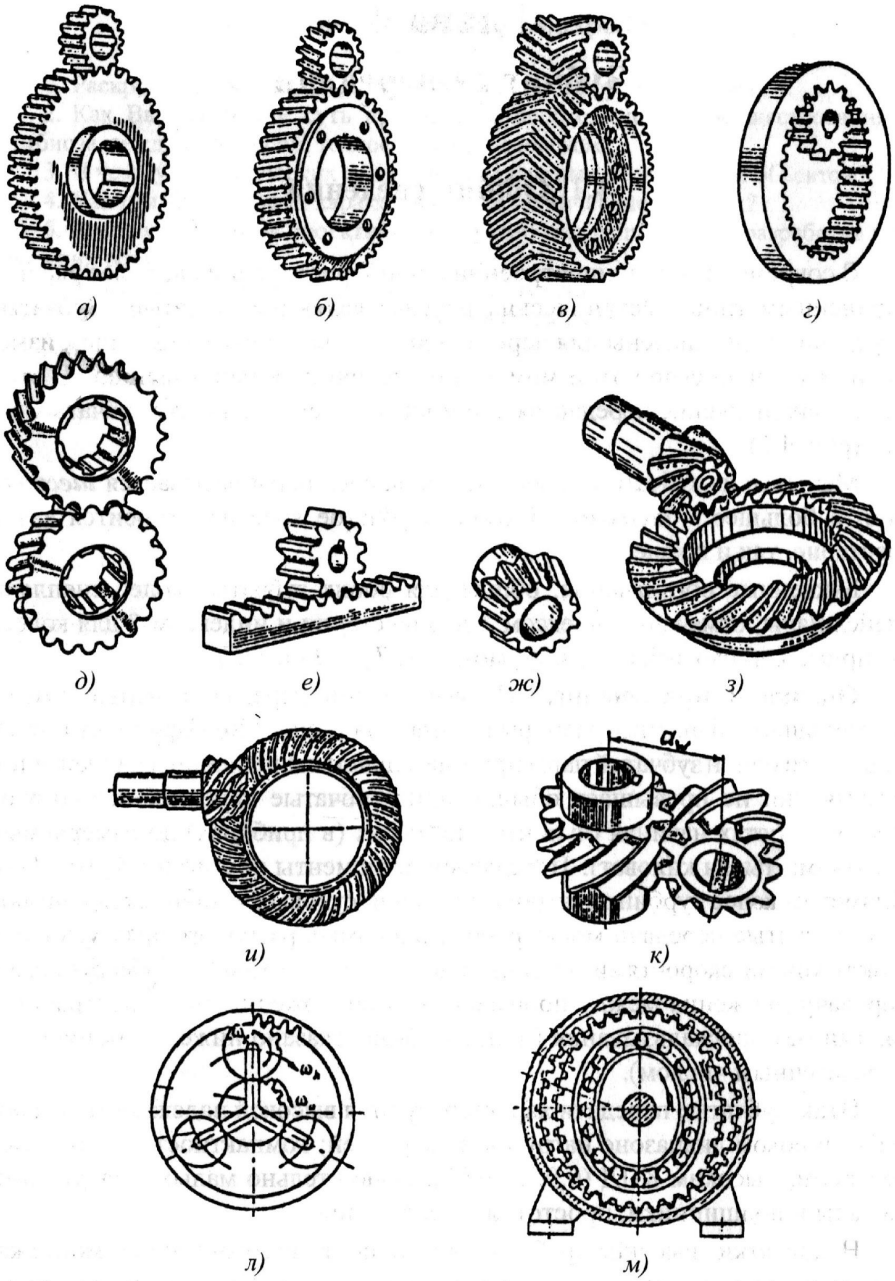
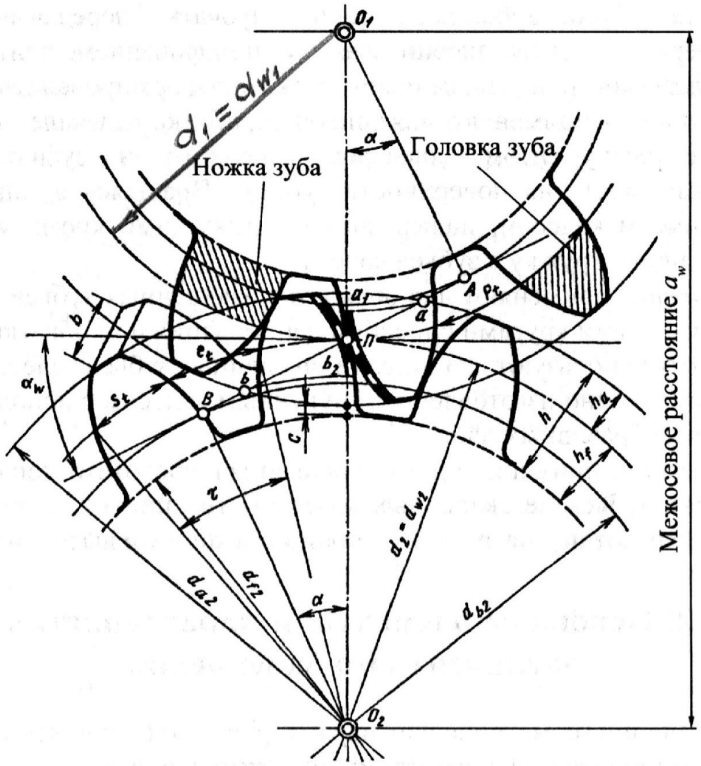
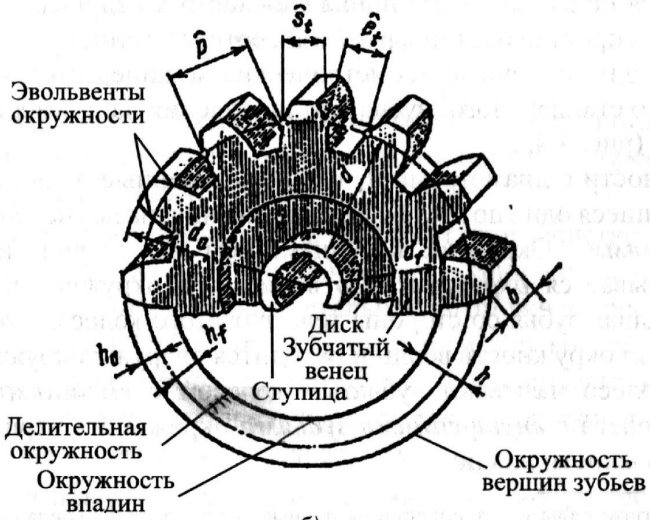
Виды зубчатых передач





а)



б)

Основные элементы зубчатой пары

ПРИЛОЖЕНИЯ

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

Мощность, кВт	Синхронная частота вращения, об/мин											
	3000			1500			1000			750		
	Типоразмер	s, %	$\frac{T_п}{T_н}$	Типоразмер	s, %	$\frac{T_п}{T_н}$	Типоразмер	s, %	$\frac{T_п}{T_н}$	Типоразмер	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	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.

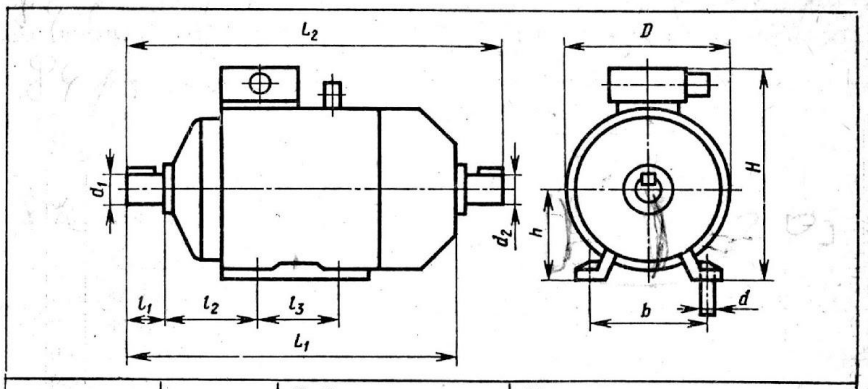
Электродвигатель 4А132М4У3

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)



Типоразмер	Число полюсов	Габаритные размеры, мм				Установочные и присоединительные размеры, мм						
		L_1	L_2	H	D	d_1	d_2	l_1	l_2	l_3	b	d
4АА50	2; 4	174	198	142	112	9	9	20	32	63	80	5,8
4АА56	2; 4	194	221	152	128	11	11	23	36	71	90	5,8
4АА63	2; 4; 6; 8	216	250	164	138	14	14	30	40	80	100	7
4А71	2; 4; 6; 8	285	330	201	170	19	19	40	45	90	112	7
4А80А		300	355	218	186	22	22	50	50	100	125	10
4А80В		320	375									
4А90L		350	405	243	208	24	24	50	56	125	140	10
4А100S		365	427	265	235	28	28	60	63	132	160	12
4А100L		395	457	280						140		
4А112М	2; 4; 6; 8	452	534	310	260	32	32	80	70	140	190	12
4А132S		480	560	350	302	38	38	80	89	178	216	12
4А132М		530	610									
4А160S	2	624	737	430	358	42	42	110	108	178	254	15
	4; 6; 8					48						
4А160М	2	667	780			42				210		
	4; 6; 8					48						
4А180S	2	662	778	470	410	48	48	110	121	203	279	
	4; 6; 8					55				241		
4А180М	2	702	818			48						
	4; 6; 8					55						

Предел контактной выносливости при базовом числе циклов

Способ термохимической обработки зубьев	Средняя твердость поверхностей зубьев	Сталь	$\sigma_{H\lim b}$, МПа
Нормализация или улучшение	$HB < 350$	Углеродистая и легированная	$2\ HB + 70$
Объемная закалка	$HRC\ 38-50$		$18\ HRC + 150$
Поверхностная закалка	$HRC\ 40-50$		$17\ HRC + 200$
Цементация и нитроцементация	$HRC > 56$	Легированная	$23\ HRC$
Азотирование	$HV\ 550-750$		1050

Примечание. Базовое число циклов N_{HO} определяют в зависимости от твердости стали, при твердости $HB < 200$ принимают $N_{HO} = 10^7$; при твердости HB 200 – 500 значение N_{HO} возрастает по линейному закону от 10^7 до $6 \cdot 10^7$.

3.3. Механические свойства сталей, применяемых для изготовления зубчатых колес

Марка стали	Диаметр заготовки, мм	Предел прочности $\sigma_в$, МПа	Предел текучести $\sigma_т$, МПа	Твердость *HB* (средняя)	Термообработка
45	100 – 500	570	290	190	Нормализация
45	До 90 90 – 120 Св. 120	780 730 690	440 390 340	230 210 200	Улучшение
30ХГС	До 140 Св. 140	1020 930	840 740	260 250	
40Х	До 120 120 – 160 Св. 160	930 880 830	690 590 540	270 260 245	
40ХН	До 150 150 – 180 Св. 180	930 880 835	690 590 540	280 265 250	

Марка стали	Диаметр заготовки, мм	Предел прочности $\sigma_в$, МПа	Предел текучести $\sigma_т$, МПа	Твердость *HB* (средняя)	Термообработка
40Л 45Л	–	520 540	290 310	160 180	Нормализация
35ГЛ 35ХГСЛ	–	590 790	340 590	190 220	Улучшение

Марка стали	Твердость *HRC*	Термообработка
30ХГС, 35ХМ, 40Х, 40ХН	45 – 55	Закалка
12ХН3А, 18Х2Н4МА, 20ХМ	50 – 63	Цементация, закалка
20ХГМ, 25ХГТ, 30ХГТ, 35Х	56 – 63	Нитроцементация
30Х2МЮА, 38Х2Ю, 40Х	56 – 63	Азотирование
40Х, 40ХН, 35ХМ	45 – 63	Поверхностная закалка с нагревом ТВЧ

Значения коэффициентов $K_{HL}, [S_H], \Psi_{ba}, \Psi_{bd}$

При проектировании редукторов обычно задаются величиной $\psi_{ba} = b/a$; для прямозубых передач принимают $\psi_{ba} = 0{,}125 \div 0{,}25$; для косозубых $\psi_{ba} = 0{,}25 \div 0{,}40$; для шевронных $\psi_{ba} = 0{,}5 \div 1{,}0$. Чтобы вычислить ψ_{bd} по выбранному значению ψ_{ba}, следует воспользоваться равенством $d_1 = \dfrac{2a}{(u+1)}$; тогда

$$\psi_{bd} = \frac{b}{d_1} = \frac{b(u+1)}{2a} = 0{,}5\psi_{ba}(u+1). \qquad (3.8)$$

Допускаемое контактное напряжение определяют при проектировочном расчете по формуле

$$[\sigma_H] = \frac{\sigma_{H\lim b} K_{HL}}{[S_H]}. \qquad (3.9)$$

Здесь $\sigma_{H\lim b}$ – предел контактной выносливости при базовом числе циклов (значения $\sigma_{H\lim b}$ указаны в табл. 3.2); K_{HL} – коэффициент долговечности; если число циклов нагружения каждого зуба колеса больше базового, то принимают $K_{HL} = 1$. Именно такой случай типичен для курсовых проектов, выполняемых в техникумах.

В других условиях, когда эквивалентное число циклов перемены напряжений N_{HE} меньше базового N_{HO}, то

$$K_{HL} = \sqrt[6]{\frac{N_{HO}}{N_{HE}}}.$$

Если при расчете колес из нормализованной или улучшенной стали K_{HL} получается больше 2,6, то принимают $K_{HL} = 2{,}6$; для колес из закаленной стали $K_{HL} \leqslant 1{,}8$; $[S_H]$ – коэффициент безопасности; для колес из нормализованной и улучшенной стали, а также при объемной закалке принимают $[S_H] = 1{,}1 \div 1{,}2$; при поверхностном упрочнении зубьев $[S_H] = 1{,}2 \div 1{,}3$.

Данные для выбора материалов шестерни и колеса приведены в табл. 3.3. Рекомендуется назначать для шестерни и колеса сталь одной и той же марки, но обеспечивать соответствующей термической обработкой твердость поверхности зубьев шестерни на 20 – 30 единиц Бринелля выше, чем колеса.

Ориентировочные значения коэффициента неравномерности нагрузки по ширине венца $K_{H\beta}$

3.1. Ориентировочные значения коэффициента $K_{H\beta}$ для зубчатых передач редукторов, работающих при переменной нагрузке

Расположение зубчатых колес относительно опор	Твердость *HB* поверхностей зубьев	
	$\leqslant 350$	> 350
Симметричное	1,00 – 1,15	1,05 – 1,25
Несимметричное	1,10 – 1,25	1,15 – 1,35
Консольное	1,20 – 1,35	1,25 – 1,45

Меньшие значения принимают для передач с отношением $\psi_{bd} = b/d_1 = 0{,}4$; при увеличении ψ_{bd} до 0,6 для консольно расположенных колес и ψ_{bd} до 0,8 при несимметричном расположении их следует принимать большие из указанных в таблице значений $K_{H\beta}$. При постоянной нагрузке $K_{H\beta} = 1$.

Определение ψ_{bd} см. формулу (3.8).

Значения по ГОСТ 2185-66: U, Ψ_{ba}, a_w
по ГОСТ 9569-60: $m, Z_{\sum}, Z_1, Z_2$

ваться стандартных значений u, то следует округлить вычисленное значение u до величины по ГОСТ 2185–66:

1-й ряд: 1; 1,25; 1,6; 2,0; 2,5; 3,15; 4,0; 5,0; 6,3; 8,0; 10,0;

2-й ряд: 1,12; 1,4; 1,8; 2,24; 2,8; 3,55; 4,5; 5,6; 7,1; 9,0; 11,2.

Первый ряд следует предпочитать второму.

Стандартные значения передаточного числа следует рассматривать как номинальные. В дальнейшем при установлении значений z_1 и z_2 уточняют фактическую величину u.

Коэффициенты ширины венца ψ_{ba} рекомендуется выбирать из ряда по ГОСТ 2185–66: 0,10; 0,125; 0,16; 0,25; 0,315; 0,40; 0,50; 0,63; 0,80; 1,00; 1,25.

Для прямозубых колес рекомендуется ограничивать $\psi_{ba} \leqslant 0{,}25$; для косозубых предпочтительно принимать $\psi_{ba} = 0{,}25 \div 0{,}63$, проверяя (при $\psi_{ba} < 0{,}4$) выполнение условия

$$\psi_{ba} \geqslant \frac{2{,}5 m_n}{a_w \sin\beta}.$$

2. Определяют межосевое расстояние a_w по формуле (3.7) и округляют его до ближайшего значения по ГОСТ 2185–66 (в мм):

1-й ряд: 40, 50, 63, 80, 100, 125, 160, 200, 250, 315, 400, 500, 630, 800, 1000, 1250, 1600, 2000, 2500;

2-й ряд: 71, 90, 112, 140, 180, 224, 280, 355, 450, 560, 710, 900, 1120, 1400, 1800, 2240.

Первый ряд следует предпочитать второму.

3. Выбирают модуль в интервале $(0{,}01 - 0{,}02)\, a_w$ и выравнивают его по ГОСТ 9563–60* (в мм):

1-й ряд: 1; 1,25; 2; 2,5; 3; 4; 6; 8; 10; 12; 16; 20.

2-й ряд: 1,375; 1,75; 2,25; 2,75; 3,5; 4,5; 7; 9; 11; 14; 18; 22.

Первый ряд следует предпочитать второму.

Для косозубых колес стандартным модулем считают нормальный m_n. Для шевронных колес стандартным модулем может быть как нормальный модуль m_n, так и окружной m_t.

4. Определяют суммарное число зубьев $z_\Sigma = z_1 + z_2$.

Для колес со стандартным *окружным* модулем (прямозубых и шевронных)

$$z_\Sigma = \frac{2a_w}{m_t}. \qquad (3.11)$$

Для косозубых и шевронных со стандартным *нормальным* модулем

$$z_\Sigma = \frac{2a_w \cos\beta}{m_n}. \qquad (3.12)$$

Угол наклона линии зуба β принимают для косозубых колес в интервале $\beta = 8 \div 15°$, для шевронных $\beta = 25 \div 40°$ (до 45°).

5. Определяют числа зубьев шестерни и колеса:

$$\left.\begin{aligned} z_1 &= \frac{z_\Sigma}{u+1}; \\ z_2 &= z_\Sigma - z_1. \end{aligned}\right\} \qquad (3.13)$$

По округленным значениям z_1 и z_2 уточняют передаточное число

$$u = \frac{z_2}{z_1}.$$

Расхождение с принятым ранее номинальным передаточным отношением не должно превышать 2,5 % при $u \leqslant 4{,}5$ и 4 % при $u > 4{,}5$.

После всех указанных округлений необходимо проверить межосевое расстояние: для прямозубых и шевронных колес со стандартным окружным модулем

$$a_w = 0{,}5\,(z_1 + z_2)\, m_t; \qquad (3.14)$$

обычно такая проверка подтверждает отсутствие расхождения; для косозубых и шевронных колес с нормальным стандартным модулем

$$a_w = 0{,}5\,(z_1 + z_2)\,\frac{m_n}{\cos\beta}. \qquad (3.15)$$

При проверке может обнаружиться несоответствие полученного результата с ранее принятым значением a_w по стандарту. В этом случае надо устранить расхождение изменением угла β:

$$\cos\beta = 0{,}5\,(z_1 + z_2)\,\frac{m_n}{a_w}. \qquad (3.16)$$

Вычисление надо выполнять с точностью до пяти значащих цифр. Затем рекомендуется проверить расчеты, определив

$$d_1 = z_1\,\frac{m_n}{\cos\beta}; \quad d_2 = z_2\,\frac{m_n}{\cos\beta} \qquad (3.17)$$

с точностью до сотых долей миллиметра, и убедиться, что принятое ранее

$$a_w = \frac{d_1 + d_2}{2}.$$

$$a_w = K_a(u+1)\sqrt[3]{\frac{T_2 K_{H\beta}}{[\sigma_H]^2 u^2 \psi_{ba}}}. \qquad (3.7)$$

Для прямозубых передач $K_a = 49{,}5$; для косозубых и шевронных передач $K_a = 43{,}0$.

Коэффициент $K_H = K_{H\alpha}K_{H\beta}K_{Hv}$, где $K_{H\alpha}$ – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки между зубьями; для прямозубых колес принимают $K_{H\alpha} = 1{,}0$; для косозубых колес в зависимости от окружной скорости v: при $v = 10 \div 20$ м/с и 7-й степени точности $K_{H\alpha} = 1{,}0 \div 1{,}1$, при v до 10 м/с и 8-й степени точности $K_{H\alpha} = 1{,}05 \div 1{,}15$; $K_{H\beta}$ – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по ширине венца. При проектировании закрытых зубчатых передач редукторного типа принимают значения $K_{H\beta}$ по табл. 3.1.

3.1. Ориентировочные значения коэффициента $K_{H\beta}$ для зубчатых передач редукторов, работающих при переменной нагрузке

Расположение зубчатых колес относительно опор	Твердость HB поверхностей зубьев	
	$\leqslant 350$	> 350
Симметричное	1,00 – 1,15	1,05 – 1,25
Несимметричное	1,10 – 1,25	1,15 – 1,35
Консольное	1,20 – 1,35	1,25 – 1,45

Меньшие значения принимают для передач с отношением $\psi_{bd} = b/d_1 = 0{,}4$; при увеличении ψ_{bd} до 0,6 для консольно расположенных колес и ψ_{bd} до 0,8 при несимметричном расположении их следует принимать большие из указанных в таблице значений $K_{H\beta}$. При постоянной нагрузке $K_{H\beta} = 1$.

Определение ψ_{bd} см. формулу (3.8).

Динамический коэффициент K_{Hv} определяют в зависимости от окружной скорости v колес и степени точности их изготовления.

Для прямозубых колес при v до 5 м/с следует назначать 8-ю степень точности по ГОСТ 1643–81; при этом $K_{Hv} = 1{,}05 \div 1{,}10$.

Для косозубых колес при v до 10 м/с назначают также 8-ю степень точности и принимают $K_{Hv} = 1{,}0 \div 1{,}05$. При v свыше 10 до 20 м/с и 7-й степени точности $K_{Hv} = 1{,}05 \div 1{,}1$. Меньшие из указанных значений относятся к колесам с твердостью поверхностей зубьев $HB \leqslant 350$, большие – при твердости $HB > 350$.

3.4. Значения коэффициента $K_{H\alpha}$ для косозубых и шевронных передач

Степень точности	Окружная скорость v, м/с				
	до 1	5	10	15	20
6	1	1,02	1,03	1,04	1,05
7	1,02	1,05	1,07	1,10	1,12
8	1,06	1,09	1,13	–	–
9	1,1	1,16	–	–	–

Примечание. Для прямозубых колес $K_{H\alpha} = 1$.

3.5. Значения коэффициента $K_{H\beta}$

$\psi_{bd} = \frac{b}{d_1}$	Твердость поверхности зубьев					
	$HB \leqslant 350$			$HB > 350$		
	I	II	III	I	II	III
0,4	1,15	1,04	1,0	1,33	1,08	1,02
0,6	1,24	1,06	1,02	1,50	1,14	1,04
0,8	1,30	1,08	1,03	–	1,21	1,06
1,0	–	1,11	1,04	–	1,29	1,09
1,2	–	1,15	1,05	–	1,36	1,12
1,4	–	1,18	1,07	–	–	1,16
1,6	–	1,22	1,09	–	–	1,21
1,8	–	1,25	1,11	–	–	–
2,0	–	1,30	1,14	–	–	–

Примечание. Данные, приведенные в столбце I, относятся к передачам с консольным расположением зубчатого колеса; II – к передачам с несимметричным расположением колес по отношению к опорам; III – к передачам с симметричным расположением.

3.6. Значения коэффициента K_{H_v}

Передача	Твердость *HB* поверхности зубьев	Окружная скорость v, м/с			
		до 5	10	15	20
		Степень точности			
		8		7	
Прямозубая	⩽ 350	1,05	–	–	–
	> 350	1,10	–	–	–
Косозубая и шевронная	⩽ 350	1,0	1,01	1,02	1,05
	> 350	1,0	1,05	1,07	1,10

$$[\sigma_H] = \frac{\sigma_{H\lim b} K_{HL} Z_R Z_v K_L K_{xH}}{[S_H]}. \qquad (3.20)$$

Здесь $\sigma_{H\lim b}$ и K_{HL} имеют те же значения, что и в формуле (3.9); те же значения имеет коэффициент безопасности $[S_H]$.

Коэффициент Z_R учитывает влияние шероховатости сопряженных поверхностей: $Z_R = 1{,}0$ при $Ra = 0{,}63 \div 1{,}25$ мкм (боковые поверхности зубьев зубчатых колес 7-й и 6-й степени точности); $Z_R = 0{,}95$ при $Ra = 1{,}25 \div 2{,}5$ мкм (боковые поверхности зубьев зубчатых колес 7-й степени точности); $Z_R = 0{,}9$ при $Rz = 10 \div 20$ мкм (боковые поверхности зубьев зубчатых колес 8-й и 9-й степени точности).

Коэффициент Z_v, учитывающий влияние окружной скорости, определяют в точных расчетах по графикам и эмпирическим зависимостям, приведенным в ГОСТ 21354–75; при курсовом проектировании можно принимать достаточно точные средние значения:

Твердость *HB* поверхности зубьев	Коэффициент Z_v при v, м/с			
	5	10	15	20
⩽ 350	1,0	1,04	1,07	1,10
> 350	1,0	1,02	1,03	1,05

Коэффициент K_L, учитывающий влияние смазочного материала для закрытых передач, принимают равным единице.

Коэффициент K_{xH}, учитывающий влияние размеров колеса, принимают равным единице для колес диаметром $d_2 \leqslant 700$ мм; при большем диаметре

$$K_{xH} = \sqrt{1{,}07 - d_2 10^{-4}}.$$

3.7. Значения коэффициента $K_{F\beta}$

$\psi_{bd} = b/d_{w1}$	Твердость рабочих поверхностей зубьев							
	$HB \leqslant 350$				$HB > 350$			
	I	II	III	IV	I	II	III	IV
0,2	1,00	1,04	1,18	1,10	1,03	1,05	1,35	1,20
0,4	1,03	1,07	1,37	1,21	1,07	1,10	1,70	1,45
0,6	1,05	1,12	1,62	1,40	1,09	1,18	–	1,72
0,8	1,08	1,17	–	1,59	1,13	1,28	–	–
1,0	1,10	1,23	–	–	1,20	1,40	–	–
1,2	1,13	1,30	–	–	1,30	1,53	–	–
1,4	1,19	1,38	–	–	1,40	–	–	–
1,6	1,25	1,45	–	–	–	–	–	–
1,8	1,32	1,53	–	–	–	–	–	–

Примечание. Данные в столбце I относятся к симметричному расположению зубчатых колес относительно опор; II – к несимметричному; III – к консольному при установке валов на шариковых подшипниках; IV – то же, но при установке валов на роликовых подшипниках.

3.8. Ориентировочные значения коэффициента K_{F_v}

Степень точности	Твердость HB рабочей поверхности зубьев	Окружная скорость v, м/с		
		3	3 – 8	8 – 12,5
6	$\leqslant 350$	1/1	1,2/1	1,3/1,1
	> 350	1/1	1,15/1	1,25/1
7	$\leqslant 350$	1,15/1	1,35/1	1,45/1,2
	> 350	1,15/1	1,25/1	1,35/1,1
8	$\leqslant 350$	1,25/1,1	1,45/1,3	–/1,4
	> 350	1,2/1,1	1,35/1,2	–/1,3

Примечание. В числителе указаны значения K_{F_v} для прямозубых передач, в знаменателе – для косозубых.

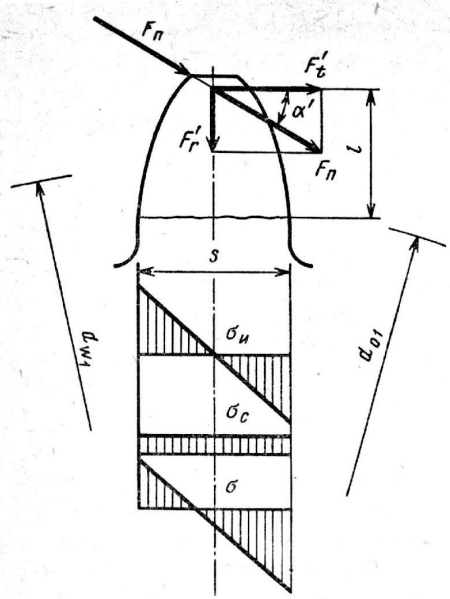


Рис. 3.3. Расчетная схема нагружения зуба прямозубого цилиндрического колеса

Здесь моменты T (в Н · мм) и числа зубьев z могут быть взяты по шестерне или по колесу, так как соответственно

$$\frac{T_1}{z_1} = \frac{T_2}{z_2}.$$

Расчет следует вести для зубьев того из колес, для которого отношение $\frac{[\sigma_F]}{Y_F}$ меньше; Y_F – коэффициент, учитывающий форму зуба. При одинаковых материалах и их механических характеристиках Y_F больше для шестерни, поэтому в этих случаях именно для зубьев шестерни и ведут расчет.

Значения коэффициента Y_F даны в ГОСТ 21354–75 в виде графиков с учетом коэффициента смещения. Для зубчатых колес, выполненных без смещения, Y_F имеет следующие значения:

z . . .	17	20	25	30	40	50	60	70	80	100 и более
Y_F . . .	4,28	4,09	3,90	3,80	3,70	3,66	3,62	3,61	3,61	3,60

Коэффициент нагрузки K_F представляет собой произведение двух коэффициентов: $K_{F\beta}$, учитывающего неравномерность распределения нагрузки по длине зуба (коэффициент концентрации нагрузки), и K_{Fv}, учитывающего динамическое действие нагрузки (коэффициент динамичности).

Значения коэффициента $K_{F\beta}$ приведены в табл. 3.7, составленной на основании графиков ГОСТ 21354–75 с некоторыми упрощениями.

Значения коэффициента динамичности K_{Fv} приведены в табл. 3.8.

В большинстве случаев напряжения изгиба зубьев изменяются во времени по прерывистому отнулевому циклу, поэтому допускаемые напряжения определяются в зависимости

3.9. Значения предела выносливости при отнулевом цикле изгиба $\sigma^0_{F\lim b}$ и коэффициента безопасности $[S_F]'$

Марка стали	Термическая или термохимическая обработка	Твердость зубьев		$\sigma^0_{F\lim b}$, МПа	$[S_F]'$
		на поверхности	в сердцевине		
40, 45, 50, 40Х, 40ХН, 40ХФА	Нормализация, улучшение	*HB* 180 – 350		1,8 *HB*	1,75
40Х, 40ХН, 40ХФА	Объемная закалка	*HRC* 45 – 55		500 – 550	1,8
40ХН, 40ХН2МА	Закалка при нагреве ТВЧ	*HRC* 48 – 58	*HRC* 25 – 35	700	1,75
20ХН, 20ХН2М, 12ХН2, 12ХН3А	Цементация	*HRC* 57 – 63	–	950	1,55
Стали, содержащие алюминий	Азотирование	*HV* 700 – 950	*HRC* 24 – 40	300 + 1,2 *HRC* сердцевины	1,75

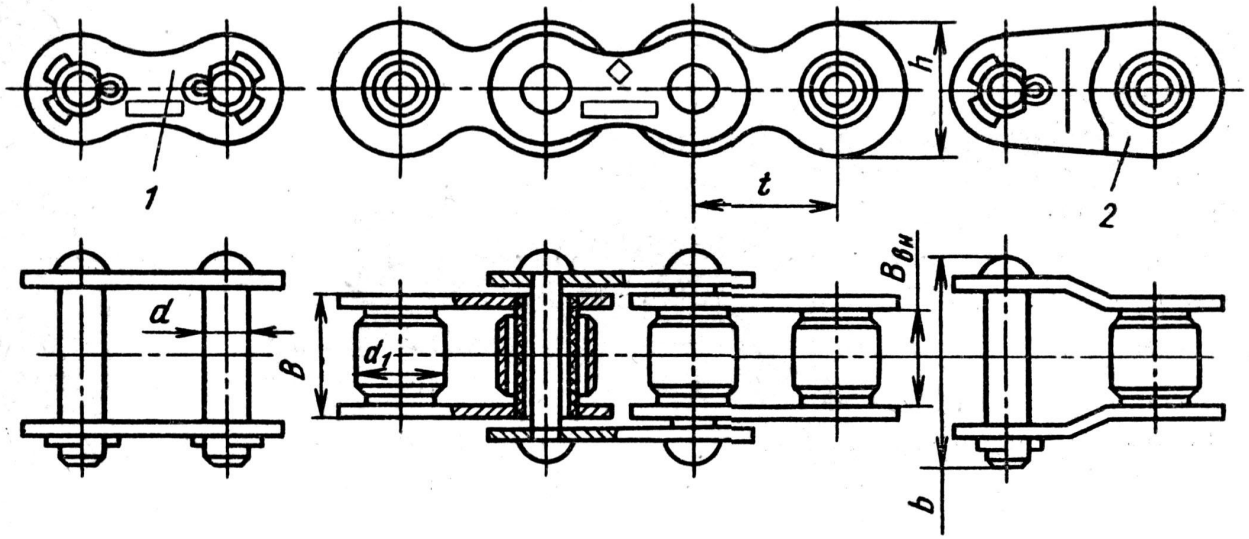


Рис. 7.8. Цепь роликовая однорядная:
1 – соединительное звено; *2* – переходное звено

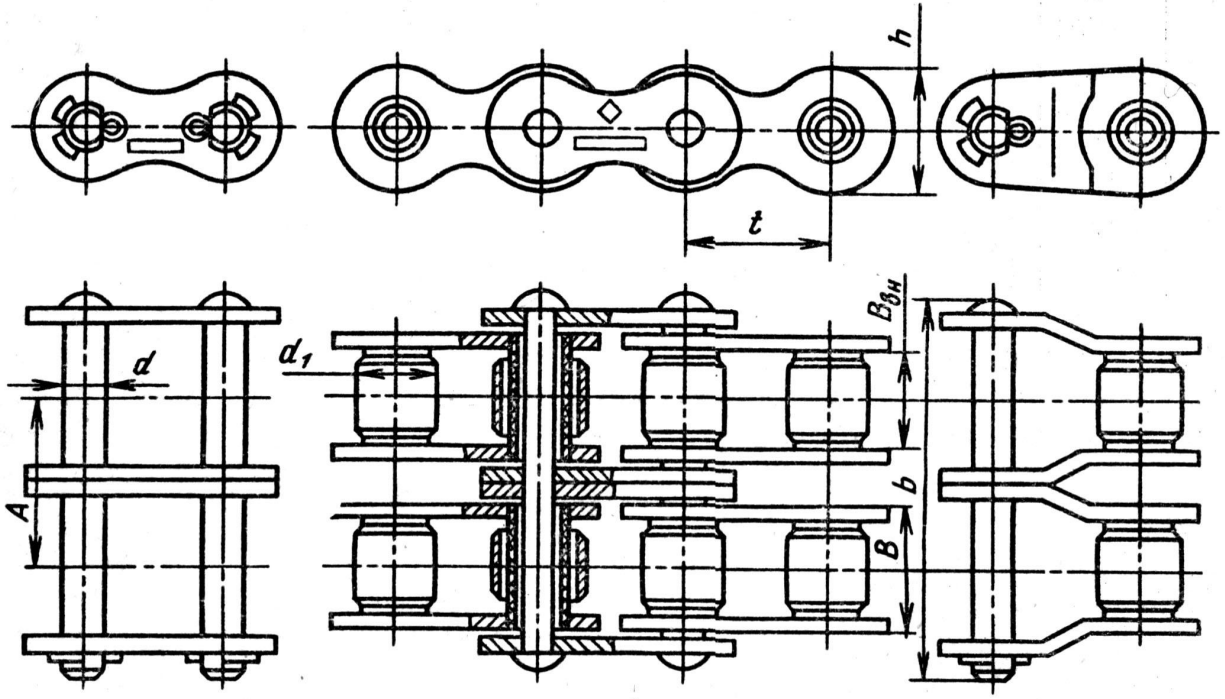


Рис. 7.9. Цепь роликовая двухрядная

7.15. Цепи приводные роликовые однорядные ПР (см. рис. 7.8) (по ГОСТ 13568 – 75*)

Размеры, мм

t	$B_{вн}$	d	d_1	h	b	Q, кН	q, $\frac{кг}{м}$	$A_{оп}$, мм^2
9,525	5,72	3,28	6,35	8,5	17	9,1	0,45	28,1
12,7	7,75	4,45	8,51	11,8	21	18,2	0,75	39,6
15,875	9,65	5,08	10,16	14,8	24	22,7	1,0	54,8
19,05	12,7	5,96	11,91	18,2	33	31,8	1,9	105,8
25,4	15,88	7,95	15,88	24,2	39	60,0	2,6	179,7
31,75	19,05	9,55	19,05	30,2	46	88,5	3,8	262
38,1	25,4	11,12	22,23	36,2	58	127,0	5,5	394
44,45	25,4	12,72	25,4	42,4	62	172,4	7,5	473
50,8	31,75	14,29	28,58	48,3	72	226,8	9,7	646

Примечания: 1. Стандарт не распространяется на цепи для буровых установок.

2. Параметр $A_{оп}$, мм^2, означает проекцию опорной поверхности шарнира. Для цепей ПР $A_{оп} = 0{,}28t^2$, за исключением цепи с шагом 15,875, для которой $A_{оп} = 0{,}22t^2$, и цепей с шагом 9,525 и 12,7, для которых $A_{оп} = 0{,}31t^2$. Шаг цепи t измеряют под нагрузкой, равной $0{,}01Q$, где Q – разрушающая нагрузка, q – масса одного метра цепи.

3. Допускается снижение Q переходных звеньев на 20 %.

ГЛАВА XI
МУФТЫ

В заданиях на курсовое проектирование деталей машин в техникумах предусматривается не проектирование муфт для соединения валов, а выбор их из числа стандартных конструкций с учетом особенностей эксплуатации привода и с последующей проверкой элементов муфты на прочность.

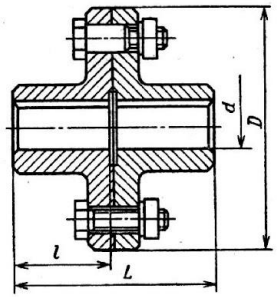
Здесь приведены краткие сведения о муфтах наиболее распространенных типов – для постоянного соединения валов и предохранительных. О муфтах сцепных, обгонных, шарнирных и др. см. работу [15].

§ 11.1. МУФТЫ ДЛЯ ПОСТОЯННОГО СОЕДИНЕНИЯ ВАЛОВ

Если соосность соединяемых валов в процессе монтажа и эксплуатации строго выдерживается, то допустимо устанавливать жесткие муфты: *фланцевые* (табл. 11.1) и *втулочные* (табл. 11.2). Типоразмер муфты выбирают по диаметру вала и по величине расчетного вращающего момента

$$T_р = kT_{ном} \leqslant [T], \qquad (11.1)$$

11.1. Муфты фланцевые (по ГОСТ 20761–80, с сокращениями)
Размеры, мм



[T], Н·м	d	D	l, не более		L, не более	
			Исполнение			
			1	2	1	2
16	16; 18	80	40	28	84	60
31,5	16; 18 20; 22	90	40 50	28 36	84 104	60 76
63	20; 22 25; 28	100	50 60	36 42	104 124	76 83
125	25; 28 (30); 32; (35); 36	112	60 80	42 58	124 170	83 120
250	32; (35); 36 40; 45	140	80 110	58 82	170 230	120 170
400	(35); 36 40; 45; 50	150	80 110	58 82	170 230	120 170
630	45; 50; 55 60	170	110 140	82 105	230 290	170 220
1000	50; 55 60; (63); 70	180	110 140	82 105	230 290	170 220
1600	50 60; (63); 65; 70; (75); 80	190	110 140	82 105	230 290	170 220
2500	70; (75) 80; (85); 90; (95) 100	224	140 170 210	105 130 165	290 350 430	220 270 340

Примечания: 1. Значения [T] указаны для муфт из стали 40 и 35Л; для муфт из чугуна СЧ 20 значения [T] снижать в 2 раза.

2. Окружная скорость для стальных муфт (на наружном диаметре) до 70 м/с, для чугунных – до 35 м/с.

3. Исполнение 1 – для муфт, устанавливаемых на длинных концах валов; исполнение 2 – для муфт на коротких концах валов.

4. В скобках приведены нерекомендуемые значения.

5. Пример условного обозначения муфты с $T = 400$ Н·м, с полумуфтами диаметрами отверстий 40 и 45 мм, исполнений 1 и 2, материал – сталь 40:

Муфта фланцевая 400-40-11-45-21 ГОСТ 20761–80

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° (см. рис. 10.2, *г*) 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 изготовляют ковкой или штамповкой (см. рис. 10.4); при диаметрах, бо́льших 300 мм, конические колеса можно изготовлять либо из стального, либо из чугунного литья (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).

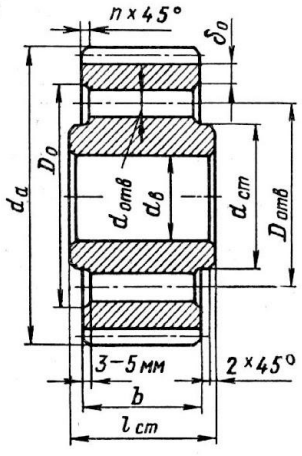


Рис. 10.1. Цилиндрическое зубчатое кованое колесо при $d_a \leqslant 200$ мм

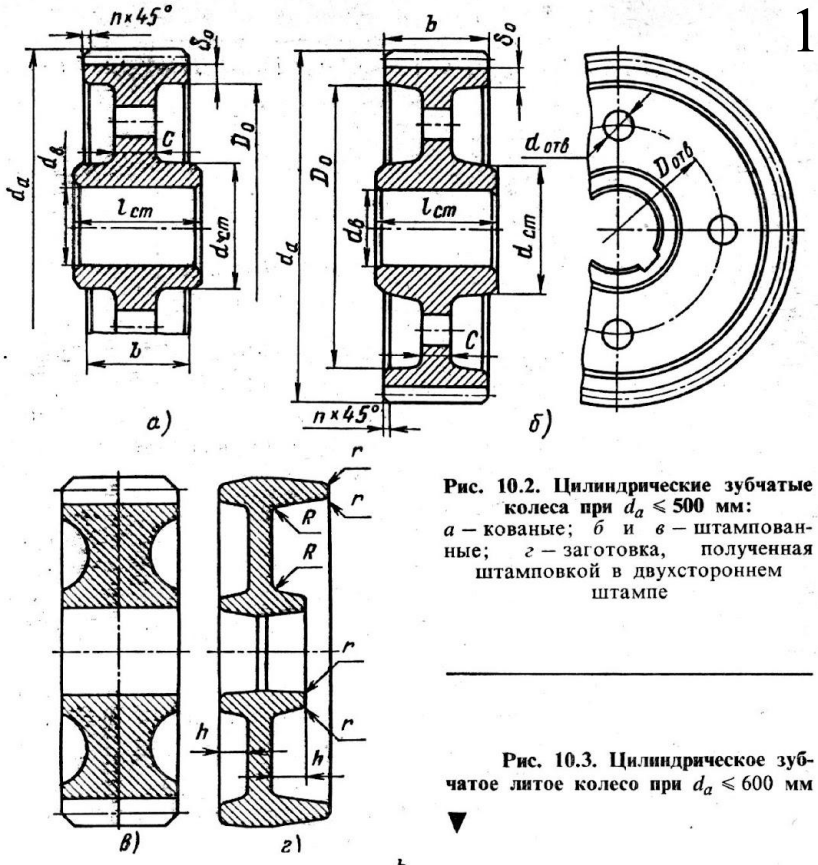
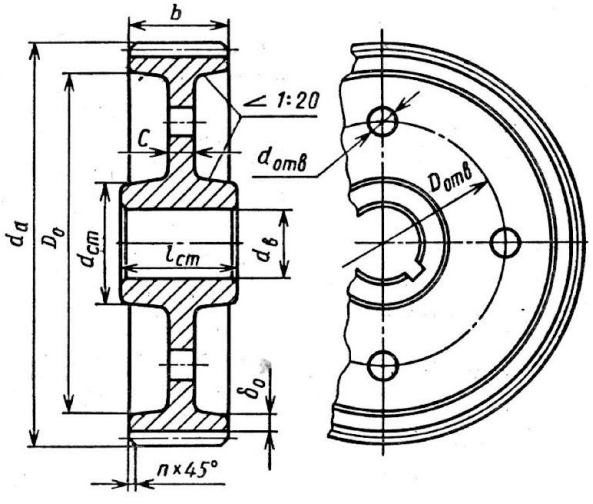


Рис. 10.2. Цилиндрические зубчатые колеса при $d_a \leqslant 500$ мм:
а – кованые; *б* и *в* – штампованные; *г* – заготовка, полученная штамповкой в двухстороннем штампе

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



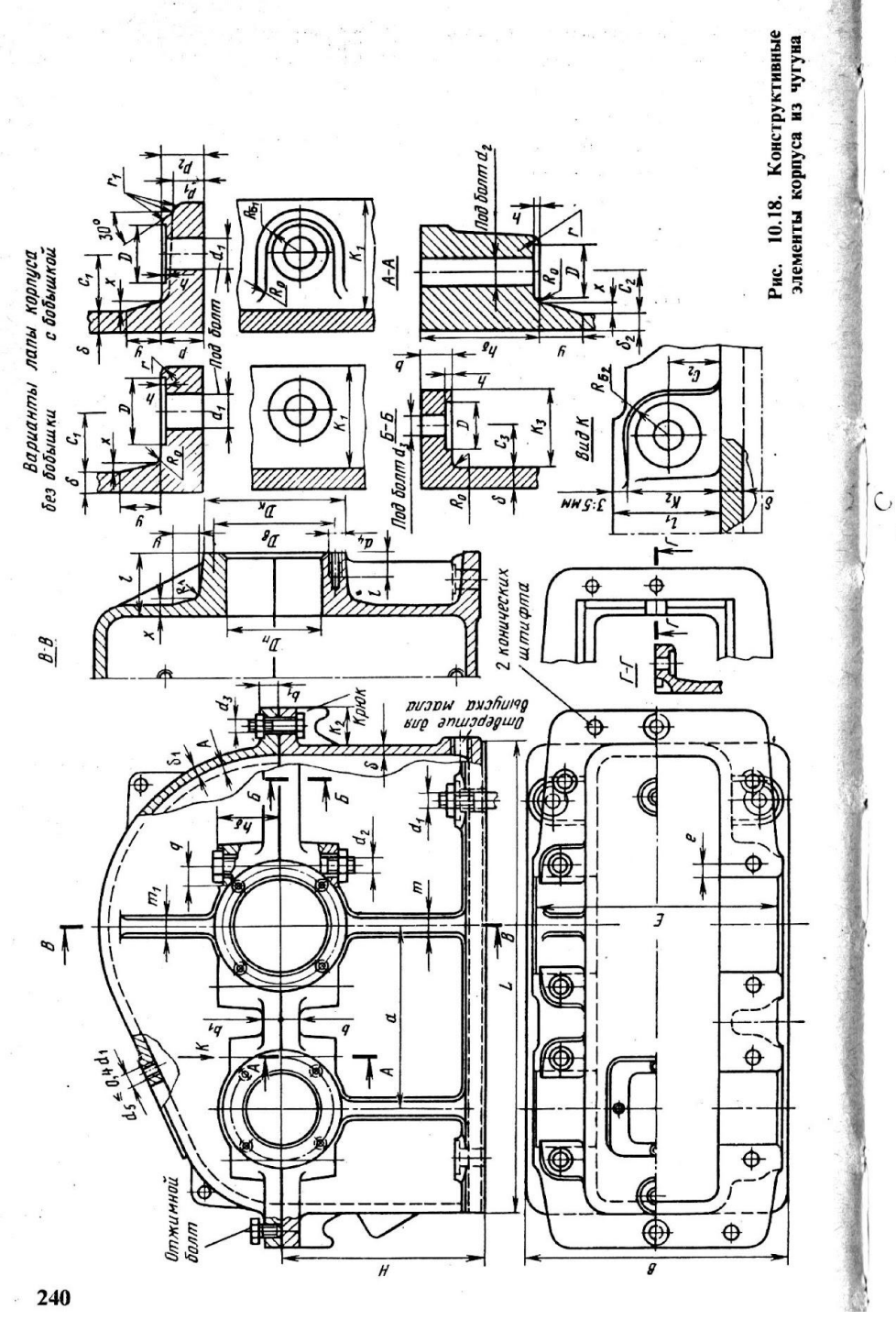


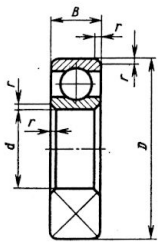
Рис. 10.18. Конструктивные элементы корпуса из чугуна

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

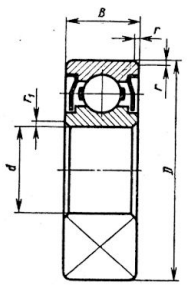
Параметры	Ориентировочные соотношения (размеры, мм)
Толщина стенки корпуса и крышки редуктора:	Во всех случаях $\delta \geqslant 8$ мм и $\delta_1 \geqslant 8$ мм
одноступенчатого цилиндрического	$\delta = 0{,}025a + 1$; $\delta_1 = 0{,}02a + 1$
одноступенчатого конического	$\delta = 0{,}05R_e + 1$; $\delta_1 = 0{,}04R_e + 1$
одноступенчатого червячного	$\delta = 0{,}04a + 2$; $\delta_1 = 0{,}032a + 2$
двухступенчатого	$\delta = 0{,}025a_т + 3$; $\delta_1 = 0{,}02a_т + 3$
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	$p = 2{,}35\delta$
при наличии бобышки	$p_1 = 1{,}5\delta$; $p_2 = (2{,}25 \div 2{,}75)\delta$
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 $\geqslant 4$)	$d_1 = (0{,}03 \div 0{,}036)a_т + 12$; $d_1 = 0{,}072R_e + 12$
Диаметр болтов:	
у подшипников	$d_2 = (0{,}7 \div 0{,}75)\,d_1$;
соединяющих основание корпуса с крышкой	$d_3 = (0{,}5 \div 0{,}6)\,d_1$
Размеры, определяющие положение болтов d_2	$e \approx (1 \div 1{,}2)\,d_2$; $q \geqslant 0{,}5d_2 + d_4$; d_4 – крепление крышки подшипника
Высота бобышки $h_б$ под болт d_2	$h_б$ выбирают конструктивно так, чтобы образовалась опорная поверхность под головку болта и гайку. Желательно у всех бобышек иметь одинаковую высоту $h_б$

П3. Шарикоподшипники радиальные однорядные

Размеры, мм



(по ГОСТ 8338–75)
100–200–300–400



(по ГОСТ 7242–81)
80100–80200

Продолжение П3

Условное обозначение		d	D	B	r	Грузоподъемность, кН динамическая C	Грузоподъемность, кН статическая C_0
Особолегкая серия							
100	–	10	26	8	0,5	4,62	1,96
101	–	12	28	8	0,5	5,07	2,24
104	80104	20	42	12	1	9,36	4,5
105	–	25	47	12	1	11,2	5,6
106	80106	30	55	13	1,5	13,3	6,8
107	–	35	62	14	1,5	15,9	8,5
108	80108	40	68	15	1,5	16,8	9,3
109	–	45	75	16	1,5	21,2	12,2
110	–	50	80	16	1,5	21,6	13,2
111	–	55	90	18	2	28,1	17
112	–	60	95	18	2	29,6	18,3
113	–	65	100	18	2	30,7	19,6
114	–	70	110	20	2	37,7	24,5
115	–	75	115	20	2	39,7	26,0
116	–	80	125	22	2	47,7	31,5
117	–	85	130	22	2	49,4	33,5
118	–	90	140	24	2,5	57,2	39,0
119	–	95	145	24	2,5	60,5	41,5
120	–	100	150	24	2,5	60,5	41,5
Легкая серия							
200	80200	10	30	9	1	5,9	2,65
201	80201	12	32	10	1	6,89	3,1
202	80202	15	35	11	1	7,8	3,55
203	80203	17	40	12	1	9,56	4,5
204	80204	20	47	14	1,5	12,7	6,2
205	80205	25	52	15	1,5	14,0	6,95
206	80206	30	62	16	1,5	19,5	10,0
207	–	35	72	17	2	25,5	13,7
208	80208	40	80	18	2	32,0	17,8
209	80209	45	85	19	2	33,2	18,6
209A	–	45	85	19	2	36,4	20,1
210	–	50	90	20	2	35,1	19,8
211	–	55	100	21	2,5	43,6	25,0
212	80212	60	110	22	2,5	52,0	31,0
213	80213	65	120	23	2,5	56,0	34,0
214	–	70	125	24	2,5	61,8	37,5
215	80215	75	130	25	2,5	66,3	41,0
216	–	80	140	26	3	70,2	45,0
217	–	85	150	28	3	83,2	53,0

Продолжение П

Условное обозначение		d	D	B	r	Грузоподъемность, кН динамическая C	Грузоподъемность, кН статическая C_0
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
Средняя серия							
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
Тяжелая серия							
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
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

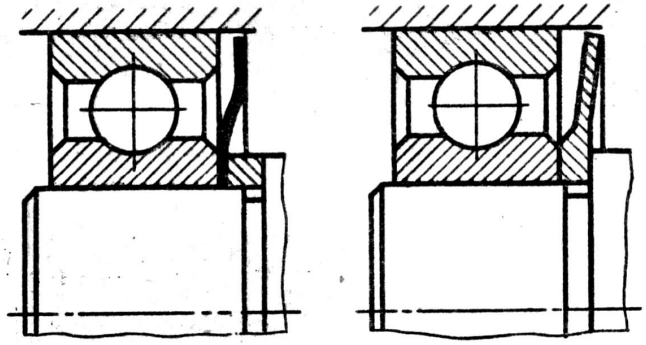


Рис. 9.38. Подшипники с маслоотражательными кольцами

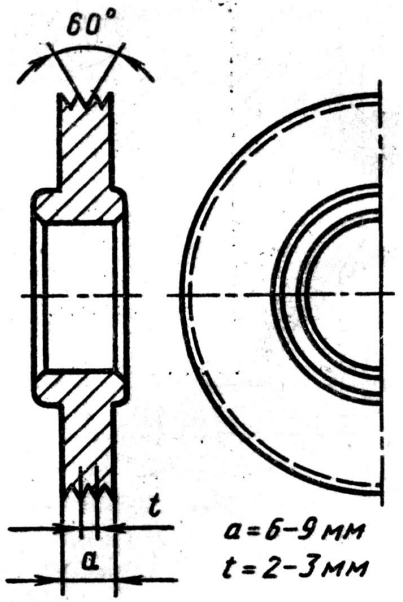


Рис. 9.39. Мазеудерживающее кольцо

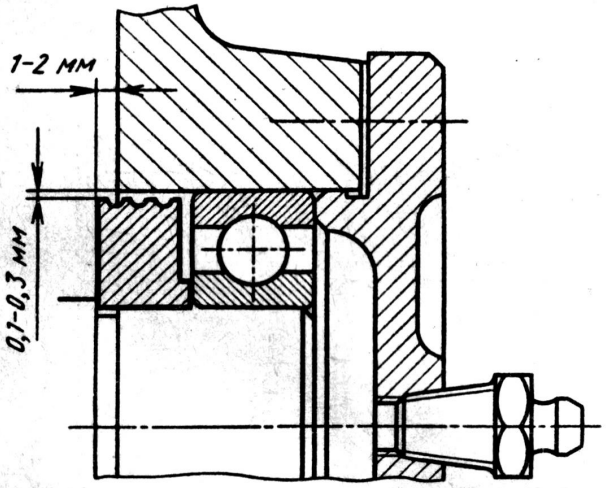


Рис. 9.40. Узел подшипника с использованием пластичного смазочного материала

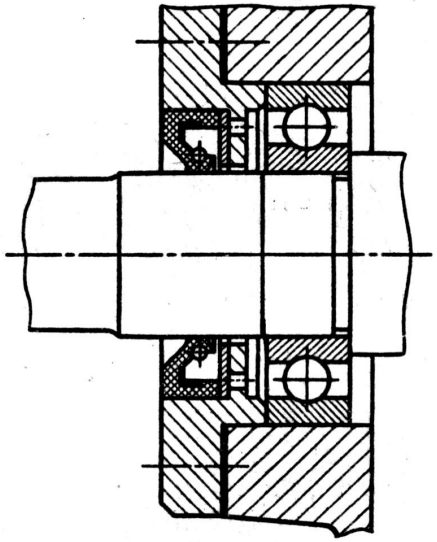


Рис. 9.41. Узел подшипника с манжетным уплотнением (открытые)

9.18. Значения X и Y для подшипников

Радиальные однорядные и двухрядные

$\frac{F_a}{C_o}$	$\frac{F_a}{VF_r} \leqslant e$		$\frac{F_a}{VF_r} \geqslant e$		e
	X	Y	X	Y	
0,014				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	0	0,56	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

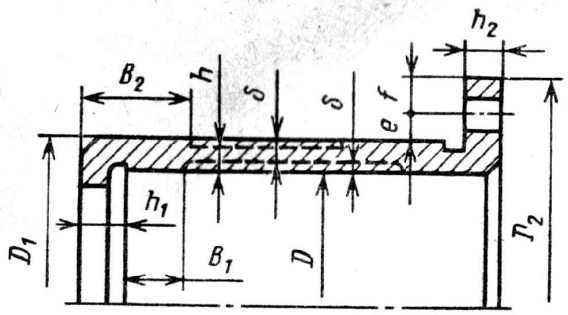


Рис. 9.30. Стакан

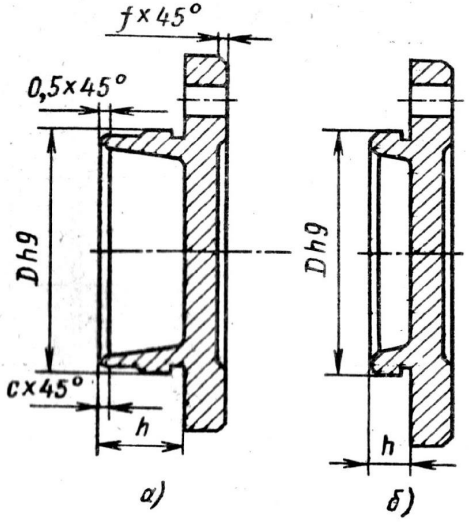


Рис. 9.31. Крышки глухие:
а – с удлиненным бортом; *б* – с бортом $h < 15$ мм

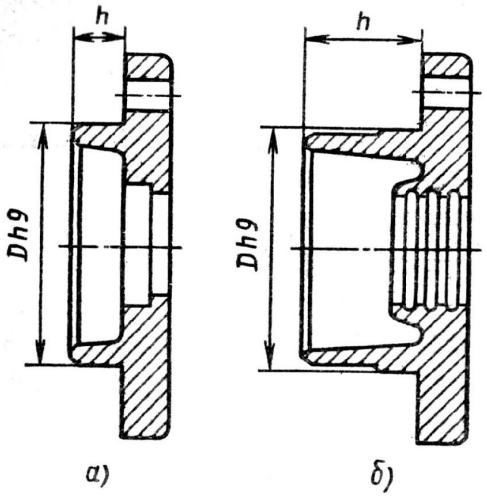


Рис. 9.32. Крышки сквозные:
а – для $h < 15$ мм; *б* – $h > 15$ мм

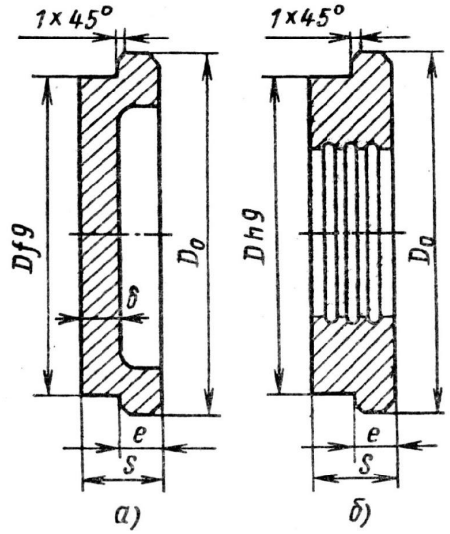
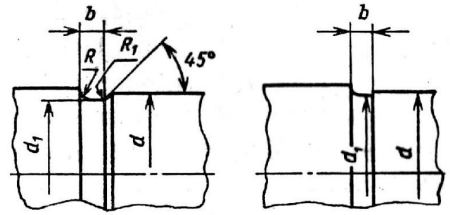


Рис. 9.33. Крышки закладные:
а – глухая; *б* – сквозная

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

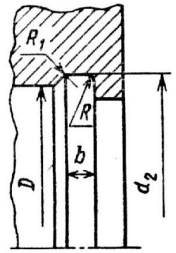
D, мм	До 52	Св. 52 до 80	Св. 80 до 120	Св. 120 до 170
h, мм	4 – 5	6 – 8	8 – 10	10 – 12,5

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



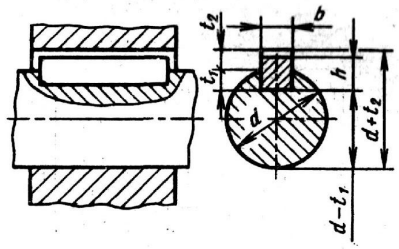
D	d_2	b	R	R_1
Св. 10 до 50	$D + 0,5$	3	1	0,5
Св. 50 до 100	$D + 0,5$	5	1,5	0,5
Св. 100	$D + 1$	8	2	1,0

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	0	2,5	1,25
Валов и корпусов	6 и 5	1,25	1,25

8.9. Шпонки призматические (по ГОСТ 23360 – 78, с сокращениями)

Размеры, мм



Диаметр вала d	Сечение шпонки $b \times h$	Глубина паза		Фаска $s \times 45°$
		вала t_1	втулки t_2	
Св. 10 до 12	4 × 4	2,5	1,8	0,08 – 0,16
» 12 » 17	5 × 5	3,0	2,3	0,16 – 0,25
» 17 » 22	6 × 6	3,5	2,8	
» 22 » 30	8 × 7	4,0	3,3	
» 30 » 38	10 × 8	5,0	3,3	0,25 – 0,40
» 38 » 44	12 × 8	5,0	3,3	
» 44 » 50	14 × 9	5,5	3,8	
» 50 » 58	16 × 10	6,0	4,3	
» 58 » 65	18 × 11	7,0	4,4	
» 65 » 75	20 × 12	7,5	4,9	0,40 – 0,60
» 75 » 85	22 × 14	9,0	5,4	
» 85 » 95	25 × 14	9,0	5,4	
» 95 » 110	28 × 16	10,0	6,4	

Примечания: 1. Длину шпонки выбирают из ряда: 6; 8; 10; 12; 14; 16; 18; 20; 25; 28; 32; 36; 40; 45; 50; 56; 63; 70; 80; 90; 100; 110; 125; 140; 160; 180; 200 ... (до 500).

2. Материал шпонок – сталь чистотянутая с временным сопротивлением разрыву не менее 590 МПа.

3. Примеры условного обозначения шпонок:

исполнение 1, сечение $b \times h = 20 \times 12$, длина 90 мм:

Шпонка 20 × 12 × 90 ГОСТ 23360–78

То же, исполнение 2

Шпонка 2 – 20 × 12 × 90 ГОСТ 23360–78

3.3. Механические свойства сталей, применяемых для изготовления зубчатых колес

Марка стали	Диаметр заготовки, мм	Предел прочности $\sigma_в$, МПа	Предел текучести $\sigma_т$, МПа	Твердость *HB* (средняя)	Термообработка
45	100–500	570	290	190	Нормализация
45	До 90 90–120 Св. 120	780 730 690	440 390 340	230 210 200	Улучшение
30ХГС	До 140 Св. 140	1020 930	840 740	260 250	
40Х	До 120 120–160 Св. 160	930 880 830	690 590 540	270 260 245	
40ХН	До 150 150–180 Св. 180	930 880 835	690 590 540	280 265 250	
40Л 45Л	–	520 540	290 310	160 180	Нормализация
35ГЛ 35ХГСЛ	–	590 790	340 590	190 220	Улучшение

Марка стали	Твердость *HRC*	Термообработка
30ХГС, 35ХМ, 40Х, 40ХН	45–55	Закалка
12ХН3А, 18Х2Н4МА, 20ХМ	50–63	Цементация, закалка
20ХГМ, 25ХГТ, 30ХГТ, 35Х	56–63	Нитроцементация
30Х2МЮА, 38Х2Ю, 40Х	56–63	Азотирование
40Х, 40ХН, 35ХМ	45–63	Поверхностная закалка с нагревом ТВЧ

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
$\frac{H7}{j_s6}$; $\frac{H7}{h6}$; $\frac{H7}{h7}$	Стаканы под подшипники качения в корпус; распорные втулки
$\frac{H7}{r6}$	Муфты при тяжелых ударных нагрузках
$\frac{H7}{j_s6}$; $\frac{H7}{h6}$	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

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.