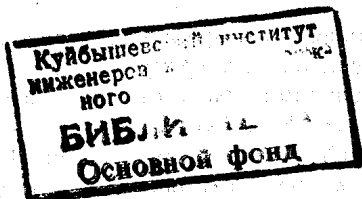


ББК 34.41  
К93  
УДК 621.81(075.3)

Авторы: С. А. Чернавский, **К. Н. Боков**, И. М. Чернин,  
Г. М. Ицкович, В. П. Козинцов

Редактор д-р техн. наук профессор С. А. Чернавский  
Рецензент канд. техн. наук А. В. Карп



**Курсовое проектирование деталей машин: Учеб. пособие для учащихся машиностроительных специальностей техникумов / С. А. Чернавский, К. Н. Боков, И. М. Чернин и др. — 2-е изд., перераб. и доп. — М.: Машиностроение, 1988. — 416 с.: ил. (В пер.): 1 р.**

Изложены методы расчета приводов, редукторов, передач (зубчатых, червячных, цепных, ременных, планетарных и волновых). Рассмотрены основы конструирования деталей редукторов. Даны примеры проектирования редукторов и передач.

Второе издание (1-е изд. 1979 г.) переработано и дополнено новыми материалами в соответствии с действующими ГОСТами и методами проектирования основных видов механических передач и их деталей.

К 2702000000-612 210-87  
038 (01)-88

ПРОЦЕДУРА ББК 34.41  
1991 г.

© Издательство «Машиностроение», 1979.  
© Издательство «Машиностроение», 1987,  
с изменениями.

## ГЛАВА I КИНЕМАТИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ПРИВОДА

### § 1.1. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ТРЕБУЕМОЙ МОЩНОСТИ ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛЯ

В типовых заданиях на курсовое проектирование деталей машин указывается кинематическая схема привода к конвейеру, смесителю, кормораздатчику и другим устройствам, эксплуатируемым в режиме, близком к постоянному. К исходным данным относятся эксплуатационные, нагрузочные и энергетические характеристики.

Учащиеся техникума должны рассчитать все элементы привода и разработать конструкцию одноступенчатого зубчатого или червячного редуктора и дополнительно одну из гибких передач — ременную или цепную.

Первый этап проектирования — анализ кинематической схемы и выбор электродвигателя.

На рис. 1.1 показана одна из типовых схем привода к ленточному конвейеру: от электродвигателя вращение передается валу барабана через ременную передачу, зубчатый одноступенчатый редуктор и цепную передачу.

Для определения требуемой мощности электродвигателя в задании должны быть указаны вращающий момент  $T_p$  (Н·м) на валу барабана и угловая скорость  $\omega_p$  (рад/с) этого вала или же сила тяги  $F$  (Н) и скорость  $v$  (м/с) ленты.

Искомую мощность  $P$  (Вт) электродвигателя определяют из выражения

$$P = \frac{T_p \omega_p}{\eta} = \frac{Fv}{\eta} \quad (1.1)$$

Здесь  $\eta$  — коэффициент полезного действия (КПД) привода, равный произведению частных КПД передач, входящих в кинематическую схему:

$$\eta = \eta_1 \eta_2 \eta_3 \dots \eta_k \quad (1.2)$$

Значения КПД передач отдельных типов приведены в табл. 1.1.

### 1.1. Значения КПД механических передач

Передача	КПД
Зубчатая в закрытом корпусе (редуктор): цилиндрическими колесами	0,97–0,98
коническими колесами	0,96–0,97
Зубчатая открытая	0,95–0,96
Червячная в закрытом корпусе при числе витков (заходов) червяка:	
$z_1 = 1$	0,70–0,75
$z_1 = 2$	0,80–0,85
$z_1 = 4$	0,85–0,95
Цепная закрытая	0,95–0,97
Цепная открытая	0,90–0,95
Ременная:	
плоским ремнем	0,96–0,98
клиновыми ремнями	0,95–0,97

Примечание. Потери на трение в опорах каждого вала учитываются множителем  $\eta_0 = 0,99 \div 0,995$ .

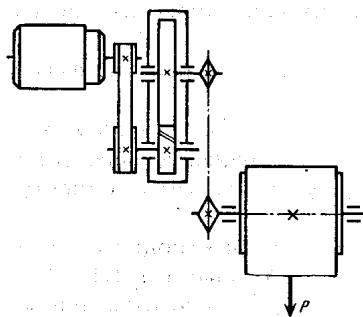


Рис. 1.1. Кинематическая схема привода ленточного конвейера

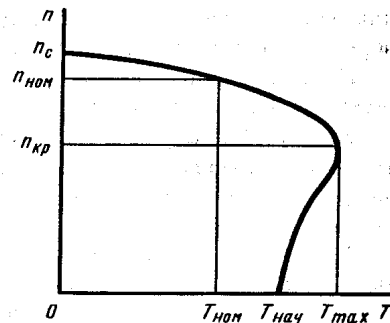


Рис. 1.2. Характеристика асинхронного двигателя трехфазного тока

### § 1.2. ВЫБОР ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛЯ

Мощность электродвигателя, подбираемого для проектируемого привода, должна быть не ниже той, которая определена по формуле (1.1). Из существующих типов двигателей выбирают преимущественно асинхронные электродвигатели трехфазного тока единой серии 4А.

На рис. 1.2 представлена характеристика асинхронного двигателя трехфазного тока, выражающая зависимость частоты

вращения  $n$  (об/мин) вала двигателя от величины вращающего момента  $T$  (Н·м). По оси абсцисс отложены значения  $T_{ном}$  — номинального вращающего момента,  $T_{пуск}$  — пускового или начального вращающего момента, развиваемого при пуске двигателя,  $T_{max}$  — максимального кратковременного момента; по оси ординат отложены значения частот вращения: номинальной  $n_{ном}$ , критической  $n_{кр}$  и синхронной  $n_c$ , развиваемой при отсутствии нагрузки и равной частоте вращения магнитного поля; она зависит от частоты тока  $f$  и числа пар полюсов  $p$ :

$$n_c = \frac{60f}{p};$$

соответствующая угловая скорость, рад/с,

$$\omega_c = \frac{2\pi f}{p}.$$

При стандартной частоте тока  $f = 50 \text{ с}^{-1}$  и числе пар полюсов  $p = 1 \div 6$  синхронная частота вращения  $n_c$  будет равна соответственно 3000; 1500; 1000; 750; 600 и 500 об/мин. Для приводов, разрабатываемых в курсовых проектах, рекомендуется выбирать двигатели с числом полюсов не более восьми, а лучше — не более шести, т. е. с  $p \leq 3$  и  $n_c \geq 1000$  об/мин.

При возрастании нагрузки частота вращения вала двигателя уменьшается вследствие скольжения  $s$ , определяемого по формуле

$$s = \frac{n_c - n}{n_c},$$

откуда

$$n = n_c(1 - s). \quad (1.3)$$

При пуске двигателя  $T = T_{пуск}$  (или  $T_{нач}$ ),  $s = 1$  и  $n = 0$ ; при номинальном режиме  $T = T_{ном}$   $s = 0,02 \div 0,05$ ;  $n_{ном} \approx (0,98 \div 0,95)n_c$ ; при отсутствии нагрузки  $T = 0$   $s = 0$ ;  $n = n_c$ .

Технические данные асинхронных электродвигателей единой серии 4А в закрытом обдуваемом исполнении приведены в таблицах приложения.

III. Электродвигатели асинхронные серии 4А, закрытые обдуваемые (по ГОСТ 19523-81)

Мощность, кВт	Синхронная частота вращения, об/мин											
	3000			1500			1000			750		
	Типоразмер	s, %	$\frac{T_n}{T_H}$	Типоразмер	s, %	$\frac{T_n}{T_H}$	Типоразмер	s, %	$\frac{T_n}{T_H}$	Типоразмер	s, %	$\frac{T_n}{T_H}$
0,55	63B2	8,5		71A4	7,3		71B6	10		80B8	9	
0,75	71A2	5,9		71B4	7,5		80A6	8,4		90LA8	8,4	
1,1	71B2	6,3		80A4	5,4		80B6	8,0		90LB8	7,0	1,6
1,5	80A2	4,2		80B4	5,8		90L6	6,4		100L8	7,0	
2,2	80B2	4,3	2,0	90L4	5,1	2,0	100L6	5,1	2,0	112MA8	6,0	
3,0	90L2	4,3		100S4	4,4		112MA6	4,7		112M8	5,8	1,8
4,0	100S2	3,3		100L4	4,7		112MB6	5,1		132S8	4,1	
5,5	100L2	3,4		112M4	3,7		132S2	3,3		132M8	4,1	
7,5	112M2	2,5		132S4	3,0		132M6	3,2		160S8	2,5	1,4
11,0	132M2	2,3	1,6	132M4	2,8		160S6	2,7		160M8	2,5	
15	160S2	2,1		160S4	2,3		160M6	2,6		180M8	2,5	
18,5	160M2	2,1		160M4	2,2		180M6	2,7		200M8	2,3	
22	180S2	2,0		180S4	2,0		200M6	2,8		200L8	2,7	
30	180M2	1,9	1,4	180M4	1,9	1,4	200L6	2,1		225M8	1,8	1,2
37	200M2	1,9		200M4	1,7		225M6	1,8		250S8	1,5	
45	200L2	1,8		200LA	1,6		250S6	1,4	1,2	250M8	1,4	
55	225M2	1,8		225M4	1,4		250M6	1,3		280S8	2,2	
75	250S2	1,4	1,2	250S4	1,2	1,2	280S6	2,0		280M8	2,2	
90	250M2	1,4		250M4	1,3		280M6	2,0		315S8	2,0	1,0
110	280S2	2,0		280S4	2,3		315S6	2,0		315M8	2,0	

Примечания. 1. Пример условного обозначения электродвигателя мощностью 11 кВт, синхронная частота вращения 1500 об/мин.

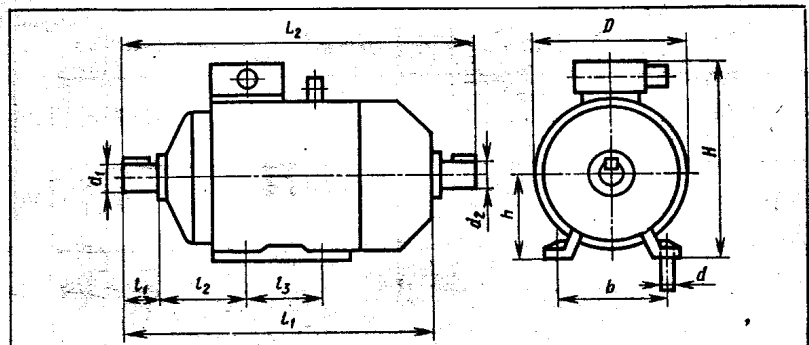
Электродвигатель 4A132M4У3

2. Значения символов в условных обозначениях: цифра 4 указывает порядковый номер серии, буква А — род двигателя — асинхронный. Следующие за буквой А числа (двух- или трехзначные) соответствуют высоте оси вращения, мм; буквы L, S и M относятся к установочным размерам по длине станины; буквы А и В — условные обозначения длины сердечника статора. Цифры 2, 4, 6 и 8 означают число полюсов. Последние два знака У3 показывают, что двигатель предназначен для эксплуатации в зоне умеренного климата.

3. В графе s указано скольжение, %; в графе  $\frac{T_n}{T_H}$  даны значения отношения величин пускового и номинального вращающих моментов.

4. Габаритные и установочные размеры двигателей серии 4А даны в табл. П2.

П2. Электродвигатели серии 4А. Исполнение закрытое обдуваемое (по ГОСТ 19523-81)



Типоразмер	Число полюсов	Габаритные размеры, мм				Установочные и присоединительные размеры, мм						
		L <sub>1</sub>	L <sub>2</sub>	H	D	d <sub>1</sub>	d <sub>2</sub>	l <sub>1</sub>	l <sub>2</sub>	l <sub>3</sub>	b	d
4AA50	2; 4	174	198	142	112	9	9	20	32	63	80	5,8
4AA56	2; 4	194	221	152	128	11	11	23	36	71	90	5,8
4AA63	2; 4; 6; 8	216	250	164	138	14	14	30	40	80	100	7
4A71		285	330	201	170	19	19	40	45	90	112	7
4A80A	2; 4; 6; 8	300	355	218	186	22	22	50	50	100	125	10
4A80B		320	375									
4A90L		350	405	243	208	24	24	50	56	125	140	10
4A100S		365	427	265	235	28	28	60	63	132	160	12
4A100L		395	457	280						140		
4A112M	2; 4; 6; 8	452	534	310	260	32	32	80	70	140	190	12
4A132S		480	560	350	302	38	38	80	89	178	216	12
4A132M		530	610									
4A160S	2	624	737			42				178		
	4; 6; 8			430	358	48	42	110	108		254	15
4A160M	2	667	780			42				210		
	4; 6; 8					48						
4A180S	2	662	778			48				203		
	4; 6; 8			470	410	55	48	110	121		279	
4A180M	2	702	818			48				241		
	4; 6; 8					55						

Типо-размер	Число полюсов	Габаритные размеры, мм				Установочные и присоединительные размеры, мм							
		L <sub>1</sub>	L <sub>2</sub>	H	D	d <sub>1</sub>	d <sub>2</sub>	l <sub>1</sub>	l <sub>2</sub>	l <sub>3</sub>	b	d	
4A200M	2	760	875	535	450	55	55	110	133	267	318	19	
	4; 6; 8	780	905			60		140	133				
4A200L	2	800	915	575	491	55	60	110	133	305	356	19	
	4; 6; 8	830	945			60		140					
4A225M	2	810	925	610	554	55	65	110	149	311	406	19	
	4; 6; 8	840	985			65		140					
4A250S	2	915	1060	610	554	65	70	140	168	349	406	24	
	4; 6; 8					75							
4A250M	2	955	1100	610	554	65	70	140	168	349	406	24	
	4; 6; 8					75							

## СВЕДЕНИЯ О РЕДУКТОРАХ

## § 2.1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

Редуктором называют механизм, состоящий из зубчатых или червячных передач, выполненный в виде отдельного агрегата и служащий для передачи вращения от вала двигателя к валу рабочей машины. Кинематическая схема привода может включать, помимо редуктора, открытые зубчатые передачи, цепные или ременные передачи (см., например, рис. 1.1). Указанные механизмы являются наиболее распространенной тематикой курсового проектирования.

Назначение редуктора — понижение угловой скорости и соответственно повышение вращающего момента ведомого вала по сравнению с ведущим. Механизмы для повышения угловой скорости, выполненные в виде отдельных агрегатов, называют ускорителями или мультипликаторами.

Редуктор состоит из корпуса (литого чугунового или сварного стального), в котором помещают элементы передачи — зубчатые колеса, валы, подшипники и т. д. В отдельных случаях в корпусе редуктора размещают также устройства для смазывания зацеплений и подшипников (например, внутри корпуса редуктора может быть помещен шестеренный масляный насос) или устройства для охлаждения (например, змеевик с охлаждающей водой в корпусе червячного редуктора).

Редуктор проектируют либо для привода определенной машины, либо по заданной нагрузке (моменту на выходном валу) и передаточному числу без указания конкретного назначения. Второй случай характерен для специализированных заводов, на которых организовано серийное производство редукторов.

Кинематические схемы и общие виды наиболее распространенных типов редукторов представлены на рис. 2.1-2.20. На кинематических схемах буквой Б обозначен входной (быстроходный) вал редуктора, буквой Т — выходной (тихоходный).

Редукторы классифицируют по следующим основным признакам: типу передачи (зубчатые, червячные или зубчато-

червячные); числу ступеней (одноступенчатые, двухступенчатые и т. д.); типу зубчатых колес (цилиндрические, конические, коническо-цилиндрические и т. д.); относительному расположению валов редуктора в пространстве (горизонтальные, вертикальные); особенностям кинематической схемы (развернутая, соосная, с раздвоенной ступенью и т. д.).

Возможности получения больших передаточных чисел при малых габаритах обеспечивают планетарные и волновые редукторы (см. главы V и VI).

### Двухступенчатые цилиндрические редукторы

Наиболее распространены двухступенчатые горизонтальные редукторы, выполненные по развернутой схеме (рис. 2.6). Эти

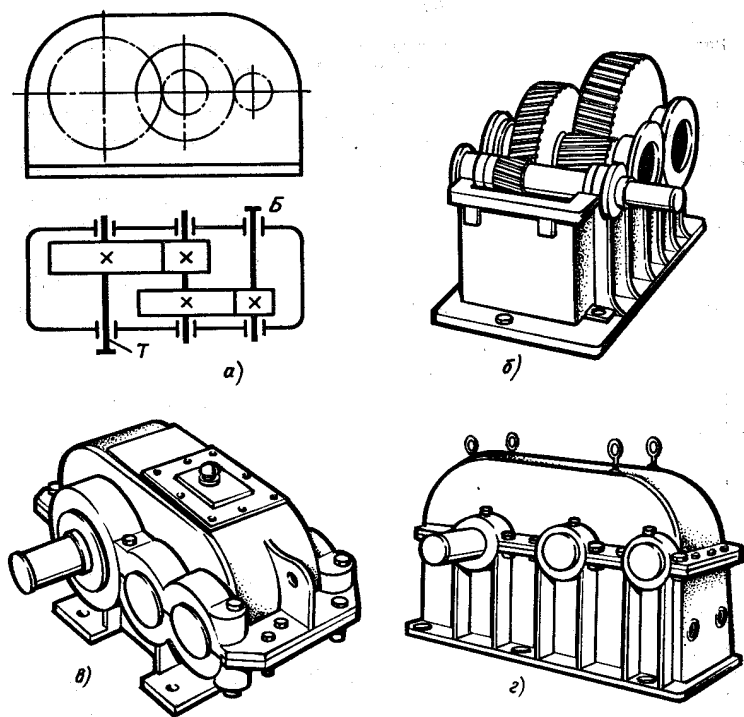


Рис. 2.6. Двухступенчатый горизонтальный редуктор с цилиндрическими колесами: а — кинематическая схема; б — редуктор со снятой крышкой (колеса косозубые); в — общий вид редуктора, у которого подшипниковые узлы закрыты врезными крышками; г — общий вид редуктора, у которого подшипниковые крышки привернуты винтами

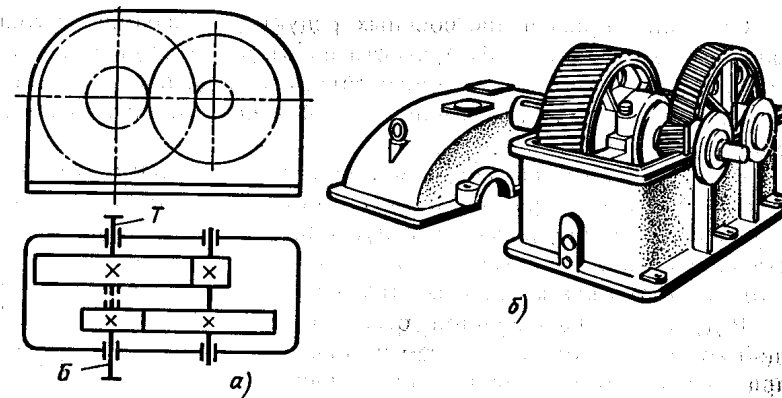


Рис. 2.7. Двухступенчатый горизонтальный соосный редуктор: а — кинематическая схема; б — общий вид

редукторы отличаются простотой, но из-за несимметричного расположения колес на валах повышается концентрация нагрузки по длине зуба. Поэтому в этих редукторах следует применять жесткие валы.

Соосная схема (рис. 2.7) позволяет получить меньшие габариты по длине; это ее основное преимущество.

В соосных редукторах быстроходная ступень зачастую недогружена\*, так как силы, возникающие в зацеплении колес тихоходной ступени, значительно больше, чем в быстроходной, а межосевые расстояния ступеней одинаковы ( $a_{wБ} = a_{wТ}$ ). Указанное обстоятельство является одним из основных недостатков соосных редукторов. Кроме того, к их недостаткам относят также:

а) большие габариты в направлении геометрических осей валов, по сравнению с редукторами, выполненными по развернутой схеме;

б) затруднительность смазывания подшипников, расположенных в средней части корпуса;

в) большое расстояние между опорами промежуточного вала, поэтому требуется увеличить его диаметр для обеспечения достаточной прочности и жесткости.

\* При сравнительно небольшом общем передаточном числе ( $i \approx 8 \div 16$ ) можно (при обеспечении удовлетворительной компоновки редуктора) так произвести разбивку общего передаточного числа по ступеням, что нагрузочная способность быстроходной ступени будет использована полностью.

Очевидно, применение соосных редукторов ограничивается случаями, когда нет необходимости иметь два выходных конца быстроходного или тихоходного вала, а совпадение геометрических осей входного и выходного валов удобно при намеченной общей компоновке привода.

В отношении типа зубьев и подшипников в двухступенчатых редукторах справедливо сказанное относительно одноступенчатых цилиндрических редукторов; часто быстроходную ступень выполняют косозубой, а тихоходную – прямозубой (это относится как к соосным, так и к несоосным редукторам).

Редуктор с раздвоенной быстроходной ступенью, имеющий косозубые колеса, показан на рис. 2.8. Тихоходная ступень при этом может иметь либо шевронные колеса, либо прямозубые (рис. 2.8, б). Кинематическая схема и общий вид редуктора с раздвоенной тихоходной ступенью показаны на рис. 2.9.

При раздвоенной быстроходной (или тихоходной) ступени колеса расположены симметрично относительно опор, что приводит к меньшей концентрации нагрузки по длине зубьев, чем при применении обычной развернутой или соосной схемы. Это позволяет иметь в рассматриваемом случае менее жесткие валы. Быстроходный вал редуктора, показанного на рис. 2.8, б, должен иметь свободу осевого перемещения («плавающий» вал), что обеспечивается соответствующей конструкцией подшипниковых узлов; в редукторе с шевронными

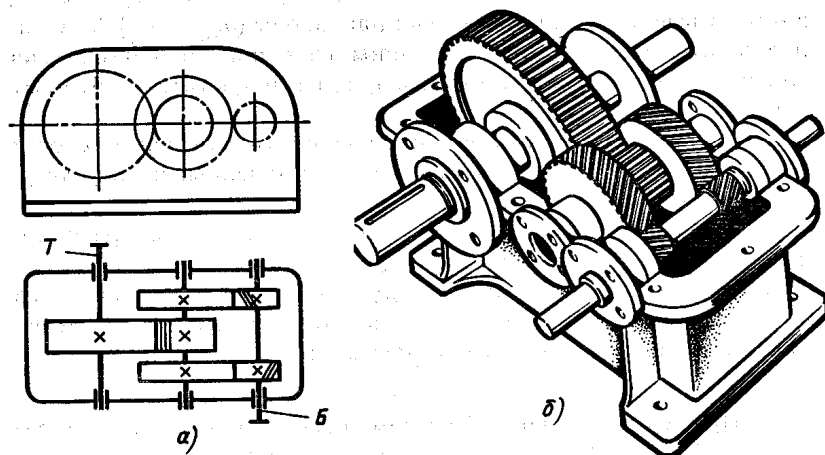


Рис. 2.8. Двухступенчатый горизонтальный редуктор с раздвоенной первой (быстроходной) ступенью: а – кинематическая схема; б – общий вид (без крышки)

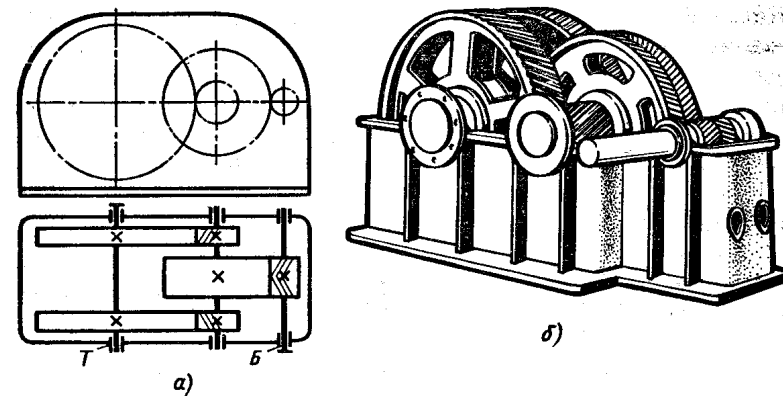


Рис. 2.9. Двухступенчатый горизонтальный редуктор с раздвоенной второй (тихоходной) ступенью: а – кинематическая схема; б – общий вид (без крышки)

тихоходными колесами свободу осевого перемещения должен иметь и тихоходный вал. При соблюдении указанного условия нагрузка распределяется поровну между параллельно работающими парами зубчатых колес.

Схемы вертикальных цилиндрических двухступенчатых редукторов приведены на рис. 2.10.

Двухступенчатые цилиндрические редукторы обычно применяют в широком диапазоне передаточных чисел: по ГОСТ 2185–66  $u = 6,3 \div 63$ . Крупные двухступенчатые цилиндрические редукторы, выпускаемые НКМЗ, имеют  $u = 7,33 \div 44,02$ .

От целесообразной разбивки общего передаточного числа двухступенчатого редуктора по его отдельным ступеням в зна-

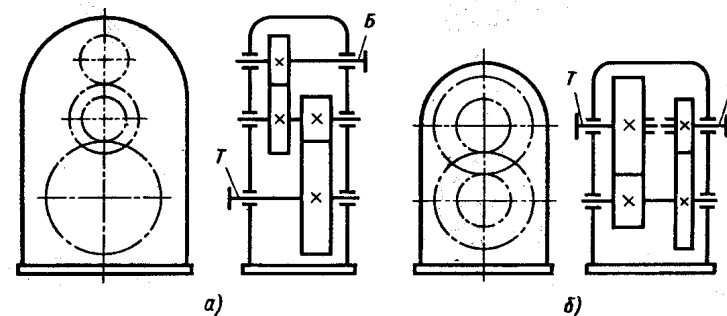


Рис. 2.10. Кинематические схемы двухступенчатых цилиндрических вертикальных редукторов: а – выполненного по развернутой схеме (трехосного); б – соосного

чительной степени зависят габариты редуктора, удобство смазывания каждой ступени, рациональность конструкции корпуса и удобство компоновки всех элементов передач. Дать рекомендации разбивки передаточного числа, удовлетворяющие всем указанным требованиям, невозможно, и поэтому все рекомендации следует рассматривать как ориентировочные.

Ниже приведена разбивка передаточных чисел для некоторых двухступенчатых редукторов, выпускаемых НКМЗ:

$i$	8,05	9,83	10,92	12,25	13,83	15,60	17,78	20,49	22,12	23,15
$i_B$	2,30	2,808	3,125	3,500	3,950	3,950	4,500	5,187	5,600	6,615

### Червячные редукторы

Червячные редукторы применяют для передачи движения между валами, оси которых перекрещиваются.

По относительному положению червяка и червячного колеса различают три основные схемы червячных редукторов: с нижним, верхним и боковым расположением червяка (рис. 2.14–2.16).

Искусственный обдув ребристых корпусов обеспечивает более благоприятный тепловой режим работы редуктора (рис. 2.14, в и г).

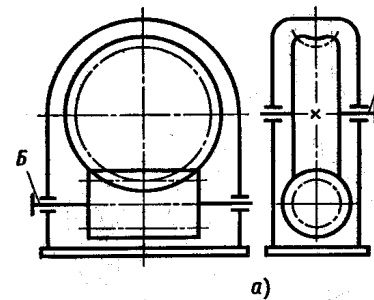
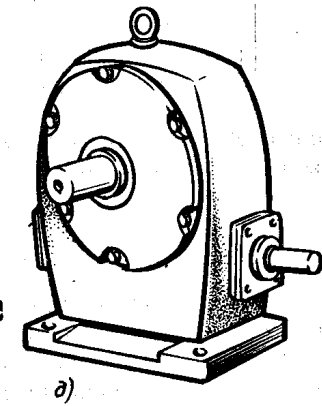
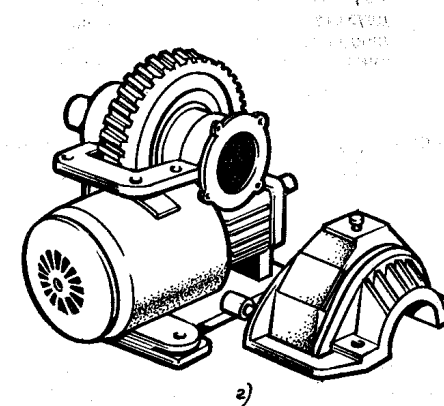
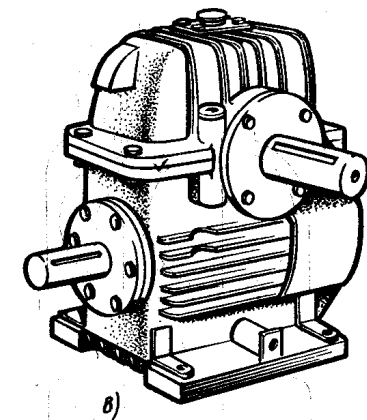
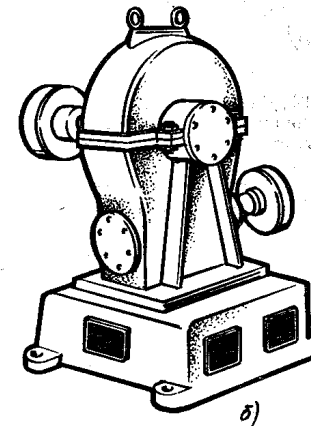


Рис. 2.14. Червячный редуктор с нижним расположением червяка: а — кинематическая схема; б — общий вид редуктора с разъемным корпусом; в — общий вид редуктора с ребристым разъемным корпусом и искусственным обдувом; г — то же, со снятой крышкой; д — общий вид редуктора с неразъемным корпусом



Выход вала колеса редуктора с боковым расположением червяка в зависимости от назначения и компоновки привода может быть сделан вверх (рис. 2.16, а) или вниз (рис. 2.16, б и в). При нижнем расположении червяка условия смазывания

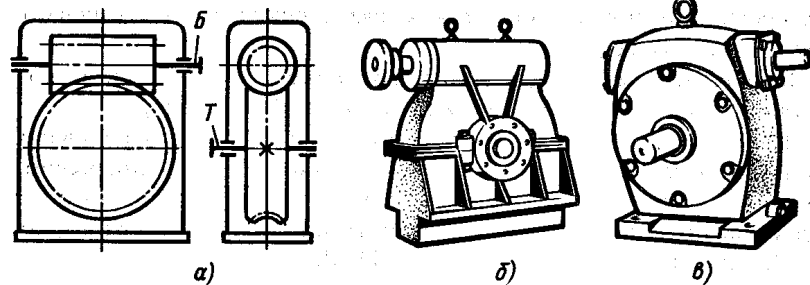


Рис. 2.15. Червячный редуктор с верхним расположением червяка:  
 а — кинематическая схема; б — общий вид редуктора с разъемным корпусом;  
 в — общий вид редуктора с неразъемным корпусом

зацепления лучше, при верхнем хуже, но меньше вероятность попадания в зацепление металлических частиц — продуктов износа.

Выбор схемы редуктора обычно обусловлен удобством компоновки привода в целом: при окружных скоростях червяка до 4–6 м/с предпочтительно нижнее расположение червяка; при больших скоростях возрастают потери на перемешивание масла, и в этом случае следует располагать червяк над колесом. В редукторах с верхним расположением червяка при включе-

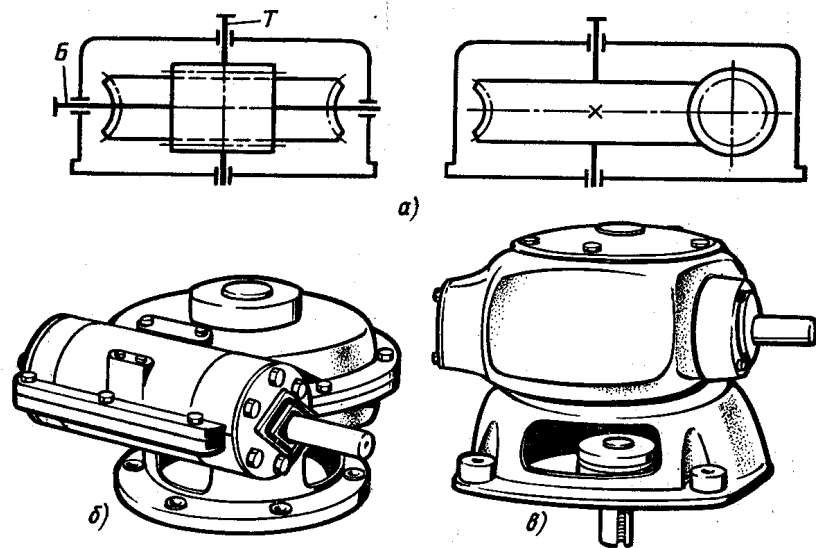


Рис. 2.16. Червячный редуктор с вертикальным валом червячного колеса:  
 а — кинематическая схема; б — общий вид редуктора с разъемным корпусом; в — общий вид редуктора с неразъемным корпусом

нии движение обычно начинается при недостаточной смазке (за время остановки при редких включениях масло успевает стечь с зубьев колеса).

Передаточные числа червячных редукторов обычно колеблются в пределах  $i = 8 \div 80$  (см. ГОСТ 2144–76).

Так как КПД червячных редукторов невелик, то для передачи больших мощностей и в установках, работающих непрерывно, проектировать их нецелесообразно. Практически червячные редукторы применяют для передачи мощности, как правило, до 45 кВт и в виде исключения до 150 кВт.

### Зубчато-червячные, червячно-зубчатые и двухступенчатые червячные редукторы

Схемы и общий вид зубчато-червячных и двухступенчатых червячных редукторов показаны на рис. 2.17 и 2.18. Переда-

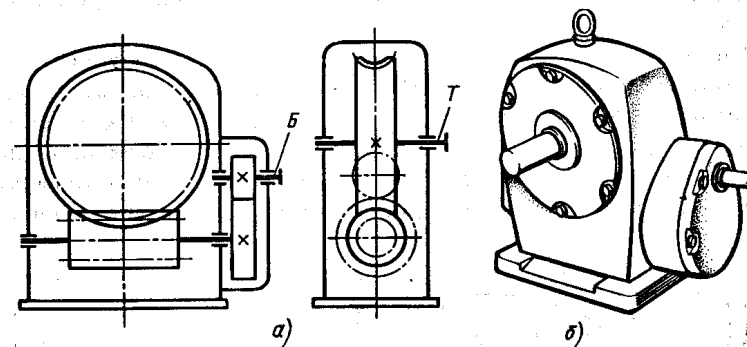


Рис. 2.17. Двухступенчатый зубчато-червячный редуктор:  
 а — кинематическая схема; б — общий вид

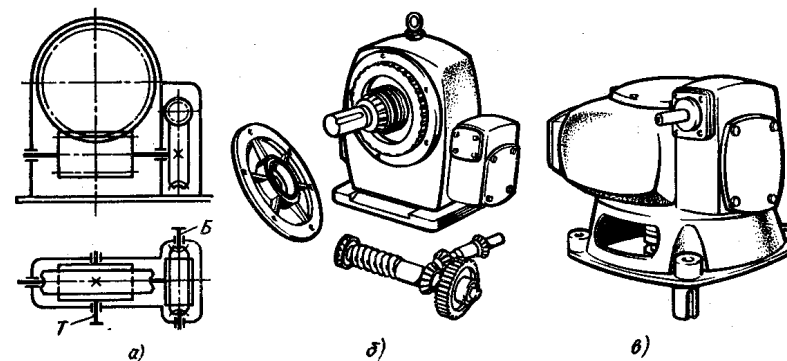


Рис. 2.18. Двухступенчатый червячный редуктор:  
 а — кинематическая схема; б и в — варианты общего вида



точные числа зубчато-червячных редукторов  $u \leq 150$ , а в отдельных случаях и выше (для учебного проектирования рекомендуется ограничиться  $u = 35 \div 80$ ).

Двухступенчатые червячные редукторы изготавливают с передаточными числами  $u = 120 \div 2500$  (при учебном проектировании рекомендуется ограничиться  $u = 120 \div 400$ ).

### § 8.3. КОНСТРУИРОВАНИЕ ВАЛОВ

Для редукторов общего назначения рекомендуется выполнять простые по конструкции гладкие валы одинакового номинального диаметра по всей длине; для обеспечения требуемых посадок деталей соответствующие участки вала должны иметь предусмотренные отклонения. Но если места посадок отдалены от конца вала, то установка деталей затрудняется. Поэтому для удобства сборки и разборки узла вала, замены подшипников и других насаживаемых деталей валы выполняют ступенчатыми. Пример такой конструкции представлен на рис. 8.4. На участках вала, предназначенных для неподвижных посадок деталей, указывают отклонения размеров вала типа  $s_6$ ,  $u_7$ ,  $r_6$  и  $n_6$  со скосами для облегчения монтажа. Размеры скосов и фасок, мм (места I и II), в зависимости от диаметра прилегающего участка вала, таковы:

$d$ вала . . . . .	15–30	30–45	45–70	70–100	100–150
$s$ . . . . .	1,5	2,5	2,5	3	4
$a$ . . . . .	2	3	5	5	8
$\alpha^\circ$ . . . . .	30	30	30	30	10

Для плотного прилегания торцов деталей к буртикам вала

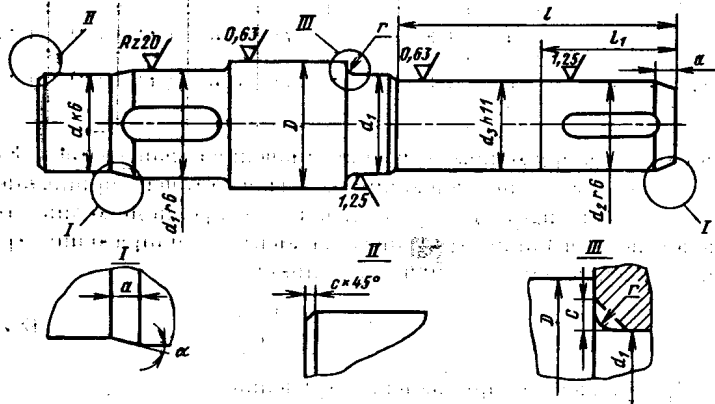
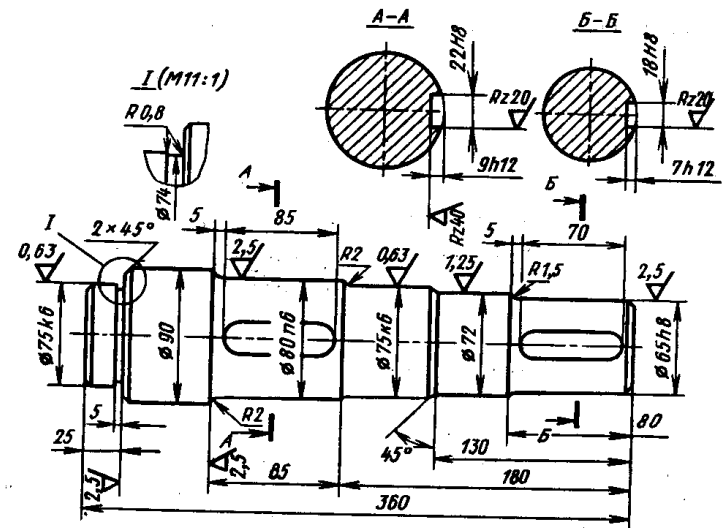


Рис. 8.4. Конструкция вала редуктора



1. Термообработка, нормализация НВ 140... 167.
2. Неуказанные предельные отклонения размеров: отверстий по Н14, валов по h 14.
3. Кромки притупить R=0,3 мм.

Рис. 8.5. Рабочий чертеж вала

в месте III перехода делают галтели радиусом  $r$  в зависимости от диаметра  $d_1$  (размеры, мм):

$d_1$ . . . . .	15–30	30–45	45–70	70–100	100–150
$r$ . . . . .	1,0	1,0	1,5	2,0	2,5
$s$ . . . . .	1,5	2,0	2,5	3,0	4,0

В местах перехода от  $d$  к  $D$ , если детали здесь не устанавливают, предусматривают галтели с радиусом закругления  $R \approx 0,4(D - d)$ .

Правый конец вала длиной  $l$  одинакового номинального диаметра  $d_2 = d_3$  имеет на участке длиной  $l_1$  отклонение  $k_6$  для посадки муфты или шкива. Участок левее, не сопрягаемый с деталями, показан с отклонением  $h_{11}$ . Это позволяет уменьшить число ступеней вала.

Пример выполнения рабочего чертежа ступенчатого вала дан на рис. 8.5.

# ГЛАВА IX ОПОРЫ ВАЛОВ

## § 9.1. ОПОРЫ КАЧЕНИЯ

### Общие сведения

Проектирование опорных узлов ведут в следующем порядке.

1. Намечают эскизную компоновку узла; на основании расчетной схемы ориентировочно определяют расстояние между опорами с учетом закрепленных на валу деталей.

2. На основании кинематической схемы узла и силовой характеристики механизма определяют величины и направления действующих на опоры нагрузок.

3. Намечают тип и класс точности подшипника; учитывая все указанные выше факторы, определяют расчетный ресурс выбранного подшипника и сравнивают его с теоретическим.

4. Учитывая величину, направление и характер нагрузок, назначают посадки на сопряжения колец подшипников с валом и корпусом, а также выбирают способ крепления колец на посадочных поверхностях.

5. Выбирают конструкцию уплотнений и способ смазывания узла.

6. Окончательно оформляют конструкцию узла, обеспечивая прочность и жесткость деталей, соосность посадочных мест, легкость хода, надежность и безопасность эксплуатации, монтаж, демонтаж и ремонт, компенсацию теплового расширения.

### Краткие характеристики основных типов подшипников качения

*Радиальные однорядные шарикоподшипники* (рис. 9.1, табл. П3) воспринимают радиальные и ограниченные осевые нагрузки, действующие в обоих направлениях вдоль оси вала. Подшипники допускают перекосы валов до  $10'$ ; по сравнению с подшипниками других типов имеют минимальные потери на трение; фиксируют положение вала относительно корпуса в двух осевых направлениях.

Радиальные однорядные шарикоподшипники с двумя защитными шайбами (рис. 9.2, табл. П3) заполняются на заводе-

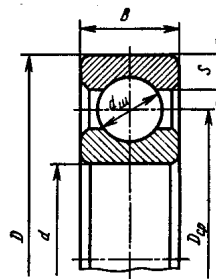


Рис. 9.1. Подшипник шариковый радиальный однорядный

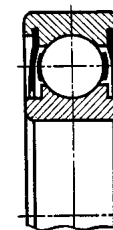


Рис. 9.2. Подшипник шариковый радиальный однорядный с двумя защитными шайбами

изготовителем пластичным смазочным материалом и в дополнительном смазывании не нуждаются.

*Радиальные двухрядные сферические шарикоподшипники* (рис. 9.3, табл. П4) воспринимают радиальные и небольшие осевые нагрузки; фиксируют положение вала относительно корпуса в двух осевых направлениях. Благодаря способности самоустанавливаться они допускают несоосность посадочных мест (перекосы) до  $2-3^\circ$ .

*Роликоподшипники с короткими цилиндрическими роликами* (рис. 9.4, табл. П5) предназначены для восприятия значительных радиальных нагрузок; подшипники, фиксирующие вал в осевом направлении, могут воспринимать кратковременные небольшие осевые нагрузки. Требуется очень точная соосность посадочных мест.

Конструктивные разновидности этих подшипников зависят от наличия и расположения бортов на наружных и внутренних кольцах. Подшипники без бортов на наружном или внутренних кольцах дают возможность валу перемещаться относительно корпуса в осевом направлении (также подшипники широко используются как плавающие опоры).

*Радиально-упорные шарикоподшипники* (рис. 9.5, табл. П6) воспринимают комбинированные радиально-осевые нагрузки; осевая грузоподъемность их зависит от угла контакта, имеющего значения  $\alpha = 12^\circ$ ;  $\alpha = 26^\circ$ ;  $\alpha = 36^\circ$ ; с увеличением угла

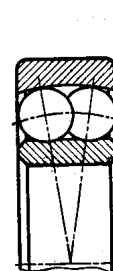


Рис. 9.3. Подшипник шариковый радиальный сферический двухрядный

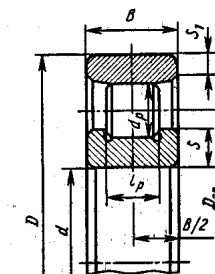


Рис. 9.4. Подшипник роликовый радиальный с короткими цилиндрическими роликами

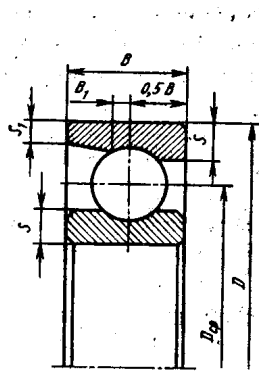


Рис. 9.5. Подшипник шариковый радиально-упорный однорядный

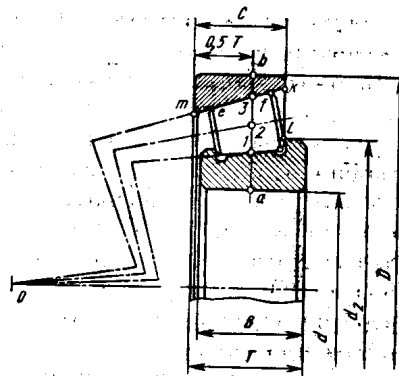


Рис. 9.6. Подшипник роликовый конический однорядный

допускаемая осевая нагрузка возрастает за счет радиальной. Подшипники способны воспринимать осевую нагрузку только в одном направлении, поэтому для фиксации вала в обе стороны их устанавливают парно.

Конические роликоподшипники (рис. 9.6, табл. П7) могут воспринимать радиальные и осевые нагрузки. Способность воспринимать осевую нагрузку зависит от угла конусности  $\alpha$  ( $\alpha = 12^\circ$ ;  $\alpha = 18^\circ$ ;  $\alpha = 26^\circ$ ;  $\alpha = 36^\circ$ ); осевая грузоподъемность возрастает при увеличении  $\alpha$  за счет радиальной. При чисто радиальной нагрузке в подшипнике возникает осевая составляющая, которую компенсируют осевой нагрузкой противоположного направления; поэтому для фиксации вала в обе стороны подшипники устанавливают парно. Подшипники допускают регулирование осевой игры и радиального зазора; перекос вала относительно оси конуса недопустим.

Упорные шарикоподшипники (рис. 9.7 и 9.8, табл. П8) воспринимают только осевые нагрузки: одинарные — в одном направлении, двойные — в двух направлениях. Подшипники очень чувствительны к несоосности и перекосам осей; их не

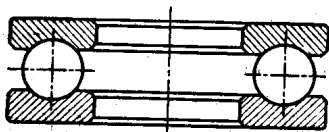


Рис. 9.7. Подшипник шариковый упорный

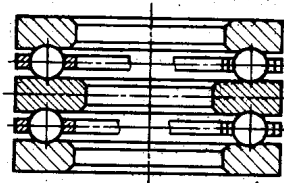


Рис. 9.8. Подшипник шариковый упорный (двухрядный)

следует устанавливать в опорах горизонтальных валов, имеющих высокие частоты вращения, так как под действием центробежных сил шарики могут выйти из беговых дорожек, при этом возрастает сила трения, увеличивается нагрев.

Условные обозначения подшипников качения содержат информацию о внутреннем диаметре подшипника, его серии, типе, конструктивных особенностях и классе точности.

Первые две цифры номера подшипника справа указывают диаметр отверстия внутреннего кольца подшипника; для диаметров  $d = 20 \div 495$  мм (за исключением магнетных) диаметр отверстия определяют умножением этих цифр на 5. Это правило не распространяется на подшипники с  $d < 20$  мм; для них две последние цифры справа соответствуют: 00 —  $d = 10$  мм; 01 —  $d = 12$  мм; 02 —  $d = 15$  мм; 03 —  $d = 17$  мм. Третья и седьмая цифры указывают серию подшипников (кроме малых диаметров, до 9 мм) и характеристику его по ширине (например, 1 — ооболегкая, 2 — легкая, 3 — средняя, 4 — тяжелая); тип подшипника указывается в условном обозначении четвертой цифрой справа (например, 0 — радиальный шариковый, 1 — радиальный шариковый сферический, 2 — радиальный с короткими роликами).

Конструктивные особенности подшипника указывают в условном обозначении пятой цифрой или двумя цифрами (пятой и шестой) (подшипник с канавкой на наружном кольце, с защитными шайбами, с упорным бортом на наружном кольце и т. п.).

Класс точности подшипника (ГОСТ 520—71) указывается одной цифрой перед условным обозначением подшипника (нормальный класс обозначается цифрой 0, повышенный — 6, высокий — 5, прецизионный — 4, сверхпрецизионный — 2). Некоторые подшипники изготавливают по специальным техническим требованиям; чтобы их можно было отличить от стандартных, к условному обозначению подшипника добавляют справа дополнительные знаки в виде цифр и букв русского алфавита.

Значения некоторых дополнительных знаков:

- все или часть деталей из коррозионно-стойкой стали — Ю;
- детали подшипников из теплостойких сталей — Р;
- сепаратор из черных металлов — Г;
- сепаратор из пластических материалов — Е;
- специальные требования к подшипнику по шуму — Ш;
- подшипники закрытого типа при заполнении смазочным материалом ЦИАТИМ-221-С1.

Примеры условных обозначений:

6-206 – подшипник шариковый радиальный однорядный, внутренний диаметр  $d = 30$  мм (06 × 5); легкой серии; класс точности – 6;

– 2311 – подшипник роликовый радиальный с короткими цилиндрическими роликами; внутренний диаметр  $d = 55$  мм (11 × 5); средней узкой серии; класс точности – 0.

### § 9.2. СХЕМЫ УСТАНОВКИ ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ

Для предотвращения заклинивания тел качения, вызываемого температурным удлинением вала или неточностью изготовления деталей подшипникового узла, применяют две основные схемы установки подшипников:

- 1) с фиксированной и плавающей опорой (рис. 9.9–9.13);
- 2) с фиксацией враспор.

По схеме 1 в одной опоре устанавливают подшипник, фиксирующий положение вала относительно корпуса в обоих направлениях; он жестко крепится в осевом направлении как на валу, так и в расточке корпуса (см. рис. 9.9). Опора *A* – фиксирующая; она воспринимает радиальную и двустороннюю осевые нагрузки. Внутреннее кольцо второго подшипника *B* жестко (с помощью разрезного кольца) крепится на валу в осевом направлении; внешнее кольцо может свободно перемещаться вдоль оси стакана (опора *B* – плавающая). Для свободного перемещения внешнего кольца подшипника в стакане необходимо назначить соответствующую посадку с зазором, а также обеспечить соответствующий зазор (*a*).

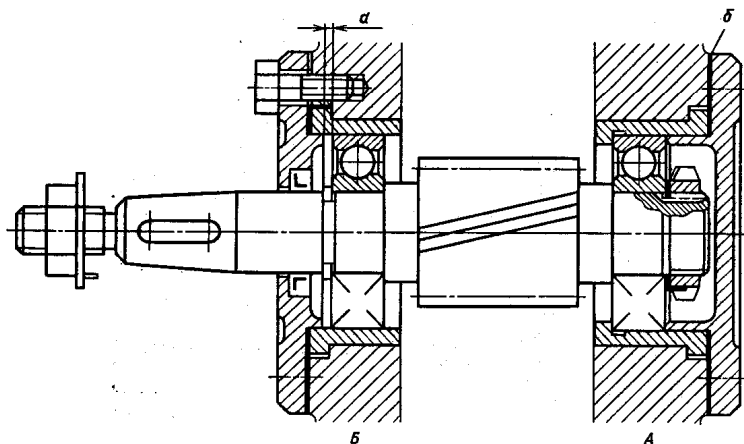


Рис. 9.9. Вал установлен на радиальных подшипниках; правый – фиксированный, левый – «плавающий»

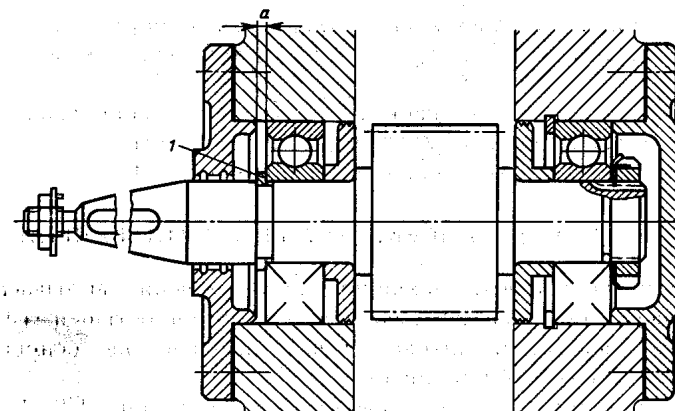


Рис. 9.10. Вал установлен на радиальных подшипниках: правый – фиксированный, левый – «плавающий»

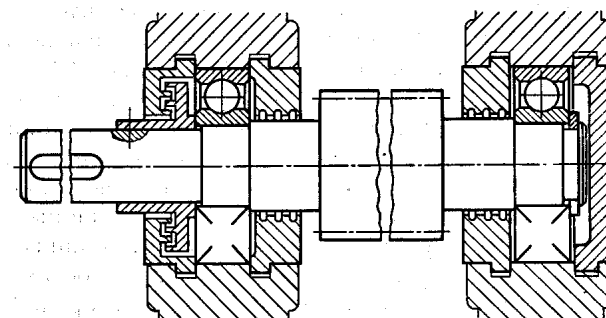


Рис. 9.11. Вал установлен на радиальных подшипниках: крышки – врезные, правый подшипник – «плавающий»

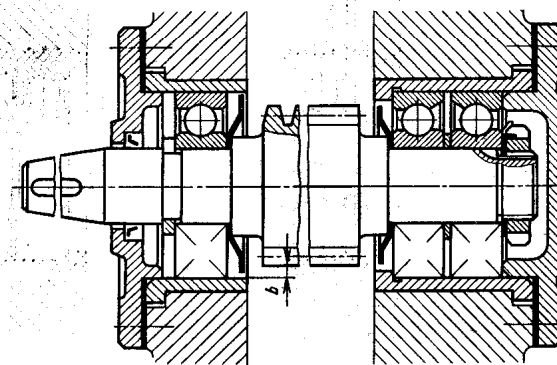


Рис. 9.12. Вал установлен на двух радиально-упорных шарикоподшипниках; левый подшипник – «плавающий»

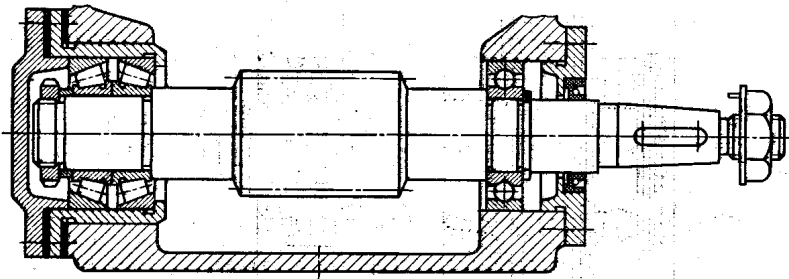


Рис. 9.13. Червячный вал установлен на двух конических роликоподшипниках; правый подшипник — «плавающий» (радиальный однорядный)

В качестве плавающей опоры (Б) выбирают ту, которая воспринимает меньшую радиальную нагрузку (рис. 9.10, 9.11). При значительных расстояниях между опорами для увеличения жесткости фиксирующей опоры часто устанавливают два однорядных радиально-упорных шарикоподшипника (рис. 9.12) или два конических роликоподшипника (рис. 9.13). Такая установка характерна для червячных редукторов (для вала червяка).

В узлах, спроектированных по схеме 2, наружные кольца подшипников упираются в торцы крышек, а торцы внутренних колец — в буртики вала (рис. 9.14, 9.15, 9.16).

Во избежание защемления тел качения от температурных деформаций предусматривают зазор (а), превышающий тепловое удлинение

$$a > \Delta l = \alpha(t_1 - t_0)l,$$

где  $\alpha = 12 \cdot 10^{-6}$  — коэффициент линейного расширения стали  $1/^\circ\text{C}$ ;  $t_0$  — начальная температура вала и корпуса,  $^\circ\text{C}$ ;  $t_1$  — рабочая температура вала и корпуса,  $^\circ\text{C}$ ;  $l$  — расстояние между опорами, мм.

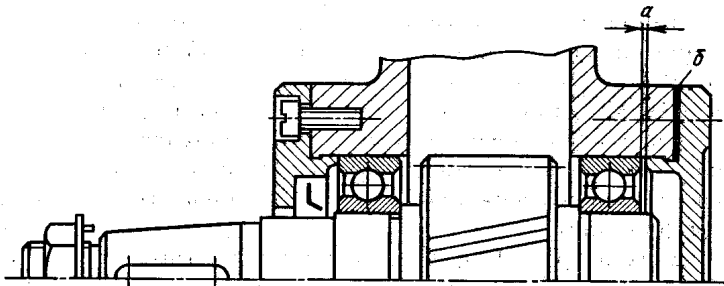


Рис. 9.14. Вал-шестерня установлен на радиальных подшипниках (враспор)

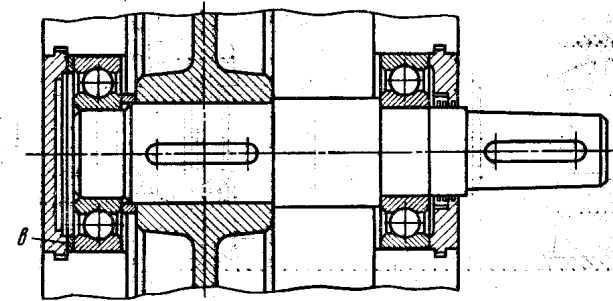


Рис. 9.15. Вал установлен на радиальных подшипниках; крышки врезные

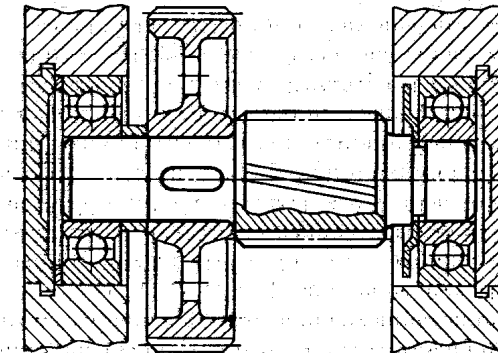


Рис. 9.16. Промежуточный вал редуктора установлен на радиальных шарикоподшипниках; крышки врезные

Для радиальных шарикоподшипников при обычном перепаде температур вала и окружающей среды принимают  $a \approx 0,2 \div \div 0,5$  мм. Регулируют зазор с помощью мерных прокладок (б) между торцовыми поверхностями корпуса и крышками (рис. 9.14). Схема 2 имеет ряд преимуществ: корпус может быть выполнен со сквозной расточкой с одной установки, без заплечиков, стаканов и уступов, что обеспечивает большую точность посадочных мест; число деталей в узле сокращается; удобен монтаж и регулировка узла. Следует отметить и недостатки данной схемы: необходимость назначения более жестких допусков на линейные размеры, возможность защемления тел качения при больших температурных деформациях.

В узлах на рис. 9.15, 9.16 подшипники крепят закладными крышками; необходимый зазор а регулируют компенсаторным кольцом б.

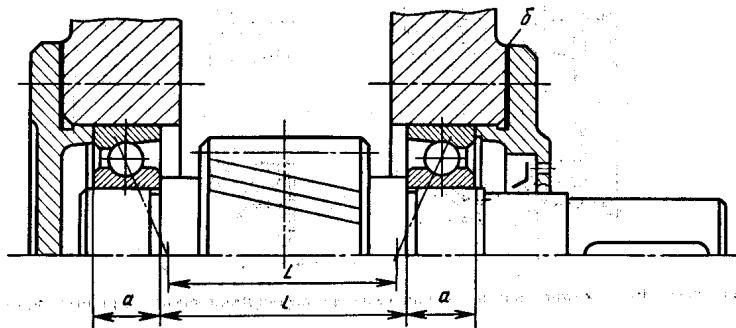


Рис. 9.17. Вал-шестерня установлен на радиально-упорных шарикоподшипниках (враспор)

Схему 2 — с осевой фиксацией подшипников враспор — следует применять для сравнительно коротких валов, используя радиально-упорные шариковые или роликовые подшипники (регулируемые). Такие подшипники (без предварительного натяга) допускают регулирование осевых зазоров в необходимых пределах при их монтаже и в процессе эксплуатации. Тепловые удлинения вала не должны полностью выбирать осевые зазоры. Конструкция таких опор представлена на рис. 9.17, 9.18, 9.19. В узлах рис. 9.17, 9.18 осевой зазор регулируется комплектом металлических прокладок  $b$  толщиной  $0,05 - 0,5$  мм, установленных между корпусом (стаканом) и крышкой.

Регулировки осевого зазора в узле рис. 9.19 осуществляются винтом 1, шайбой стопорной 2 и шайбой-упором 3.

Подшипниковые узлы с радиально-упорными подшипниками, поставленными враспор, рекомендуется применять при

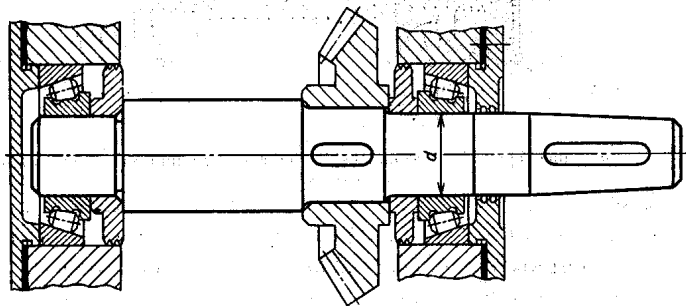


Рис. 9.18. Вал конического редуктора установлен на конических роликоподшипниках, поставленных враспор

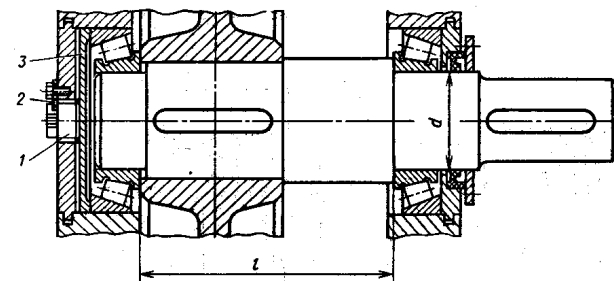


Рис. 9.19. Вал установлен на конических роликоподшипниках; крышки врезные

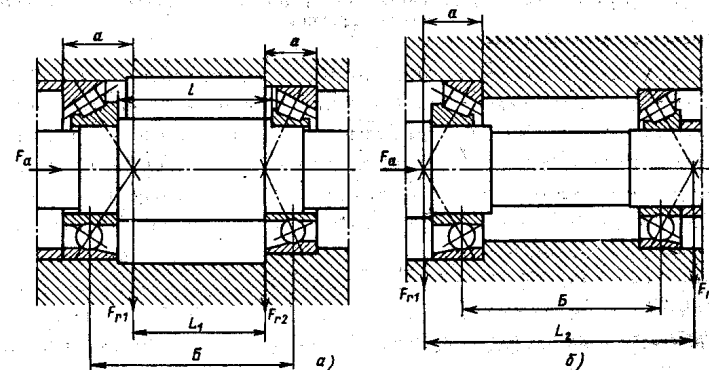


Рис. 9.20. Установка двух радиально-упорных подшипников, поставленных:  $a$  — враспор;  $b$  — врастяжку

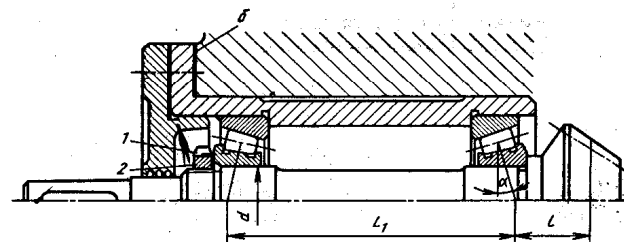


Рис. 9.21. Вал-шестерня на конических роликоподшипниках, поставленных врастяжку

отношении  $l/d = 6 \div 8$  (рис. 9.18, 9.19). Жесткость опор с радиально-упорными подшипниками в большой степени зависит от схемы установки их в узле.

На рис. 9.20 показаны две схемы установки радиально-упорных подшипников, поставленных враспор и врастяжку. При

одинаковом размере  $B$  величина опорной базы  $L_2$  значительно больше  $L_1$ . На рис. 9.21 представлен узел входного вала-шестерни конического редуктора: подшипники поставлены в растяжку. За счет увеличения базового размера  $L$  обеспечивается большая жесткость узла. Ориентировочно можно принимать  $L/l = 2 \div 3$ .

### § 9.3. КРЕПЛЕНИЕ ПОДШИПНИКОВ НА ВАЛУ И В КОРПУСЕ

Выбор рационального способа крепления подшипников на валу и в корпусе зависит от типа подшипника, величины и направления действующих нагрузок, частоты вращения, условий монтажа и демонтажа и т. п. В тех случаях, когда на подшипник не действует осевая нагрузка и необходимо предотвратить только случайное смещение подшипника, осевое крепление на валу осуществляется только соответствующей посадкой без применения дополнительных устройств. Некоторые наиболее распространенные способы осевых креплений внутренних и наружных колец подшипников на валу и в корпусе даны на рис. 9.22–9.25.

На рис. 9.22, *а* кольцо поджимается к буртику вала специальной гайкой со стопорной шайбой, внутренний выступ которой входит в паз вала, а наружный отгибается в один из пазов гайки. Размеры гаек и шайб даны в табл. 9.1 и 9.2.

На рис. 9.22, *б* внутреннее кольцо прижимается к буртику

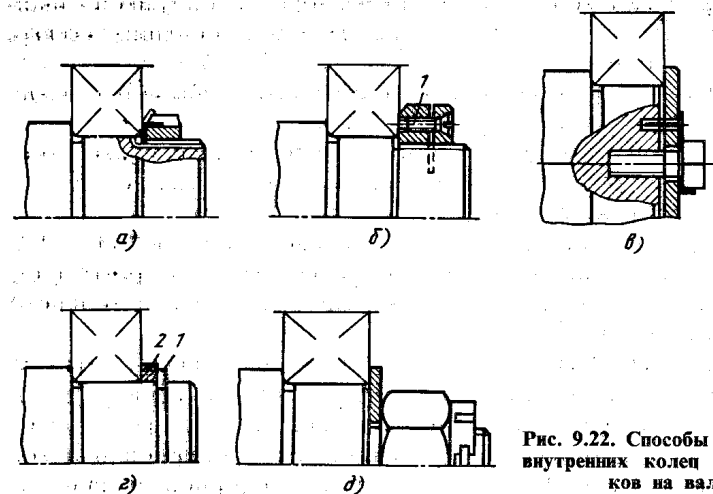


Рис. 9.22. Способы крепления внутренних колец подшипников на валу

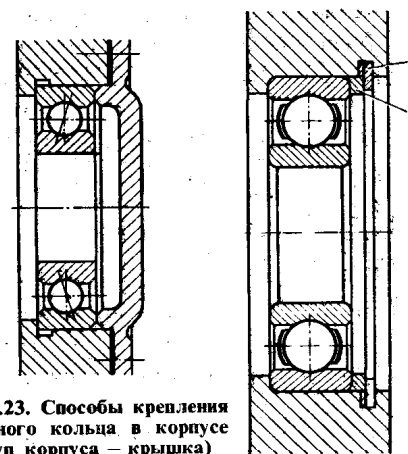


Рис. 9.23. Способы крепления наружного кольца в корпусе (уступ корпуса — крышка)

Рис. 9.24. Крепление наружного кольца подшипника в корпусе (пружинным кольцом)

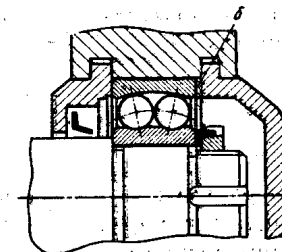


Рис. 9.25. Крепление подшипника между двумя врезными крышками

вала резьбовым кольцом с прорезью. Стопорение осуществляется с помощью винта 1.

На рис. 9.22, *в* кольцо поджимается к буртику вала плоской торцевой шайбой и винтом, а также стопорной шайбой.

Рис. 9.22, *г* — крепление упорным стопорным пружинным кольцом 1 прямоугольного сечения. Для удобства монтажа и демонтажа установлено также компенсаторное кольцо 2. Размеры стандартных колец и канавок даны в табл. 9.3, 9.4.

На рис. 9.22, *д* кольцо закрепляется корончатой гайкой с шайбой и шплинтом; применяют при действии больших осевых ударных нагрузок.

Рис. 9.23 — наружное кольцо подшипника зажимается между выступом крышки и упорным буртиком корпуса.

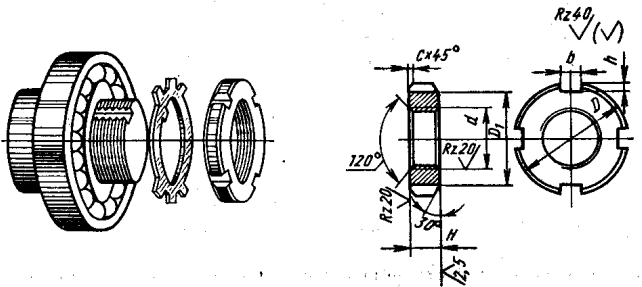
Рис. 9.24 — наружное кольцо закреплено между буртиком корпуса упорным кольцом 1 и пружинным стопорным кольцом 2, вставленным в канавку корпуса.

Размеры стопорных колец и канавок даны в табл. 9.5, 9.6. Рис. 9.25 — наружное кольцо закрепляется в разъемном корпусе двумя закладными (врезными) крышками и кольцом-компенсатором 6.

На рис. 9.26–9.28 представлены некоторые способы крепления и регулировки радиально-упорных подшипников.

В узле на рис. 9.26 зазоры в подшипнике регулируют винтом 1 (с мелкой резьбой), шайбой 2 и стопорной планкой 3; в узле на рис. 9.27 — гайкой 1 и стопорной шайбой 2,

9.1. Круглые гайки шлицевые (по ГОСТ 11871-80)  
Размеры, мм



$d$	Шаг резьбы	$D$	$D_1$	$c$	$H$	$b$	$h$
10	1,25	22	15	0,6	8	4	2,0
12	1,25	26	18	0,6			
14	1,5	28	20	0,6			
16		30	22	1,0			
18		32	24				
20		34	27				
22		38	30	1,0	10	5	2,5
24	42	34					
27	45	34					
30	48	39	1,0				
33	1,5	52	42	1,0	12	8	4
36		55	48				
39		60	48				
42		65	56				
45	1,5	70	56	1,0	12	8	4
48		75	64				
52		80	64				
56	1,5	85	72	1,6	12	8	4
60		90	72				
64		95	80				

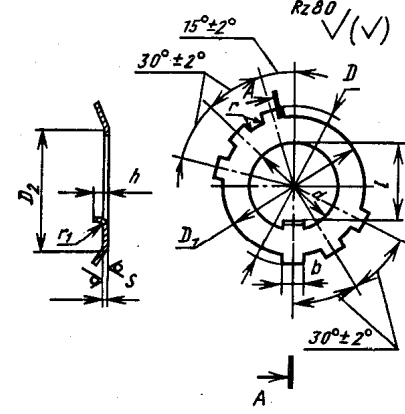
Продолжение табл. 9.1.

$d$	Шаг резьбы	$D$	$D_1$	$c$	$H$	$b$	$h$
68	2	100	80	1,6	15	10	5
72		105	90				
76		110	90				
80		115	100				
85		120	105				
90		125	110				
96		130	110				
100	135	120	18	12	6		

Пример обозначения гайки нормальной точности с диаметром  $d = 64$  мм, с шагом резьбы 2 мм с полем допуска 6H, из стали 35X с покрытием 01 толщиной 9 мкм:  
Гайка М64×2, 6H.35X.019 ГОСТ 11871-80

9.2. Стопорные многолапчатые шайбы (по ГОСТ 11872-80)

Размеры, мм



Диаметр резьбы	$d$	$D$	$D_1$	$b$	$h$	$l$	$r$	$s$
10	10,5	26	16	3,5	3	7	0,2	1
12	12,5	28	18	3,8		9		
14	14,5	30	20	3,8		11		



Продолжение табл. 9.2.

Диаметр резьбы	$d$	$D$	$D_1$	$b$	$h$	$l$	$r$	$s$		
16	16,5	32	22	4,8	3	13	0,5	1		
18	18,5	34	24		4	15				
20	20,5	37	27		4	17				
22	22,5	40	30		4	19				
24	24,5	44	33		4	21				
27	27,5	47	36		4	24				
30	30,5	50	39	5,8	5	33	0,5			
33	33,5	54	42						5	30
36	36,5	58	45						5	33
38	39,5	62	48						5	36
42	42,5	67	52						5	39
45	45,5	72	56						5	42
48	48,5	77	60	7,8	6	65	0,8	1,6		
52	52,5	82	65						6	49
56	57	87	70						6	53
60	61	92	75						6	57
64	65	97	80						6	61
68	69	102	85						6	65
72	73	107	90	9,5	7	76	1,0	2,0		
76	77	112	95						7	69
80	81	117	100						7	73
85	86	122	105						7	76
90	91	127	110						7	81
95	96	132	115						7	86
100	101	137	120	11,5	91	96	1,0	2,0		

Пример обозначения стопорной многолапчатой шайбы для круглой шлицевой гайки с диаметром резьбы 64 мм, из материала группы 0,1 с покрытием 0,5:

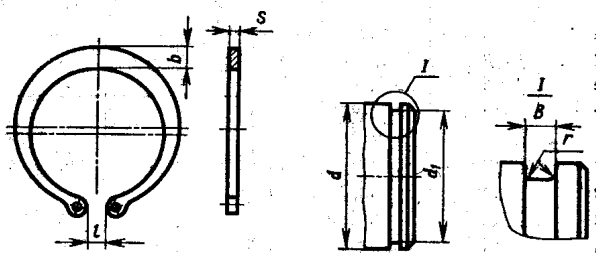
*Шайба 64.01.05 ГОСТ 11872-80*

перемещающей внутреннее кольцо левого подшипника вдоль вала.

Следует обратить внимание на закрепление внутренних колец конических роликоподшипников (см. рис. 9.28), сепаратор которых выступает под торцом внутреннего кольца и не дает возможность довернуть гайку до торца: необходимо между стопорной шайбой и внутренним кольцом ставить промежуточное кольцо  $l$ ; зазоры в этом узле регулируют набором металлических колец  $b$ .

9.3. Кольца пружинные упорные плоские наружные эксцентрические и канавки для них

Размеры, мм



Диаметр вала $d$	Канавка				Кольцо		
	$d_1$	Допускаемая осевая сила кН	$B$	$r_{\text{наиб}}$	$S$	$b$	$l$
20	18,6	10	1,4	0,1	1,2	3,2	3
22	20,6	11					
23	21,5	12					
24	22,5	13					
25	23,5	14				3,6	
26	24,5	14					
28	26,5	16				4,0	
29	27,5	16					
30	28,5	17				4,4	
32	30,2	21					
34	32,2	22	1,9	0,2	1,7	4,9	6
35	33,0	26					
36	34,0	27					
37	35,0	28					
38	36,0	29				5,5	
40	37,5	38					
42	39,5	39				6,0	
45	42,5	42					
46	43,5	43				2,0	
48	45,5	45					
50	47,0	57	6,0				
52	49,0	59					
54	51,0	61	2,2	0,2	2,0	6,5	6
55	52,0	62					
56	53,0	64					
58	55,0	66					

Диаметр вала $d$	Канавка				Кольцо		
	$d_1$	Допускаемая осевая сила, кН	$B$	$r_{\text{наиб}}$	$S$	$b$	$l$
60	57,0	68	2,2	0,2	2,0	6,5	6
62	59,0	71					
65	62,0	74					
68	65,0	78					
70	67,0	80					
72	69,0	82	2,8	0,3	2,5	7,0	
75	72,0	86					

Пример обозначения кольца для вала диаметром  $d = 30$  мм:  
Кольцо 30 ГОСТ 13942-68

9.4. Кольца пружинные упорные плоские наружные концентрические и канавки для них

Размеры, мм

Диаметр вала $d$	Кольцо			Канавка			Допускаемая осевая нагрузка, кН
	$d_2$	$S$	$b$	$l$	$d_1$	$b_1$	
20	18,2	1,2	3,2	5,0	18,6	1,4	10,4
22	20,2				28,6		11,5
23	21,1				21,5		12,5
24	22,1				22,5		13,4
25	23,1				23,5		14,0

Диаметр вала $d$	Кольцо			Канавка		Допускаемая осевая нагрузка, кН	
	$d_2$	$S$	$b$	$l$	$d_1$		
26	24,0	1,2	4,0	6,0	24,5	1,4	14,50
28	25,8				26,5		15,7
29	26,8				27,5		16,6
30	27,8				28,5		16,9
32	29,5				30,2		21,6
34	31,4	1,7	5,0	10,0	32,2	1,9	22,0
35	32,2				33,0		26,2
36	33,0				34,0		26,9
37	34,0				35,0		27,7
38	35,0				36,0		28,4
40	36,5				37,5		38,2
42	38,5				39,5		39,0
45	41,5				42,5		42,0
46	42,5				43,5		43,0
48	44,5				45,5		45,0
50	45,8	47,0	55,9				
52	47,8	2,0	6,0	10,0	2,2	49,0	58,3
54	49,8					51,0	60,5
55	50,8					52,0	61,7
56	51,8					53,0	62,9
58	53,8					55,0	65,1
60	55,8	57,0	67,5				
62	57,8	59,0	69,8				
65	60,8	2,5	7,0	10,0	2,8	62,0	73,3
68	63,6					65,0	76,7
70	65,5					67,0	79,0

Пример условного обозначения кольца для диаметра отверстия  $d = 30$  мм из стали марки 65Г с кадмиевым покрытием толщиной 15 мкм, хромированным: Кольцо А30 65Г кд 15 хр ГОСТ 13940-68

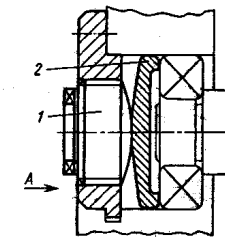


Рис. 9.26. Способ крепления и регулировки радиально-упорного подшипника

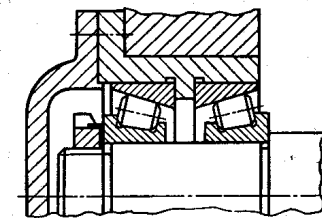
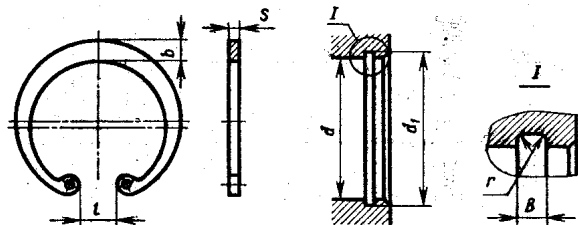


Рис. 9.27. Способ фиксации опоры вала (конические роликоподшипники поставлены в растяжку)

9.5. Кольца пружинные упорные плоские внутренние эксцентрические и канавки для них

Размеры, мм



Диаметр отверстия в корпусе d	Диаметр канавки d <sub>1</sub>	Допускаемая осевая сила F <sub>0</sub> , кН	b	B	l	Диаметр отверстия в корпусе d	Диаметр канавки d <sub>1</sub>	Допускаемая осевая сила F <sub>0</sub> , кН	b	B	l
40	42,5	40,42	4,2	1,9	12	78	81,0	112,0	6,1	2,2	18
42	44,5					80	83,5				
45	47,5					82	85,5				
46	48,5					85	88,5				
47	49,5	47,23	4,5	1,9	14	88	91,5	125,83	2,3	2,0	
48	50,5					90	93,5				
50	53,0					92	95,5				
52	55,0					95	98,5				
54	57,0	62,91	5,1	1,9	16	98	101,5	175,80	8,5	2,8	
55	58,0					100	103,5				
56	59,0					102	106				
58	61,0					105	109				
60	63,0	74,67	6,1	1,9	18	108	112	191,34	9,7	2,0	
62	65,0					110	114				
65	68,0					112	116				
68	71,0					115	119				
70	73,0	86,43	6,1	1,9	18	120	124	206,97	9,7	2,0	
72	75,0					125	129				
75	78,0					130	134				

Примечания: 1. Толщина кольца S=1,7 для d=10 ÷ 75; S=2,0 для d=75 ÷ 100; S=2,5 для d=100 ÷ 130.

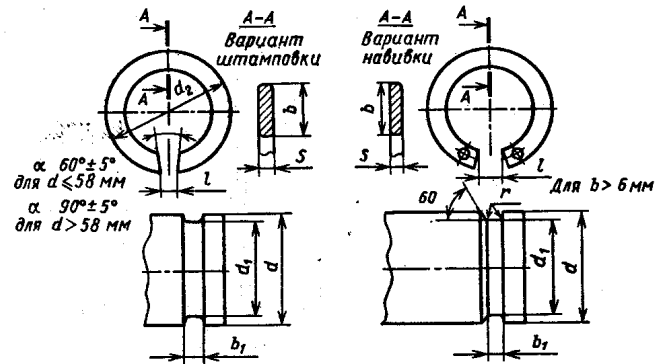
2. Радиус скруглений канавки r=0,2 для d<sub>1</sub> от 42,5; r=0,3 для d<sub>1</sub>=103,5 ÷ 134.

3. Пример обозначения кольца для отверстия d=50 мм;

Кольцо 50 ГОСТ 13943-68

9.6. Кольца пружинные упорные плоские внутренние концентрические и канавки для них

Размеры, мм



Диаметр отверстия d	Кольцо				Канавка			Допускаемая осевая нагрузка, кН
	d <sub>2</sub>	S	b	l	d <sub>1</sub>	b <sub>1</sub>	r	
40	43,5	1,7	4,0	12,0	42,5	1,9	0,2	39,7
42	45,5			14,0	44,5			42,2
45	48,5			47,5	44,4			
46	49,5			48,5	44,8			
47	50,6			49,5	46,3			
48	51,6		5,0	16,0	50,5			47,3
50	54,2				53,0			59,5
52	56,2				55,0			61,7
54	58,2				57,0			63,5
55	59,2				58,0			65,2
56	60,2	2,0	6,0	18,0	59,0	2,2	0,2	66,2
58	62,2				61,1			68,2
60	64,2				63,0			71,1
62	66,2				65,0			73,3
65	69,2				68,0			76,7
68	72,5		20,0	20,0	71,0			80,2
70	74,5				73,0			82,6
72	76,5				75,0			84,8
75	79,5				78,0			88,3
78	82,5				81,0			91,7
80	85,5	2,2	2,2	83,5	109,9			
82	87,5			85,5	112,7			
85	90,5			88,5	116,7			

Диаметр отверстия $d$	Кольцо			Канавка			Допускаемая осевая нагрузка, кН
	$d_2$	$S$	$b$	$l$	$d_1$	$b_1$	
88	93,5	2,0	6,0	20,0	91,5	2,2	120,7
90	95,5				123,4		
92	97,5				126,4		
95	100,5				130,9		
98	103,5				134,8		
100	105,5				103,5		136,8
102	108,0	2,5	7,0	22,0	106,0	2,8	160,0
105	111,0				164,0		
108	114,0				170,2		
110	116,0				172,5		
112	118,0				175,3		
115	121,5				180,0		
120	126,5				187,0		

Пример условного обозначения кольца для диаметра отверстия  $d = 47$  мм из стали марки 65Г с кадмиевым покрытием толщиной 15 мкм, хромированным:

*Кольцо А 47 65Г кд хр ГОСТ 13941-68*

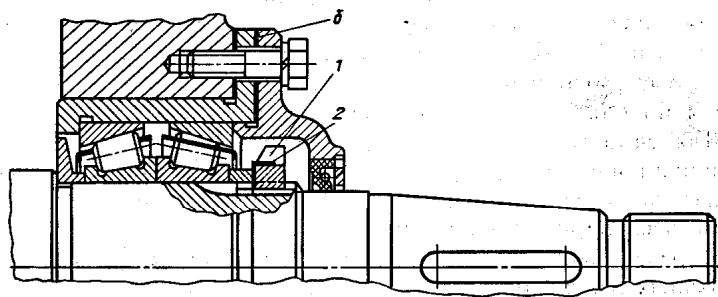


Рис. 9.28. Способ крепления опоры вала (конические подшипники поставлены враспор)

### § 9.4. КОНСТРУИРОВАНИЕ ОПОРНЫХ УЗЛОВ РЕДУКТОРОВ

В цилиндрических прямозубых передачах нет постоянных осевых усилий, однако они могут возникнуть случайно. В связи с этим рекомендуется одну из опор в узле фиксировать. В редукторах с цилиндрическими косозубыми колесами действует постоянная осевая нагрузка, возрастающая при увели-

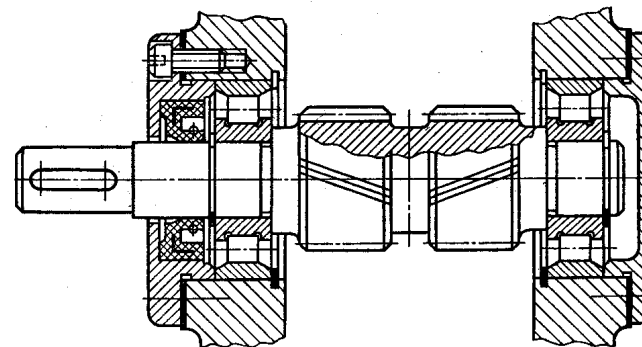


Рис. 9.29. Плавающий вал-шестерня (шевронного редуктора)

чении угла наклона зубьев. Радиальные однорядные подшипники следует выбирать в тех случаях, когда осевая нагрузка  $F_a$  составляет менее  $0,35F_H$  ( $F_H$  — суммарная радиальная реакция).

В передачах с шевронными колесами или сдвоенными косозубыми, образующими шеврон, осевые усилия отсутствуют. Однако из-за неточности изготовления и сборки в зацепление может входить только один шеврон; при этом в нем возникает осевая сила, которая стремится переместить вал-шестерню вдоль оси. В связи с этим один из валов (обычно входной — быстроходный) делают плавающим; он самоустанавливается по колесу более тихоходного вала (рис. 9.29).

Для удобства сборки и регулировки ведущие валы и подшипники конических редукторов обычно монтируют в стаканах; конические роликоподшипники обеспечивают большую жесткость, чем шарикоподшипники, но потери на трение в них в 3–4 раза выше, чем в шарикоподшипниках. Для валов червячных редукторов при межосевом расстоянии  $a_w \geq 180$  мм целесообразно червяк устанавливать на два радиально-упорных подшипника с  $\alpha = 26 \div 36^\circ$ , а другую опору выполнять плавающей (см. рис. 9.12, 9.13). Валы червячных колес следует монтировать на радиально-упорных шариковых или конических роликоподшипниках с углом контакта  $\alpha = 12 \div 17^\circ$ .

Конструкция стаканов дана на рис. 9.30; материал — серый чугун (СЧ 15).

Соотношения размеров стаканов:  $h \approx 0,1D$ ;  $h_1 \approx h$ ;  $h_2 \approx 1,2h$ ;  $e = d_b$ ;  $f = (1,0 \div 1,2)d_b$ ;  $\delta \approx h - (1 \div 1,5)$  мм;  $D_2 = D_1 + (4 \div$

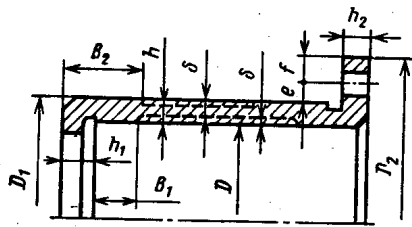


Рис. 9.30. Стакан

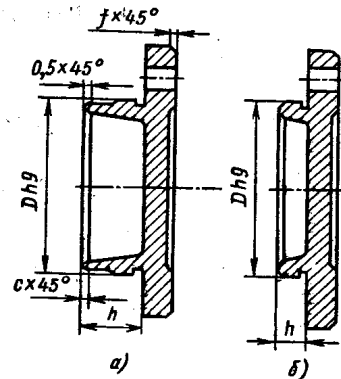


Рис. 9.31. Крышки глухие:  
а — с удлиненным бортом; б — с бортом  $h < 15$  мм

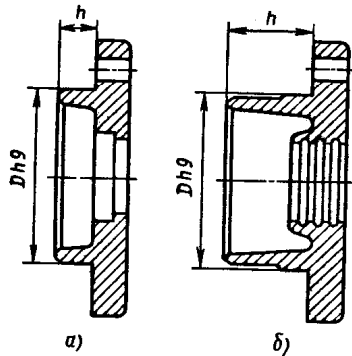
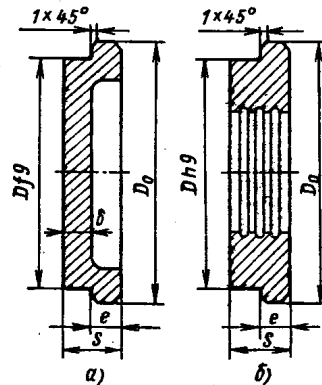


Рис. 9.32. Крышки сквозные:  
а — для  $h < 15$  мм; б —  $h > 15$  мм

Рис. 9.33. Крышки закладные:  
а — глухая; б — сквозная



$\div 4,5) d_b$ ;  $B_1 \approx 1,2B$ ;  $B_2 \approx (1,3 \div 1,5)B$ ;  $B$  — ширина кольца подшипника;  $d_b = 6 \div 12$  мм ( $\approx 0,1D$ ). Число винтов от 4 (при  $D \leq 80$  мм) до 6 при ( $D > 80$  мм).

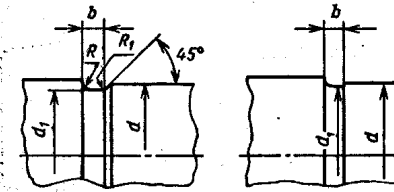
Толщину стенки стакана  $h$  принимают в зависимости от диаметра  $D$  отверстия стакана по следующим зависимостям:

$D$ , мм . . . . .	До 52	Св. 52 до 80	Св. 80 до 120	Св. 120 до 170
$h$ , мм . . . . .	4–5	6–8	8–10	10–12,5

Конструкции прижимных глухих крышек показаны на рис. 9.31. Конструкция сквозных крышек (с отверстиями) дана на рис. 9.32.

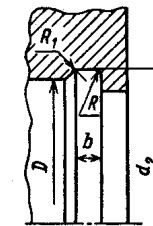
В корпусах редукторов с горизонтальным разъемом предпочтительны врезные крышки (рис. 9.33):  $s \approx 8 \div 12$  мм; для

### 9.7. Размеры канавок в валах, мм



$d$	$d_1$	$b$	$R$	$R_1$
Св. 10 до 50	$d - 0,5$	3	1	0,5
Св. 50 до 100	$d - 1$	5	1,5	0,5

### 9.8. Размеры канавок в отверстиях корпусов, мм



$D$	$d_2$	$b$	$R$	$R_1$
Св. 10 до 50	$D + 0,5$	3	1	0,5
Св. 50 до 100	$D + 0,5$	5	1,5	0,5
Св. 100	$D + 1$	8	2	1,0

### 9.9. Шероховатость посадочных поверхностей валов и отверстий корпусов

Посадочные поверхности	Класс точности подшипников	$R_a$ , мкм, для номинальных диаметров, мм	
		до 80	более 80 до 500
Валов и отверстий корпусов	0	1,25	2,5
	6 и 5	0,63	1,25
Торцов заплечиков Валов и корпусов	0	2,5	1,25
	6 и 5	1,25	1,25

$D_0 = 50 \div 150$  мм  $\delta \approx 5 \div 7$  мм;  $e = (0,9 \div 1,0)\delta$ ;  $D_0$  — диаметр отверстия под подшипник.

Для выхода шлифовальных кругов на валах и в корпусах рядом с заплечиками делают канавки (табл. 9.7, 9.8), однако они ослабляют вал, вызывая концентрацию напряжений, поэтому их можно выполнять только в валах, имеющих большой запас прочности. В тяжело нагруженных валах целесообразнее делать галтели.

Шероховатость посадочных мест назначают по табл. 9.9.

### § 9.5. КЛАССЫ ТОЧНОСТИ И ПОСАДКИ ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ

ГОСТ 520—71 устанавливает пять классов точности подшипников качения, обозначаемых в порядке повышения точности: 0; 6; 5; 4; 2.

Подшипники высоких классов точности (5, 4, 2) относительно дороги. Например, подшипник 2-го класса приблизительно в 10 раз дороже аналогичного подшипника 0-го класса.

Допуски на наружные и внутренние кольца зависят от типа подшипника, его размеров и класса точности.

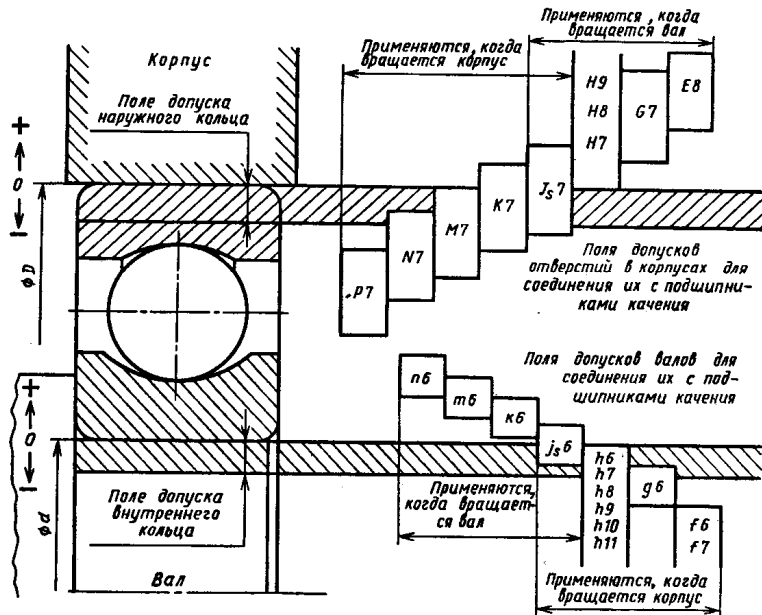


Рис. 9.34. Схема расположения полей допусков на внутренний и внешний диаметры подшипников качения (на вал и корпус)

Расположение полей допусков колец подшипников показано на рис. 9.34 (по ГОСТ 520—71).

Посадку наружного кольца в корпус или стакан выполняют в системе вала.

Посадку внутреннего кольца подшипника на вал осуществляют по системе отверстия, поле допуска на диаметр отверстия внутреннего кольца подшипника расположено не в тело кольца, как это имеет место для основного отверстия, а «в воздух».

Сопряжение наружного кольца подшипника с отверстием корпуса или стакана выполняется обычно по переходным посадкам, обеспечивающим весьма малые натяги или небольшие зазоры, позволяющие кольцу при работе несколько проворачиваться относительно своего посадочного места. Это обеспечивает при местном нагружении более равномерный износ беговых дорожек, так как под место действия силы будут попадать все новые участки кольца. Посадку подшипников выбирают так, чтобы кольцо, сопрягаемое с вращающейся деталью, имело натяг (неподвижное соединение), а другое кольцо, сопрягаемое с неподвижной деталью, — небольшой зазор (проскальзывание).

Различают следующие виды нагружения колец: местное, циркуляционное и колебательное.

При местном нагружении результирующая радиальная нагрузка постоянно воспринимается лишь ограниченным участком дорожки и передается соответствующему участку посадочной поверхности вала или корпуса. Такой вид нагружения имеет место при постоянном направлении вектора  $F_{r1}$ , приложенного к неподвижному кольцу подшипника, или при вращении вектора силы  $F_n$  вместе с кольцом подшипника в одном направлении с одинаковой угловой скоростью.

При циркуляционном нагружении результирующая радиальная нагрузка последовательно воспринимается всей окружностью дорожки качения и передается также последовательно на всю окружность посадочной поверхности вала или корпуса.

Такое нагружение наблюдается, когда кольцо вращается относительно постоянной по направлению радиальной нагрузки или когда направление нагрузки изменяется (вращающаяся нагрузка) по отношению к неподвижному кольцу.

При колебательном нагружении на подшипник совместно действуют нагрузка  $F_{r1}$ , постоянная по направлению, и вращающаяся нагрузка  $F_{r2}$ , причем равнодействующая этих нагрузок не совершает полного оборота, а колеблется на определенном участке невращающегося кольца (на некоторый угол)

### 9.10. Посадки радиальных шарико- и роликоподшипников классов 0 и 6

Нагружение кольца	Поля допусков	
	валов	отверстий
	При нагружении	
	внутреннего кольца	наружного кольца
Местное	<i>j<sub>6</sub></i> , <i>h<sub>6</sub></i> , <i>g<sub>6</sub></i> , <i>f<sub>6</sub></i>	<i>J<sub>6</sub></i> , <i>J<sub>7</sub></i> , <i>H7</i>
Циркуляционное	<i>k<sub>6</sub></i> , <i>m<sub>6</sub></i> , <i>n<sub>6</sub></i> , <i>j<sub>6</sub></i>	<i>N7</i> , <i>M7</i> , <i>K7</i>
Колебательное	<i>m<sub>6</sub></i> , <i>k<sub>6</sub></i> , <i>j<sub>6</sub></i>	<i>K7</i> , <i>J<sub>7</sub></i> , <i>H6</i>

### 9.11. Посадки радиально-упорных шарико- и роликоподшипников

Вид нагружения колец	Регулируемое кольцо		Нерегулируемое кольцо	
	Поля допусков			
	валов	отверстий корпусов	валов	отверстий корпусов
Циркуляционное	<i>j<sub>6</sub></i> , <i>h<sub>6</sub></i>	<i>J<sub>7</sub></i>	<i>n<sub>6</sub></i> , <i>m<sub>6</sub></i> , <i>k<sub>6</sub></i> , <i>j<sub>6</sub></i>	<i>N7</i> , <i>M7</i> , <i>K7</i> , <i>J<sub>7</sub></i>
Местное	Кольцо перемещается по посадочной поверхности	<i>f<sub>7</sub></i> , <i>g<sub>6</sub></i> , <i>h<sub>6</sub></i>	<i>H7</i>	—
	Кольцо не перемещается по посадочной поверхности	<i>j<sub>6</sub></i> , <i>h<sub>6</sub></i>	<i>M7</i> , <i>K7</i> , <i>H7</i>	<i>j<sub>6</sub></i> , <i>h<sub>6</sub></i> , <i>M7</i> , <i>K7</i> , <i>H7</i>

### 9.12. Подшипники шариковые и роликовые радиальные и шариковые радиально-упорные, кольца внутренние

Интервалы номинальных диаметров	Класс 0		Класс 6	
	Предельные отклонения, мкм, отверстия внутреннего кольца			
	нижнее	верхнее	нижнее	верхнее
Св. 10 до 18	-8		-7	
» 18 » 30	-10		-8	
» 30 » 50	-12		-10	
» 50 » 80	-15	0	-12	0
» 80 » 120	-20		-15	
» 120 » 180	-25		-18	

### 9.13. Подшипники шариковые и роликовые радиальные и шариковые радиально-упорные, кольца наружные

Интервалы номинальных диаметров	Класс 0		Класс 6	
	Предельные отклонения, мкм, наружного кольца			
	нижнее	верхнее	нижнее	верхнее
Св. 18 до 30	-9		-8	
» 30 » 50	-11		-9	
» 50 » 80	-13		-11	
» 80 » 120	-15	0	-13	0
» 120 » 150	-18		-15	
» 150 » 180	-25		-18	
» 180 » 250	-30		-20	

Рекомендации по назначению посадок подшипников даны в табл. 9.10, 9.11. Предельные отклонения внутреннего и наружного колец шариковых и роликовых подшипников (классов точности 0 и 6) даны в табл. 9.12, 9.13.

### § 9.6. СМАЗЫВАНИЕ И УПЛОТНЕНИЕ ПОДШИПНИКОВЫХ УЗЛОВ

Для смазывания подшипников применяют пластичные и жидкие нефтяные смазочные материалы (табл. 9.14, 9.15). Требуемую вязкость масла можно определить по номограмме

### 9.14. Пластичные смазочные материалы

Наименование и марка смазки	ГОСТ	Температура эксплуатации, °С	Температура каплепадения, °С
<b>Гидратированные кальциевые солидолы</b>			
Солидол синтетический (солидол С)	4366-76	От -20 до +65	85-105
Пресс-солидол С	4366-76	От -30 до +50	85-95
Солидолы жировые, пресс-солидол	1033-79	От -25 до +65	75
<b>Многоцелевые</b>			
Литол-24	21150-75	От -40 до +130	180

Продолжение табл. 9.14

Наименование и марка смазки	ГОСТ	Температура эксплуатации, °С	Температура каплепадения, °С
ЦИАТИМ-201	6267-74	От -60 до +90	175
ЦИАТИМ-203	8773-73	От -50 до +90	150
<b>Натриевые и натриево-кальциевые</b>			
Констаины жировые УТ-1	1957-73	От -20 до 120	130-150
<b>Литиевые</b>			
ВНИИ НП-242	20421-75	От -40 до +100	170-205
ЭШ-176, марка А	ТУ 38 10196-76	От -25 до 100	170-200
<b>Термостойкие (комплексные кальциевые)</b>			
ЦИАТИМ-221С	ТУ 38 101419-73	От -60 до 180	203-207
<b>Вакуумные антифрикционные</b>			
ВНИИ НП-274	19337-73	От -80 до 160	190-200

## 9.15. Жидкие смазочные материалы

Наименование и обозначение масла	ГОСТ	Вязкость, $10^{-6}$ м <sup>2</sup> /с		Температура, °С	
		при 50 °С	при 100 °С	вспышки	затвердевания
<b>Индустриальные:</b>					
И-8А	20799-75	6-8		130	-20
И-12А		10-14		165	-30
И-20А		17-23		180	-15
И-25А		24-27	-	180	-15
И-30А		28-30		190	-15
И-40А		35-45		200	-15
И-50А		47-55		200	-20
И-70А		65-75		200	-10

Продолжение табл. 9.15

Наименование и обозначение масла	ГОСТ	Вязкость, $10^{-6}$ м <sup>2</sup> /с		Температура, °С	
		при 50 °С	при 100 °С	вспышки	затвердевания
<b>Авиационные:</b>					
МС-14	21743-76	-	14	200	-30
МС-20С		-	20	250	-18
МК-22		-	22	230	-14
МС-20		-	20,5	200	-18
<b>Турбинное:</b>					
22	32-74	22-23	-	180	-15
30		28-32		180	-10
46		44-48		195	-10
57		55-59		195	-
П-28 (для прокатных станков)	6480-78	-	26-30	285	-10
<b>Трансмиссионное</b>					
<b>Автомобильное:</b>					
для коробок передач	-	-	20-32	-	-20
для гипоидных передач	-	-	14	-	-25
Цилиндровое 38	6411-76	-	38-44	300	-17
Цилиндровое 52	6411-76	-	44-59	310	-5

(рис. 9.35): через точку пересечения вертикальной линии, соответствующей внутреннему диаметру подшипника  $d$ , с наклонной (соответствующей данной частоте вращения  $n$ ) провести горизонталь (вправо или влево) до пересечения с вертикалью, которая соответствует рабочей температуре  $t$ . Через эту точку пересечения проводят наклонную прямую параллельно линиям частот вращения. Пересечение этой наклонной с вертикальной линией номограммы, соответствующей температуре 50 °С, на которой нанесены величины кинематической вязкости в м<sup>2</sup>/с при  $t = 50$  °С, определяет рекомендуемую вязкость. Например, радиальный однорядный шарикоподшипник ( $d = 60$  мм при  $n = 1000$  об/мин и  $t = 75$  °С) рекомендуется смазывать маслом, имеющим вязкость 42 мм<sup>2</sup>/с при  $t = 50$  °С. В редукторах применяют следующие методы смазывания подшипниковых узлов: погружением подшипника в масляную ванну (рис. 9.36); фитилем (рис. 9.37), разбрызгиванием (картерная), под давлением



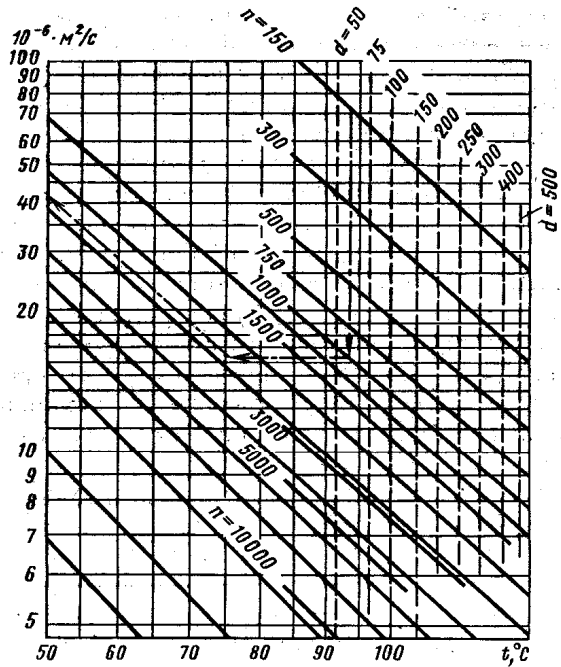


Рис. 9.35. Номограмма для выбора вязкости масла

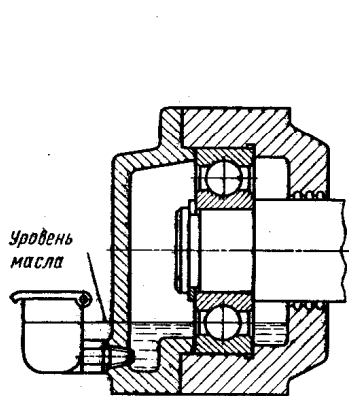


Рис. 9.36. Смазывание подшипника (масляная ванна)

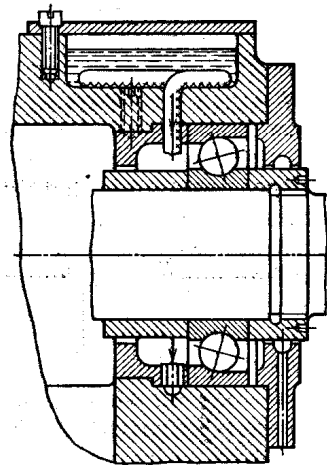


Рис. 9.37. Фитильное смазывание подшипника

(циркуляционная); масляным туманом (распылением). Масляную ванну применяют при  $d_{cp}n < 200 \cdot 10^3$  мм · об/мин для горизонтальных валов, когда подшипник изолирован от общей системы смазки. Масло заливается в корпус через масленку, верхний уровень которой расположен по заданному уровню масла в корпусе.

Смазывание с помощью фитилей (рис. 9.37) применяют для горизонтальных и вертикальных валов при  $d_{cp}n \leq 60 \cdot 10^3$  мм · об/мин. Смазывание разбрызгиванием применяют, когда подшипники установлены в корпусах, не изолированных от общей системы смазки узла. Вращающиеся детали (зубчатые колеса, диски и пр.), соприкасаясь с маслом, залитым в картер, при вращении разбрызгивают масло, которое попадает на тела качения и беговые дорожки колец подшипников.

Для защиты подшипников от обильных струй масла (которые создают быстроходные косозубые шестерни или червяки) и от попадания в них продуктов износа ставят защитные шайбы (рис. 9.38).

Смазывание под давлением через форсунки применяют для редукторов, работающих продолжительное время без перерывов, а также для опор высокоскоростных передач, в которых необходимо обеспечить интенсивный отвод теплоты.

Смазывание масляным туманом применяют для высокоскоростных легконагруженных подшипников: С помощью специальных распылителей под давлением в узел подается струя воздуха, которая увлекает частицы масла. Этот метод позволяет маслу проникнуть в подшипники, расположенные в труднодоступных местах, создает проточное смазывание при минимальном расходе масла, обеспечивает хорошее охлаждение подшипника, а давление предохраняет узел от загрязнения.

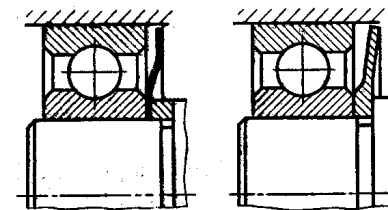


Рис. 9.38. Подшипники с маслоотражательными кольцами

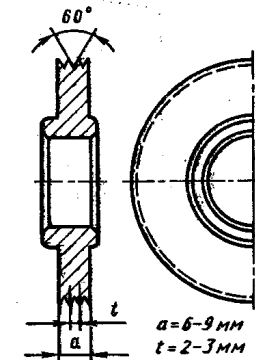


Рис. 9.39. Мазеудерживающее кольцо

Пластичные смазочные материалы применяют в узлах при  $d_{ср} n < 300 \cdot 10^3$  мм·об/мин, когда окружающая среда содержит вредные примеси или температура узла резко изменяется.

Пределная температура узла должна быть не менее, чем на 20 °С ниже температуры каплепадения. Для отделения узла от общей смазочной системы применяют мазеудерживающие кольца (рис. 9.39), вращающиеся вместе с валом; кольцо имеет от двух до четырех канавок; зазор между кольцом и корпусом (стаканом) 0,1–0,3 мм. Кольцо должно быть установлено так, чтобы его торец выходил за стенку корпуса (стакана) на 1–2 мм (рис. 9.40).

В условиях высокого вакуума, интенсивного ионизирующего излучения, высоких и низких температур, газовых и агрессивных сред применяют твердые смазочные материалы: дисульфид молибдена, фторопласт, графит; их наносят тонким слоем на трущиеся поверхности.

Уплотняющие устройства по принципу действия разделяют на контактные (манжетные), лабиринтные и щелевые; центробежные и комбинированные.

Манжетные уплотнения (табл. 9.16) разделяют на два основных типа: тип I применяют при скорости скольжения  $v \leq 20$  м/с; тип II (с пыльником) применяют при  $v \leq 15$  м/с. Поверхность вала под уплотнением должна быть закаленной до твердости HRC 40, иметь шероховатость  $Ra \leq 0,32$  мкм, а для отверстия  $Ra = 2,5$  мкм. Допуск вала под уплотнение должен соответствовать  $h11$ .

Для извлечения манжет в крышках делают 2–3 отверстия.

Ресурс манжет – до 5000 ч; они надежно работают как при пластичных, так и при жидких смазочных материалах при перепадах температур от –45° до +150 °С.

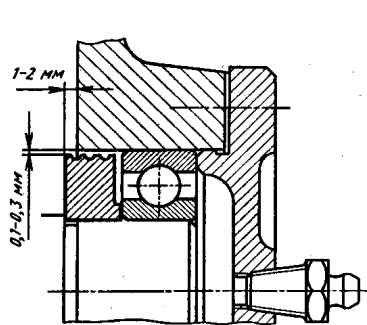


Рис. 9.40. Узел подшипника с использованием пластичного смазочного материала

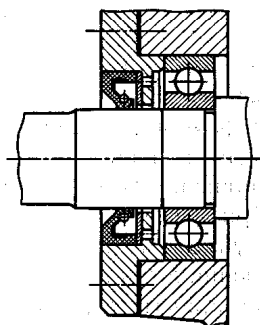


Рис. 9.41. Узел подшипника с манжетным уплотнением (открытые)

## 9.16. Манжеты резиновые армированные (по ГОСТ 8752–79)

Размеры, мм

	$d$	$D$	$h_1$	$h_2$
	Тип I	10; 11 12; 13; 14 15; 16 17 18; 19	26 28 30 32 35	7
Тип II с пыльником	20; 21; 22 24 25 26 30; 32 35; 36; 38 40 42 45 48; 50 52	40 41 42 45 52 58 60 62 65 70 75	10	14
	55; 56; 58 60 63; 65 70; 71 75 80 85 90; 95 100 105	80 85 90 95 100 105 110 120 125 130	12	16

На рис. 9.41 показана установка открытой манжеты, рекомендуемая только при давлении внутри узла, близком к атмосферному. При высоком давлении в узле следует применять закрытые уплотнения (рис. 9.42), так как они не выдавливаются из крышки.

При работе узла в особо пыльной среде ставят двойные уплотнения (рис. 9.43, а) или двухкромочные манжеты с пыльником (рис. 9.43, б).

Лабиринтные уплотнения применяют при любых скоростях. Осевое уплотнение для разъемных корпусов показано на рис. 9.44; радиальное – на рис. 9.45 и щелевое – на рис. 9.46. Зазоры заполняют пластичным смазочным материалом, темпе-

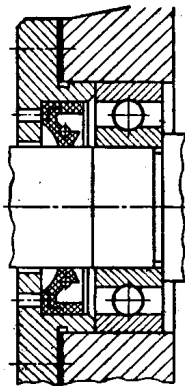


Рис. 9.42. Узел подшипника с манжетным уплотнением (закрытые)

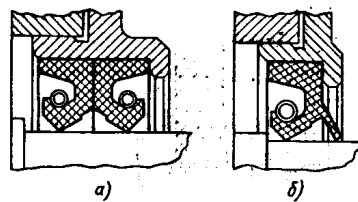


Рис. 9.43. Способы установки манжетных уплотнений

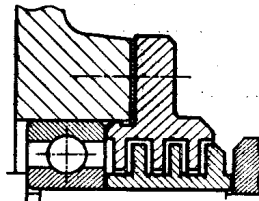


Рис. 9.44. Лабиринтное (осевое) уплотнение

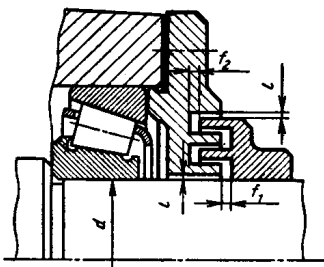


Рис. 9.45. Лабиринтное (радиальное) уплотнение

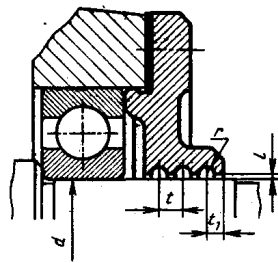


Рис. 9.46. Щелевое уплотнение

ратура каплепадения которого должна быть выше температуры узла. Размеры канавок и зазоры лабиринтных и щелевых уплотнений даны в табл. 9.17. Одна из конструкций

9.17. Размеры лабиринтных и щелевых уплотнений, мм (см. рис. 9.45 и 9.46)

$d$ вала	$e$	$f_1$	$f_2$	$t$	$t_1$	$r$
10–45	0,2	1	1,5	4,5	3	1,5
50–75	0,3	1,5	2,5	4,5	3	2
80–110	0,4	2	3	6	4	2

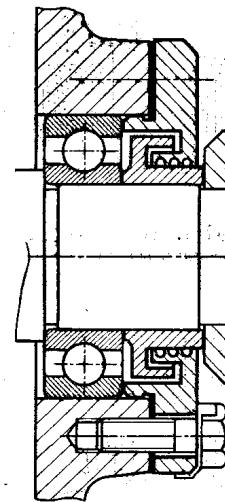


Рис. 9.47. Комбинированные уплотнения

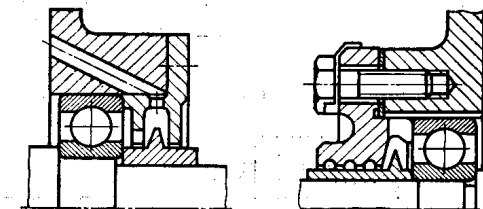


Рис. 9.48. Уплотнение центробежного типа

узла подшипника с комбинированным уплотнением представлена на рис. 9.47.

Уплотнения центробежного типа показаны на рис. 9.48: масло, попадающее на вращающиеся детали, отбрасывается центробежной силой обратно в подшипник.

### § 9.7. ВЫБОР ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ

Основные критерии работоспособности подшипника качения — его динамическая и статическая грузоподъемность.

Метод подбора подшипников по динамической грузоподъемности применяют в случаях, когда частота вращения кольца  $n > 1$  об/мин. При  $n = 1 \div 10$  об/мин в расчетах следует принимать  $n = 10$  об/мин. Подбор подшипников по статической грузоподъемности здесь не рассматривается (см. [16]).

Номинальная долговечность (ресурс) подшипника в миллионах оборотов

$$L = \left(\frac{C}{P}\right)^p, \quad (9.1)$$

где  $C$  — динамическая грузоподъемность по каталогу;  $P$  — эквивалентная нагрузка;  $p$  — показатель степени: для шарикоподшипников  $p = 3$ ; для роликоподшипников  $p = 10/3$ .

Номинальная долговечность в часах

$$L_h = \frac{10^6 L}{60n} = \frac{10^6}{60n} \left(\frac{C}{P}\right)^p. \quad (9.2)$$

При расчетах следует строго следить за тем, чтобы в формулах *S* и *P* были выражены в одних и тех же единицах. Для однорядных и двухрядных сферических радиальных шарикоподшипников, однорядных радиально-упорных шарико- и роликоподшипников эквивалентная нагрузка

$$\text{при } \frac{F_a}{VF_r} > e \quad P = (XVF_r + YF_a) K_6 K_T; \quad (9.3)$$

$$\text{при } \frac{F_a}{VF_r} < e \quad P = VF_r K_6 K_T; \quad (9.4)$$

где *V* – коэффициент; при вращении внутреннего кольца *V* = 1, при вращении наружного – *V* = 1,2; *F<sub>r</sub>* – радиальная нагрузка; *F<sub>a</sub>* – осевая.

Значения *X* и *Y* см. в табл. 9.18 и табл. П4 приложения. Значения *K<sub>6</sub>* – в табл. 9.19; значения *K<sub>T</sub>* – в табл. 9.20.

9.18. Значения *X* и *Y* для подшипников  
Радиальные однорядные и двухрядные

$\frac{F_a}{C_0}$	$\frac{F_a}{VF_r} < e$		$\frac{F_a}{VF_r} > e$		<i>e</i>			
	<i>X</i>	<i>Y</i>	<i>X</i>	<i>Y</i>				
0,014	1	0	0,56	2,30	0,19			
0,028				1,99	0,22			
0,056				1,71	0,26			
0,084				1,55	0,28			
0,11				1,45	0,30			
0,17				1,31	0,34			
0,28				1,15	0,38			
0,42				1,04	0,42			
0,56				1,00	0,44			
<i>Радиально-упорные конические и радиальные самоустанавливающиеся роликоподшипники</i>								
Однорядные				Двухрядные				<i>e</i>
$\frac{F_a}{VF_r} < e$		$\frac{F_a}{VF_r} > e$		$\frac{F_a}{F_r} < e$		$\frac{F_a}{VF_r} > e$		
<i>X</i>	<i>Y</i>	<i>X</i>	<i>Y</i>	<i>X</i>	<i>Y</i>	<i>X</i>	<i>Y</i>	
1	0	0,4	0,4ctg α	1	0,45ctg α	0,67	0,67ctg α	1,5tg α

$\alpha^\circ$	$\frac{iF_a}{C_0}$	Однорядные				Двухрядные				<i>e</i>
		$\frac{F_a}{VF_r} < e$		$\frac{F_a}{VF_r} > e$		$\frac{F_a}{VF_r} < e$		$\frac{F_a}{VF_r} > e$		
		<i>X</i>	<i>Y</i>	<i>X</i>	<i>Y</i>	<i>X</i>	<i>Y</i>	<i>X</i>	<i>Y</i>	
<i>Радиально-упорные шарикоподшипники</i>										
12	0,014 0,029 0,057 0,086 0,11 0,17 0,29 0,43 0,57	1	0	0,45	1,81 1,62 1,46 1,34 1,22 1,13 1,04 1,01 1,00	1	1,39 1,30 1,20 1,16 1,16	0,74	2,94 2,63 2,37 2,18 1,98 1,84 1,69 1,64 1,62	0,30 0,34 0,37 0,41 0,45 0,48 0,52 0,54 0,54
15	0,015 0,029 0,058 0,087 0,12 0,17 0,29 0,44 0,58	1	0	0,44	1,47 1,40 1,30 1,23 1,19 1,12 1,02 1,00 1,00	1	1,65 1,57 1,46 1,38 1,34 1,26 1,14 1,12 1,12	0,72	-2,39 2,28 2,11 2,00 1,93 1,82 1,66 1,63 1,63	0,38 0,40 0,43 0,46 0,47 0,50 0,55 0,56 0,56
18, 19, 20 24, 25, 26 30 35, 36 40				0,43 0,41	1,00 0,87		0,02 0,92	0,70 0,67	1,63 1,44	0,57 0,68
		1	0	0,39 0,37 0,35	0,76 0,66 0,57	1	0,78 0,66 0,55	0,63 0,60 0,57	1,24 1,07 0,93	0,80 0,95 1,14
Примечание. <i>i</i> – число рядов тел качения.										

9.19. Значение коэффициента  $K_6$

Нагрузка на подшипник	$K_6$	Примеры использования
Спокойная без толчков	1,0	Ролики ленточных конвейеров
Легкие толчки, кратковременные перегрузки до 125 % номинальной (расчетной) нагрузки	1,0–1,2	Прецизионные зубчатые передачи, металлорежущие станки (кроме строгальных и долбежных); блоки, электродвигатели малой и средней мощности, легкие вентиляторы и воздуходувки
Умеренные толчки, вибрационная нагрузка, кратковременная перегрузка до 150 % номинальной (расчетной) нагрузки	1,3–1,5	Буксы рельсового подвижного состава, зубчатые передачи 7-й и 8-й степеней точности, редукторы всех конструкций, винтовые конвейеры
То же, в условиях повышенной надежности	1,5–1,8	Центрифуги, мощные электрические машины, энергетическое оборудование
Нагрузки со значительными толчками и вибрацией, кратковременные перегрузки до 200 % номинальной (расчетной) нагрузки	1,8–2,5	Зубчатые передачи 9-й степени точности, дробилки и копры, кривошипно-шатунные механизмы, валки прокатных станков, мощные вентиляторы и эксгаустеры
Нагрузки с сильными ударами, кратковременные перегрузки до 300 % номинальной (расчетной) нагрузки	2,5–3,0	Тяжелые ковочные машины, лесопильные рамы, рабочие рольганги у крупносортовых станков, блюмингов и слябингов

9.20. Значение коэффициента  $K_T$

Рабочая температура подшипника, °C	125	150	175	200	225	250	350
Температурный коэффициент $K_T$	1,05	1,10	1,15	1,25	1,35	1,40	1,45

Эквивалентная нагрузка для однорядных и двухрядных подшипников с короткими цилиндрическими роликами (без бортов на наружном или внутреннем кольцах)

$$P = F_r V K_6 K_T \quad (9.5)$$

Эквивалентная нагрузка для упорных подшипников (шариковых и роликовых)

$$P = F_a K_6 K_T \quad (9.6)$$

Для радиально-упорных шарикоподшипников с номинальным углом контакта  $\alpha = 15^\circ$  и конических роликоподшипников коэффициенты радиальной ( $X$ ) и осевой ( $Y$ ) нагрузки выбирают в зависимости от отношения  $F_a/VF_r$ , коэффициента осевого нагружения  $e$  и угла контакта  $\alpha$ . Величины  $X$  и  $Y$  для радиальных и радиально-упорных шарикоподшипников с углом  $\alpha < 15^\circ$  выбирают по величине отношения осевой нагрузки к его статической грузоподъемности:  $F_a/C_0$ . При выборе  $Y$  следует применять линейную интерполяцию.

При подборе радиальных и радиально-упорных шарикоподшипников, а также конических роликовых подшипников необходимо учитывать, что осевая нагрузка не оказывает влияния на величину эквивалентной нагрузки до тех пор, пока значение  $F_a/VF_r$  не превысит определенной величины  $e$  (значение  $e$  выбирают по таблицам или формулам).

Учитывая указанное выше, в формуле для определения эквивалентной нагрузки при  $F_a/VF_r < e$  следует принимать  $Y = 0$ .

Для шариковых радиально-упорных подшипников с углом контакта  $\alpha = 12^\circ$  величину  $e$  определяют по формуле

$$\lg e = \frac{\lg \frac{F_r}{C_0} - 1,144}{4,729} \quad (9.7)$$

Для тех же подшипников с углом контакта  $\alpha = 15^\circ$

$$\lg e = \frac{\lg \frac{F_r}{C_0} - 1,766}{7,363} \quad (9.8)$$

Для подшипников с углами контакта  $\alpha < 18^\circ$  величину  $e$  можно также определить из графика (рис. 9.49). При подборе двухрядных радиально-упорных шариковых или конических роликовых подшипников надо иметь в виду, что даже небольшие осевые усилия влияют на величину эквивалентной

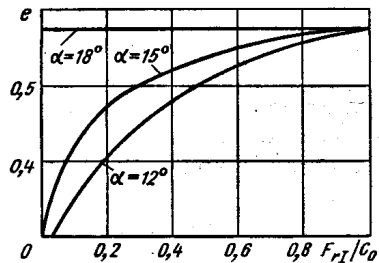


Рис. 9.49. График для определения  $e$  в зависимости от  $F_a/F_r$  и  $\alpha$

нагрузки. Следует учитывать, что при расчете динамической грузоподъемности и эквивалентной динамической нагрузки узла, состоящего из двоярных радиально-

упорных подшипников, установленных узкими или широкими торцами наружных колец друг к другу, пару одинаковых подшипников рассматривают как один двухрядный радиально-упорный подшипник.

Двоярные радиально-упорные шариковые или конические роликовые подшипники при отношении  $F_a/F_r < e$  рассчитывают как двухрядные.

Если  $F_a/F_r > e$ , то в двухрядных подшипниках будет работать только один ряд тел качения, и величину динамической грузоподъемности следует принимать такой же, как для однорядного подшипника.

В радиально-упорных подшипниках при действии на них радиальных нагрузок возникают осевые составляющие  $S$ , определяемые по формулам:

$$\left. \begin{aligned} S &= 0,83eF_r, \\ S &= eF_r, \end{aligned} \right\} (9.9) \quad \begin{aligned} &\text{— для конических роликоподшипников,} \\ &\text{— для радиально-упорных шарикоподшипников.} \end{aligned}$$

Осевые нагрузки, действующие на радиально-упорные конические подшипники, определяют с учетом схемы действия внешних усилий в зависимости от относительного расположения подшипников (рис. 9.50). Если радиально-упорные

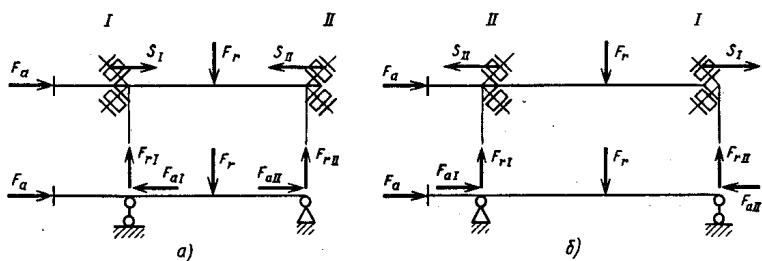


Рис. 9.50. Схема действия сил в радиально-упорных подшипниках, установленных: а — враспор; б — встряжку

подшипники установлены по концам вала враспор или встряжку, то результирующие осевые нагрузки каждого подшипника определяют с учетом действия внешней осевой нагрузки (осевое усилие червяка, осевые усилия косозубых или конических зубчатых колес и пр.); должны быть учтены осевые составляющие от радикальных нагрузок, действующие на каждый подшипник.

Результирующие осевые нагрузки подшипников определяют по табл. 9.21. Ориентировочные рекомендации по выбору подшипников даны в табл. 9.22.

### 9.21. Формулы для расчета осевых нагрузок

№ п/п	Условия нагружения	Осевые нагрузки
1	$S_I \geq S_{II};$ $F_a \geq 0$	$F_{aI} = S_I$
2	$S_I \leq S_{II};$ $F_a \geq S_{II} - S_I$	$F_{aII} = S_I + F_a$
3	$S_I \leq S_{II};$ $F_a < S_{II} - S_I$	$F_{aI} = S_{II} - F_a$ $F_{aII} = S_{II}$

### 9.22. Рекомендации по выбору радиально-упорных шарикоподшипников

Отношение $\frac{F_a}{F_{rI}}$	Конструктивное обозначение и угол контакта	Осевая составляющая радиальной нагрузки $S$ в долях от $F_{rI}$	Примечание
0,35–0,8	36 000; $\alpha = 12^\circ$	$0,3 F_{rI}$	Допустимо использование особо легкой и сверхлегкой серий При весьма высоких скоростях легкая серия предпочтительнее Для высоких скоростей подшипник с данным углом контакта непригоден
0,81–1,2	46 000; $\alpha = 26^\circ$	$0,6 F_{rI}$	
Св. 1,2	66 000; $\alpha = 36^\circ$	$0,9 F_{rI}$	
Примечание. При $\frac{F_a}{F_{rI}} < 0,35$ применяют однорядные радиальные шариковые подшипники.			

При определении осевых нагрузок двухрядных (сдвоенных) радиально-упорных подшипников осевые составляющие  $S$  не учитывают.

В радиально-упорных подшипниках радиальные реакции считаются приложенными к валу в точках пересечения нормалей, проведенных к серединам контактных площадок. Расстояние  $a$  (см. рис. 9.17 и 9.20) между этой точкой и торцом подшипника для однорядных радиально-упорных шарикоподшипников

$$a = 0,5 \left( B + \frac{(d+B)}{2} \operatorname{tg} \alpha \right); \quad (9.10)$$

для однорядных роликовых конических подшипников

$$a = \frac{T}{2} + \frac{(d+D)e}{6}. \quad (9.11)$$

Если в двухрядных радиально-упорных подшипниках работают оба ряда тел качения, то считают, что радиальная реакция приложена посередине подшипника. Если же работает только один ряд, то радиальные реакции, как и для однорядных подшипников, смещаются на расстояние

$$a = 0,5 \left( \frac{3B}{2} + \frac{(d+D)}{2} \operatorname{tg} \alpha \right), \quad (9.12)$$

для двухрядных конических роликоподшипников

$$a = \frac{3T}{4} + \frac{(d+D)e}{6}.$$

Величины  $B$ ,  $d$ ,  $T$ ,  $\alpha$ ,  $e$  выбирают из таблиц приложения.

Подшипники, воспринимающие нагрузку в неподвижном состоянии или при  $n < 1$  об/мин, подбирают по статической грузоподъемности  $C_0$  и по эквивалентной статической нагрузке  $P_0$  так, чтобы  $P_0 \leq C_0$ . Для радиальных и радиально-упорных шарико- и роликоподшипников  $P_0$  определяют как наибольшее значение из двух формул:

$$\left. \begin{aligned} P_0 &= X_0 F_r + Y_0 F_a; \\ P_0 &= F_r. \end{aligned} \right\} \quad (9.13)$$

Для радиальных роликоподшипников с короткими цилиндрическими роликами  $P_0 = F_r$ .

Значения коэффициентов  $X_0$ ,  $Y_0$  даны в табл. 9.23.

Подшипники для переменных режимов работы подбирают по эквивалентной нагрузке и условной частоте вращения. Если

### 9.23. Значения коэффициентов радиальной $X_0$ и осевой $Y_0$ нагрузок

Тип подшипника	Однорядные подшипники		Двухрядные подшипники	
	$X_0$	$Y_0$	$X_0$	$Y_0$
Шарикоподшипники радиальные	0,6	0,5	0,6	0,5
Шарикоподшипники радиально-упорные с $\alpha^\circ$ :				
18		0,43		0,86
19		0,43		0,86
20		0,42		0,84
25		0,38		0,76
26	0,5	0,37	1	0,74
30		0,33		0,66
35		0,29		0,58
36		0,28		0,56
40		0,26		0,52
Шарикоподшипники самоустанавливающиеся и роликоподшипники самоустанавливающиеся и конические	0,5	$0,22 \operatorname{ctg} \alpha$	1	$0,44 \operatorname{ctg} \alpha$

Примечание. Для пары одинаковых однорядных радиально-упорных подшипников, установленных узкими или широкими торцами колец друг к другу, следует применять те же значения коэффициентов  $X_0$  и  $Y_0$ , что и для одного двухрядного. Для двух и более одинаковых однорядных радиально-упорных шарикоподшипников, установленных последовательно (по схеме «тандем»), следует применять те же значения коэффициентов  $X_0$ ,  $Y_0$ , что и для одного такого же подшипника.

нагрузка меняется по линейному закону от  $P_{\min}$  до  $P_{\max}$  (при постоянной частоте вращения), то эквивалентная нагрузка

$$P = \frac{P_{\min} + 2P_{\max}}{3}. \quad (9.14)$$

Если нагрузка и частота вращения изменяются по более сложному закону, то эквивалентная нагрузка

$$P = \sqrt[3]{\frac{P_1^3 L_1 + P_2^3 L_2 + P_3^3 L_3 + \dots + P_n^3 L_n}{L}}, \quad (9.15)$$

где  $P_1, P_2, P_3, \dots, P_n$  — постоянные нагрузки, действующие в течение  $L_1, L_2, L_3, \dots, L_n$  миллионов оборотов;  $L$  — общее число миллионов оборотов, в течение которого действуют указанные нагрузки.

Значения  $L_h$ , ч, даны в табл. 9.24, 9.25.

По ГОСТ 16162—85 минимальная долговечность подшипников для зубчатых редукторов  $L_h = 10\,000$  ч, червячных  $L_h = 5000$  ч.

9.24. Величина отношения  $\frac{C}{P}$  для шариковых подшипников в

Долговечность $L_h$ , ч	Частота вращения,							
	10	25	63	100	160	200	320	400
2 000	1,06	1,45	1,96	2,29	2,67	2,88	3,36	3,63
3 200	1,24	1,68	2,29	2,67	3,11	3,36	3,91	4,23
4 000	1,34	1,82	2,47	2,88	3,36	3,63	4,23	4,56
5 000	1,45	1,96	2,67	3,11	3,63	3,91	4,56	4,93
6 300	1,56	2,12	2,88	3,36	3,91	4,23	4,93	5,32
8 000	1,68	2,29	3,11	3,63	4,23	4,56	5,32	5,75
10 000	1,82	2,47	3,36	3,91	4,56	4,93	5,75	6,20
12 500	1,96	2,67	3,63	4,23	4,93	5,32	6,20	6,70
16 000	2,12	2,88	3,91	4,56	5,32	5,75	6,70	7,23
20 000	2,29	3,11	4,23	4,93	5,75	6,20	7,23	7,81
25 000	2,47	3,36	4,56	5,32	6,20	6,70	7,81	8,43
32 000	2,67	3,63	4,93	5,75	6,70	7,23	8,43	9,11
40 000	2,88	3,91	5,32	6,20	7,23	7,81	9,11	9,83

9.25. Величина отношения  $\frac{C}{P}$  для роликовых подшипников

Долговечность $L_h$ , ч	Частота вращения,							
	10	25	63	100	160	200	320	400
2 000	1,05	1,39	1,83	2,11	2,42	2,59	2,97	3,19
3 200	1,21	1,60	2,11	2,42	2,78	2,97	3,42	3,66
4 000	1,30	1,71	2,26	2,59	2,97	3,19	3,66	3,92
5 000	1,39	1,83	2,42	2,78	3,19	3,42	3,92	4,20
6 300	1,49	1,97	2,59	2,97	3,42	3,66	4,20	4,50
8 000	1,60	2,11	2,78	3,19	3,66	3,92	4,50	4,82
10 000	1,71	2,26	2,97	3,42	3,92	4,20	4,82	5,17
12 500	1,83	2,42	3,19	3,66	4,20	4,50	5,17	5,54
16 000	1,97	2,59	3,42	3,92	4,50	4,82	5,54	5,94
20 000	2,11	2,78	3,66	4,20	4,82	5,17	5,94	6,36
25 000	2,26	2,97	3,92	4,50	5,17	5,54	6,36	6,81
32 000	2,42	3,19	4,20	4,82	5,54	5,94	6,81	7,30
40 000	2,59	3,42	4,50	5,17	5,94	6,36	7,30	7,82

Подбор подшипников шариковых и радиальных с цилиндрическими роликами при действии на них только радиальных нагрузок ведут в таком порядке:

- выполняют эскизную компоновку узла и приближенно намечают расстояние между подшипниками;
- определяют реакции опор;
- определяют эквивалентные нагрузки подшипников;
- задаввшись долговечностью  $L_h$  наиболее нагруженного

зависимости от долговечности  $L_h$  и частоты вращения  $n$

	об/мин								
	500	630	800	1000	1250	1600	2000	2500	3200
	3,91	4,23	4,56	4,93	5,32	5,75	6,20	6,70	7,23
	4,56	4,93	5,32	5,75	6,20	6,70	7,23	7,81	8,43
	4,93	5,32	5,75	6,20	6,70	7,23	7,81	8,43	9,11
	5,32	5,75	6,20	6,70	7,23	7,81	8,43	9,11	9,83
	5,75	6,20	6,70	7,23	7,81	8,43	9,11	9,83	10,6
	6,20	6,70	7,23	7,81	8,43	9,11	9,83	10,6	11,5
	6,70	7,23	7,81	8,43	9,11	9,83	10,6	11,5	12,4
	7,23	7,81	8,43	9,11	9,83	10,6	11,5	12,4	13,4
	7,81	8,43	9,11	9,83	10,6	11,5	12,4	13,4	14,5
	8,43	9,11	9,83	10,6	11,5	12,4	13,4	14,5	15,6
	9,11	9,83	10,6	11,5	12,4	13,4	14,5	15,6	16,8
	9,83	10,6	11,5	12,4	13,4	14,5	15,6	16,8	18,2
	10,6	11,5	12,4	13,4	14,5	15,6	16,8	18,2	19,6

в зависимости от долговечности  $L_h$  и частоты вращения  $n$

	об/мин								
	500	630	800	1000	1250	1600	2000	2500	3200
	3,42	3,66	3,92	4,20	4,50	4,82	5,17	5,54	5,94
	3,92	4,20	4,50	4,82	5,17	5,54	5,94	6,36	6,81
	4,20	4,50	4,82	5,17	5,54	5,94	6,36	6,81	7,30
	4,50	4,82	5,17	5,54	5,94	6,36	6,81	7,30	7,82
	4,82	5,17	5,54	5,94	6,36	6,81	7,30	7,82	8,38
	5,17	5,54	5,94	6,36	6,81	7,30	7,82	8,38	8,98
	5,54	5,94	6,36	6,81	7,30	7,82	8,38	8,98	9,62
	5,94	6,36	6,81	7,30	7,82	8,38	8,98	9,62	10,3
	6,36	6,81	7,30	7,82	8,38	8,98	9,62	10,3	11,0
	6,81	7,30	7,82	8,38	8,98	9,62	10,3	11,0	11,8
	7,30	7,82	8,38	8,98	9,62	10,3	11,0	11,8	12,7
	7,82	8,38	8,98	9,62	10,3	11,0	11,8	12,7	13,6
	8,38	8,98	9,62	10,3	11,0	11,8	12,7	13,6	14,6



подшипника, вычисляют по формуле (9.2) требуемую динамическую грузоподъемность его  $C$ ;

д) подбирают по диаметру посадочного места номер подшипника, начиная с легких серий, находят его динамическую грузоподъемность и проверяют выполнение условия  $C \leq [C]$ , где  $[C]$  — значение динамической грузоподъемности по табл. ПЗ–П5 приложения или по каталогу.

Если это условие не выполнено, то переходят от легкой серии к средней или тяжелой (при том же диаметре цапфы  $d$ ). Если подшипник по своим габаритам применить в данном узле нет возможности, то следует перейти к другому типу подшипника (например, от шариковых к роликовым) или к другой схеме расположения их на валу. При осложнениях в выборе радиально-упорных подшипников (при наличии больших осевых нагрузок и др.) рекомендуется переходить на подшипники с большим углом контакта ( $\alpha = 26 \div 36^\circ$ ). В некоторых случаях может оказаться, что все эти меры не дадут желаемого эффекта, тогда следует увеличить диаметр посадочного места и проверить подшипник большего номера.

Если  $[C]$  значительно выше  $C$  даже при применении подшипника легкой серии (что часто имеет место для тихоходных валов редукторов с цилиндрическими прямозубыми колесами и для валов колес червячных редукторов), то диаметр цапфы вала уменьшать ни в коем случае не следует, так как он определен из расчета на прочность; расчетная долговечность подшипника будет намного больше регламентированной.

Выбор радиально-упорных шариковых и конических роликовых подшипников ведут в другой последовательности:

а) учитывая условия эксплуатации, конструкцию узла, диаметр цапфы, намечают типоразмер подшипника;

б) выполняют эскизную компоновку узла, определяют точки приложения радиальных реакций (размер  $a$ , который зависит от  $e$ );

в) определяют суммарные реакции опор;

г) вычисляют эквивалентные нагрузки подшипников (коэффициенты  $X$  и  $Y$  зависят от величины  $e$ , для нахождения которой необходимо знать типоразмер подшипника);

д) по таблицам приложения или по каталогу определяют динамическую грузоподъемность намеченного подшипника;

е) по эквивалентной нагрузке и динамической грузоподъемности вычисляют теоретическую долговечность подшипника, которая не должна быть меньше требуемой; если это условие

не обеспечивается, то выбирают подшипники других серий и типов, увеличивают диаметр цапфы вала.

## ГЛАВА X

### КОНСТРУИРОВАНИЕ ДЕТАЛЕЙ РЕДУКТОРОВ

#### § 10.1. КОНСТРУИРОВАНИЕ ЗУБЧАТЫХ И ЧЕРВЯЧНЫХ КОЛЕС И ЧЕРВЯКОВ

Конструкции цилиндрических и конических зубчатых колес представлены на рис. 10.1–10.5; рекомендации по определению размеров отдельных элементов колес даны в табл. 10.1.

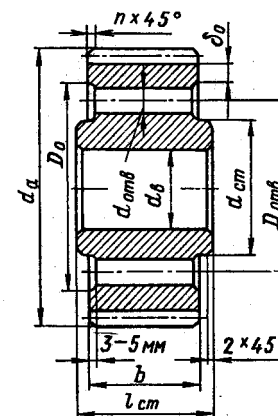
Зубчатые колеса состоят из обода, несущего зубья; ступицы, насаживаемой на вал, и диска, соединяющего обод со ступицей.

Зубчатые цилиндрические стальные колеса малых диаметров выполняют обычно коваными (см. рис. 10.1); при диаметрах до 500 мм — коваными или штампованными (см. рис. 10.2); при больших диаметрах — литыми с диском (см. рис. 10.3) или со спицами.

Штампованные заготовки по форме соответствуют готовым деталям; механическая обработка нерабочих поверхностей не требуется.

Для заполнения полостей штампа разогретым металлом и выемки заготовки полость должна иметь уклоны не менее  $5^\circ$  (см. рис. 10.2, з) и радиусы закруглений  $r \approx 0,05h + 1$  мм;

$$R \approx 2,5r + 1 \text{ мм.}$$



Зубчатые конические стальные колеса при диаметрах до 500 мм изготавливают ковкой или штамповкой (см. рис. 10.4); при диаметрах, больших 300 мм, конические колеса можно изготавливать либо из стального, либо из чугуна литые (см. рис. 10.5).

Шестерни конструируют в двух исполнениях: отдельно от вала (насадная шестерня) и за одно целое с валом (вал-шестерня; рис. 10.6).

Рис. 10.1. Цилиндрическое зубчатое кованое колесо при  $d_0 \leq 200$  мм

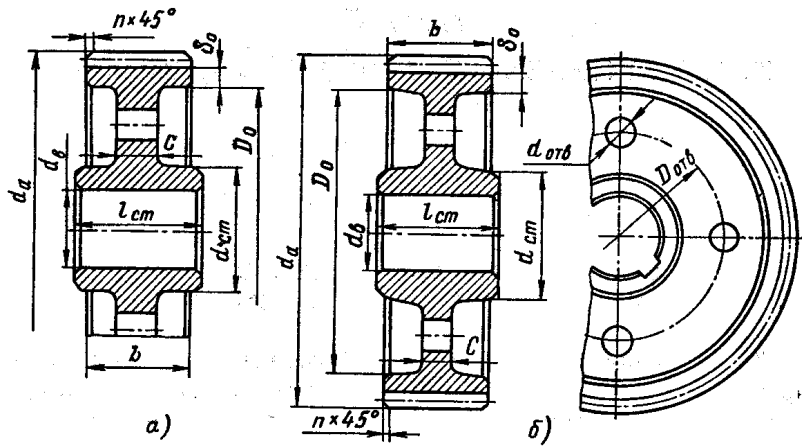


Рис. 10.2. Цилиндрические зубчатые колеса при  $d_a \leq 500$  мм:  
 а — кованные; б и в — штампованные; г — заготовка, полученная штамповкой в двухстороннем штампе

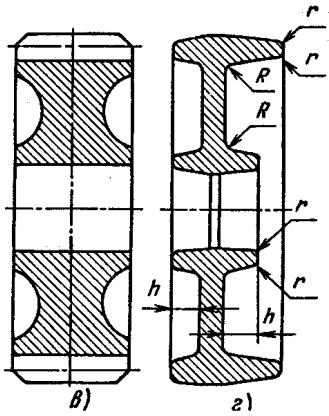


Рис. 10.3. Цилиндрическое зубчатое литое колесо при  $d_a \leq 600$  мм

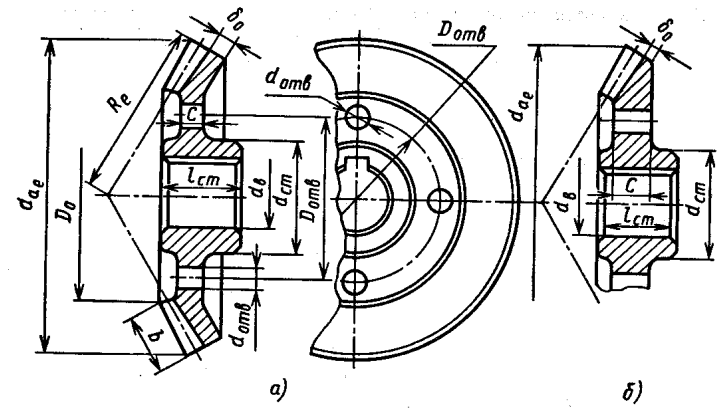
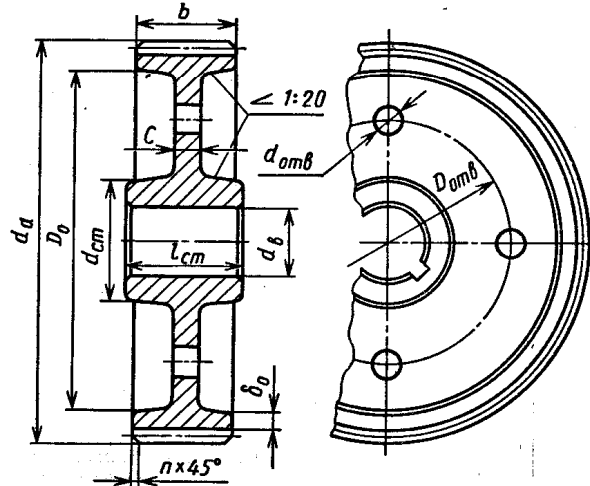


Рис. 10.4. Конические зубчатые колеса при  $d_{ae} \leq 500$  мм:  
 а — штампованные; б — кованные

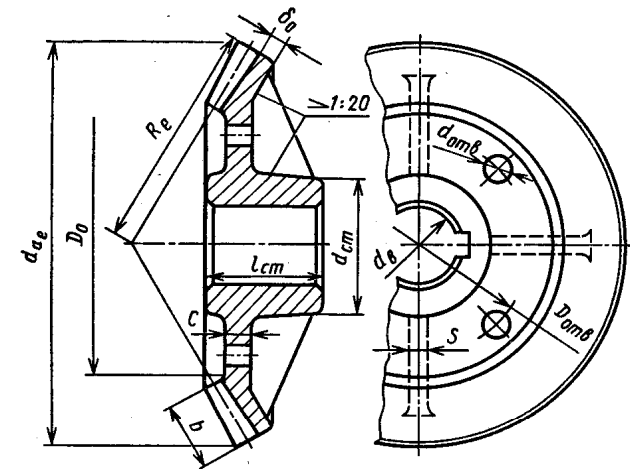


Рис. 10.5. Коническое зубчатое литое колесо при  $d_{ae} > 300$  мм

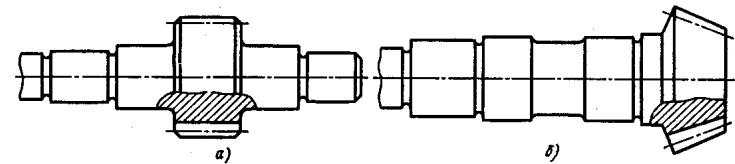


Рис. 10.6. Вали-шестерни:  
 а — цилиндрическая шестерня; б — коническая

10.1. Определение размеров зубчатых металлических колес  
(см. рис. 10.1–10.5)

Параметры	Формула
Диаметр ступицы стальных колес	$d_{ст} \approx 1,6 d_b$
То же, чугунных колес	$d_{ст} \approx 1,8 d_b$
Длина ступицы	$l_{ст} \approx (1,2 \div 1,5) d_b^*$
Толщина обода цилиндрических колес	$\delta_0 = (2,5 \div 4,0) m_n$
То же, конических колес	$\delta_0 = (3 \div 4) m$
Толщина диска кованных колес	$C = 0,3 b$
То же, штампованных колес	$C = (0,2 \div 0,3) b$
» литых колес	$C = 0,2 b$
» конических колес	$C = (0,1 \div 0,17) R_c$
Диаметр центральной окружности	$D_{отв} = 0,5(D_0 + d_{ст})$
Диаметр отверстий (в шестернях малых размеров отверстия не делают)	$d_{отв} \approx \left( \frac{D_0 - d_{ст}}{4} \right)$
Толщина ребер	$s = 0,8 C$
Фаска	$n \approx 0,5 m_n$

\* В массовом производстве цилиндрические колеса при нарезании зубьев обрабатывают «пакетами» по два и более. При этом ступица не должна выступать за торец венца, т. е.  $l_{ст} \leq b$ .

Обозначения:  $d_b$  — диаметр вала;  $m_n$  — модуль нормальный;  $m$  — средний окружной модуль;  $b$  — ширина венца;  $R_c$  — внешнее конусное расстояние;  $D_0$  — внутренний диаметр обода.

Вал-шестерню выполняют в тех случаях, когда расстояние от впадины зуба до шпоночного паза оказывается меньше указанного на рис. 10.7.

Витки червяков выполняют в большинстве случаев за одно целое с валом (рис. 10.8): фрезерованием при  $d_0 > d_{f1}$  или нарезанием на токарных станках при  $d_0 < d_{f1}$ , чем обеспечивается свободный выход резца.

Червячные колеса изготовляют обычно составными: венец — бронзовый, центр — чугунный, чугун марки СЧ 15. Венцы соединяют с центрами либо посадкой с натягом (рис. 10.9, а и б), либо болтами, поставленными без зазора в отверстия из-под развертки (рис. 10.9, в).

Обод червячного колеса, выполненного целиком из чугуна (без насадного венца), показан на рис. 10.9, г.

Натяг бронзового венца на чугунном центре во время

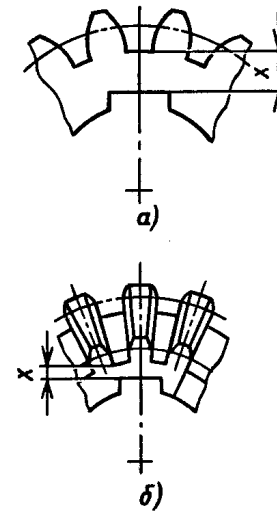


Рис. 10.7. Минимальное расстояние  $x$  от впадины зуба до шпоночной канавки:  
а — для цилиндрических колес  $x \geq 2,5 m_f$ ;  
б — для конических колес  $x \geq 1,6 m_{fe}$

работы червячного колеса уменьшается, так как коэффициент линейного расширения бронзы больше, чем чугуна. Во избежание смещения венца относительно центра на стыке устанавливают 4–6 винтов (рис. 10.9, а и б), их проверяют на срез  $[\tau_{ср}] = 0,25 \sigma_T$ . Стенки отверстий проверяют на смятие: для бронзы  $[\sigma_{см}] = 0,3 \sigma_T$  и для чугуна  $[\sigma_{см}] = 0,4 \sigma_H$ .

Соединение венца с центром можно осуществить отливкой бронзового венца в литейную форму, в которую заранее устанавливают чугунный центр. Во избежание проворота венца на боковых поверхностях центра делают пазы, заполняемые металлом венца при отливке (рис. 10.10).

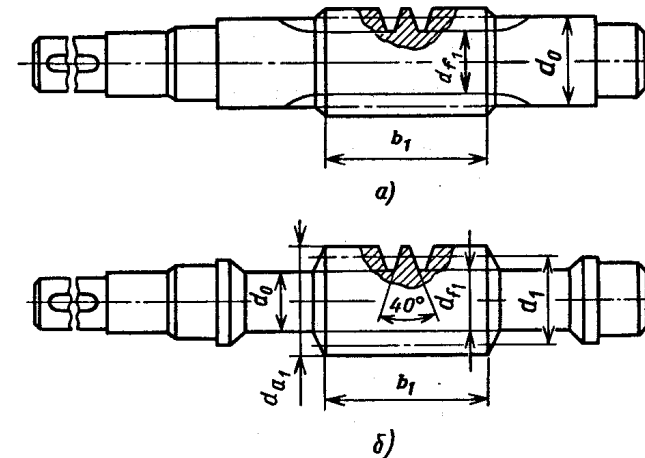


Рис. 10.8. Червяки:  
а — с фрезерованными витками; б — с витками, нарезанными на токарном станке



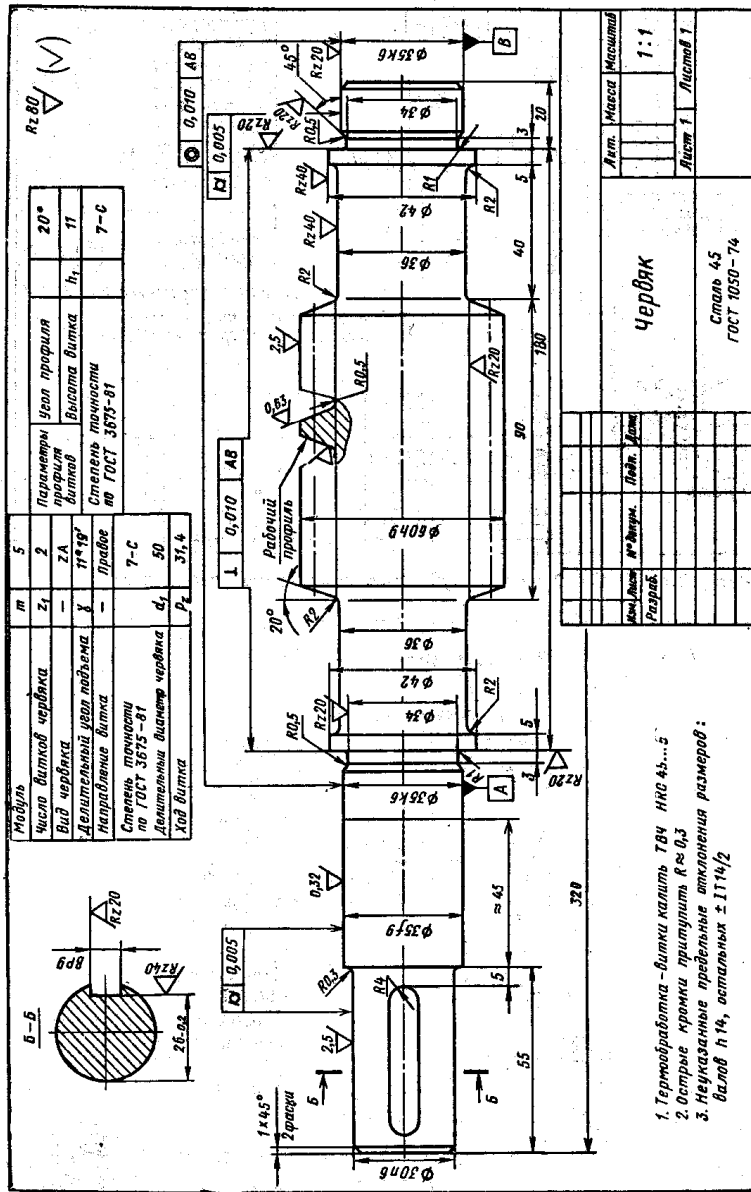


Рис. 10.13. Рабочий чертёж архимедова цилиндрического червяка

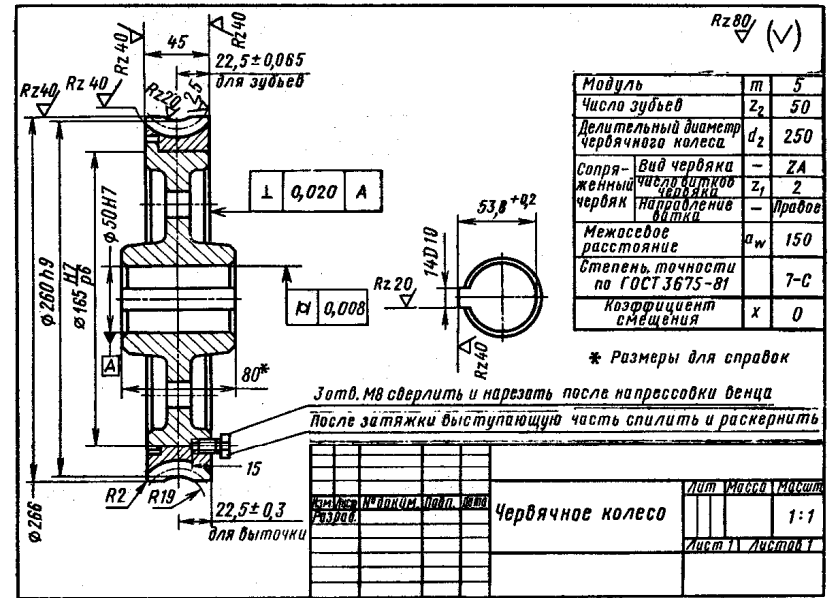


Рис. 10.14. Рабочий чертёж червячного колеса

## § 10.2. КОНСТРУИРОВАНИЕ КОРПУСОВ РЕДУКТОРОВ

В корпусе редуктора размещаются детали зубчатых и червячных передач. При его проектировании должны быть обеспечены прочность и жесткость, исключающие перекосы валов.

Для повышения жесткости служат ребра, располагаемые у приливов под подшипники. Корпус обычно выполняют разъемным, состоящим из основания (его иногда называют картером) и крышки (рис. 10.15). Плоскость разъема проходит через оси валов. В вертикальных цилиндрических редукторах разъемы делают по двум и даже по трем плоскостям. При проектировании червячных и легких зубчатых редукторов иногда применяют неразъемные корпуса со съемными крышками (рис. 10.16). На рис. 10.17 показаны основание и крышка литого корпуса червячного редуктора.

Материал корпуса обычно чугун СЧ 10 или СЧ 15. Сварные конструкции из листовой стали Ст2 и Ст3 применяют редко, главным образом для крупногабаритных редукторов индивидуального изготовления. Толщина стенок сварных корпусов на 20–30 % меньше, чем чугунных.

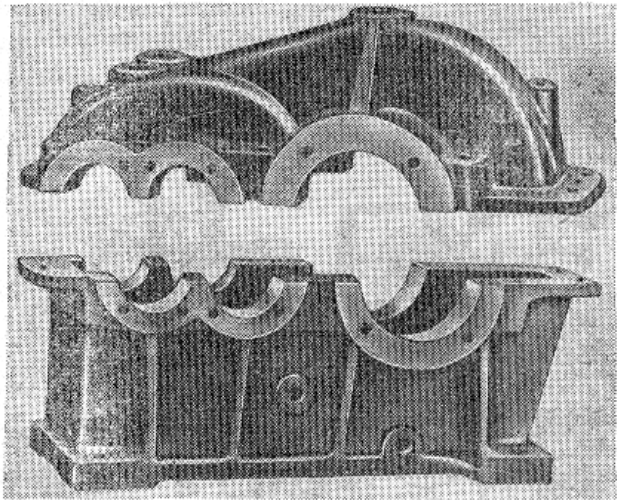


Рис. 10.15. Литые корпус и крышка двухступенчатого цилиндрического редуктора с разъемом по осям валов

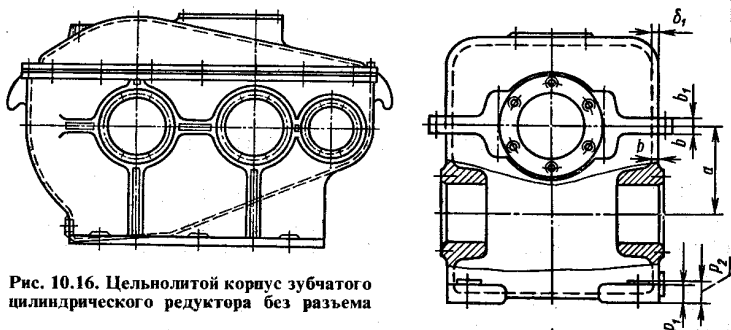
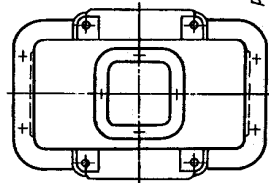


Рис. 10.16. Цельнолитой корпус зубчатого цилиндрического редуктора без развема

Рис. 10.17. Основание корпуса и крышка червячного редуктора



Ориентировочные размеры элементов литых корпусов (рис. 10.18) приведены в табл. 10.2 и 10.3. При конструировании таких корпусов следует придерживаться установленных литейных уклонов (табл. 10.4), радиусов галтелей и переходов. Радиусы галтелей выбирают из ряда: 1, 2, 3, 5, 8, 10, 15, 20, 25, 30, 40 мм.

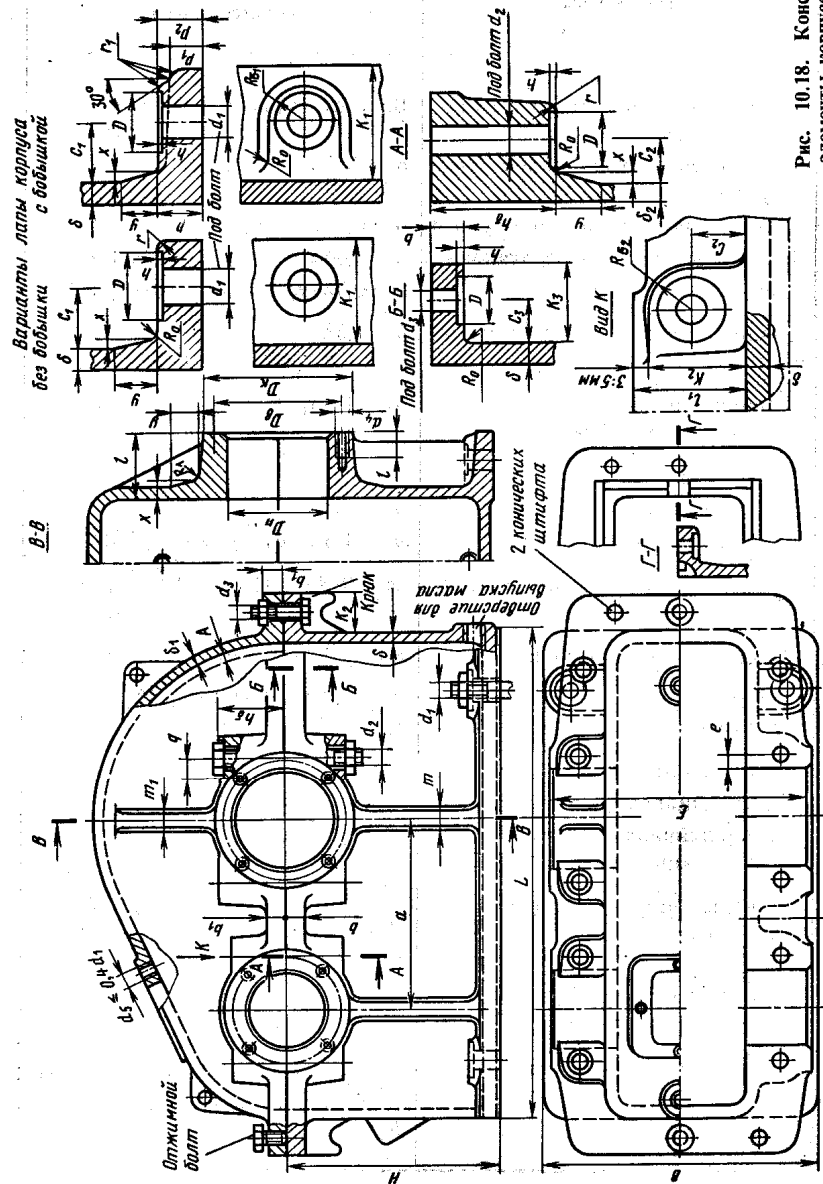


Рис. 10.18. Конструктивные элементы корпуса из чугуна

10.2. Основные элементы корпуса из чугуна  
(см. рис. 10.18)

Параметры	Ориентировочные соотношения (размеры, мм)
Толщина стенки корпуса и крышки редуктора: одноступенчатого цилиндрического одноступенчатого конического одноступенчатого червячного двухступенчатого	Во всех случаях $\delta \geq 8$ мм и $\delta_1 \geq 8$ мм $\delta = 0,025a + 1$ ; $\delta_1 = 0,02a + 1$ $\delta = 0,05R_e + 1$ ; $\delta_1 = 0,04R_e + 1$ $\delta = 0,04a + 2$ ; $\delta_1 = 0,032a + 2$ $\delta = 0,025a_T + 3$ ; $\delta_1 = 0,02a_T + 3$
Толщина верхнего пояса (фланца) корпуса	$b = 1,5\delta$
Толщина нижнего пояса (фланца) крышки корпуса	$b_1 = 1,5\delta_1$
Толщина нижнего пояса корпуса: без бобышки при наличии бобышки	$p = 2,35\delta$ $p_1 = 1,5\delta$ ; $p_2 = (2,25 \div 2,75)\delta$
Толщина ребер основания корпуса	$m = (0,85 \div 1)\delta$
Толщина ребер крышки	$m_1 = (0,85 \div 1)\delta_1$
Диаметр фундаментных болтов (их число $\geq 4$ )	$d_1 = (0,03 \div 0,036)a_T + 12$ ; $d_1 = 0,072R_e + 12$
Диаметр болтов: у подшипников соединяющих основание корпуса с крышкой	$d_2 = (0,7 \div 0,75)d_1$ ; $d_3 = (0,5 \div 0,6)d_1$
Размеры, определяющие положение болтов $d_2$	$e \approx (1 \div 1,2)d_2$ ; $q \geq 0,5d_2 + d_4$ ; $d_4$ — крепление крышки подшипника
Высота бобышки $h_6$ под болт $d_2$	$h_6$ выбирают конструктивно так, чтобы образовалась опорная поверхность под головку болта и гайку. Желательно у всех бобышек иметь одинаковую высоту $h_6$

10.3. Дополнительные элементы корпуса из чугуна  
(см. рис. 10.18)

Параметры		Ориентировочные соотношения (размеры, мм)								
Гнездо под подшипник	Диаметр отверстия в гнезде	$D_n$ — по наружному диаметру подшипника или стакана								
	Винты крепления крышки подшипника $d_4$ Число винтов $n$ (предпочтительны врезные винты без винтов)	M8 — M12 4 — 6								
	Диаметр гнезда  Длина гнезда	$D_n = D_2 + (2 \div 5)$ ; $D_2$ — диаметр фланца крышки подшипника $l^* = \delta + c_2 + R_6 + (3 \div 5)$ ; $R_6 \geq 1,1d_2$								
Размеры штифта	Диаметр Длина	$d_{ш} \approx d_3$ (размеры по табл. 10.5) $l_{ш} = b + b_1 + 5$								
Наименьший зазор между наружной поверхностью колеса и стенкой корпуса: по диаметру по торцам		$A \approx (1 \div 1,2)\delta$ $A_1 \approx A$ (на чертеже не показан)								
Параметры	Болты									
	M6	M8	M10	M12	M16	M20	M24	M27	M30	
$K_i$	22	24	28	33	39	48	54	58	65	
$c_i$	12	13	16	18	21	25	34	36	50	
* Для удобства механической обработки торцов бобышек и проверки перекоса осей отверстий размер $E$ обычно принимают одинаковым для всех опор, поэтому и размер $l$ принимают для всех гнезд одинаковым.										

### 10.4. Рекомендуемые литейные уклоны

	Уклон $a:h$	Величина угла $\beta$	Рекомендуемое применение	
	1:5	11°30'	Для стали	$h < 25$ мм
	1:10	5°30'		$h = 25 \div$
	1:20	3°		$\div 500$ мм
	1:50	1°		$h > 500$ мм
1:100	30'	Для цветных металлов	—	

### 10.5. Штифты конические (по ГОСТ 3129-70)

Размеры, мм								
$d$	$c$	Интервалы длин	$d$	$e$	Интервалы длин	$d$	$c$	Интервалы длин
4	0,6	16-70	10	1,6	30-180	25	3,0	60-280
5	0,8	16-90	12	1,6	36-220	32	4,0	80-280
6	1,0	20-110	16	2,0	40-280	40	5,0	100-280
8	1,2	25-140	20	2,5	50-280	50	6,3	120-280
Примечания: 1. Ряд длин $L$ 16, 20, 25, 30, 36, 40, 45, 50, 55, 60, 65, 70, 80, 90, 100, 110, 120, 140, 160, 180, 200, 220, 250, 280 мм. 2. Материал (рекомендуемый) — сталь 45, 15, А12.								

Основание корпуса и крышку фиксируют относительно друг друга двумя коническими штифтами (табл. 10.5), устанавливаемыми без зазора до расточки гнезд под подшипники. Основание и крышку корпуса соединяют болтами  $d_3$  для обеспечения герметичности. Ориентировочно принимают расстояние между осями болтов  $\sim (10 \div 15)d_3$ .

Для предотвращения протекания масла плоскости разъема смазывают спиртовым лаком или жидким стеклом. Ставить

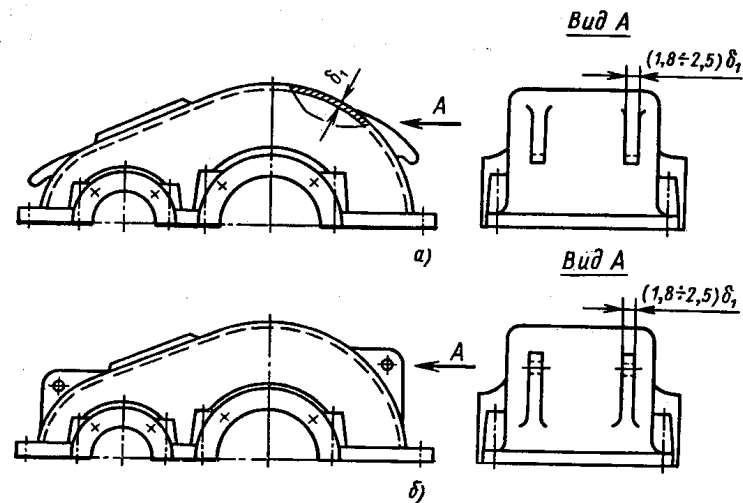


Рис. 10.19. Крышки корпуса редуктора:  
а — с крюками; б — с петлями

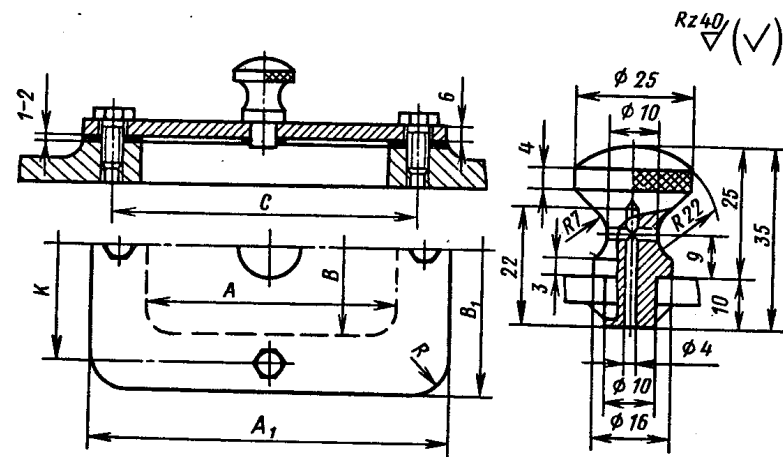


Рис. 10.20. Крышка смотрового отверстия (размеры, мм):

$A$	$B$	$A_1$	$B_1$	$C$	$K$	$R$	Размер винта	Число винтов
100	75	150	120	125	100	12	M8 × 22	4
150	100	190	140	175	120	12	M8 × 22	4
200	150	250	200	230	180	15	M10 × 22	6



прокладку между основанием и крышкой нельзя, так как при затяжке болтов она деформируется, и посадка подшипников нарушается.

Для захватывания редуктора при подъеме делают под фланцем основания приливы в виде крюков. Для снятия крышки делают крюки или петли на ней (рис. 10.19).

Для заливки масла и осмотра в крышке корпуса имеется окно, закрываемое крышкой (рис. 10.20). В редукторах с большим выделением тепла (червячных) предусматривают отдушину, соединяющую внутреннюю полость редуктора с атмосферой. Установка отдушины повышает надежность уплотнений (при отсутствии отдушины незначительное повышение давления внутри корпуса редуктора может привести к выдавливанию смазки через уплотнения). Простой отдушиной может быть ручка крышки смотрового отверстия (см. рис. 10.20) или пробка с отверстиями (рис. 10.21). Отдушина с сетчатым фильтром и ее размеры даны в табл. 10.6.

Для удаления загрязненного масла и для промывки редуктора в нижней части корпуса делают отверстие под пробку с цилиндрической или конической резьбой (табл. 10.7).

10.6. Отдушина с сеткой

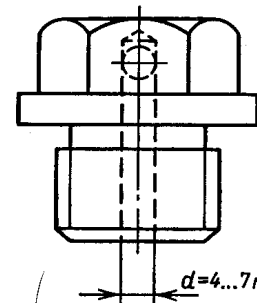
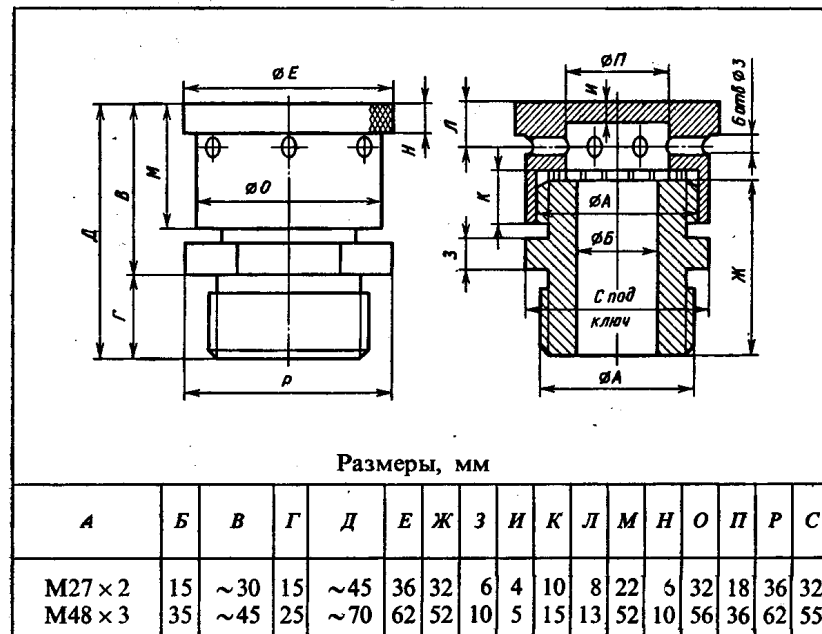


Рис. 10.21. Пробка-отдушина

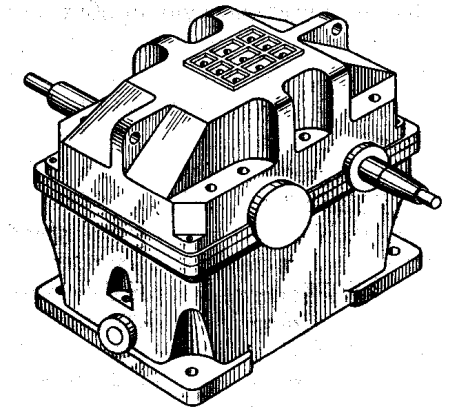
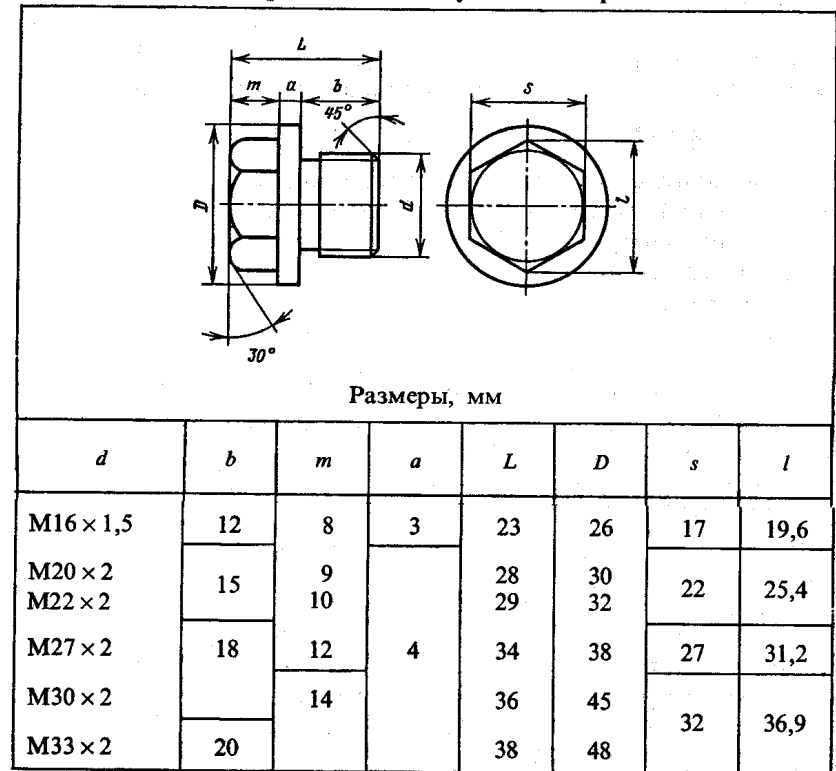


Рис. 10.22. Корпус редуктора с уменьшенным числом выступающих элементов

10.7. Пробки к маслоспускным отверстиям



Под цилиндрическую пробку ставят уплотняющую прокладку из кожи, маслостойкой резины, алюминия или меди. Надежнее уплотняет коническая резьба.

Маслоспускное отверстие выполняют на уровне днища или несколько ниже его. Желательно, чтобы днище имело наклон  $1-2^\circ$  в сторону маслоспускного отверстия.

Для облегчения отделения крышки от основания корпуса при разборке на поясе крышки устанавливают два отжимных болта (см. рис. 10.18).

Подшипники закрывают крышками глухими и сквозными, через которые проходят концы валов. По конструкции различают крышки врезные и на винтах (см. гл. IX); материалом служит обычно чугунное литье СЧ 10 или СЧ 15.

Редуктор и электродвигатель обычно устанавливают на литой плите или на сварной раме. Диаметр фундаментных болтов и их число выбирают по табл. 10.3.

При конструировании корпусов редукторов в некоторых случаях стремятся к устранению выступающих элементов с наружной поверхности (рис. 10.22). Бобышки подшипниковых гнезд убирают внутрь корпуса; крепежные болты размещают в нишах, располагая их вдоль длинных сторон (там, где есть бобышки). Крышки подшипниковых гнезд врезные.

### § 10.3. УСТАНОВОЧНЫЕ РАМЫ И ПЛИТЫ

При монтаже следует соблюдать определенные требования точности положения одной сборочной единицы относительно другой, например электродвигателя и редуктора. Для обеспечения этого требования механизмы привода устанавливают на сварных рамах или литых плитах. Рамы выполняют сварными из листовой стали (рис. 10.23) и профильного проката — уголков или швеллеров (рис. 10.24). На рис. 10.25 показана литая плита из серого чугуна СЧ 15.

При выполнении сварных рам из швеллеров их располагают для удобства постановки болтов полками наружу. На внутреннюю поверхность полки накладывают косые шайбы (по ГОСТ 10906-78) или наваривают косые накладки, которые выравнивают опорную поверхность под головки болтов (рис. 10.26 и 10.27).

Опорные поверхности — платики, на которые устанавливают редукторы и электродвигатели, создаются привариванием узких полосок стали высотой 5-6 мм.

В случаях, когда болт проходит через обе полки швеллера, жесткость увеличивают ребрами, угольниками (рис. 10.28, а) или трубками (рис. 10.28, б).

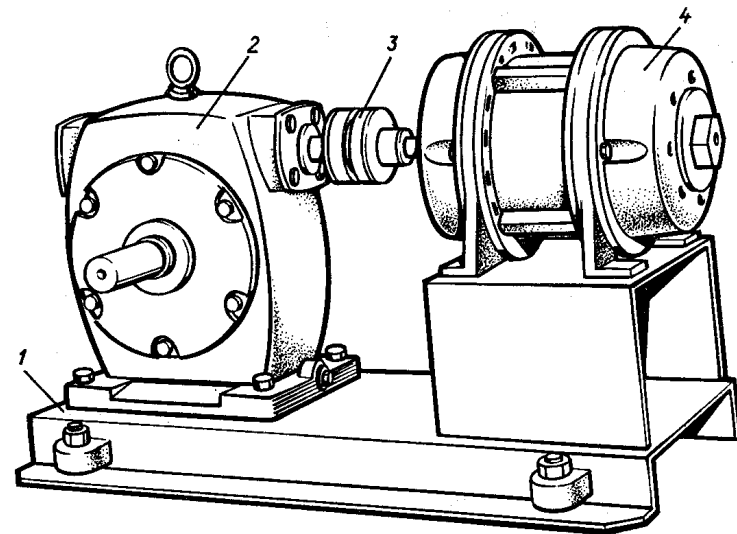


Рис. 10.23. Установка привода на сварной раме из листовой стали:  
1 — сварная рама; 2 — червячный редуктор; 3 — муфта; 4 — электродвигатель

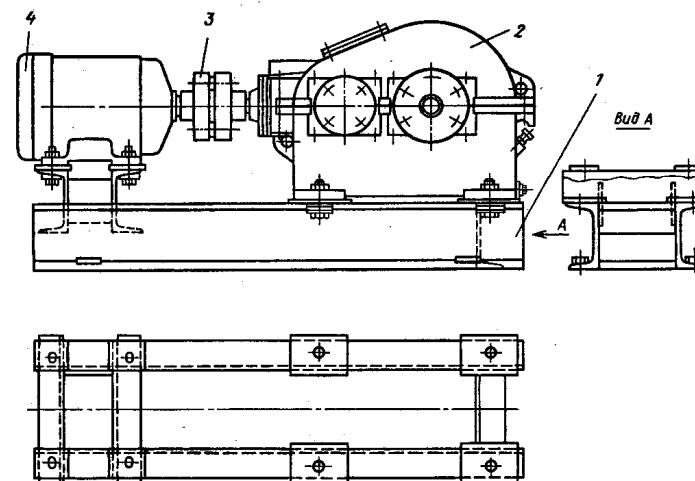


Рис. 10.24. Установка привода на сварной раме из швеллеров:  
1 — сварная рама; 2 — коническо-цилиндрический редуктор; 3 — муфта; 4 — электродвигатель

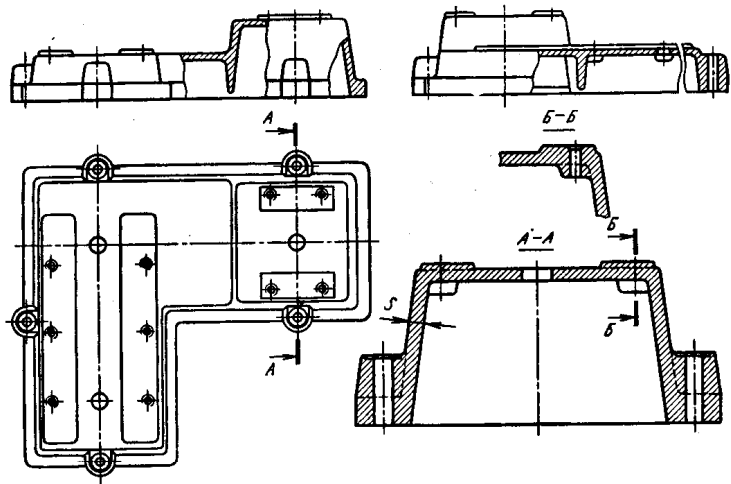


Рис. 10.25. Литая установочная плита

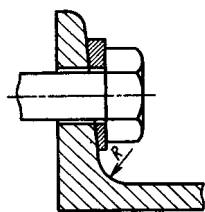


Рис. 10.26. Установка кривой шайбы

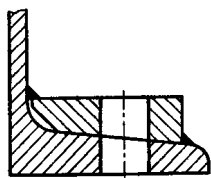


Рис. 10.27. Кривая накладка

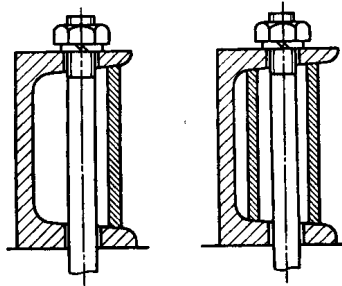


Рис. 10.28. Увеличение жесткости полок швеллера

Так как рама при сварке коробится, то все опорные поверхности, на которые устанавливают механизмы привода, обрабатывают после сварки.

Литые плиты дороже сварных рам и поэтому распространены меньше. Для облегчения плит без ослабления жесткости их делают пустотелыми и усиливают ребрами. Толщину

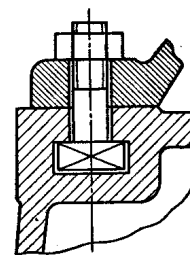


Рис. 10.29. Крепление сборочной единицы к плите болтами

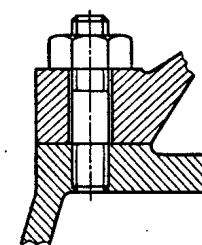


Рис. 10.30. Крепление сборочной единицы к плите шпильками

стенки  $S$  чугунной плиты рекомендуют определять ориентировочно в зависимости от габарита отливки, обозначаемого

$$N = \frac{2l + b + h}{3},$$

где  $l$  — длина,  $b$  — ширина,  $h$  — высота плиты, м.

$N$ . . . . .	1	2	4	6	8
$S$ , мм . . . . .	10	12	20	26	30

Опорные поверхности плиты должны обрабатываться, и их следует отделять от черных (необрабатываемых) поверхностей. Поэтому в этих местах толщину стенки надо увеличивать, предусматривая необходимые приливы, аналогичные плиткам в сварных рамах.

Сборочные единицы крепят к плите болтами (рис. 10.29) или шпильками (рис. 10.30). Крепление шпильками затрудняет сборку, так как требует, чтобы редуктор и электродвигатель устанавливались в сборе с муфтой. Крепление болтами позволяет устанавливать редуктор и электродвигатель последовательно.

#### § 10.4. СМАЗЫВАНИЕ РЕДУКТОРОВ

Смазывание зубчатых и червячных зацеплений и подшипников\* уменьшает потери на трение, предотвращает повышенный износ и нагрев деталей, а также предохраняет детали от коррозии. Снижение потерь на трение обеспечивает повышение КПД редуктора.

По способу подвода смазочного материала к зацеплению различают картерное и циркуляционное смазывание.

**Картерное смазывание** осуществляется окунанием зубчатых и червячных колес (или червяков) в масло, заливаемое внутрь корпуса. Это смазывание применяют при окружных скоростях

\* Смазывание подшипников в редукторах рассмотрено в гл. IX.

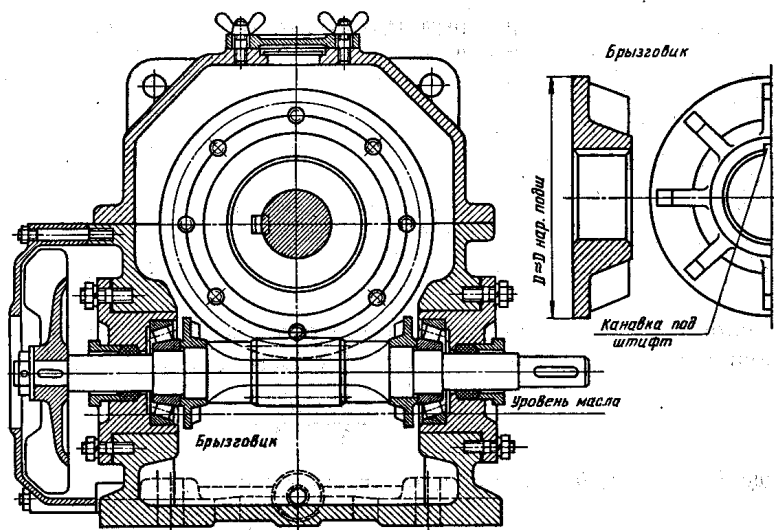


Рис. 10.31. Редуктор с брызговиками

в зацеплении зубчатых передач до  $v \leq 12$  м/с, в зацеплении червячных передач при окружной скорости червяка до  $v \leq 10$  м/с. При большей скорости масло сбрасывается центробежной силой.

Зубчатые и червячные колеса погружают в масло на высоту зуба, а червяк (расположенный внизу) — на высоту витка, но не выше центра нижнего тела качения подшипника. Если условия нормальной работы подшипников не позволяют погружать червяк в масло, то применяют брызговики, забрасывающие масло на червячное колесо (рис. 10.31); в реверсивных передачах устанавливают два брызговика.

Зубья конических колес погружают в масло на всю длину. В многоступенчатых редукторах часто не удается погружать зубья всех колес в масло, так как для этого необходим очень высокий уровень масла, что может повлечь слишком большое погружение колеса тихоходной ступени и даже подшипников в масло. В этих случаях применяют смазочные шестерни (рис. 10.32) или другие устройства. При  $v \leq 0,5$  м/с колесо погружают в масло до  $\frac{1}{6}$  его радиуса. При смазывании окунанием объем масляной ванны редуктора принимают из расчета  $\sim 0,5-0,8$  л масла на 1 кВт передаваемой мощности.

В косозубых передачах масло выжимается зубьями в одну сторону, а в червячных редукторах червяк, погруженный в

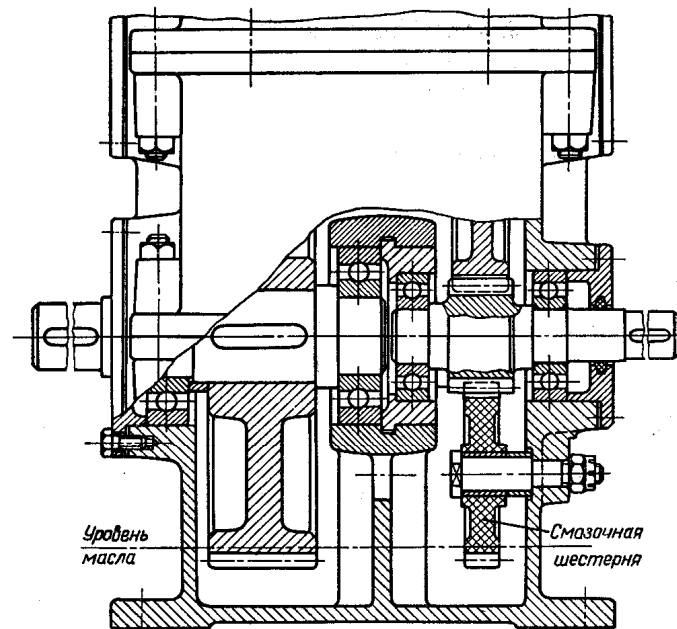


Рис. 10.32. Смазочная шестерня из текстолита

масло, гонит масло к подшипнику. В том и другом случае для предотвращения обильного забрасывания масла в подшипники устанавливают маслозащитные кольца (см. гл. IX).

Циркуляционное смазывание применяют при окружной скорости  $v \geq 8$  м/с. Масло из картера или бака подается насосом в места смазывания по трубопроводу через сопла (рис. 10.33, а) или при широких колесах через коллекторы

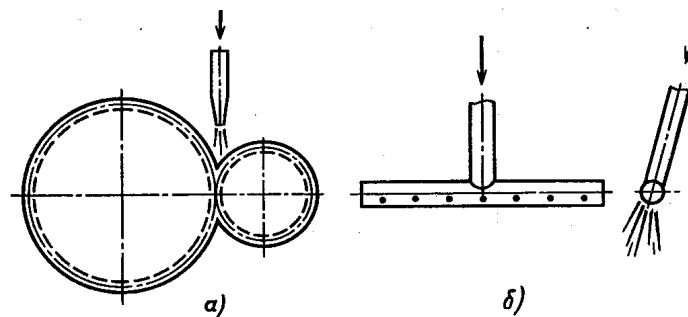


Рис. 10.33. Циркуляционное смазывание

(рис. 10.33, б). Возможна подача масла от централизованной смазочной системы, обслуживающей несколько агрегатов.

Назначение сорта масла зависит от контактного давления в зубьях и от окружной скорости колеса. С увеличением контактного давления масло должно обладать большей вяз-

**10.8. Рекомендуемые значения вязкости масел для смазывания зубчатых передач при 50 °С**

Контактные напряжения $\sigma_H$ , МПа	Кинематическая вязкость, $10^{-6} \cdot \text{м}^2/\text{с}$ , при окружной скорости $v$ , м/с		
	до 2	св. 2 до 5	св. 5
До 600	34	28	22
Св. 600 до 1000	60	50	40
» 1000 » 1200	70	60	50

**10.9. Рекомендуемые значения вязкости масел для смазывания червячных передач при 100 °С**

Контактные напряжения $\sigma_H$ , МПа	Кинематическая вязкость, $10^{-6} \cdot \text{м}^2/\text{с}$ , при скорости скольжения, $v_s$ , м/с		
	до 2	св. 2 до 5	св. 5
До 200	25	20	15
Св. 200 до 250	32	25	18
» 250 » 300	40	30	23

**10.10. Масла, применяемые для смазывания зубчатых и червячных передач**

Сорт масла	Марка	Кинематическая вязкость, $10^{-6} \cdot \text{м}^2/\text{с}$	
Индустриальное	И-12А	10–14	} — при 50 °С
	И-20А	17–23	
	И-25А	24–27	
	И-30А	28–33	
	И-40А	35–45	
	И-50А	47–55	
	И-70А	65–75	
И-100А	90–118		
Авиационное	МС-14	14	} — при 100 °С
	МК-22	22	
	МС-20	20,5	
Цилиндровое	52	44–59	при 100 °С

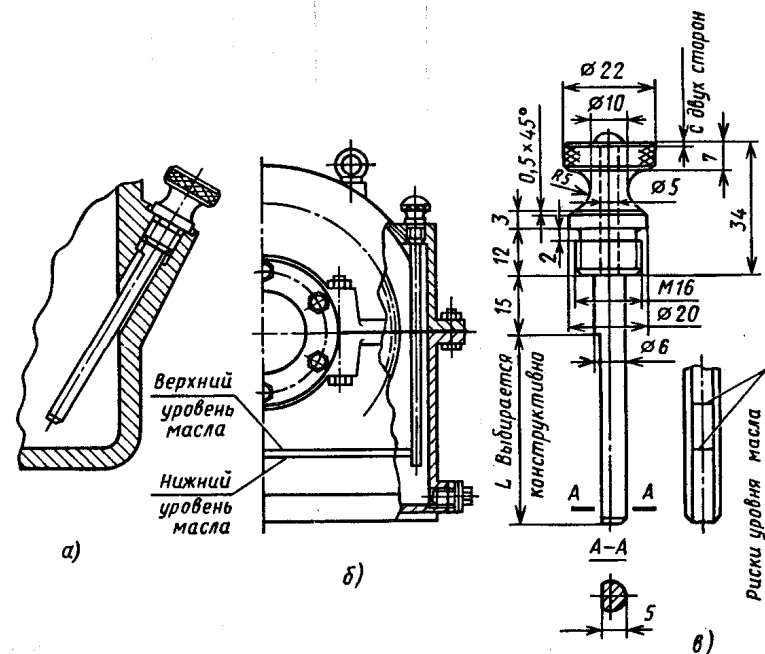
костью; с увеличением окружной скорости вязкость масла должна быть меньше.

Выбор сорта масла начинают с определения необходимой кинематической вязкости масла: для зубчатых передач – в зависимости от окружной скорости (табл. 10.8), для червячных передач – от скорости скольжения (табл. 10.9). Затем по найденному значению вязкости выбирают соответствующее масло по табл. 10.10.

Контроль уровня масла, находящегося в корпусе редуктора, производят с помощью маслоуказателей.

Простейший жезловый маслоуказатель показан на рис. 10.34; для возможности контроля уровня масла во время работы редуктора применяют закрытые жезловые маслоуказатели (рис. 10.35).

Фонарный маслоуказатель и его размеры приведены на рис. 10.36. Через нижнее отверстие в стенке корпуса масло проходит в полость маслоуказателя; через верхнее отверстие маслоуказатель сообщается с воздухом в корпусе редуктора.



**Рис. 10.34. Жезловый маслоуказатель:**  
 а – установка в нижней части корпуса редуктора; б – установка в крышке корпуса; в – примерные размеры маслоуказателя для небольших редукторов

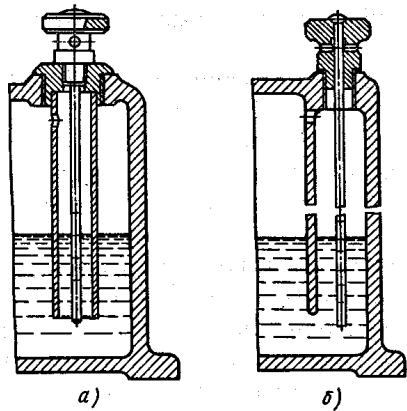


Рис. 10.35. Железные маслоуказатели закрыты: а – в трубке; б – за перегородкой

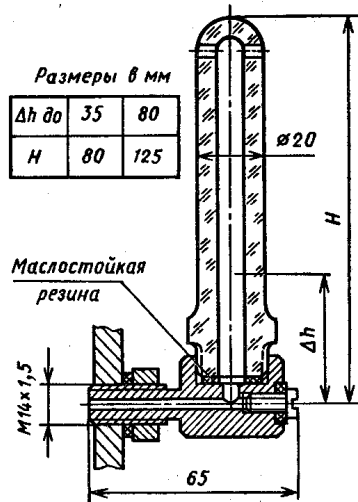


Рис. 10.37. Маслоуказатель с трубкой из оргстекла

На рис. 10.37 показан трубчатый маслоуказатель, сделанный по принципу сообщающихся сосудов.

### § 10.5. ТЕПЛОЙ РАСЧЕТ РЕДУКТОРОВ

При работе редуктора потери мощности, вызванные трением в зацеплении и в подшипниках, перемешиванием и разбрызгиванием масла, приводят к нагреву деталей редуктора и масла. При нагреве вязкость масла резко падает, что приводит к нарушению режима смазывания. Нормальная работа редуктора

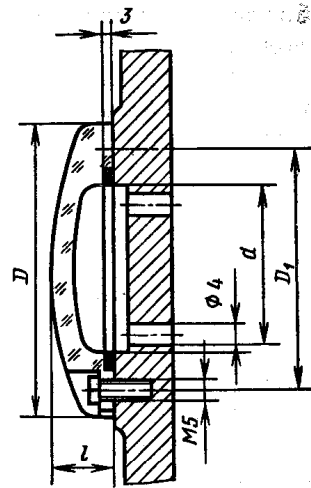


Рис. 10.36. Фонарный маслоуказатель (размеры, мм):

$d$	$D$	$D_1$	$l$
32	60	49	12
50	80	69	16

будет обеспечена, если температура масла не превысит допустимой.

Рассматриваемый ниже метод расчета обязателен для червячных и зубчато-червячных редукторов. Для зубчатых редукторов малой и средней мощности в нем нет необходимости, так как КПД их высок и тепловыделение невелико.

При установившемся режиме работы редуктора все выделяющееся тепло отдается через его стенки окружающему воздуху; этому соответствует определенный перепад температур между маслом и окружающим воздухом. Условие работы редуктора без перегрева

$$\Delta t = t_m - t_b = \frac{P_q(1 - \eta)}{k_t A} \leq [\Delta t], \quad (10.1)$$

где  $t_m$  – температура масла, °С;  $t_b$  – температура окружающего воздуха, °С (принимают обычно  $t_b = 20$  °С);  $P_q$  – подводимая мощность (или мощность на валу червяка), Вт;  $\eta$  – КПД редуктора (см. гл. I);  $k_t$  – коэффициент теплопередачи [ $k_t \approx 11 \div 17$  Вт/(м<sup>2</sup>·°С)];  $A$  – площадь теплоотдающей поверхности корпуса редуктора, м<sup>2</sup> (при подсчете  $A$  площадь днища не учитывают, если оно не обдувается воздухом);  $[\Delta t] = 40 \div 60$  °С – допустимый перепад температур между маслом и окружающим воздухом (меньшие значения – для редукторов с верхним расположением червяка).

Если  $\Delta t > [\Delta t]$ , то следует увеличить теплоотдающую поверхность ребрами (рис. 10.38 и 10.39), вводя в расчет 50 % их

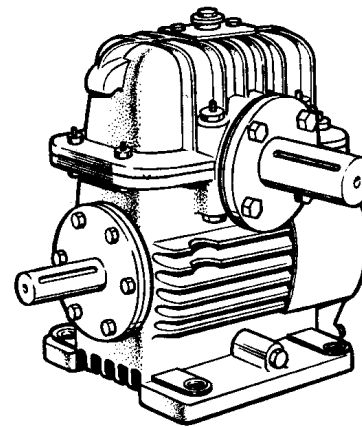


Рис. 10.38. Червячный редуктор с охлаждающими ребрами

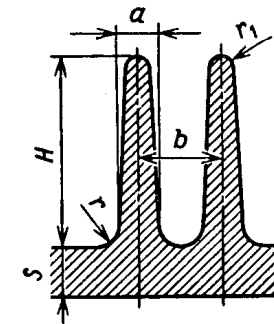


Рис. 10.39. Профиль охлаждающих ребер:  
 $H = (4 \div 5)\delta$ ;  $a = \delta$ ;  $r = 0,5\delta$ ;  $r_1 = 0,25\delta$ ;  $b = 2\delta$

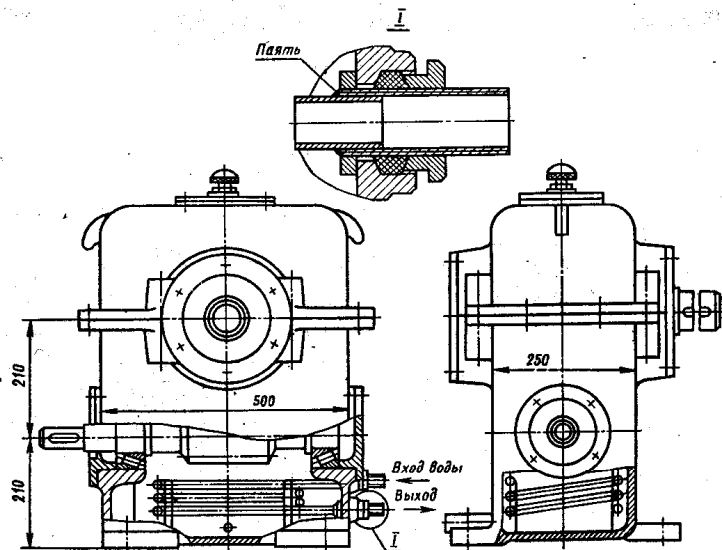


Рис. 10.40. Червячный редуктор со змеевиком для охлаждения масла

поверхности; можно уменьшить  $\Delta t$ , увеличив  $k_r$ . Для этого применяют обдув корпуса (см. рис. 10.31), повышающий  $k_r$  на 50–100%. Если оба указанных способа оказываются недостаточно эффективными, следует установить в масляной ванне змеевик, по которому пропускают охлаждающую воду (рис. 10.40).

### § 10.6. ДОПУСКИ И ПОСАДКИ ДЕТАЛЕЙ ПЕРЕДАЧ

Единая система допусков и посадок — ЕСДП (ГОСТ 25346—82 и ГОСТ 25347—82) регламентирована стандартами СЭВ и в основном соответствует требованиям Международной организации по стандартизации — ИСО.

Основные термины и обозначения ЕСДП приведены ниже.

Номинальным размером называют размер изделия, полученный по расчету или выбранный по конструктивным соображениям. Изготовленные изделия всегда имеют некоторые отклонения от номинальных размеров.

Для того чтобы изделие отвечало своему целевому назначению, его размеры должны выдерживаться между двумя допустимыми предельными размерами, разность которых образует допуск. Зону между наибольшим и наименьшим предельными размерами называют полем допуска.

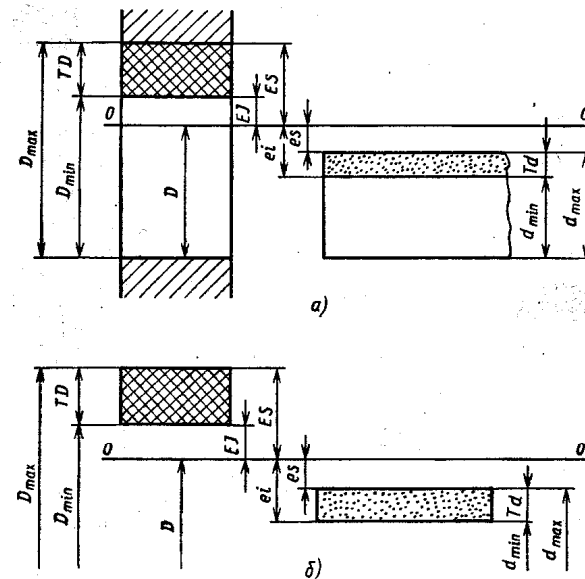


Рис. 10.41. Поля допусков отверстия и вала:

*a* — отверстие и вал с полями допусков; *b* — упрощенная схема полей допусков:  $D_{max}$  и  $D_{min}$  — наибольший и наименьший предельные размеры отверстия;  $TD$  — допуск отверстия;  $d_{max}$  и  $d_{min}$  — наибольший и наименьший предельные размеры вала;  $Td$  — допуск вала;  $00$  — нулевая линия, положение которой соответствует номинальному размеру;  $ES$  и  $es$  — верхние отклонения отверстия и вала;  $EI$  и  $ei$  — нижние отклонения отверстия и вала

На рис. 10.41 показан графический способ изображения допусков и отклонений (поле допуска отверстия — охватывающая деталь — заштриховано клеткой, а поле допуска вала — охватываемая деталь — заштриховано точками). На рис. 10.41, *a* изображены отверстие и вал и их поля допусков; на рис. 10.41, *b* — только поля допусков (упрощенная схема).

К различным соединениям предъявляют неодинаковые требования в отношении точности. Поэтому система допусков содержит 19 квалитетов: 01, 0, 1, 2, 3, ..., 17, расположенных в порядке убывания точности. Характер соединения деталей называют посадкой. Характеризует посадку разность размеров деталей до сборки.

Посадки могут обеспечивать в соединении зазор  $S$  или натяг  $N$ . Переходные посадки могут иметь или зазор, или натяг; они характеризуются наибольшим зазором  $S_{max}$  и наибольшим натягом  $N_{max}$ .

Разнообразные посадки удобно получать, изменяя положение поля допуска или вала, или отверстия, оставляя для всех

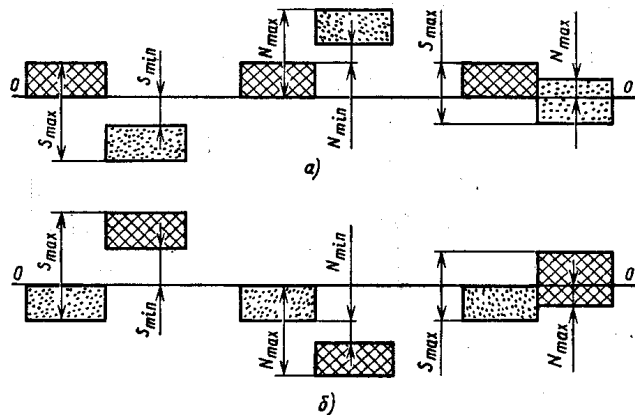


Рис. 10.42. Поля допусков

посадок поле допуска одной детали неизменным (рис. 10.42). Деталь, у которой положение поля допуска остается без изменения и не зависит от вида посадки, называют основной деталью системы. Если этой деталью является отверстие, то соединение выполнено в системе отверстия (рис. 10.42, а); если основной деталью является вал — в системе вала (рис. 10.42, б). У основного отверстия нижнее отклонение  $EJ = 0$ . После допуска направлено в сторону увеличения номинального размера. У основного вала верхнее отклонение  $es = 0$ . Поле допуска направлено в сторону уменьшения номинального размера.

Основные отклонения обозначают буквами латинского алфавита: для отверстий прописными *A, B, C* и т. д.; для валов строчными *a, b, c* и т. д. Преимущественно назначают посадки в системе отверстия с основным отверстием *H*, у которого  $EJ = 0$ .

Для посадок с зазором рекомендуют применять неосновные валы *f, g, h*; для переходных посадок — *j, k, m, n*; для посадок с натягом — *p, r, s*.

Посадки обозначают комбинациями условных обозначений полей допусков. Например,  $\varnothing \frac{H7}{f7}$  означает соединение двух деталей с номинальным диаметром 35 мм, обработанных по полям допусков *H7* и *f7*, в системе отверстия. Цифры означают номер качества. Та же посадка в системе вала будет иметь обозначение  $\varnothing 35 \frac{F7}{h7}$ .

При назначении посадок следует пользоваться следующими рекомендациями: при неравных допусках отверстия и вала больший допуск должен быть у отверстия (например,  $\frac{H7}{t6}$ ); допуски отверстия и вала могут отличаться не более чем на 2 качества.

В табл. 10.11 и 10.12 приведены отклонения основных отверстий и отклонения валов для наиболее распространенных качеств и размеров от 18 до 180 мм.

10.11. Предельные отклонения основных отверстий (по ГОСТ 25347–82)

Интервал размеров, мм	Поля допусков и предельные отклонения, мкм		
	<i>H6</i>	<i>H7</i>	<i>H8</i>
Св. 18 до 30	+13 0	+21 0	+33 0
Св. 30 до 50	+16 0	+25 0	+39 0
Св. 50 до 80	+19 0	+30 0	+46 0
Св. 80 до 120	+22 0	+35 0	+54 0
Св. 120 до 180	+25 0	+40 0	+63 0

Рекомендуемые посадки основных деталей редукторов, шкивов, звездочек и муфт см. в табл. 10.13.

**Пример.** Построить схему полей допусков для посадок: а) с зазором  $\varnothing 40 \frac{H7}{f6}$ ; б) переходной  $\varnothing 40 \frac{H7}{n6}$ ; в) с натягом  $\varnothing 40 \frac{H7}{r6}$ .

**Решение.**

- Из табл. 10.11 выписываем для основного отверстия *H7*: верхнее отклонение для  $\varnothing 40$   $ES = +25$  мкм, нижнее отклонение для  $\varnothing 40$   $EJ = 0$ .
- Из табл. 10.12 выписываем значения отклонений валов, мкм, для  $\varnothing 40$ :



Отклонения	<i>f6</i>	<i>n6</i>	<i>r6</i>
Верхние	-25	+33	+50
Нижние	-41	+17	+34

### 3. Предельные размеры, мм:

Отверстие	<i>H7</i>
$D_{\max}$	40,025
$D_{\min}$	40,000

Валы	<i>f6</i>	<i>n6</i>	<i>r6</i>
$d_{\max}$	39,975	40,033	40,050
$d_{\min}$	39,959	40,017	40,034

### 4. Зазоры и натяги, мм:

Параметры	Посадки		
	с зазором	переходная	с натягом
$S_{\max}$	$40,025 - 39,959 = 0,066$	$40,025 - 40,017 = 0,008$	-
$S_{\min}$	$40,000 - 39,975 = 0,025$	-	-
$N_{\max}$	-	$40,000 - 40,033 = -0,033$	$40,000 - 40,050 = -0,050$
$N_{\min}$	-	-	$40,025 - 40,034 = -0,009$

5. Схема полей допусков для этих трех посадок показана на рис. 10.43.

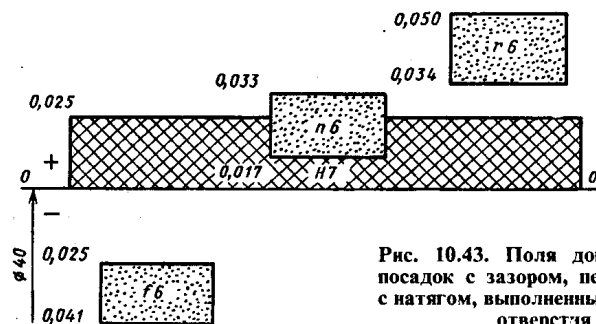


Рис. 10.43. Поля допусков для посадок с зазором, переходной и с натягом, выполненных в системе отверстия

### 10.12. Предельные отклонения валов (мкм) для 6-го и 7-го классов (по ГОСТ 25347-82)

Интервал размеров, мм	Поля допусков																
	<i>f6</i>	<i>g6</i>	<i>h6</i>	<i>j6</i>	<i>k6</i>	<i>m6</i>	<i>n6</i>	<i>p6</i>	<i>r6</i>	<i>s6</i>	<i>l</i>	<i>h7</i>	<i>j7</i>	<i>k7</i>	<i>m7</i>	<i>n7</i>	<i>s7</i>
Св. 18 до 30	-20	-7	0	+6,5	+15	+21	+28	+35	+41	+48	-20	0	+10	+23	+29	+36	+56
Св. 30 до 50	-25	-9	0	+8,0	+18	+25	+33	+42	+50	+59	-25	0	+12	+27	+34	+42	+68
Св. 50 до 65	-30	-10	0	+9,5	+21	+30	+39	+51	+60	+72	-30	0	+15	+32	+41	+50	+83
Св. 65 до 80	-49	-29	-19	-9,5	+2	+11	+20	+32	+62	+78	-60	-30	-15	+2	+11	+20	+89
Св. 80 до 100	-36	-12	0	+11	+25	+35	+45	+59	+73	+93	-36	0	+17	+38	+48	+58	+106
Св. 100 до 120	-58	-34	-22	-11	+3	+13	+23	+37	+76	+101	-71	-35	-17	+3	+13	+23	+114
Св. 120 до 140	-43	-14	0	+12,5	+28	+40	+52	+68	+88	+117	-43	0	+20	+43	+55	+67	+132
Св. 140 до 160	-68	-39	-25	-12,5	+3	+15	+27	+43	+90	+125	-83	-40	-20	+3	+15	+27	+140
Св. 160 до 180	-68	-39	-25	-12,5	+3	+15	+27	+43	+93	+133	-83	-40	-20	+3	+15	+27	+148

### 10.13. Посадки основных деталей передач

Рекомендуемые посадки	Пример соединения
$\frac{H7}{r6}; \frac{H7}{s6}$	Зубчатые и червячные колеса на валы при тяжелых ударных нагрузках
$\frac{H7}{p6}; \frac{H7}{r6}$	Зубчатые и червячные колеса и зубчатые муфты на валы; венцы червячных колес на центр
$\frac{H7}{n6}; \frac{H7}{m6}; \frac{H7}{k6}$	Зубчатые колеса при частом демонтаже; шестерни на валах электродвигателей; муфты; мазеудерживающие кольца
$\frac{H7}{j6}; \frac{H7}{h6}; \frac{H7}{k7}$	Стаканы под подшипники качения в корпус; распорные втулки
$\frac{H7}{r6}$	Муфты при тяжелых ударных нагрузках
$\frac{H7}{j6}; \frac{H7}{h6}$	Шкивы и звездочки
$\frac{H8}{h8}$	Распорные кольца; сальники
Отклонение вала $k6$	Внутренние кольца подшипников качения на валы
Отклонение отверстия $H7$	Наружные кольца подшипников качения в корпусе
Отклонение вала $m6, n6$	Внутренние кольца подшипников качения свыше 100 мм при тяжелых ударных нагрузках
<p>Примечание. Для подшипников качения указаны отклонения валов и отверстий, а не обозначения полей допусков соединений, потому что подшипники являются готовыми изделиями, идущими на сборку без дополнительной обработки.</p>	

### § 10.7. ДОПУСКИ ФОРМЫ И РАСПОЛОЖЕНИЯ ПОВЕРХНОСТЕЙ. ШЕРОХОВАТОСТЬ ПОВЕРХНОСТИ

Погрешности формы и расположения поверхностей возникают при обработке деталей вследствие деформаций оборудования, инструмента и деталей, неоднородности материала заготовки и других причин.

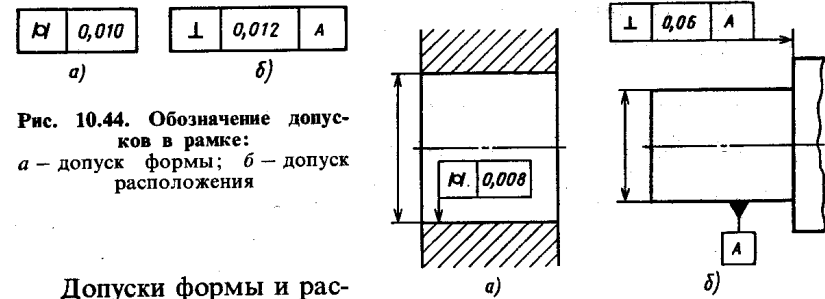


Рис. 10.44. Обозначение допусков в рамке: а — допуск формы; б — допуск расположения

Допуски формы и расположения поверхностей указывают на чертежах условными обозначениями в соответствии с ГОСТ 2.308–79. Эти обозначения состоят из графического символа, обозначающего вид допуска (○ — допуск круглости формы;  $\text{M}$  — допуск цилиндричности формы; // — допуск параллельности поверхностей; ⊥ — допуск перпендикулярности поверхностей; ⊙ — допуск соосности поверхностей и др.), числового значения допуска в миллиметрах и буквенного обозначения базы или поверхности, с которой связан допуск расположения. На чертежах условное обозначение указывают в прямоугольных рамках. На рис. 10.44, а условно изображен допуск цилиндричности формы 0,010 мм, а на рис. 10.44, б — допуск перпендикулярности поверхности 0,012 мм относительно базы А.

С элементом, к которому относится допуск, рамку соединяют сплошной тонкой линией, оканчивающейся стрелкой; эту линию называют соединительной линией (рис. 10.45).

Базы обозначают зачерненным равнобедренным треугольником, высота которого равна высоте размерных чисел. Если базой является поверхность, то основание треугольника располагают на контурной линии или на ее продолжении, а

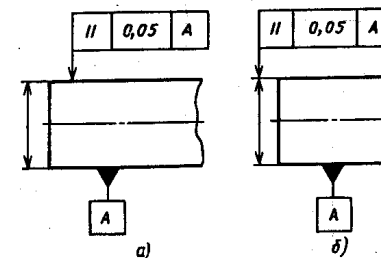


Рис. 10.46. Обозначение допуска по отношению к поверхности и по отношению к оси симметрии: а — допуск по отношению к поверхности; б — допуск по отношению к оси симметрии

соединительная линия не должна быть продолжением размерной линии. Если базой является ось или плоскость симметрии, то, наоборот, соединительная линия должна быть продолжением размерной (рис. 10.46).

#### 10.14. Допуск формы цилиндрических поверхностей, мкм

Интервал размеров, мм	Квалитеты			
	6	7	8	9
Св. 10 до 18	3	5	8	12
» 18 » 30	4	6	10	16
» 30 » 50	5	8	12	20
» 50 » 80	6	10	16	25
» 80 » 120	6	10	16	25
» 120 » 180	8	12	20	30
» 180 » 250	8	12	20	30

Примечание. Числовые значения допуска должны быть округлены в ближайшую сторону до стандартных по ГОСТ 24643-81 из ряда, мкм: 1; 1,2; 1,6; 2; 2,5; 3; 4; 5; 6; 8; 10; 12; 16; 20; 25; 30; 40; 50; 60.

#### 10.15. Допуски параллельности и перпендикулярности, мкм (по ГОСТ 24643-81)

Интервал размеров, мм	Степень точности			
	6	7	8	9
Св. 16 до 25	6	10	16	25
» 25 » 40	8	12	20	30
» 40 » 63	10	16	25	40
» 63 » 100	12	20	30	50
» 100 » 160	16	25	40	60
» 160 » 250	20	30	50	80
» 250 » 400	25	40	60	100

#### 10.16. Допуски соосности, мкм

Интервал размеров, мм	Подшипники конические роликовые	Зубчатые колеса	Червячные колеса	Подшипники шариковые радиальные и радиально- упорные
		7-й и 8-й степеней точности		
Св. 18 до 30	10	16	25	25
» 30 » 50	12	20	30	30
» 50 » 120	16	25	40	40
» 120 » 250	20	30	50	50
» 250 » 400	25	40	60	60

10.17. Назначение параметров шероховатости поверхностей деталей машин

Параметры шероховатости, мкм		Обозначение шероховатости поверхности	Поверхность
Ra	Rz		
—	—	✓	Вид обработки поверхности не оговаривается
—	—	∇	Черные, но ровные поверхности отливок, поковок, проката. Обработка без снятия стружки
—	320; 250 200; 160	Rz 320/∇	Зачищенные поверхности отливок, поковок и пр.
—	160; 125 100; 80	Rz 160/∇	
—	80; 63; 50; 40	Rz 80/∇	Поверхности отверстий из-под сверла, зенковок, фасок и пр. Не рабочие поверхности. Посадочные, нетрущиеся поверхности изделий не выше 12-го качества
—	40; 32; 25; 20	Rz 40/∇	Точно прилегающие поверхности. Отверстия после черновой развертки. Поверхности под шабрение. Посадочные нетрущиеся поверхности изделий не выше 8-го качества
—	20; 16; 12,5; 10	Rz 20/∇	Отверстия в неподвижных соединениях всех классов точности. Отверстия в трущихся соединениях 11-го и 12-го классов. Боковые поверхности зубьев зубчатых колес 8-й и 9-й степеней точности
2,5; 2,0; 1,25	—	2,5/∇	Отверстия в трущихся соединениях 6–8-го классов. Отверстия под подшипники качения. Поверхности валов в трущихся соединениях 11-го и 12-го классов. Поверхности червяков и ходовых винтов. Боковые поверхности зубьев зубчатых колес 7-й степени точности

Продолжение табл. 10.17

Параметры шероховатости, мкм		Обозначение шероховатости поверхности	Поверхность
Ra	Rz		
1,25; 1,00; 0,63	—	1,25/∇	Поверхности валов в трущихся соединениях 6–8-го классов. Поверхности валов под подшипники качения. Боковые поверхности зубьев зубчатых колес 7-й и 6-й степени точности
0,63; 0,50; 0,32	—	0,63/∇	То же, для более ответственных поверхностей. Поверхности валов под подшипники качения
0,32; 0,25; 0,16	—	0,32/∇	Весьма ответственные трущиеся поверхности валов либо других охватываемых деталей
<p>Примечание. Оценка шероховатости по ГОСТ 2789–73* производится несколькими параметрами. Основные параметры обозначены Ra и Rz; Ra – среднее арифметическое абсолютных значений отклонений профиля в пределах базовой длины; Rz – сумма средних арифметических абсолютных отклонений пяти наибольших максимумов и пяти наибольших минимумов профиля в пределах базовой длины.</p> <p>Величину параметров шероховатости Ra или Rz проставляют над знаком ∇ в мкм. Величину Ra указывают без символа, а Rz – с символом.</p>			

В табл. 10.14, 10.15 и 10.16 приведены рекомендации по определению допусков формы и допусков расположения поверхностей [8].

Шероховатость поверхности (см. рекомендации в табл. 10.17), посадки и допуски формы и расположения поверхностей показаны на рабочих чертежах (см. рис. 10.11, 10.12, 10.13 и 10.14).

## ПРИЛОЖЕНИЯ

### П1. Электродвигатели асинхронные серии 4А, закрытые обдуваемые (по ГОСТ 19523-81)

Мощность, кВт	Синхронная частота вращения, об/мин											
	3000			1500			1000			750		
	Типо-размер	s, %	$\frac{T_{п}}{T_{н}}$	Типо-размер	s, %	$\frac{T_{п}}{T_{н}}$	Типо-размер	s, %	$\frac{T_{п}}{T_{н}}$	Типо-размер	s, %	$\frac{T_{п}}{T_{н}}$
0,55	63B2	8,5		71A4	7,3		71B6	10		80B8	9	
0,75	71A2	5,9		71B4	7,5		80A6	8,4		90LA8	8,4	
1,1	71B2	6,3		80A4	5,4		80B6	8,0		90LB8	7,0	1,6
1,5	80A2	4,2		80B4	5,8		90L6	6,4		100L8	7,0	
2,2	80B2	4,3	2,0	90L4	5,1	2,0	100L6	5,1	2,0	112MA8	6,0	
3,0	90L2	4,3		100S4	4,4		112MA6	4,7		112M8	5,8	1,8
4,0	100S2	3,3		100L4	4,7		112MB6	5,1		132S8	4,1	
5,5	100L2	3,4		112M4	3,7		132S2	3,3		132M8	4,1	
7,5	112M2	2,5		132S4	3,0		132M6	3,2		160S8	2,5	1,4
11,0	132M2	2,3	1,6	132M4	2,8		160S6	2,7		160M8	2,5	
15	160S2	2,1		160S4	2,3		160M6	2,6		180M8	2,5	
18,5	160M2	2,1		160M4	2,2		180M6	2,7		200M8	2,3	
22	180S2	2,0		180S4	2,0		200M6	2,8		200L8	2,7	
30	180M2	1,9	1,4	180M4	1,9	1,4	200L6	2,1		225M8	4,8	1,2
37	200M2	1,9		200M4	1,7		225M6	1,8		250S8	1,5	
45	200L2	1,8		200LA	1,6		250S6	1,4	1,2	250M8	1,4	
55	225M2	1,8		225M4	1,4		250M6	1,3		280S8	2,2	
75	250S2	1,4		250S4	1,2		280S6	2,0		280M8	2,2	
90	250M2	1,4	1,2	250M4	1,3	1,2	280M6	2,0		315S8	2,0	1,0
110	280S2	2,0		280S4	2,3		315S6	2,0		315M8	2,0	

Примечания. 1. Пример условного обозначения электродвигателя мощностью 11 кВт, синхронная частота вращения 1500 об/мин.

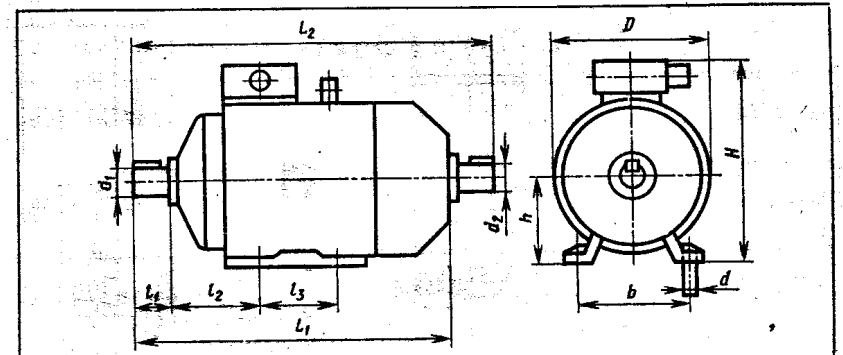
*Электродвигатель 4A132M4У3*

2. Значения символов в условных обозначениях: цифра 4 указывает порядковый номер серии, буква А — род двигателя — асинхронный. Следующие за буквой А числа (двух- или трехзначные) соответствуют высоте оси вращения, мм; буквы L, S и M относятся к установочным размерам по длине станины; буквы А и В — условные обозначения длины сердечника статора. Цифры 2, 4, 6 и 8 означают число полюсов. Последние два знака У3 показывают, что двигатель предназначен для эксплуатации в зоне умеренного климата.

3. В графе s указано скольжение, %; в графе  $\frac{T_{п}}{T_{н}}$  даны значения отношения величин пускового и номинального вращающих моментов.

4. Габаритные и установочные размеры двигателей серии 4А даны в табл. П2.

### П2. Электродвигатели серии 4А. Исполнение закрытое обдуваемое (по ГОСТ 19523-81)

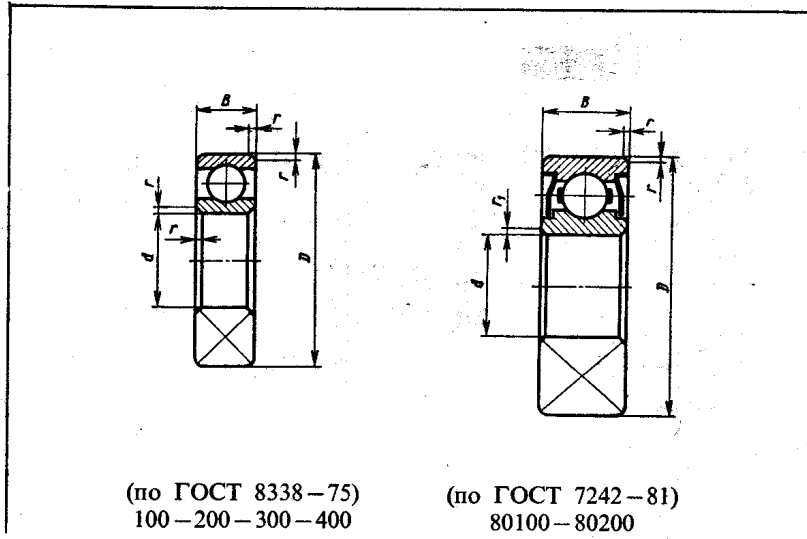


Типо-размер	Число полюсов	Габаритные размеры, мм				Установочные и присоединительные размеры, мм						
		L <sub>1</sub>	L <sub>2</sub>	H	D	d <sub>1</sub>	d <sub>2</sub>	l <sub>1</sub>	l <sub>2</sub>	l <sub>3</sub>	b	d
4AA50	2; 4	174	198	142	112	9	9	20	32	63	80	5,8
4AA56	2; 4	194	221	152	128	11	11	23	36	71	90	5,8
4AA63	2; 4; 6; 8	216	250	164	138	14	14	30	40	80	100	7
4A71		285	330	201	170	19	19	40	45	90	112	7
4A80A	2; 4; 6; 8	300	355	218	186	22	22	50	50	100	125	10
4A80B		320	375									
4A90L		350	405	243	208	24	24	50	56	125	140	10
4A100S		365	427	265	235	28	28	60	63	132	160	12
4A100L		395	457	280						140		
4A112M	2; 4; 6; 8	452	534	310	260	32	32	80	70	140	190	12
4A132S		480	560	350	302	38	38	80	89	178	216	12
4A132M		530	610									
4A160S	2	624	737			42				178		
	4; 6; 8			430	358	48	42	110	108		254	15
4A160M	2	667	780			42				210		
	4; 6; 8					48						
4A180S	2	662	778			48				203		
	4; 6; 8			470	410	55	48	110	121		279	
4A180M	2	702	818			48				241		
	4; 6; 8					55						

Типо-размер	Число полюсов	Габаритные размеры, мм				Установочные и присоединительные размеры, мм							
		L <sub>1</sub>	L <sub>2</sub>	H	D	d <sub>1</sub>	d <sub>2</sub>	l <sub>1</sub>	l <sub>2</sub>	l <sub>3</sub>	b	d	
4A200M	2	760	875	535	450	55	55	110	133	267	318	19	
	4; 6; 8	780	905			60		140	133				
4A200L	2	800	915	535	450	55	55	110	133	305	318	19	
	4; 6; 8	830	945			60		140	133				
4A225M	2	810	925	575	491	55	55	110	149	311	356	19	
	4; 6; 8	840	985			65		60					140
4A250S	2	915	1060	610	554	65	65	140	168	311	406	19	
	4; 6; 8					75							70
4A250M	2	955	1100	610	554	65	65	140	168	349	406	24	
	4; 6; 8					75							70

П3. Шарикоподшипники радиальные однорядные

Размеры, мм

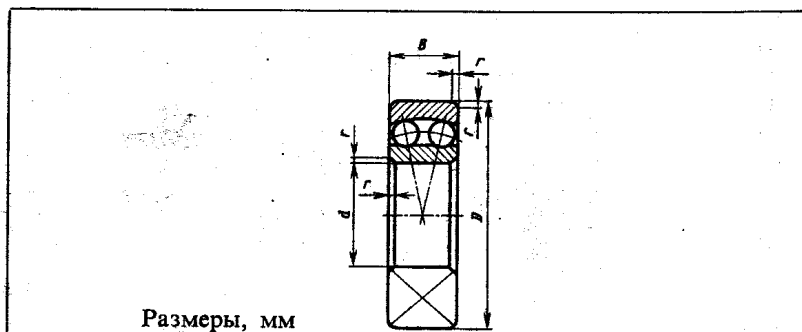


Условное обозначение	d	D	B	r	Грузоподъемность, кН	
					динамическая C	статическая C <sub>0</sub>
<b>Особолегкая серия</b>						
100	—	10	26	8	0,5	1,96
101	—	12	28	8	0,5	2,24
104	80104	20	42	12	1	4,5
105	—	25	47	12	1	5,6
106	80106	30	55	13	1,5	6,8
107	—	35	62	14	1,5	8,5
108	80108	40	68	15	1,5	9,3
109	—	45	75	16	1,5	12,2
110	—	50	80	16	1,5	13,2
111	—	55	90	18	2	17
112	—	60	95	18	2	18,3
113	—	65	100	18	2	19,6
114	—	70	110	20	2	24,5
115	—	75	115	20	2	26,0
116	—	80	125	22	2	31,5
117	—	85	130	22	2	33,5
118	—	90	140	24	2,5	39,0
119	—	95	145	24	2,5	41,5
120	—	100	150	24	2,5	41,5
<b>Легкая серия</b>						
200	80200	10	30	9	1	2,65
201	80201	12	32	10	1	3,1
202	80202	15	35	11	1	3,55
203	80203	17	40	12	1	4,5
204	80204	20	47	14	1,5	6,2
205	80205	25	52	15	1,5	6,95
206	80206	30	62	16	1,5	10,0
207	—	35	72	17	2	13,7
208	80208	40	80	18	2	17,8
209	80209	45	85	19	2	18,6
209A	—	45	85	19	2	20,1
210	—	50	90	20	2	19,8
211	—	55	100	21	2,5	25,0
212	80212	60	110	22	2,5	31,0
213	80213	65	120	23	2,5	34,0
214	—	70	125	24	2,5	37,5
215	80215	75	130	25	2,5	41,0
216	—	80	140	26	3	45,0
217	—	85	150	28	3	53,0

Условное обозначение		d	D	B	r	Грузоподъемность, кН	
						динамическая C	статическая C <sub>0</sub>
217A	—	85	150	28	3	89,5	56,5
218	80218	90	160	30	3	95,6	62,0
219	—	95	170	32	3,5	108,0	69,5
219A	—	95	170	32	3,5	115,0	74,0
220	80220	100	180	34	3,5	124,0	79,0
<b>Средняя серия</b>							
300		10	35	11	1	8,06	3,75
301		12	37	12	1,5	9,75	4,65
302		15	42	13	1,5	11,4	5,4
303		17	47	14	1,5	13,5	6,65
304		20	52	15	2	15,9	7,8
305		25	62	17	2	22,5	11,4
306		30	72	19	2	28,1	14,6
307		35	80	21	2,5	33,2	18,0
308		40	90	23	2,5	41,0	22,4
309		45	100	25	2,5	52,7	30,0
310		50	110	27	3	65,8	36,0
311		55	120	29	3	71,5	41,5
312		60	130	31	3,5	81,9	48,0
313		65	140	33	3,5	92,3	56,0
314		70	150	35	3,5	104,0	63,0
315		75	160	37	3,5	112,0	72,5
316		80	170	39	3,5	124,0	80,0
316K5		80	170	39	3,5	130,0	89,0
317		85	180	41	4	133,0	90,0
318		90	190	43	4	143,0	99,0
319		95	200	45	4	153,0	110
319K5		95	200	45	4	161,0	120,0
320		100	215	47	4	174,0	132,0
<b>Тяжелая серия</b>							
403		17	62	17	2	22,9	11,8
405		25	80	21	2,5	36,4	20,4
406		30	90	23	2,5	47,0	26,7
407		35	100	25	2,5	55,3	31,6
408		40	110	27	3	63,7	36,5
409		45	120	29	3	76,1	45,5
410		50	130	31	3,5	87,1	52,0
411		55	140	33	3,5	100,0	63,0
412		60	150	35	3,5	108,0	70,0

Условное обозначение	d	D	B	r	Грузоподъемность, кН	
					динамическая C	статическая C <sub>0</sub>
413	65	160	37	3,5	119,0	78,1
414	70	180	42	4	143,0	105,0
416	80	200	48	4	163,0	125,0
417	85	210	52	5	174,0	135,0

П4. Шарикоподшипники радиальные сферические двухрядные (по ГОСТ 5720–75)



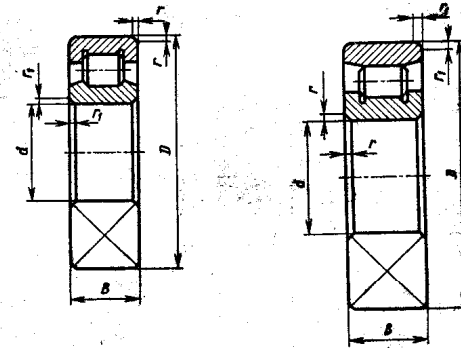
Условное обозначение	d	D	B	r	C		e	Y*	Y <sub>0</sub>
					C	C <sub>0</sub>			
Легкая узкая серия									
1204	20	47	14	1,5	9,95	3,18	0,27	2,31/3,57	2,42
1205	25	52	15	1,5	12,1	4,0	0,27	2,32/3,6	2,44
1206	30	62	16	1,5	15,6	5,8	0,24	2,58/3,99	2,7
1207	35	72	17	2	15,9	6,6	0,23	2,74/4,24	2,87
1208	40	80	18	2	19,0	8,55	0,22	2,87/4,44	3,01
1209	45	85	19	2	21,6	9,65	0,21	2,97/4,6	3,11
1210	50	90	20	2	22,9	10,8	0,21	3,13/4,85	3,28
1211	55	100	21	2,5	26,5	13,3	0,2	3,23/5,0	3,39
1212	60	110	22	2,5	30,2	15,5	0,19	3,41/5,27	3,57
1213	65	120	23	2,5	31,2	17,2	0,17	3,71/5,73	3,68
1214	70	125	24	2,5	34,5	18,7	0,18	3,51/5,43	3,88
1215	75	130	25	2,5	39,0	21,5	0,18	3,6/5,57	3,77
1216	80	140	26	3	39,7	23,5	0,16	3,94/6,11	4,13
1217	85	150	28	3	48,8	28,5	0,17	3,69/5,71	3,87
1218	90	160	30	3	57,2	32,0	0,17	3,76/5,82	3,94
1220	100	180	34	3,5	63,7	37,0	0,17	3,68/5,69	4,81

Условное обозначение	d	D	B	r	C		e	Y*	Y <sub>0</sub>
					кН				
<b>Легкая широкая серия</b>									
1500	10	30	14	1	7,28	1,76	0,65	0,97/1,5	1,02
1506	30	62	20	1,5	15,3	5,7	0,39	1,59/2,47	1,67
1507	35	72	23	2	21,6	8,2	0,37	1,69/2,62	1,77
1508	40	80	23	2	22,5	9,4	0,33	1,9/2,99	1,99
1509	45	85	23	2	23,4	10,7	0,31	2,06/3,18	2,16
1510	50	90	23	2	23,4	11,5	0,28	2,2/3,41	2,31
1516	80	140	33	3	48,8	27,0	0,25	2,39/3,85	2,61
1517	85	150	36	3	58,5	31,5	0,25	2,48/3,84	2,60
<b>Средняя узкая серия</b>									
1304	20	52	15	2	12,5	3,66	0,29	2,17/3,35	2,27
1305	25	62	17	2	17,8	6,0	0,28	2,26/3,49	2,36
1306	30	72	19	2	21,2	7,7	0,26	2,46/3,8	2,58
1307	35	80	21	2,5	25,1	9,8	0,25	2,57/3,98	2,69
1308	40	90	23	2,5	29,6	12,2	0,24	2,61/4,05	2,74
1309	45	100	25	2,5	37,7	15,9	0,24	2,54/3,93	2,66
1310	50	110	27	3	43,6	17,5	0,24	2,69/4,14	2,8
1311	55	120	29	3	50,7	23,5	0,23	2,7/4,17	2,82
1312	60	130	31	3,5	57,2	26,5	0,23	2,8/4,83	2,93
1313	65	140	33	3,5	61,8	29,5	0,23	2,79/4,31	2,92
1314	70	150	35	3,5	74,1	35,5	0,22	2,81/4,35	2,95
1315	75	160	35	3,5	79,3	38,5	0,22	2,84/4,39	2,97
1316	80	170	37	3,5	88,4	42,0	0,22	2,92/4,52	3,06
1317	85	180	41	4	97,5	48,5	0,22	2,90/4,49	3,04
<b>Средняя широкая серия</b>									
1605	25	62	24	2	24,2	7,5	0,47	1,34/2,07	1,4
1606	30	72	27	2	31,2	10,0	0,44	1,43/2,22	1,5
1607	35	80	31	2,5	39,7	12,9	0,46	1,36/2,11	1,43
1608	40	90	33	2,5	44,9	15,7	0,43	1,46/2,25	1,52
1609	45	100	36	2,5	54,0	19,4	0,42	1,51/2,33	1,58
1610	50	110	40	3	67,7	23,6	0,43	1,48/2,29	1,55
1611	55	120	43	3	76,1	28,0	0,41	1,53/2,36	1,6
1612	60	130	46	3,5	87,1	33,0	0,4	1,56/2,41	1,63
1613	65	140	48	3,5	95,6	38,5	0,38	1,65/2,55	1,73
1614	70	150	51	3,5	111,1	44,5	0,38	1,68/2,59	1,76
1616	80	170	58	3,5	135,0	58,0	0,37	1,68/2,61	1,76

\* Значения Y: в числителе для  $\frac{F_a}{VF_r} \leq e$ , в знаменателе для  $\frac{F_a}{VF_r} > e$ .

Примечание. При  $\frac{F_a}{VF_r} < e$  X = 1,0; при  $\frac{F_a}{VF_r} > e$  X = 0,65.

П5. Роликоподшипники радиальные с короткими цилиндрическими роликами (по ГОСТ 8328-75)



Размеры, мм

Условное обозначение	d	D	B	r	r <sub>1</sub>	C	
						кН	
<b>Легкая узкая серия</b>							
32202A	15	35	11	1	0,5	12,5	6,4
32203A	17	40	12	1	0,5	17,2	7,1
32204A	20	47	14	1,5	1,0	25,1	12,6
32205A	25	52	15	1,5	1,0	28,6	15,2
32206A	30	62	16	1,5	1,0	38,0	19,6
32207A	35	72	17	2,0	1,0	48,4	26,5
32208A	40	80	18	2,0	2	53,9	29,5
32209A	45	85	19	2,0	2	60,5	35,0
32210A	50	90	20	2,0	2	64,4	37,5
32211A	55	100	21	2,5	2	84,2	49,0
32212A	60	110	22	2,5	2,5	93,5	53,5
32213A	65	120	23	2,5	2,5	106,0	66,5
32214A	70	125	24	2,5	2,5	119,0	71,0
32215A	75	130	25	2,5	2,5	130,0	81,5
32216A	80	140	26	3	3	138,0	87,0
32217A	85	150	28	3	3	165,0	108,0
32218A	90	160	30	3	3	183,0	120,0
32220A	100	180	34	3,5	3,5	251,0	170,0



Условное обозначение	d	D	B	r	r <sub>1</sub>	C	C <sub>0</sub>
						кН	
<b>Средняя узкая серия</b>							
32306A	30	72	19	2	2	51,2	26,0
32307A	35	80	21	2,5	2	64,4	35,0
32308A	40	90	23	2,5	2,5	80,9	44,5
32309A	45	100	25	2,5	2,5	99,0	56,0
32310A	50	110	27	3	3	110,0	70,5
32311A	55	120	29	3	3	138,0	87,5
32312A	60	130	31	3,5	3,5	151,0	98,0
32313A	65	140	33	3,5	3,5	183,0	197,0
32314A	70	150	35	3,5	3,5	205,0	124,0
32315A	75	160	37	3,5	3,5	242,0	149,0
32316A	80	170	39	3,5	3,5	260,0	163,0
32317A	85	180	41	4	4	297,0	190,0
32318A	90	190	43	4	4	319,0	260,0
32319A	95	200	45	4	4	374,0	222,0
32320A	100	215	47	4	4	391,0	250,0
<b>Легкая широкая серия</b>							
2505A	25	52	18	1,5	1	34,1	18,8
2506A	30	62	20	1,5	1	38,0	28,0
2508A	40	80	23	2	2	56,1	42,0
2509A	45	85	23	2	2	73,7	45,5
2510A	50	90	23	2	2	78,1	48,5
2511A	55	100	25	2,5	2	99,0	64,0
2512A	60	110	28	2,5	2,5	128,0	85,0
2513A	65	120	31	2,5	2,5	147,0	100,0

П6. Шарикоподшипники радиально-упорные однорядные (по ГОСТ 831-75)

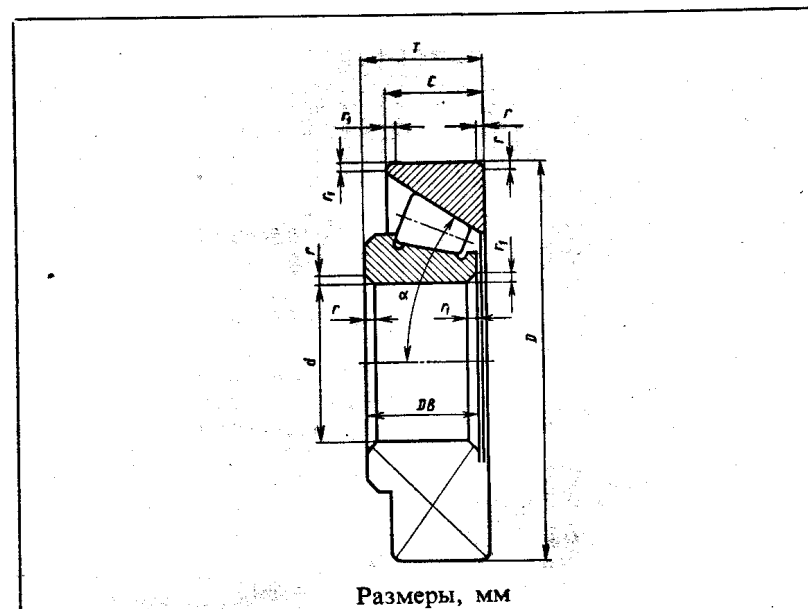
Размеры, мм

Условное обозначение	d	D	B	T	r	r <sub>1</sub>	C	C <sub>0</sub>
							кН	
<b>Особолегкая серия, α = 12°</b>								
36104	20	42	12	12	1	0,5	10,6	5,32
36105	25	47	12	12	1	0,5	11,8	6,29
35106	30	55	13	13	1,5	0,5	15,3	8,57
36107	35	62	14	14	1,5	0,5	19,1	11,3
<b>Легкая узкая серия, α = 12°</b>								
36204	20	47	14	14	1,5	0,5	15,7	8,31
36205	25	52	15	15	1,5	0,5	16,7	9,10
36206	30	62	16	16	1,5	0,5	22,0	12,0
36207	35	72	17	17	2	1	30,8	17,8
36208	40	80	18	18	2	1	38,0	23,2
36209	45	85	19	19	2	1	31,2	25,1
36210	50	90	20	20	2	1	43,2	27,0
36211	55	100	21	21	2,5	1,2	58,4	34,2
36212	60	110	22	22	2,5	1,2	61,5	39,3
36214	70	125	24	24	2,5	1,2	80,2	54,8
36216	80	140	26	26	3	1,5	93,6	65,0
36217	85	150	28	28	3	1,5	101,0	70,8
36218	90	160	30	30	3	1,5	118,0	83,0
36219	95	170	32	32	3,5	2	134,0	95,0

Условное обозначение	d	D	B	T	r	r <sub>1</sub>	C	C <sub>0</sub>
							кН	
<b>Средняя узкая серия, α = 12°</b>								
36302	15	42	13	13	1,5	0,5	13,6	6,80
36303	17	47	14	14	1,5	0,5	17,2	8,70
36308	40	90	23	23	2,5	1,2	53,9	32,8
36318	90	190	43	43	4	2	189,0	145,0
<b>Средняя узкая серия, α = 26°</b>								
46303	17	47	14		1,5	0,5	16,10	8,0
46304	20	52	15		2	1	17,8	9,0
46305	25	62	17		2	1	26,9	14,6
46306	30	72	19		2	1	32,6	18,3
46307	35	80	21		2,5	1,2	42,6	24,7
46308	40	90	23		2,5	1,2	50,8	31,1
46309	45	100	25		2,5	1,2	61,4	37,0
46310	50	110	27		3	1,5	71,8	44,0
46312	60	130	31		3,5	2	100,0	65,3
46313	65	140	33		3,5	2	113,0	75,0
46314	70	150	35		3,5	2	127,0	85,3
46316	80	170	39		3,5	2	136,0	99,0
46318	90	190	43		4	2	165,0	122,0
46320	100	215	47		4	2	213,0	177,0
<b>Легкая узкая серия, α = 36°</b>								
66207	35	72	17		2,5	1,2	17,0	14,7
66211	55	100	21		2,5	1,2	46,3	28,4
66215	75	130	25		2,5	1,2	71,5	49,0
66219	95	170	32		3,5	2	121,0	85,0
66221	105	190	36		3,5	2	148,0	108,0
<b>Средняя узкая серия, α = 36°</b>								
66309	45	100	25		3	1,5	60,8	36,4
66312	60	130	31		3,5	2	93,7	58,8
66314	70	150	35		3,5	2	119,0	76,8
<b>Тяжелая узкая серия, α = 36°</b>								
66406	30	90	23		2,5	1,2	43,8	27,0
66408	40	110	27		3	1,5	72,2	42,3
66409	45	120	29		3	1,5	81,6	47,3
66410	50	130	31		3,5	2	98,9	60,1

Условное обозначение	d	D	B	T	r	r <sub>1</sub>	C	C <sub>0</sub>
							кН	
66412	60	150	35		3,5	2	125,0	79,5
66414	70	180	42		4	2	152,0	109,0
66418	90	225	54		5	2,5	208,0	162,0

П7. Роликоподшипники конические однорядные (по ГОСТ 333-79)



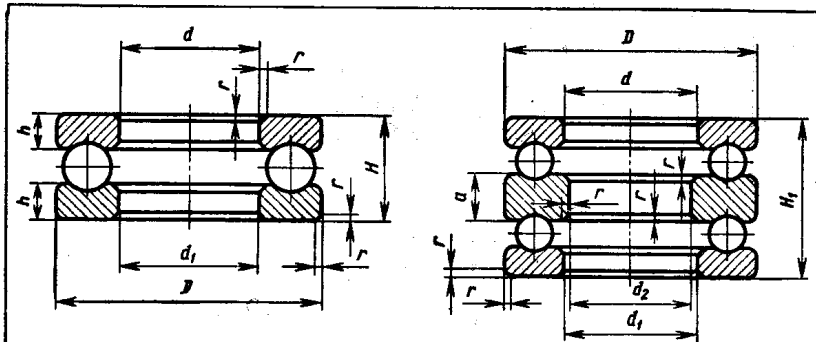
Условное обозначение	d	D	T	B	c	r	r <sub>1</sub>	C	C <sub>0</sub>	e	Y	Y <sub>0</sub>
								кН				
<b>Особолегкая серия, α = 11 ÷ 15°</b>												
2007106	30	55	17	16	14	1,5	0,5	27,0	19,9	0,24	2,5	1,38
2007107	35	62	18	17	15	1,5	0,5	32,0	23,0	0,27	2,21	1,22
2007108	40	68	19	18	16	1,5	0,5	40,0	28,4	0,33	1,84	1,01
2007109	45	75	20	19	16	1,5	0,5	44,0	34,9	0,30	1,99	1,10
2007111	55	90	23	22	19	2	0,8	57,0	45,2	0,33	1,8	0,99
2007113	65	100	23	22	19	2	0,8	61,0	64,5	0,38	1,59	0,88
2007114	70	110	25	24	20	2	0,8	77,6	71,0	0,28	2,11	1,16
2007115	75	115	25	24	20	2	0,8	78,3	75,0	0,28	1,99	1,1

Условное обозначение	d	D	T	B	c	r	r <sub>1</sub>	C	C <sub>0</sub>	e	Y	Y <sub>0</sub>
2007116	80	125	29	27	23	2	0,8	102,0	93,0	0,34	1,77	0,97
2007118	90	140	32	30	26	2,5	0,8	128,0	111,0	0,34	1,76	0,97
2007119	95	145	32	30	26	2,5	0,8	130,0	115,0	0,36	1,69	0,93
2007120	100	150	32	30	26	2,5	0,8	132,0	120,0	0,37	1,62	0,89
<b>Легкая серия, α = 12 ÷ 18°</b>												
7202	15	35	11,75	11	9	1,0	0,3	10,5	6,1	0,45	1,33	0,73
7203	17	40	13,25	12	11	1,5	0,5	14,0	9,0	0,31	1,97	1,05
7204	20	47	15,25	14	12	1,5	0,5	21,0	13,0	0,36	1,67	0,92
7205	25	52	16,25	15	13	1,5	0,5	24,0	17,5	0,36	1,67	0,92
7206	30	62	17,25	16	14	1,5	0,5	31,5	22,0	0,36	1,64	0,9
7207	35	72	18,25	17	15	2,0	0,8	38,5	26,0	0,37	1,62	0,89
7208	40	80	19,25	19	16	2,0	0,8	46,5	32,5	0,38	1,56	0,86
7209	45	85	20,75	20	16	2,0	0,8	50,0	33,0	0,41	1,45	0,8
7210	50	90	21,75	21	17	2,0	0,8	56,0	40,0	0,37	1,6	0,88
7211	55	100	22,75	21	18	2,5	0,8	65,0	46,0	0,41	1,46	0,8
7212	60	110	23,75	23	19	2,5	0,8	78,0	58,0	0,35	1,71	0,94
7214	70	125	25,25	26	21	2,5	0,8	96,0	82,0	0,37	1,62	0,89
7215	75	130	27,25	26	22	2,5	0,8	107,0	84,0	0,39	1,55	0,85
7216	80	140	28,25	26	22	3,0	0,8	112,0	95,2	0,42	1,43	0,78
7217	85	150	30,50	28	24	3,0	1,0	130,0	109,0	0,43	1,38	0,76
7218	90	160	32,50	31	26	3,0	1,0	158,0	125,0	0,38	1,56	0,86
7219	95	170	34,50	32	27	3,5	1,0	168,0	131,0	0,41	1,48	0,81
7220	100	180	37,00	34	29	3,5	1,2	185,0	146,0	0,41	1,49	0,82
<b>Средняя серия, α = 10 ÷ 14°</b>												
7304	20	52	16,25	16	13	2,0	0,8	26,0	17,0	0,3	2,03	1,11
7305	25	62	18,25	17	15	2,0	0,8	33,0	23,2	0,36	1,67	0,92
7306	30	72	20,75	19	17	2,0	0,8	43,0	29,5	0,34	0,78	0,98
7307	35	80	22,75	21	18	2,5	0,8	54,0	38,0	0,32	1,38	1,03
7308	40	90	25,25	23	20	2,5	0,8	66,0	47,5	0,28	2,16	1,18
7309	45	100	27,25	26	22	2,5	0,8	83,0	60,0	0,28	2,16	1,19
7310	50	110	29,25	29	23	3,0	1,0	100,0	75,0	0,31	1,94	1,06
7311	55	120	31,5	29	25	3,0	1,0	107,0	81,5	0,33	1,8	0,99
7312	60	130	33,5	31	27	3,5	1,2	128,0	96,5	0,3	1,97	1,08
7313	65	140	36,0	33	28	3,5	1,2	146,0	112,0	0,3	1,97	1,08
7314	70	150	38,0	37	30	3,5	1,2	170,0	137,0	0,31	1,94	1,08
7315	75	160	40,0	37	31	3,5	1,2	180,0	148,0	0,33	1,93	1,06
7317	85	180	44,5	41	35	4,0	1,5	230,0	196,0	0,31	1,91	1,05
7318	90	190	46,5	43	36	4,0	1,5	250,0	201,0	0,32	1,88	1,03

Условное обозначение	d	D	T	B	c	r	r <sub>1</sub>	C	C <sub>0</sub>	e	Y	Y <sub>0</sub>
<b>Средняя широкая серия, α = 11 ÷ 16°</b>												
7604	20	52	22,25	21,0	18,5	2	0,8	31,5	22,0	0,3	2,01	1,11
7605	25	62	25,25	24,0	21,0	2	0,8	47,5	36,6	0,27	2,19	1,21
7606	30	72	28,75	29,0	23,0	2	0,8	63,0	51,0	0,32	1,88	1,03
7607	35	80	32,75	31,0	27,0	2,5	0,8	76,0	61,5	0,3	2,03	1,11
7608	40	90	35,25	33,0	28,5	2,5	0,8	90,0	67,5	0,3	2,03	1,11
7609	45	100	38,25	36,0	31,0	2,5	0,8	114,0	90,5	0,29	2,06	1,13
7611	55	120	45,5	44,5	36,5	3,0	1,0	160,0	140,0	0,32	1,85	1,02
7612	60	130	48,5	47,5	39,0	3,5	1,2	186,0	157,0	0,3	1,97	1,08
7613	65	140	51,0	48,0	41,0	3,5	1,2	210,0	168,0	0,33	1,83	1,01
7614	70	150	54,0	51,0	43,0	3,5	1,2	240,0	186,0	0,35	1,71	0,94
7615	75	160	58,0	55,0	46,5	3,5	1,2	280,0	235,0	0,3	1,99	1,20
7616	80	170	61,5	59,5	49,0	3,5	1,2	310,0	290,0	0,32	1,89	1,04
7618	90	180	67,5	66,5	53,5	4,0	1,5	370,0	365,0	0,3	1,99	1,2
7620	100	215	77,5	73,0	61,5	4,0	1,5	460,0	460,0	0,31	1,91	1,65
<b>Легкая широкая серия, α = 12 ÷ 16°</b>												
7506	30	62	21,35	20,5	17	1,5	0,5	36,0	27,0	0,36	1,64	0,9
7507	35	72	24,25	23	20	2,0	0,8	53,0	40,0	0,35	1,73	0,95
7508	40	80	24,75	23,5	20	2,0	0,8	56,0	44,0	0,38	1,57	0,87
7509	45	85	24,75	23,5	20	2,0	0,8	60,0	46,0	0,42	1,44	0,79
7510	50	90	24,75	23,5	20	2,0	0,8	62,0	54,0	0,42	1,43	0,78
7511	55	100	26,75	25	21	2,5	0,8	80,0	61,0	0,36	1,67	0,92
7512	60	110	29,75	28	24	2,5	0,8	94,0	75,0	0,39	1,53	0,84
7513	65	120	32,75	31	27	2,5	0,8	110,0	98,0	0,37	1,62	0,89
7514	70	125	33,25	31	27	2,5	0,8	125,0	101,0	0,39	1,55	0,85
7515	75	130	33,25	31	27	2,5	0,8	130,0	108,0	0,41	1,48	0,81
7516	80	140	35,25	33	28	3,0	1,0	143,0	126,0	0,40	1,49	0,82
7517	85	150	38,50	36	30	3,0	1,0	162,0	141,0	0,39	1,58	0,85
7518	90	160	42,5	40	34	3,0	1,0	190,0	171,0	0,39	1,55	0,85
7519	95	170	45,5	45,5	37	3,5	1,2	230,0	225,0	0,38	1,56	0,85
7520	100	180	49,0	46,0	39	3,5	1,2	250,0	236,0	0,41	1,49	0,82
<b>Легкая широкая серия, α = 12 ÷ 16°</b>												
7506A	30	62	21,25	20	17	1,5	0,5	47,3	37,0	0,37	1,6	0,9
7509A	45	85	24,75	23	19	2,0	0,8	74,8	60,0	0,4	1,5	0,8
7510A	50	90	24,75	23	19	2,0	0,8	76,5	64,0	0,43	1,4	0,8
7511A	55	100	26,75	25	21	2,5	0,8	99,0	80,0	0,4	1,5	0,8
7512A	60	110	29,75	28	24	2,5	0,8	120,0	100,0	0,4	1,5	0,8
7513A	65	120	32,75	31	27	2,5	0,8	142,0	120,0	0,4	1,5	0,8

Условное обозначение	d	D	T	B	c	r	r <sub>1</sub>	C	C <sub>0</sub>	e	Y	Y <sub>0</sub>
7515A	75	130	33,25	31	27	2,5	0,8	157,0	130,0	0,43	1,4	0,8
7516A	80	140	35,25	33	28	3,0	1,0	176,0	155,0	0,43	1,4	0,8
7517A	85	150	38,5	36	30	3,0	1,0	201,0	180,0	0,43	1,4	0,8
7520A	100	180	49,00	46	39	3,5	1,2	297,0	280,0	0,35	1,7	0,9

П8. Шарикоподшипники упорные. Размеры, мм



Тип 8000 по ГОСТ 6874-75

Тип 38000 по ГОСТ 7842-71

Условное обозначение	d	D	H	r	h	C	C <sub>0</sub>
<b>Особолегкая серия</b>							
8104	20	35	10	0,5	2,7	12,7	21,2
8105	25	42	11	1	3,2	15,9	25,7
8106	30	47	11	1	3,2	16,8	29,0
8107	35	52	12	1	3,6	17,4	36,5
8108	40	60	13	1	3,6	23,4	50,0
8109	45	65	14	1	4,1	24,2	55,0
8110	50	70	14	1	4,1	25,5	60,0
8111	55	78	16	1	4,6	30,7	81,5
8112	60	85	17	1,5	5	35,8	90,0
8113	65	90	18	1,5	5,2	37,1	102,0
8114	70	95	18	1,5	5,2	38,0	111,0
8115	75	100	19	1,5	5,6	38,0	116,0
8116	80	105	19	1,5	5,6	39,7	120,0
8117	85	110	19	1,5	5,6	40,0	129,0
8118	90	120	22	1,5	6,5	50,7	157,0
8120	100	135	25	1,5	7,4	74,1	214,0

Легкая серия

8000	38000	d	d <sub>2</sub>	D	H	H <sub>1</sub>	a	r	h	C	C <sub>0</sub>
8204	38204	20	15	40	14	26	6	1	4	19,9	30,0
8205	38205	25	20	47	15	28	7	1	4,2	24,7	40,0
8206	38206	30	25	52	16	29	7	1	4,8	25,5	46,0
8207	38207	35	30	62	18	34	8	1,5	5	35,1	66,5
8208	38208	40	30	68	19	36	9	1,5	5,2	39,7	78,5
8209	38209	45	35	73	20	37	9	1,5	5,7	41,0	89,5
8210	38210	50	40	78	22	39	9	1,5	6,3	43,0	103,0
8211	38211	55	45	90	25	45	10	1,5	7,1	63,7	127,0
8212	38212	60	50	95	26	46	10	1,5	7,3	65,0	150,0
8213	—	65	—	100	27	—	—	1,5	8,0	66,3	150,0
8214	36214	70	55	105	27	47	10	1,5	8,0	70,0	158,0
8215	—	75	—	110	27	—	—	1,5	8,0	71,5	166,0
8216	38216	80	65	115	28	48	10	1,5	8,3	80,0	188,0
8217	38217	85	70	125	31	55	12	1,5	8,8	85,0	235,0
8218	—	90	—	135	35	—	—	2	10,5	108,0	285,0
8220	—	100	—	150	38	—	—	2	11,1	133,0	330,0

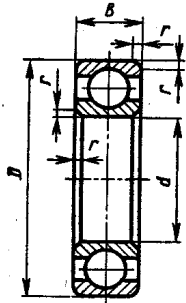
Средняя серия

8305	—	25	—	52	18	—	—	1,5	5	33,8	50,0
8306	—	30	—	60	21	—	—	1,5	6	40,3	66,5
8307	—	35	—	68	24	—	—	1,5	7	49,4	83,5
8308	—	40	—	78	26	—	—	1,5	7,6	65,0	107,0
8309	—	45	—	85	28	—	—	1,5	8,2	71,5	130,0
8310	—	50	—	95	31	—	—	2	9,1	87,1	161,0
8311	—	55	—	105	35	—	—	2	10,1	112,0	213,0
8312	—	60	—	110	35	—	—	2	10,1	112,0	213,0
8313	—	65	—	115	36	—	—	2	10,5	114,0	249,0
8314	—	70	—	125	40	—	—	2	12	133,0	290,0
8315	—	75	—	135	44	—	—	2,5	13	153,0	340,0
8316	38316	80	65	140	44	79	18	2,5	13	159,0	340,0
8318	—	90	—	155	50	—	—	2,5	14,5	199,0	445,0
8320	—	100	—	170	55	—	—	2,5	16	238,0	480,0

Примечание. Размер d<sub>1</sub> ≥ d + 0,2 мм.

П9. Подшипники гибкие шариковые радиальные (по ГОСТ 23179-78)

Размеры, мм



Обозначения подшипников	$d$	$D$	$b$	$r$
806	30	42	7	0,5
808	40	52	8	
809	45	62	9	
811	55	72	11	
812	60	80	13	
815	75	100	15	1,0
818	90	120	18	
822	110	150	24	
824	120	160	24	
830	150	200	30	
836	180	240	35	1,5
844	220	300	45	2,5
848	240	320	48	
860	300	400	60	
862	310	420	60	
872	360	480	72	

Примечания: 1. Твердость колец подшипника должна быть: внутреннего кольца  $HRC\ 61-65$ ; наружного кольца  $HRC\ 55-60$ .  
 2. Остальные технические требования к подшипникам — по ГОСТ 520-71.  
 3. Наибольшее увеличение наружного диаметра подшипника по большой оси кулачка от деформации при монтаже не должно превышать 0,02 его номинальной величины.  
 Пример условного обозначения гибкого шарикового радиального подшипника с  $d = 60$  мм,  $D = 80$  мм и  $B = 13$  мм:  
 Подшипник 812 ГОСТ 23179-78

Продолжение П.10

Номинальный диаметр $d$	$l_1$		$l_2$		$d_1$		$b$	$h$	$t$	$d_2$
	Исполнение									
	1	2	1	2	1	2				
20	50	36	36	22	18, 20	18, 90	4	4	2,5	M12 × 1,25
22					20, 20	20, 90	4	4	2,5	
25	60	42	42	24	22,90	23,80	5	5	3,0	M16 × 1,5
28					25,90	26,80				
32	80	58	58	36	29,10	30,20	6	6	3,5	M20 × 1,5
36					33,10	34,20	6	6	3,5	
40	110	82	82	54	35,90	37,30	10	8	5,0	M24 × 2
45					40,90	42,30	12	8	5,0	M30 × 2
50					45,90	47,30	12	8	5,0	M36 × 3
56					51,90	53,30	14	9	5,5	
63					110	105	105	70	57,75	59,50
71	64,75	67,50	18	11					7,0	M48 × 3
80	170	130	130	90	73,50	75,50	20	12	7,5	M56 × 4
90					83,50	85,50	—	—	—	—
95					88,50	90,50	22	14	9,0	M64 × 4

П10. Основные размеры конических концов валов с конусностью 1:10, мм (по ГОСТ 12081-72)

