

ЗУБЧАТАЯ ПЕРЕДАЧА

§ 1. ЭЛЕМЕНТЫ КИНЕМАТИКИ ЗУБЧАТОГО ЗАЦЕПЛЕНИЯ

На рис. 7.1, б показано зацепление пары колес цилиндрической зубчатой передачи в сечении, перпендикулярном к осям

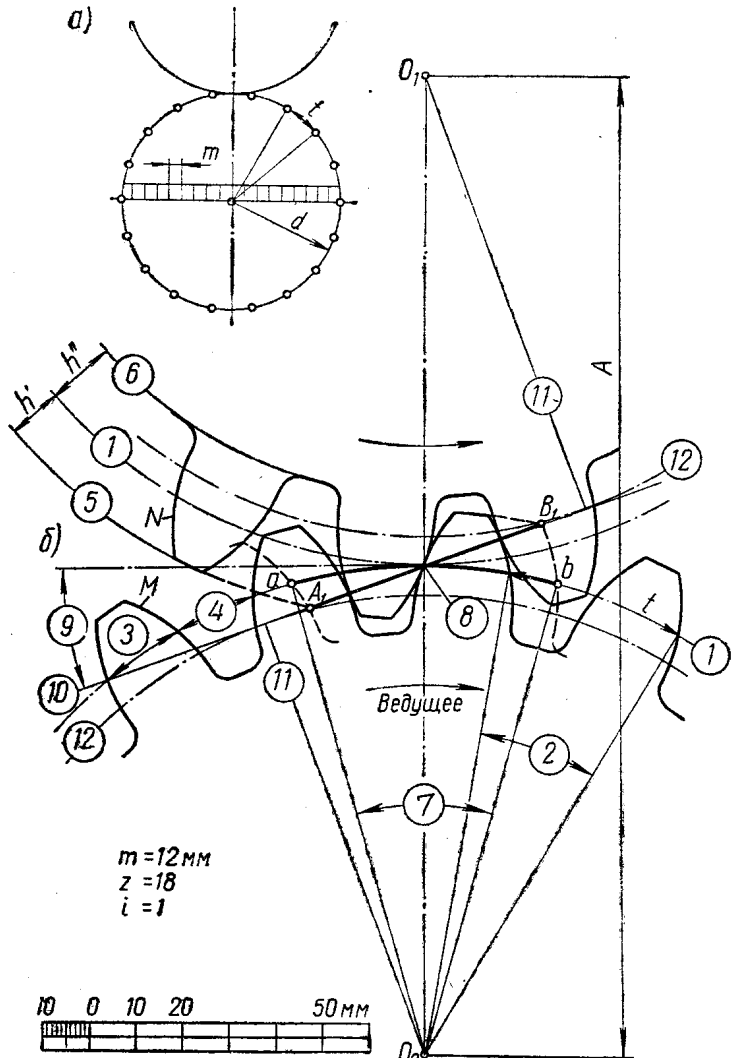


Рис. 7.1

(точки O_1 и O_2) колес. Передача называется цилиндрической, потому что при правильной работе зубчатых колес можно представить цилиндры, называемые начальными цилиндрами, которые, находясь на общих осях с колесами и вращаясь вместе с ними, перекатываются один по другому без скольжения. Окружности I , получающиеся в сечении начальных цилиндров плоскостями чертежа, называют начальными окружностями. Линия O_1O_2 линия центров и расстояние A — межосевое расстояние.

Боковые криволинейные поверхности зубьев обеспечивают постоянное передаточное отношение в процессе зацепления. Кривая, по которой очерчена боковая поверхность зубьев, называется профилем зуба.

Для того чтобы при вращении колес зубья ведущего колеса попадали всегда в промежутки между зубьями ведомого, необходимо, чтобы расстояние t между серединами смежных зубьев (рис. 7.1, а) или между обращенными в одну сторону профилями

смежных зубьев (рис. 7.1, б), измеренное по начальной окружности и называемое шагом зацепления, у одного из колес было равно такому же расстоянию у другого. Угол 2 (рис. 7.1, б), соответствующий шагу t , называется углом шашагома.

При указанных на чертеже обозначениях

$$\pi d = zt,$$

откуда

$$d = z \frac{t}{\pi}.$$

Это равенство показывает, что диаметр начальной окружности d выражается соизмеримым числом (число зубьев z — целое) не с шагом t , а с отношением $\frac{t}{\pi} = m$, называемым модулем зацепления.

Модуль m является основным параметром, через который выражают основные размеры зубчатых передач; он определяет также выбор инструмента для изготовления и измерения зубчатых колес. Значения модуля стандартизованы по ГОСТ 9563—60 (табл. 7.1)

Таблица 7.1

Модули m , мм, по ГОСТ 9563—60 (рис. 7.2)

1-й ряд	2-й ряд	1-й ряд	2-й ряд	1-й ряд	2-й ряд	1-й ряд	2-й ряд
0,05	0,055	0,40	0,450	3	3,5	25	28
0,06	0,070	0,50	0,550	4	4,5	32	36
0,08	0,090	0,60	0,700	5	5,5	40	45
0,10	0,110	0,80	0,900	6	7,0	50	55
0,12	0,140	1,00	1,125	8	9,0	60	70
0,15	0,180	1,25	1,375	10	11,0	80	90
0,20	0,220	1,50	1,750	12	14,0	100	—
0,25	0,280	2,00	2,250	16	18,0	—	—
0,30	0,350	2,50	2,750	20	22,0	—	—

Примечания. 1. Допускается применение модулей 3,25; 3,75 и 4,25 мм для автомобильной промышленности и модуля 6,5 мм — для тракторной промышленности.

2. Настоящий стандарт распространяется на модули зубчатых колес цилиндрических, конических и червячных с цилиндрическим червяком.

3. Для цилиндрических колес с косым зубом (угол наклона зуба $\beta = 8-25^\circ$) и с шевронным ($\beta = 25-40^\circ$) зубом модуль определяют по нормальному шагу t_n (рис. 7.2). В исключительных обоснованных случаях допускается определение модуля по торцовому шагу t_s .

4. Для конических зубчатых колес модуль определяют по большому диаметру.

5. Для червячных колес с цилиндрическим червяком модуль определяется в осевом сечении червяка (в торцовом для колеса).

6. При назначении величин модулей первый ряд следует предпочитать второму.

Межосевое расстояние O_1O_2 (рис. 7.1, б) может при установке колес немного измениться так, что колеса будут работать при разных диаметрах начальных окружностей и потому при разных модулях (отношениях $\frac{t}{\pi}$).

Произведение стандартного модуля m на число зубьев z называют диаметром делительной окружности (диаметром колеса). Делительная окружность может совпадать с начальной окружностью, но может и отличаться от нее. Она делит зуб на две части: часть зуба, лежащая вне делительной окружности, называется головкой зуба h' ; часть зуба h'' , лежащая внутри делительной окружности, называется ножкой зуба (при несовпадении начальной окружности с делительной зуб, в соответствии с ОСТ ВКС 8089, делится на головку и ножку не делительной, а начальной окружностью).

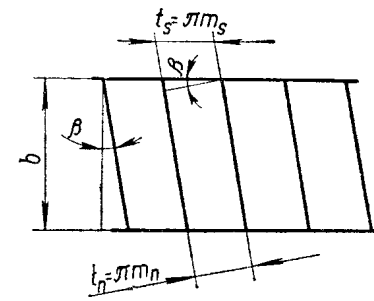


Рис. 7.2

Нормальные высоты ножки и головки равны соответственно модулю ($h' = m$) и 1,25 модуля ($h'' = 1,25m$).

Толщину зуба 3 и ширину впадины 4, измеряемые по делительной окружности, принимают равными половине шага.

Окружность 5, описываемую вокруг центра колеса и ограничивающую вершину зубьев, называют о к р у ж н о с т ь ю

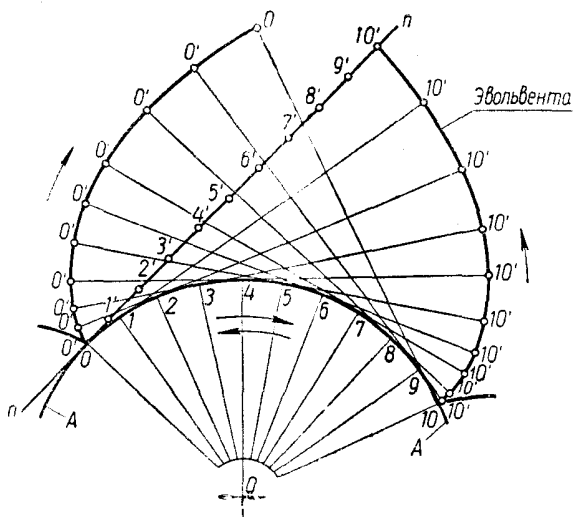


Рис. 7.3

выступов. Окружность 6, описываемую вокруг центра колеса и ограничивающую впадины со стороны тела колеса, называют о к р у ж н о с т ь ю в п а д и н.

На рис. 7.1, б изображены зубья с наиболее широко распространенными эвольвентными профилями (эвольвентой называется кривая, описываемая точкой прямой линии, перекатываемой по окружности без скольжения).

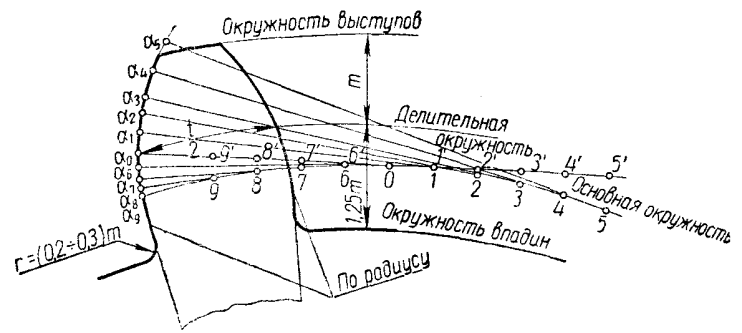


Рис. 7.4

Для построения эвольвенты (рис. 7.3) проводят прямую $n-n$, касательную к дуге окружности $A-A$ в точке O . Делят прямую $n-n$ на ряд равных отрезков $O'-1'$, $1'-2'$ и т. д. На дуге окружности $A-A$ откладывают дуги $O-1$, $1-2$ и т. д., равные соответственно отрезкам $O'-1'$, $1'-2'$ и т. д. прямой $n-n$. В точках 1, 2, 3, ... на дуге $A-A$ проводят касательные. Откладывая по касательным из точек касания отрезки $1-0' = 1'-0'$; $2-0' = 2'-0'$; $3-0' = 3'-0'$ и т. д., получают

точки эвольвенты. Перекатывая прямую в обратном направлении, получают эвольвенту $10'-10'$.

Прямую, точка которой описывает эвольвенту и которая является нормалью к эвольвенте в точке ее пересечения с эвольвентой, называют п р о и з в о д я щ е й п р я м о й, а окружность, по которой прямая перекатывается без скольжения, — о с н о в н о й о к р у ж н о с т ь ю.

На рис. 7.1, б эвольвентные профили зубьев получены следующим образом. Через точку 8 касания начальных окружностей под углом зацепления 9 к перпендикуляру к линии центров O_1O_2 проведена прямая 10. Из центров начальных окружностей опущены перпендикуляры 11 на прямую 10. Перпендикуляры 11 — радиусы основных окружностей 12. Линия 10 — касательная к обеим основным окружностям. Перекатывая линию 10 по нижней основной окружности 12, получаем правый профиль зуба нижнего колеса, по верхней основной окружности — левый профиль зуба верхнего колеса.

На рис. 7.4 построение левого эвольвентного профиля зуба выполнено по точкам (направление вращения колес обратно указанному на рис. 7.1, б).

Для этого по заданному модулю $m = 20$ мм, числу зубьев $z = 17$ и углу зацепления $\alpha = 20^\circ$ проведены окружности: делительная ($r_d = 0,5mz = 0,5 \cdot 20 \cdot 17 = 170$ мм), основная ($r_o = r_d \cos 20^\circ = 170 \cdot 0,94 = 160$ мм), впадин ($r_i = r_d - 1,25m = 170 - 1,25 \cdot 20 = 145$ мм) и выступов ($r_e = r_d + m = 170 + 20 = 190$ мм). Далее из произвольной точки O проведена касательная $\alpha_0 - O-5'$ к основной окружности. При перекатывании касательной по основной окружности без скольжения точка α_0 опишет эвольвенту, являющуюся профилем зуба. Так как эвольвента располагается вне основной окружности, то профиль на участке между основной окружностью и окружностью впадин очерчивается по радиусу.

На рис. 7.5 построен профиль зуба с тем же модулем, но при большем числе зубьев. Участок профиля, очерченный по радиусу, уже отсутствует, так как теперь основная окружность оказалась расположенной внутри окружности впадин, например, при том же модуле и $z = 42$ $r_d = 420$ мм, $r_o = = 394$ мм меньше $r_i = 395$ мм.

Общую касательную 10 к основным окружностям (рис. 7.1, б) называют л и н и е й з а ц е п л е н и я. Называют ее так потому, что точка касания обоих профилей может находиться только на этой линии, являющейся общей нормалью к обоим профилям в точке их соприкосновения [10]. Точку 8 касания начальных окружностей называют п о л ю с о м з а ц е п л е н и я, угол 9 — у г л о м з а ц е п л е н и я.

Из рис. 7.1, б видно, что общая нормаль 10 в точке касания профилей проходит через полюс зацепления 8. Это основное требование, которому должно удовлетворять правильно построенное зацепление (правило Виллиса).

В соответствии с этим правилом при ведущем нижнем колесе в зацеплении находятся вторые и третьи пары зубьев колес слева; при ведущем верхнем колесе линию 10 на рис. 7.1, б

надо повернуть по часовой стрелке на двойной угол зацепления (40° , о величине угла зацепления см. ниже) от показанного положения и в зацеплении окажутся второй слева зуб верхнего колеса с третьим зубом нижнего колеса.

Необходимую величину модуля зацепления получают расчетом зубьев на прочность и износ. Часто при определенном модуле желательнее (а в некоторых случаях необходимо) принять для колес наименьшее возможное число зубьев для получения малых габаритных размеров и стоимости передачи. Но по мере уменьшения числа зубьев становится все труднее осуществить необходимое для правильной работы колес условие, состоящее в том, чтобы до выхода из зацепления одной пары зубьев следующая пара уже вошла в зацепление. Это условие осуществляется, если д у г а з а ц е п л е н и я, т. е. путь, проходимый любой точкой начальной окружности за время зацепления одной пары зубьев, будет равна шагу зацепления. При проектировании зубчатого зацепления стремятся к тому, чтобы дуга зацепления была больше шага, т. е. чтобы каждая следующая пара зубьев входила в зацепление не в момент выхода из зацепления предыдущей пары, а раньше. Отношение дуги зацепления к шагу зацепления называют к о э ф ф и ц и е н т о м п е р е к р ы т и я. Коэффициент перекрытия ξ характеризует плавность зацепления: чем он больше, тем передача при прочих равных условиях работает более плавно.

Дуга зацепления, коэффициент перекрытия и плавность зацепления тем меньше, чем больше угол зацепления, поэтому для достижения большей плавности работы передачи угол зацепления надо принимать возможно меньшим. Но при уменьшении угла зацепления быстро возрастает необходимое наименьшее число зубьев меньшего колеса ([10], стр. 68), размеры колес и стоимость передачи.

Руководствуясь этими противоположными требованиями ГОСТ 3058—54 устанавливает величину угла зацепления 20° , для которого и изготавливается зуборезный инструмент.



Рис. 7.5

Для определения дуги зацепления и коэффициента перекрытия на рис. 7.1, б обратим внимание на правый профиль M левого зуба нижнего колеса и левый профиль N левого зуба верхнего колеса; они не находятся еще в зацеплении. Зацепление начнется, когда крайняя точка профиля N совпадет с линией зацепления 10 в точке A_1 (положение профиля M в этот момент изображено на чертеже пунктиром); в этом положении профиль M пересекает начальную окружность нижнего колеса в точке a . Точка a является началом дуги зацепления. Зацепление закончится в тот момент, когда профиль M сойдет с линии зацепления; это произойдет в точке B_1 линии зацепления (положение профиля M в этот момент изображено на чертеже пунктиром); в этом положении профиль M пересекает начальную окружность в точке b , которая является концом дуги зацепления. Соединив точки a и b с центром начальной окружности, измерим угол 7, стягиваемый дугой ab ; он оказывается равным 31° . Угловой шаг 2 равен $360^\circ : z = 360^\circ : 18 = 20^\circ$. Следовательно, коэффициент ξ перекрытия получается равным $31^\circ : 20^\circ = 1,55$.

При коэффициенте перекрытия равном 1,55 в зацеплении будет находиться то две, то одна пара зубьев, причем две пары зубьев будут в зацеплении в общей сложности в течение немного более половины оборота колеса.

Рабочий участок A_1B_1 линии зацепления, т. е. отрезок ее между началом и концом фактического касания сопряженных профилей зубьев, называют длиной зацепления. Отрезок линии зацепления от точки касания ее с основной окружностью (точка пересечения перпендикуляра 11 с линией зацепления 10) до соответствующей точки эвольвенты в полюсе δ называют радиусом кривизны эвольвентного профиля в этой точке.

Для определения радиуса кривизны профиля зуба в полюсе зацепления δ , принимаемого во внимание при расчете зубьев на контактную прочность [11], например, левого профиля третьего слева зуба нижнего колеса, надо провести из этой точки касательную к основной окружности; эта касательная совпадет с повернутой на 40° (т. е. на двойной угол зацепления) линией 10 зацепления. Точка касания расположится на основной окружности на таком же расстоянии от линии центров, как и точка пересечения перпендикуляра 11 с линией зацепления 10 и основной окружностью. Угол между линией центров и перпендикуляром 11 равен углу зацепления (углы с перпендикулярными сторонами). Следовательно, радиус кривизны в полюсе зацепления получается равным радиусу начальной окружности, умноженному на синус угла зацепления.

При расчете зубчатых колес на контактную прочность принимают во внимание скольжение профилей зубьев друг по другу при работе зубчатых колес. Скольжение зубьев при работе

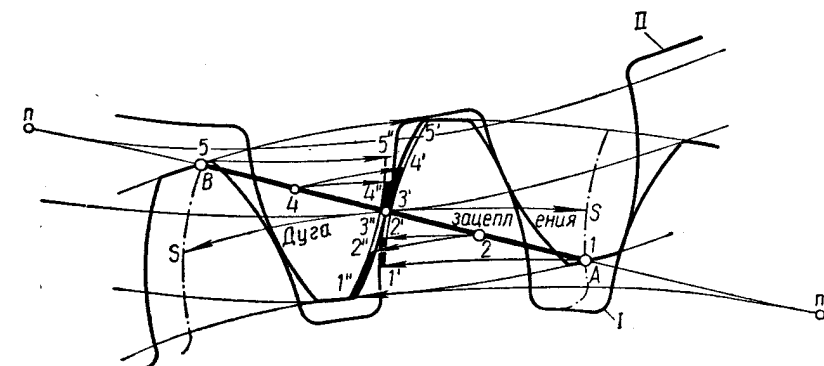


Рис. 7.6

можно проследить следующим образом. Разобьем длину зацепления $1-5$ (рис. 7.6) на равные участки $1-2$; $2-3$; $3-4$; $4-5$. Зацепление зуба колеса I с зубом колеса II начинается в точке 1 . Проводя дуги $1-1'$ из центра колеса I и $1-1''$ из центра колеса II , определяем точки на профилях зубьев I' и I'' , которые были в зацеплении в точке 1 . Аналогично, проводя через точку 2 дуги $2-2'$ и $2-2''$, находим точки $2'$ и $2''$, которые были в зацеплении в точке 2 , и т. д. Из чертежа видно, что участок $1''-2''$ профиля зуба колеса II больше участка $1'-2'$ профиля зуба колеса I . Так как эти участки проходились в одно и то же время, то, следовательно, при работе зубчатых колес один профиль скользит по другому. Так как участок $1'-2'$ меньше участка $1''-2''$, износ его будет больше.

При расчете конических зубчатых передач принято конические колеса заменять приведенными (фиктивными) цилиндрическими колесами ([11], стр. 155). Делается это потому, что боковая поверхность зуба конического колеса с эвольвентным зацеплением очерчена по эвольвентной кониче-

ской поверхности, профилем которой является сферическая эвольвента, точное построение которой на плоскости чертежа невозможно.

Боковую поверхность и профиль зуба конического колеса можно получить следующим образом. Пусть на рис. 7.7 конус с радиусом основания r_0 и углом при вершине α_0 представляет основной конус конического колеса. Предположим, что на этот конус намотана лента $Л$, а на ленте проведена линия AB , продолжение которой проходит через вершину O конуса. Если эту ленту сматывать с конуса или наматывать на него, то линия AB опишет в пространстве эвольвентную коническую поверхность (на чертеже показана более редкой штриховкой), по которой образуется боковая поверхность зуба конического колеса. Профилем этой поверхности является кривая AA_0 , описываемая точкой A , находящейся на конусном расстоянии L от вершины O конуса. Кривая AA_0 , лежащая на поверхности сферы радиуса $R=L$, называется сферической эвольвентой. Таким образом, действительным профилем зуба конического колеса с эвольвентным зацеплением

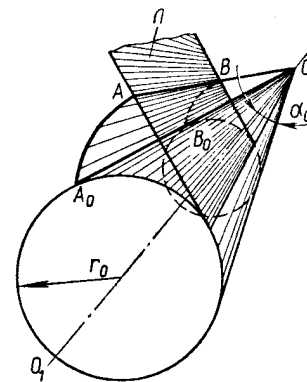


Рис. 7.7

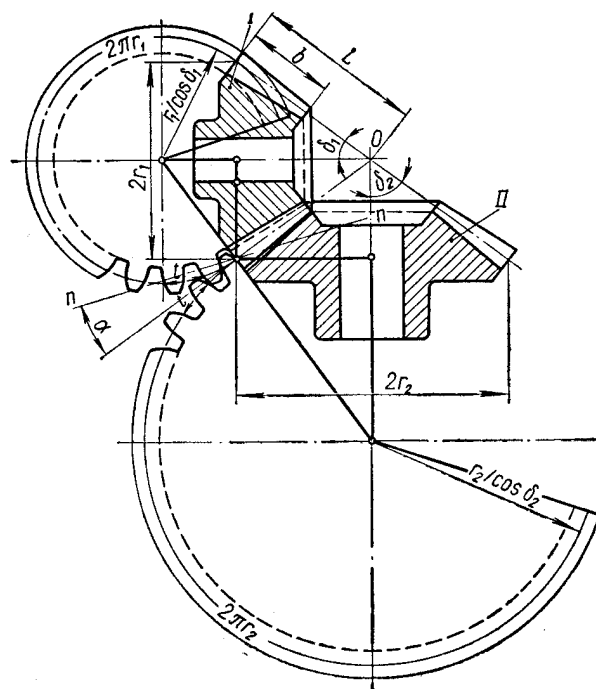


Рис. 7.8

является сферическая эвольвента, которая, как указано, не может быть точно построена на плоскости чертежа.

Ввиду этого действительный профиль зуба заменяют весьма близким к нему профилем, расположенным на поверхности

дополнительного конуса, касательного к сфере, ось которого совпадает с осью колеса, а образующие перпендикулярны к образующим начального конуса. Шаг и модуль конического колеса задаются на поверхности наружного дополнительного конуса, на которой наиболее удобно производить измерения профиля.

На рис. 7.8 выполнены развертки наружных дополнительных конусов сопряженных конических колес I и II , представляющие собой круговые секторы с радиусами $\frac{r_1}{\cos \delta_1}$; $\frac{r_2}{\cos \delta_2}$ и длинами дуг $2\pi r_1$; $2\pi r_2$, где δ_1 , δ_2 и r_1 , r_2 — половины углов и радиусы больших оснований начальных конусов. Доведа дуги секторов до полных окружностей и приняв их за делительные окружности, а также построив профили зубьев ($n-n$ и α — линия и угол зацепления), получим воображаемые цилиндрические зубчатые колеса, называемые приведенными колесами.

У этих колес расстояние t и отношение $\frac{t}{\pi} = m$ — шаг и модуль (округляется по ГОСТ 9563—60) сопряженной пары конических колес.

Приведенные колеса имеют свои приведенные числа зубьев z_1' и z_2' , определяемые по формулам:

$$z_1' = \frac{z_1}{\cos \delta_1} \quad \text{и} \quad z_2' = \frac{z_2}{\cos \delta_2}$$

(так как $z'm = \frac{2r}{\cos \delta}$ и $z' = \frac{zm}{m \cos \delta} = \frac{z}{\cos \delta}$, см. рис. 7.7, жирно обведенные треугольники), где z_1 и z_2 — числа зубьев конических колес (с помощью приведенных чисел зубьев определяют коэффициенты формы, максимальные числа и модуль зубьев конических колес, см. главу XVII, § 2).

§ 2. ЗУБЧАТЫЕ КОЛЕСА

Колеса небольшого диаметра ($D_e \leq 200$ мм) выполняют из проката (при $D_e \leq 150$ мм) или поковок преимущественно в форме дисков (рис. 7.9).

Колеса средних диаметров ($D_e \leq 300$ мм; рис. 7.11 и $D_e \leq 500 \div 600$ мм; рис. 7.12) выполняют преимущественно коваными (в подкладных или закрытых штампах) с отверстиями в дисках для крепления колес на станках при обработке.

Для крупных передач ($D_e \geq$

Зубчатые колеса малых размеров (шестерни)

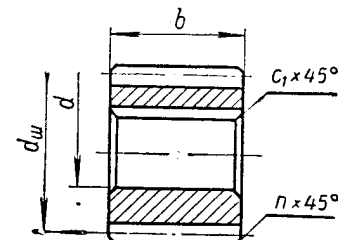


Рис. 7.9

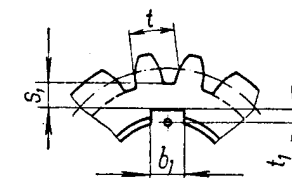


Рис. 7.10

≥ 400 мм, рис. 7.14 и $D_e \geq 600$ мм; рис. 7.15) применяют цельнолитые колеса со спицами крестообразного, реже — таврового и двутаврового сечения.

Конические зубчатые колеса

Кованые

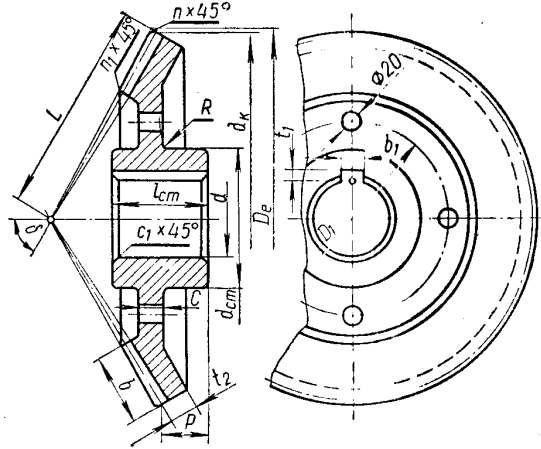


Рис. 7.11

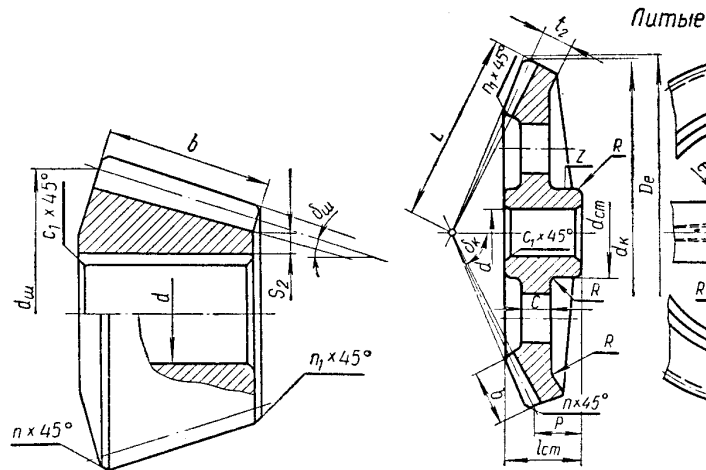


Рис. 7.13

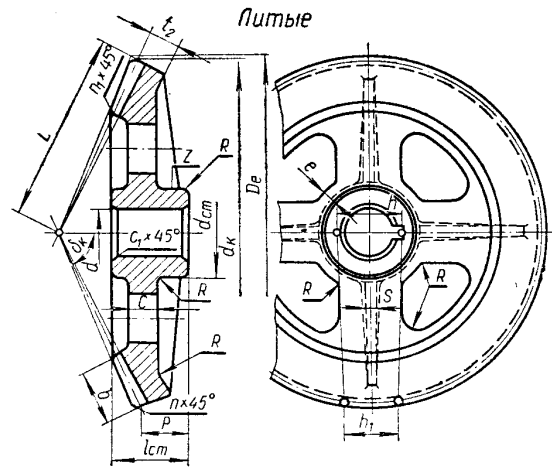


Рис. 7.14

Цилиндрические зубчатые колеса

Кованые

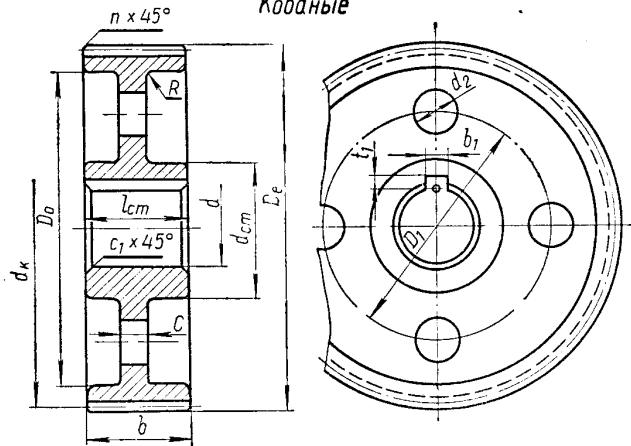


Рис. 7.12

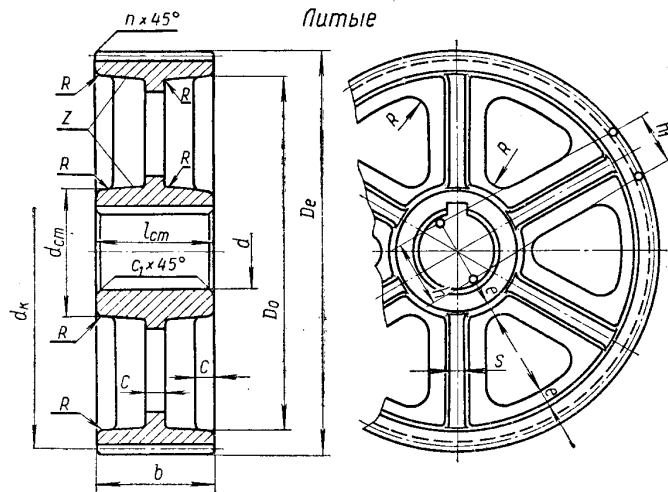


Рис. 7.15

Размеры элементов зубчатых колес приведены в табл. 7.2.

Таблица 7.2

Элементы конструирования и соотношение размеров зубчатых колес по данным Уральского завода тяжелого машиностроения (УЗТМ) им. Г. К. Орджоникидзе и Ново-Краматорского машиностроительного завода (НКЗМ) (рис. 7.10—7.16)

№ п/п	Обозначение	Наименование и рекомендуемое соотношение размеров
1	A и L	Межосевое и конусное расстояния. Определяют расчетом. При серийном изготовлении цилиндрических зубчатых редукторов A округляют по ГОСТ 2185—66 (табл. 7.4)
2	b _к и b _ш	Ширина колеса и шестерни. b _к = ψ _д A (рис. 7.12 и 7.15) и b _к = ψ _л L (рис. 7.11 и 7.14). ψ _д — по ГОСТ 2185—66 (табл. 7.6); ψ _л = (0,2 ÷ 0,4) L; b _ш = b _к + 5 мм (рис. 7.9, 7.13 и 7.16)
3	m	Модуль зацепления. Определяют расчетом и при изготовлении передачи для определенного потребителя выравнивают по ГОСТ 9563—60 (табл. 7.1)
4	d _ш и d _к	Диаметры шестерни и колеса. d _ш = z _ш m и d _к = z _к m. О величинах действительных чисел зубьев шестерни и колеса и методах их определения см. главу XVII, § 2
5	δ _ш и δ _к	Половины углов конусности шестерни и колеса. δ _ш = arctg $\frac{1}{i}$ и δ _к = 90° — δ _ш
6	D _e	Диаметр окружности выступов колеса. D _e = d _к + 2m (рис. 7.12 и 7.15); D _e = d _к + 2m sin δ _ш (рис. 7.11 и 7.14)
7	D _o	Диаметр обода цилиндрического колеса. D _o = D _e — 10m
8	d	Диаметр отверстия ступицы колеса. Определяют при расчете вала и округляют по ГОСТ 6636—60 (табл. 13.1)
9	d _{ст}	Диаметр ступицы колеса. d _{ст} = 1,6d — для стали; d _{ст} = 1,8d — для чугуна
10	D ₁	Диаметр окружности центров отверстий в диске колеса. Определяют конструктивно (рис. 7.11). D ₁ = 0,5 (D _o — d _{ст}) (рис. 7.12)
11	d ₂	Диаметр отверстий d ₂ = 0,25 (D _o — d _{ст})
12	s ₁ и s ₂	Расстояние от дна шпоночной канавки до окружности впадин цилиндрической (рис. 7.10) и конической (рис. 7.13) шестерни. При s ₁ < 1,9m и s ₂ < 1,9m (1 — ψ _л) шестерню выполняют вместе с валом—вал-шестерня (рис. 7.16)
13	l _{ст}	Длина ступицы. l _{ст} = (1,2 ÷ 1,5) d (для цилиндрических колес l _{ст} ≥ b). Проверяют расчетом на прочность шпоночного соединения
14	b и t ₁	Ширина и глубина шпоночного паза (рис. 7.10—7.12). Определяют по ГОСТ 8788—58 (табл. 6.1)
15	h	Размер спиц по оси вала колеса (рис. 7.14 и 7.15). Определяют расчетом по равенству (7.3) или соотношению h = 0,8d [12]
16	h ₁	Размер спицы у обода. h ₁ = 0,8h
17	c	Толщина диска колеса. c = 0,17L (рис. 7.11); c = 0,3b (рис. 7.12); c = 0,4 √L (рис. 7.14); размер L, см; c = 0,2h, но не менее 10 мм (рис. 7.15)
18	s	Толщина ребра. s = 0,8c (рис. 7.14) и s = 0,76c, но не менее 10 мм (рис. 7.15)
19	t ₂	Толщина обода вместе с высотой ножки зуба. t ₂ = 0,2L (рис. 7.11 и 7.14)
20	e	Высота ребра жесткости колеса (рис. 7.14 и 7.15). e = 0,185d
21	c ₁ , c ₂ и r	Скосы и радиусы закруглений отверстий и стержней. Определяют по табл. 13.2
22	n и n ₁	Скосы углов зуба. n = 0,5m и n ₁ = 0,5m (1 — ψ _л)
23	R	Радиусы закруглений в литых деталях. Определяют см. в приложении П 1.2
24	p	Определяемый конструктивно размер (рис. 7.11 и 7.14)
25	Z	Литейный уклон (см. приложение П 1.4)

Вал-шестерня

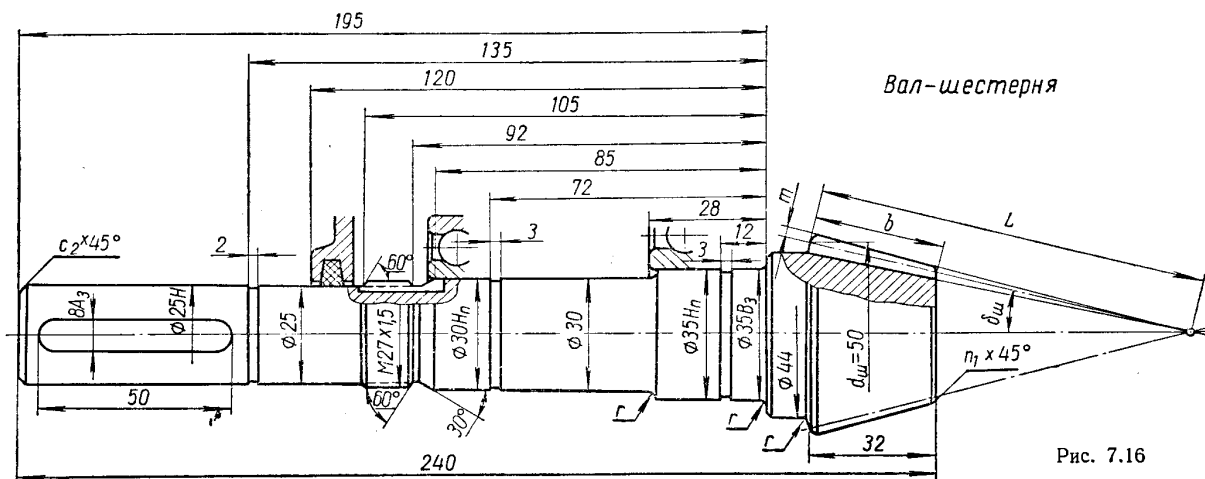


Рис. 7.16

Число K спиц определяют по эмпирической формуле

$$K = \frac{1}{6} \sqrt{d_k} \quad (7.1)$$

и обычно принимают четным: 4; 6; 8 (при $K < 3$ колесо делают со сплошным диском с круглыми или фигурными отверстиями).

Ширину h спицы на оси вала (рис. 7.14 и 7.15) определяют условным расчетом на изгиб*:

$$PR_k = \frac{1}{3} KW [\sigma_0]_{из} \quad (7.2)$$

Для спицы прямоугольного сечения при ее толщине $c = \frac{h}{5}$ момент сопротивления на изгиб

$$W = \frac{ch^2}{6} = \frac{h^3}{30};$$

$$h = \sqrt[3]{\frac{90PR_k}{K[\sigma_0]_{из}}} \quad (7.3)$$

где R_k — радиус делительной окружности цилиндрического колеса или окружности в среднем сечении делительного конуса конического колеса, m (см);

d_k — диаметр тех же окружностей, mm ;

$P = \frac{M_k}{R_k}$ — окружное усилие, передаваемое колесом, n (кГ),

где M_k — крутящий момент, $n \cdot m$ (кГ·см);

$[\sigma_0]_{из}$ — допускаемое напряжение на изгиб, n/m^2 (кГ/см²).

§ 3. ТОЧНОСТЬ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ

В соответствии с точностью станков и инструментов, а также характером дополнительной обработки зубьев область применения зубчатой передачи по таким основным показателям, как кинематическая точность, плавность работы передачи и боковой зазор между нерабочими профилями зубьев, разбита номинально на 12 степеней точности. Фактически для цилиндрической передачи предусмотрено только девять степеней: с 3-й

по 11-ю (ГОСТ 1643—56), для конической — семь: с 5-й по 11-ю (ГОСТ 1758—56). Для не указанных в интервалах степеней числовые значения норм допусков и отклонений стандартами не предусмотрены.

Наибольшее распространение получили 6, 7, 8 и 9-я степени, ориентировочные рекомендации по выбору которых приведены в табл. 7.3 [22].

Таблица 7.3

Область применения зубчатых передач 6, 7, 8 и 9-й степеней точности

Степень точности	Метод нарезания	Окончательная обработка	Условия работы и применения	Окружная скорость, м/сек	
				прямоугольная передача	косозубая передача
6-я	Обкатка на точных станках	Тщательное шлифование или шевингование	Точная согласованность вращения, повышенные скорости при больших нагрузках, плавность и бесшумность. Колеса делительных механизмов, скоростных редукторов, ответственные колеса авиа-, авто- и станкостроения	До 15	До 30
7-я	То же	Для сырых колес рекомендуется (а для закаленных обязательна) отделка точным инструментом (шлифование, шевингование, шевинго-обкатка, притирка)	Повышенные скорости и умеренные нагрузки. Колеса подачи в станках, где требуется согласованность движений, колеса редукторов нормального ряда, колеса авиа- и автостроения	До 10	До 15

Степень точности	Метод нарезания	Окончательная обработка	Условия работы и применения	Окружная скорость, м/сек	
				прямоугольная передача	косозубая передача
8-я	Обкатка или копирование инструментом, профилированным в соответствии с действительным числом зубьев колеса	Зубья не шлифуются. При необходимости отделяются или притираются в паре	Зубчатые колеса общего машиностроения, не требующие особой точности; колеса станков, не входящие в делительные цепи; неотчетственные шестерни, авиа-, авто- и тракторостроения; колеса грузоподъемных механизмов, ответственные шестерни сельскохозяйственных машин и т. п.	До 6	До 10
9-я	Любой	Специальных отделочных операций не требуется	Зубчатые колеса, предназначенные для грубой работы, к которым не предъявляются требования средней точности; ненагруженные передачи, выполненные по конструктивным соображениям большими, чем полученные расчетом	До 2	До 4

* При расчете спиц учитывают сечения участков, лежащих только в плоскости вращения колеса. Участки, расположенные перпендикулярно к этой плоскости, считают ребрами жесткости, оформляемыми конструктивно (см. П 1.3).

§ 4. ЗУБЧАТЫЕ РЕДУКТОРЫ

Таблица 7.5

Номинальные передаточные числа												
1-й ряд	1,0	—	1,25	—	1,6	—	2,0	—	2,5	—	3,15	
2-й ряд	—	1,12	—	1,4	—	1,8	—	2,24	—	2,8	—	
1-й ряд	—	4,0	—	5,0	—	6,3	—	8,0	—	10	—	12,5
2-й ряд	3,55	—	4,5	—	5,6	—	7,1	—	9,0	—	11,2	—

Примечания. 1. 1-й ряд следует предпочитать 2-му.
2. Фактические значения передаточных чисел i_{ϕ} не должны отличаться от номинальных более чем на 2,5% при $i \leq 4,5$ и на 4% при $i > 4,5$.

Коэффициент ширины зубчатых колес ψ_d :

0,100; 0,125; 0,160; 0,200; 0,250; 0,315; 0,400; 0,500; 0,630; 0,800; 1,0; 25.

Таблица 7.6

Межосевые расстояния A , мм Двухступенчатые редукторы														
Быстроходная ступень АБ	40	50	63	80	100	125	140	160	180	200	225	250	280	315
Тихоходная ступень АТ	63	80	100	125	160	200	225	250	280	315	355	400	450	500
Быстроходная ступень АБ	355	400	450	500	560	630	710	800	900	1000	1120	1250	1400	1600
Тихоходная ступень АТ	560	630	710	800	900	1000	1120	1250	1400	1600	1800	2000	2240	2500

Таблица 7.4

Межосевые расстояния A

1-й ряд	100	—	125	—	160	—	200	—	250	—	315	—	400
2-й ряд	—	—	—	140	—	180	—	225	—	280	—	355	—

Примечание. 1-й ряд следует предпочитать 2-му.

Таблица 7.7

Общие передаточные числа $i_{\text{общ}}$
Двухступенчатые редукторы

1-й ряд	6,3	—	8,0	—	10	—	12,5	—	16	—
2-й ряд	—	7,1	—	9,0	—	11,2	—	14	—	18

Продолжение табл. 7.7

1-й ряд	20	—	25	—	31,5	—	40	—	50	—	63
2-й ряд	—	22,4	—	28	—	35,5	—	45	—	56	—

Примечания: 1. Для всех редукторов 1-й ряд следует предпочитать 2-му.
2. Фактические значения передаточных чисел i_{ϕ} не должны отличаться от номинальных более чем на 4%.

РЕДУКТОР ЗУБЧАТЫЙ ЦИЛИНДРИЧЕСКИЙ ДВУХСТУПЕНЧАТЫЙ

На рис. 7.17 и 7.18 показан цилиндрический редуктор в сборе и со снятой крышкой, а на рис. 7.20 приведен общий вид корпуса редуктора.

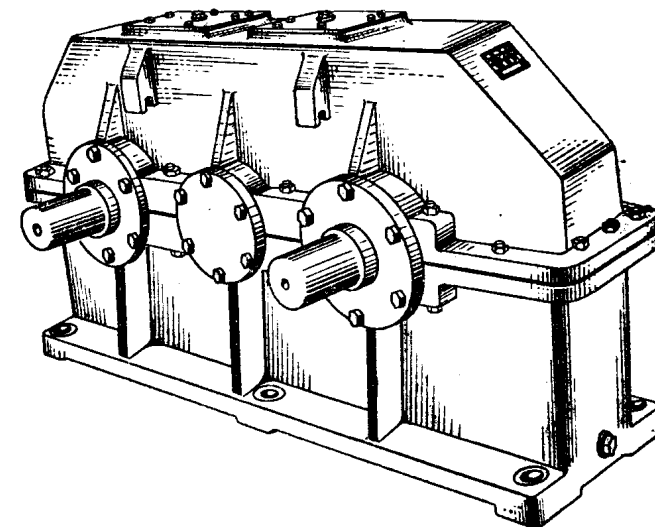


Рис. 7.17

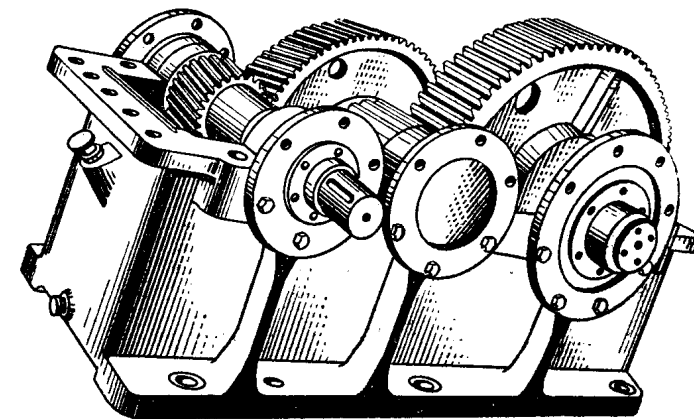
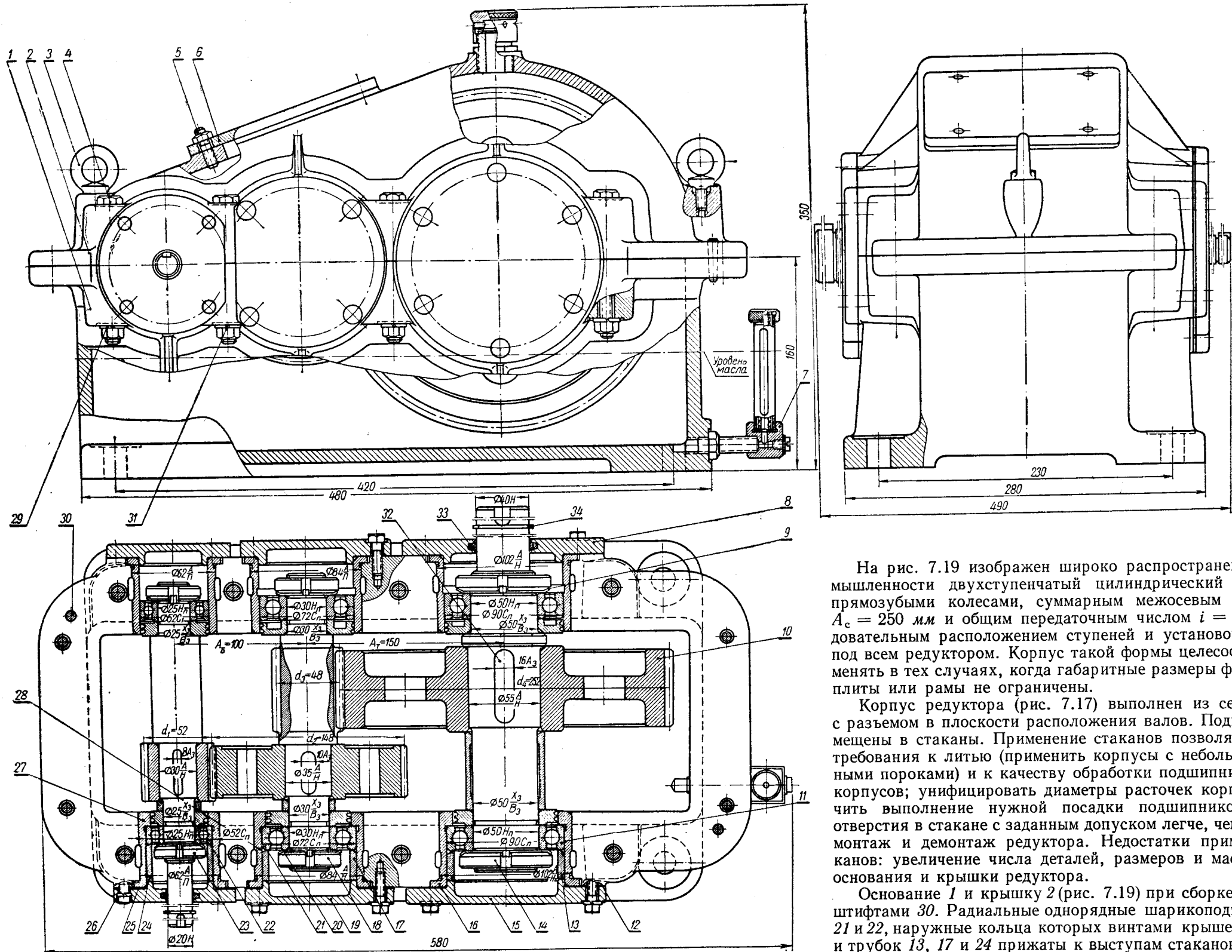


Рис. 7.18



На рис. 7.19 изображен широко распространенный в промышленности двухступенчатый цилиндрический редуктор с прямозубыми колесами, суммарным межосевым расстоянием $A_c = 250$ мм и общим передаточным числом $i = 15$, с последовательным расположением ступеней и установочной плитой под всем редуктором. Корпус такой формы целесообразно применять в тех случаях, когда габаритные размеры фундаментной плиты или рамы не ограничены.

Корпус редуктора (рис. 7.17) выполнен из серого чугуна с разъемом в плоскости расположения валов. Подшипники помещены в стаканы. Применение стаканов позволяет: понизить требования к литью (применить корпуса с небольшими литейными пороками) и к качеству обработки подшипниковых гнезд корпусов; унифицировать диаметры расточек корпусов; облегчить выполнение нужной посадки подшипников (расточка отверстия в стакане с заданным допуском легче, чем в корпусе), монтаж и демонтаж редуктора. Недостатки применения стаканов: увеличение числа деталей, размеров и массы бобышек основания и крышки редуктора.

Основание 1 и крышку 2 (рис. 7.19) при сборке центрируют штифтами 30. Радиальные однорядные шарикоподшипники 11, 21 и 22, наружные кольца которых винтами крышек 15, 19 и 26 и трубок 13, 17 и 24 прижаты к выступам стаканов 16, 27 и 28,

Рис. 7.19

34	Кольцо НК—40 ГОСТ 9301—59	1	Сталь 65Г
33	Кольцо СГ 52—39—5 ГОСТ 6418—67	1	Войлок
32	МН 180—61 Шпонка 16×10×56 ГОСТ 8789—68	1	Сталь Ст. 6
31	Гайка II M10 ГОСТ 2524—62	8	Сталь Ст. 3
30	Штифт конический 8×32 ГОСТ 3129—60	2	Сталь 45
29	Шайба пружинная 10Н 65Г ГОСТ 6402—61	8	Сталь 65Г
28	Стакан	1	Сталь 35Л
27	Стакан	1	Сталь 35Л
26	Крышка 1—52×95 ГОСТ 11641—65	1	Чугун СЧ 18—36
25	Прокладка (набор)	1	Сталь 08кп
24	Трубка распорная	1	Сталь 10
23	Гайка установочная с конической фаской M24×1,5	2	Сталь Ст. 3
22	Шарикоподшипник радиальный однорядный 205 ГОСТ 8338—57	2	Сборный
21	Шарикоподшипник радиальный однорядный 207 ГОСТ 8338—57	2	Сборный
20	Шайба стопорная для установочных гаек	2	Сталь 15
19	Крышка 2—72×115 ГОСТ 11639—65	2	Чугун СЧ 18—36
18	Гайка установочная с конической фаской M27×1,5	2	Сталь Ст. 3
17	Трубка распорная	1	Сталь 10
16	Стакан	1	Сталь 35Л
15	Крышка 2—90 ГОСТ 11639—65	1	Чугун СЧ 18—36
14	Гайка установочная с конической фаской M48×1,5	2	Сталь Ст. 3
13	Трубка распорная	1	Сталь 10
12	Прокладка регулировочная	1	Сталь 08кп
11	Шарикоподшипник радиальный однорядный 210 ГОСТ 8338—57	2	Сборный
10	Колесо зубчатое	1	Сталь 35
9	Шайба стопорная для установочных гаек	2	Сталь 15
8	Крышка 2—90 ГОСТ 11641—65	1	Чугун СЧ 15—32
7	Маслоуказатель	1	Сборный
6	Смотровая крышка	1	Чугун СЧ 12—28
5	Шпилька А M8×16 (10/12) ГОСТ 11765—66	4	Сталь Ст. 4
4	Болт M12×105 ГОСТ 7796—62	8	Сталь Ст. 4
3	Винт грузовой M8 ГОСТ 4751—67	2	Сталь Ст. 3
2	Крышка редуктора	1	Чугун СЧ 18—36
1	Основание редуктора	1	Чугун СЧ 18—36

Характеристика редуктора

Электродвигатель		i_0	Ступени	i	z_1	z_2	$m, мм$
$N, кВт$	$\omega, рад/сек$ ($n, об/мин$)						
5,9	151 (1440)	15	Первая Вторая	2,85 5,25	26 16	74 84	2 3

фиксируют осевое положение валов в двух направлениях, а такие же плавающие подшипники с противоположной стороны обеспечивают компенсацию температурных деформаций валов.

Регулировка степени натяжения трубок 13, 17 и 24 на наружные кольца подшипников (для равномерного изнашивания наружное кольцо подшипника должно проворачиваться на небольшие углы через значительные промежутки времени) осуществляется прокладками 12 и 25 (на промежуточном валу прокладка не обозначена). Прокладки набирают из стальных (сталь 08кп) пластин различной толщины (0,1; 0,15; 0,2; 0,5 мм) общей толщиной $1,5 \div 3 мм$.

Беззазорное крепление посаженных на вал внутренних колец подшипников и других деталей к буртам (заплевикам)

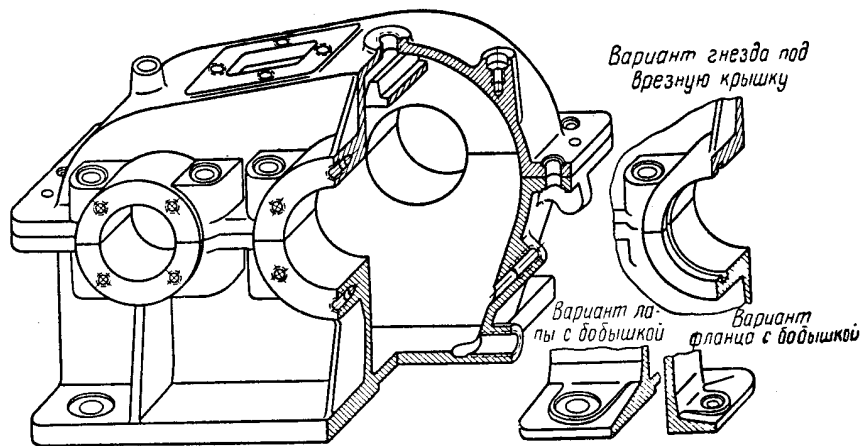


Рис. 7.20

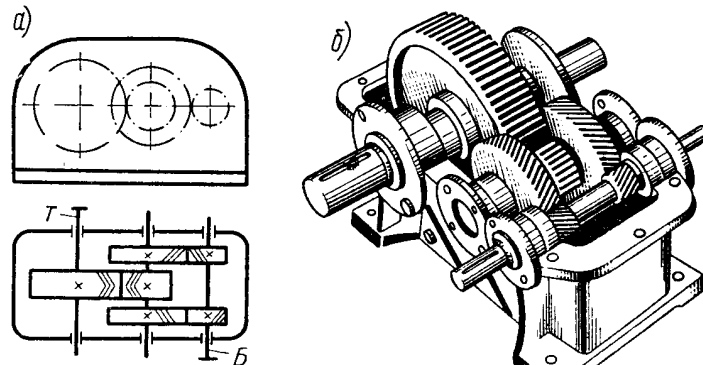


Рис. 7.21

валов осуществлено круглыми установочными гайками и стопорными шайбами.

Подшипники на быстроходном, промежуточном и тихоходном валах подобраны одинаковыми по большей на валу реакции, поэтому редуктор получился немного тяжелее, но произведенная таким образом унификация подшипников удешевила его производство и эксплуатацию.

Смазка колес производится окунанием в масло, залитое в корпус редуктора. По этой системе смазка допускается при окружных скоростях колес не более 10 м/сек. При больших скоростях масло сбрасывается с колес центробежной силой и

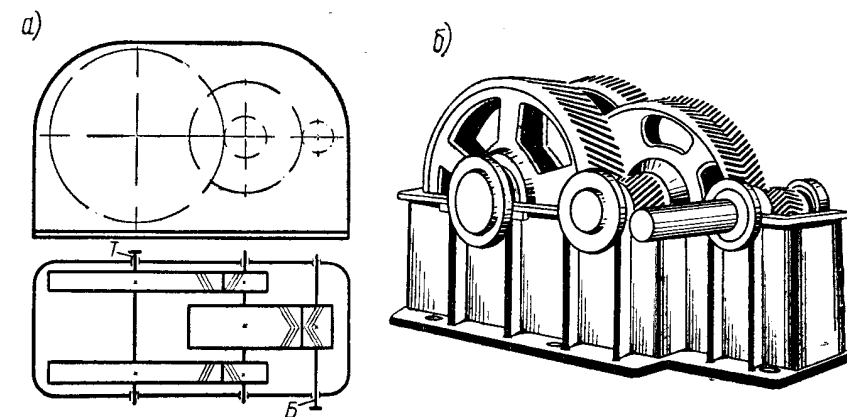


Рис. 7.22

питание зацепления становится недостаточным. Кроме того, при больших скоростях масло, нагреваясь и вспениваясь, теряет вязкость и смазывающие свойства. При более высоких скоростях и нагрузках применяется смазка разбрызгиванием и циркуляционная.

Уровень масла в редукторе контролируется маслоуказателем 7.

Подшипники смазывают отдельно консистентной смазкой (констатином), которую периодически (через полгода) меняют. Защищены подшипники двусторонними мазеудерживающими устройствами: войлочными кольцами и глухими крышками снаружи и щелевыми уплотнениями с проточками от попадания смазки из корпуса.

Недостатком этого редуктора является неравномерное распределение нагрузки на подшипники вала из-за несимметричного расположения зубчатых колес относительно опор. Этот недостаток отсутствует в редукторах с раздвоенной быстроходной Б (рис. 7.21, а и б) или тихоходной Т (рис. 7.22, а и б) ступенью.

На рис. 7.23 показаны основание и крышка двухступенчатого цилиндрического редуктора, отлитые из серого чугуна (изготавливаются также из высокопрочного чугуна, стали и алюминия). Корпуса редукторов должны быть достаточно прочными и жесткими. Это особенно важно для корпусов, выполненных из чугуна, модуль упругости которого меньше, чем у стали.

Для повышения жесткости, уменьшения шума и вибраций корпуса снабжены ребрами жесткости. Для уменьшения деформаций основания и крышки болты у гнезд подшипников рас-