65;-1,7			19:67;+0,6	19:68;-0,9	
3,76				18:67;+1,0	18:68;-0,5		
3,98			17:67;+1,0	17:68;-0,5	17:69;-1,9		

Продолжение табл. Л.1

Передачное число	Сумма зубьев зубчатых колес групповых передач						
	89	90	91	92	93	94	95
1,00		45:45;0		46:46;0		47:47;0	
1,06	43:46;-1,0	44:46;+1,3	44:47;-0,8	45:47;+1,4	45:48;-0,7	46:48;+1,5	46:49;-0,6
1,12	42:47;+0,3		43:48;+0,5	43:49;-1,5	44:49;+0,8	44:50;-1,3	45:50;+1,0
1,19	41:48;+1,5	41:49;-0,6		42:50;-0,2		43:51;+0,2	
1,26		40:50;+0,7	40:51;-1,3	41:51;+1,2	41:52;-0,7		42:53;-0,2
1,33	38:51;-0,6		39:52;0		40:53;+0,6	40:54;-1,2	41:54;+1,2
1,41	37:52;+0,5	37:53;-1,4	38:53;+1,3	38:54;-0,6		39:55;+0,2	
1,50		36:54;-0,3		37:55;+0,7	37:56;-1,1	38:56;-1,5	38:57;-0,3
1,58		35:55;+0,9	35:56;-0,9		36:57;+0,1		37:58;+1,1
1,68	33:56;-1,1		34:57;+0,1		35:58;+1,3	35:59;-0,4	
1,78	32:57;-0,2		33:58;+1,2	33:59;-0,5		34:60;+0,8	34:61;-0,9
1,88	31:58;+0,7	31:59;-1,0		32:60;+0,5	32:61;-1,2		33:62;+0,3
2,00	30:59;+1,5	30:60;-0,2		31:61;+1,4	31:62;-0,2		32:63;+1,3
2,11		29:61;+0,5	29:62;-1,1		30:63;+0,6	30:64;-0,9	
2,24		28:62;+1,1	28:63;-0,5		29:64;+1,4	29:65;-0,1	
2,37			27:64;0	27:65;-1,5		28:66;+0,6	28:67;-0,9
2,51			26:65;+0,5	26:66;-1,0		27:67;+1,2	27:68;-0,3
2,66			25:66;+0,8	25:67;-0,7			26:69;+0,3
2,82			24:67;+1,0	24:68;-0,5			25:70;+0,7
2,99			23:68;+1,0	23:69;-0,5			24:71;+0,9
3,16			22:69;+0,8	22:70;-0,6			23:72;+1,0
3,35			21:70;+0,5	21:71;-0,9			22:73;+0,9
3,55		20:70;+1,4	20:71;-0,1	20:72;-1,4			21:74;+0,7
3,76		19:71;+0,6	19:72;-0,8				20:75;+0,2
3,98	18:71;+0,9	18:72;-0,5	18:73;-1,8			19:75;+0,9	19:76;-0,5

Передаточное число	Сумма зубьев зубчатых колес групповых передач						
	96	97	98	99	100	101	102
1,00	48:48;0	49:48;+2,0	49:49;0	50:49;+2,0	50:50;0	51:50;+2,0	51:51;0
1,06	47:49;+1,6	47:50;-0,4		48:51;-0,3		49:52;-0,2	
1,12	45:51;-1,0	46:51;+1,2	46:52;-0,7	47:52;+1,4	47:53;-0,5		48:54;-0,3
1,19	44:52;+0,6	44:53;-1,3	45:53;+0,9	45:54;+1,0	46:54;+1,2	46:55;-0,6	
1,26		43:54;+0,2		44:55;+0,7	44:56;-1,1	45:56;+1,2	45:57;-0,6
1,33	41:55;-0,6		42:56;0		43:57;+0,6	43:58;-1,1	44:58;+1,2
1,41	40:56;+0,9	40:57;-0,9		41:58;-0,1		42:59;+0,6	42:60;-1,1
1,50		39:58;+0,6	39:59;-1,1	40:59;+1,4	40:60;-0,3		41:61;+0,6
1,58	37:59;-0,6		38:60;+0,4	38:61;-1,3	39:61;+1,3	39:62;-0,3	
1,68	36:60;+0,7	36:61;-0,9		37:62;+0,2	37:63;-1,4	38:63;+1,3	38:64;-0,3
1,78		35:62;+0,4	35:63;-1,2		36:64;0	36:65;-1,5	37:65;+1,2
1,88	33:63;-1,3		34:64;+0,1	34:65;-1,5	35:65;+1,4	35:66;-0,1	
2,00	32:64;-0,2		33:65;+1,3	33:66;-0,2		34:67;+1,3	34:68;-0,2
2,11	31:65;+0,8	31:66;-0,7		32:67;+0,9	32:68;-0,5		33:69;+1,1
2,24		30:67;0,2	30:68;-1,2		31:69;+0,6	31:70;-0,9	
2,37		29:68;+1,0	29:69;-0,3			30:71;+0,2	30:72;-1,2
2,51			28:70;+0,5	28:71;-0,9		29:72;+1,2	29:73;-0,2
2,66	26:70;-1,2		27:71;+1,2	27:72;-0,2			28:74;+0,7
2,82	25:71;-0,8			26:73;+0,4	26:74;-1,0		27:75;+1,5
2,99	24:72;-0,5			25:74;+0,9	25:75;-0,5		
3,16	23:73;-0,4			24:75;+1,2	24:76;-0,1	24:77;-1,4	
3,35	22:74;-0,4			23:76;+1,4	23:77;+0,1	23:78;-1,2	
3,55	21:75;-0,7			22:77;+1,4	22:78;+0,1	22:79;-1,2	
3,76	20:76;-1,1			21:78;+1,2	21:79;-0,1	21:80;-1,3	
3,98	19:77;-1,8			20:79;+0,8	20:80;-0,5	20:81;-1,7	

Продолжение табл. Л.1

Передаточное число	Сумма зубьев зубчатых колес групповых передач						
	103	104	105	106	107	108	109
1,00	52:51;+1,9	52:52;0	53:52;+1,9	53:53;0	54:53;+1,9	54:54;0	55:54;+1,8
1,06	50:53;-0,1		51:54;0		52:55;+0,1		53:56;+0,3
1,12		49:55;0		50:56;+0,2		51:57;+0,4	51:58;-1,3
1,19	47:56;-0,3		48:57;+0,1		49:58;+0,4	49:59;-1,3	50:59;+0,7
1,26		46:58;-0,2		47:59;+0,3	47:60;-1,4	48:60;+0,7	48:61;-0,9
1,33	44:59;-0,6		45:60;0		46:61;+0,6	46:62;-1,1	47:62;+1,1
1,41	43:60;+1,2	43:61;-0,4		44:62;+0,2	44:63;-1,3	45:63;+0,9	45:64;-0,7
1,50	41:62;-1,1	42:62;+1,4	42:63;-0,3		43:64;+0,5	43:65;-1,0	44:65;+1,3
1,58	40:63;+0,6	40:64;-0,9	41:64;+1,5	41:65;0	41:66;-1,5	42:66;+0,9	42:67;-0,6
1,68		39:65;+0,7	39:66;-0,8		40:67;+0,2	40:68;-1,2	41:68;+1,2
1,78	37:66;-0,3		38:67;+0,9	38:68;-0,6		39:69;+0,5	39:70;-0,9
1,88	36:67;+0,2	36:68;-0,3		37:69;+1,0	37:70;-0,4		38:71;+0,8
2,00		35:69;+1,1	35:70;-0,2		36:71;+1,2	36:72;-0,2	
2,11	33:70;-0,4		34:71;+1,2	34:72;-0,2		35:73;+1,3	35:74;0
2,24	32:71;+0,9	32:72;-0,5		33:73;+1,2	33:74;-0,2	33:75;-1,5	34:75;+1,5
2,37		31:73;+0,7	31:74;-0,7		32:75;+1,2	32:76;-0,2	32:77;-1,5
2,51			30:75;+0,5	30:76;-0,8		31:77;+1,1	31:78;-0,2
2,66	28:75;-0,7		29:76;+1,5	29:77;+0,2	29:78;-1,1		30:79;+1,0
2,82	27:76;+0,1	27:77;-1,2		28:78;+1,2	28:79;-0,1	28:80;-1,4	
2,99	26:77;+0,8	26:78;-0,5			27:80;+0,8	27:81;-0,5	
3,16	25:78;+1,4	25:79;+0,1	25:80;-1,2		26:81;+1,5	26:82;+0,2	26:83;-0,9
3,35		24:80;+0,5	24:81;-0,8			25:83;+0,9	25:84;-0,3
3,55		23:81;+0,7	23:82;0,5	23:83;-1,7		24:84;+1,4	24:85;+0,2
3,76		22:82;+0,8	22:83;-0,4	22:84;-1,5		23:85;+1,6	23:86;+0,5
3,98	21:82;+2,0	21:83;+0,7	21:84;-0,5	21:85;-1,6		22:86;+1,8	22:87;+0,7

Передаточное число	Сумма зубьев зубчатых колес групповых передач						
	110	111	112	113	114	115	116
1,00	55:55;0	56:55;+1,8	56:56;0	57:56;+1,8	57:57;0	58:57;+1,7	58:58;0
1,06	53:57;-1,5	54:57;+0,4	54:58;-1,4	54:59;-1,3	55:59;-1,3	56:59;+0,5	56:60;-1,1
1,12	52:58;+0,6	52:59;-1,1	53:59;+0,8	53:60;-0,9	54:60;+1,0	54:61;-0,7	55:61;+1,2
1,19	50:60;-1,0	51:60;+1,0	51:61;-0,6	52:61;+1,3	52:62;-0,3		53:63;0
1,26	49:61;+1,1	49:62;-0,5	50:62;+1,5	50:63;-0,1		51:64;+0,3	51:65;-1,2
1,33	47:63;-0,5		48:64;0	48:65;-1,5	49:65;+0,5	49:66;-1,0	50:66;+1,0
1,41	46:64;+1,5	46:65;0		47:66;+0,6	47:67;-0,9	48:67;+1,2	48:68;-0,3
1,50	44:66;-0,3		45:67;+0,5	45:68;-1,0	46:68;+1,2	46:69;-0,3	
1,58		43:68;+0,2	43:69;-1,2	44:69;+1,1	44:70;-0,4		45:71;+0,5
1,68	41:69;-0,2		42:70;+0,7	42:71;-0,7		43:72;+0,3	43:73;-1,1
1,78		40:71;+0,2	40:72;-1,2	41:72;+1,3	41:73;-0,1	41:74;-1,5	42:74;+0,9
1,88	38:72;-0,6		39:73;+0,6	39:74;-0,7		40:75;+0,5	40:76;-0,9
2,00	37:73;+1,1	37:74;-0,2		38:75;+1,1	38:76;-0,2	38:77;-1,5	39:77;+1,1
2,11	35:75;-1,4	36:75;+1,4	36:76;+0,1	36:77;-1,2		37:78;+0,3	37:79;-1,0
2,24	34:76;+0,2	34:77;-1,1		35:78;+0,5	35:79;-0,8		36:80;+0,7
2,37		33:78;+0,3	33:79;-0,9		34:80;+0,8	34:81;-0,5	
2,51	31:79;-1,4		32:80;+0,5	32:81;-0,8		33:82;+1,1	33:83;-0,1
2,66	30:80;-0,2	30:81;-1,5		31:82;+0,6	31:83;-0,6		32:84;+1,4
2,82	29:81;+1,0	29:82;-0,3	29:83;-1,5		30:84;+0,7	30:85;-0,5	
2,99		28:83;+0,7	28:84;-0,5			29:86;+0,7	29:87;-0,5
3,16			27:85;+0,4	27:86;-0,7			28:88;+0,6
3,35	25:85;-1,5		26:86;+1,3	26:87;+0,1	26:88;-1,0		
3,55	24:86;-1,0			25:88;+0,8	25:89;-0,3	25:90;-1,4	
3,76	23:87;-0,6			24:89;+1,3	24:90;+0,2	24:91;-0,9	
3,98	22:88;-0,5	22:89;-1,6		23:90;+1,7	23:91;+0,6	23:92;-0,5	23:93;-1,5

Окончание табл. Л.1

Передаточное число	Сумма зубьев зубчатых колес групповых передач			
	117	118	119	120
1,00	59:58;+1,7	59:59;0	60:59;+1,7	60:60;0
1,06	57:60;+0,6	57:61;-1,0	58:61;+0,7	58:62;-0,9
1,12	55:62;-0,5	56:62;+1,3	56:63;-0,3	57:63;+1,5
1,19		54:64;+0,3	54:65;-1,3	55:65;+0,5
1,26	52:65;+0,7	52:66;-0,8	53:66;+1,1	53:67;-0,4
1,33	50:67;-0,5	51:67;+1,5	51:68;0	51:69;-1,4
1,41		49:69;+0,3	49:70;-1,1	50:70;+0,9
1,50	47:70;+0,5	47:71;-1,0	48:71;+1,2	48:72;-0,3
1,58	45:72;-0,9	46:72;+1,3	46:73;-0,1	46:74;-1,5
1,68	44:73;+1,2	44:74;-0,2	44:75;-1,5	45:75;+0,7
1,78	42:75;-0,4		43:76;+0,6	43:77;-0,7
1,88		41:77;+0,3	41:78;-0,1	42:78;+1,4
2,00	39:78;-0,2	39:79;-1,5	40:79;+1,0	40:80;-0,2
2,11		38:80;+0,4	38:81;-0,8	
2,24	36:81;-0,5		37:82;+1,0	37:83;-0,2
2,37	35:82;+1,2	35:83;0	35:84;-1,2	
2,51	33:84;-1,3		34:85;+0,5	34:86;-0,7
2,66	32:85;+0,2	32:86;-1,0		33:87;+0,9
2,82		31:87;+0,7	31:88;-0,7	
2,99			30:89;+0,6	30:90;-0,5
3,16	28:89;-0,5			29:91;+0,8
3,35	27:90;+0,5	27:91;-0,6		
3,55	26:91;+1,4	26:92;+0,3	26:93;-0,8	
3,76		25:93;+1,0	25:94;0	25:95;-1,1
3,98		24:94;+1,6	24:95;+0,6	24:96;-0,5

ПРИЛОЖЕНИЕ М

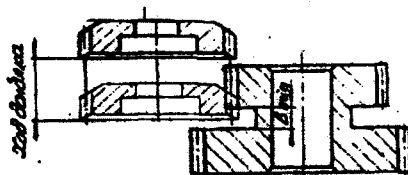
Рекомендуемые посадки подшипников качения

Таблица М.1

Условия работы подшипника	Вращается относительно нагрузки на вал				Вращается относительно нагрузки на корпус			
	Посадки внутренних колец подшипников на вал (циркулярное нагружение колец)		Посадки наружных колец подшипников в корпус (местное нагружение колец)		Посадки внутренних колец подшипников на вал (местное нагружение колец)		Посадки наружных колец подшипников в корпус (циркулярное нагружение колец)	
	Подшипники качения классов точности							
	0 и 6	5	0 и 6	5	0 и 6	5	0 и 6	5
Тяжело нагруженные	p6	p5	K7	K6	js6	js5	P7	P6
Тяжелые и нормальные нагрузки	m6	m5	Js7	Js6	h6	h5	N7	N6
Нормальные и легкие нагрузки	k6	k5	H7	H6	g6	g5	M7	M6
Легкие нагрузки	js6	js5	H7	H6	f6	f5	K7	K6

ПРИЛОЖЕНИЕ Н

Размеры канавок для обработки венцов зубчатых колес

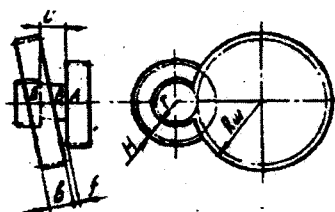


m	1,5	1,75	2	2,5	3	4	5	6	7	8	10	12	14	16	18
a_{min}	5	5,5	5,5	6	6	6,5	7	7	7	8	8	9	9	9	10

a_{min} – ширина канавки между шевингуемыми венцами блока

m – модуль нарезаемых колес

Рис. Н.1. Схема к определению выхода долбняка



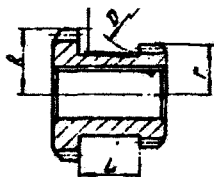
Расстояние между венцами блока при зубошлифовании (рис. Н.2):

$$AB = \sqrt{R_w^2 - \left[\frac{R_w^2 (r-H)^2 + (r-R_w)^2}{2(r-R_w)} \right] \operatorname{tg} \gamma};$$

Рис. Н.2. Схема для определения ширины канавки шевингуемыми венцами

$$C = AB + DB + f; \quad AB = \frac{a}{\cos \gamma},$$

где $DB_{\text{наим}} \approx 5$ мм; $C_{\text{наим.}} = (AB + 5 + 1)$ мм; γ – угол наклона шевера, $\gamma = 5, 10, 15^\circ$; r – радиус шевингуемого венца; $R_{\text{ш}}$ – радиус шевера ($R_{\text{ш наем.}} = 75-100$ мм); H – разность между радиусами большого и малого венца; $f = 1 \div 2$ мм – наименьший зазор между шевером и большим венцом зубчатого колеса.



Расстояние между венцами шлифуемых колес (рис. Н.3):

$$L = M + \sqrt{H(D+H)}; \quad H = R - r + 2m,$$

Рис. Н.3. Схема к определению расстояния между венцами шлифуемых колес

где $M = 20$ мм – длина перебега плюс длина перехода до препятствия; D – диаметр шлифовального круга; $D_{\text{наим.}} = 150 \div 200$ мм; m – модуль обрабатываемого колеса; R – радиус окружности выступов большого колеса; r – радиус окружности выступов малого колеса.

ПРИЛОЖЕНИЕ П

Размеры роликов и камней механизмов переключения

Материал – чугун, сталь,
бронза

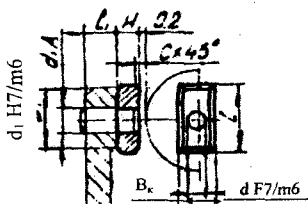


Рис. П.1. Схема к определению
размеров камней

Материал – сталь 40Х
Закалка в масле HRC = 48+52

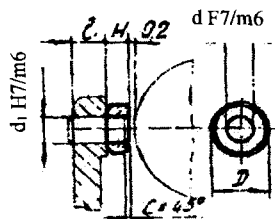


Рис. П.2. Схема к определению
размеров роликов

Таблица П.1

Размеры роликов и камней механизмов переключения

B_k	D	$D_{\text{навб}}$	H	d	d_1	l	l_1	C	Штифт по ГОСТ 12207-79
12	12	16	6	6	6	22	10	0,5	2,6 × 16
16	16	20	8	8	8	28	12	1	2,8 × 18
20	20	26	10	10	10	36	14	1	2,10 × 22
25	25	32	13	13	13	45	16	1,5	2,12 × 26
32	32	40	16	16	16	56	22	1,5	2,16 × 35
40	40	50	20	20	20	70	24	2	2,20 × 40
50	50	60	25	25	25	85	30	2	2,25 × 50

Примечания:

B_k – ширина призматического камня, мм;

l – длина призматического камня, мм;

D – диаметр ролика, мм;

H – высота ролика (каменя), мм;

l_1 – ширина головки рычага, мм;

D_1 – диаметр выступающего (обработанного) прилива рычага, мм;

d – номинальный диаметр сопряжения ролик (камень) – штифт, мм;

d_1 – номинальный диаметр сопряжения рычага – штифт, мм;

C – фаска на ролике (камне), мм.

Учебное издание

*Гаврилин Александр Михайлович,
Мельков Юрий Петрович,
Катунин Александр Валентинович,
Сотников Владимир Ильич,
Самойлов Николай Николаевич,
Михайлов Геннадий Александрович
Жирков Александр Александрович*

**РАСЧЕТ И ПРОЕКТИРОВАНИЕ
МЕТАЛЛОРЕЖУЩИХ СТАНКОВ**

Учебное пособие

Редактор Т.Д. Васильева
Технический редактор Н.А. Соловьева

Орловский государственный технический университет
Лицензия ИД №00670 от 05.01.2000 г.

Подписано в печать 26.12.2005 г. Формат 60×84 1/16
Печать офсетная. Уч. изд. л. 14,2. Усл. печ. л. 14,2. Тираж 500 экз.
Заказ № 23/06 ио

Отпечатано с готового оригинал-макета
В ООО «Индустрия образования»
302030, г. Орел, Наугорское шоссе, 29.