



ДОНСКОЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ
УПРАВЛЕНИЕ ДИСТАНЦИОННОГО ОБУЧЕНИЯ И ПОВЫШЕНИЯ
КВАЛИФИКАЦИИ

Кафедра «Основы конструирования машин»

СПРАВОЧНИК

(зубчатых и червячных передач, ременных и цепных передач, шпоночных и шлицевых соединений, валов, муфт, подшипников) к выполнению практических занятий и курсовому проектированию по курсу «Детали машин», «Основы проектирования», «Конструкторская подготовка производств»

Авторы
Кушнарев В.И.,
Маньшина Е.Ю.,
Савостина Т.П.

Ростов-на-Дону,

2017

Аннотация

Справочное пособие к практическим занятиям и в курсовом проектировании по курсу «Детали машин», «Основы конструирования», «Конструкторская подготовка производств» предназначены для студентов, обучающихся на специальности 15.03.05 «Конструкторско-технологическое обеспечение машиностроительного производства» по профилю «Конструирование машин и оборудования» и всех технических специальностей изучающих данные предметы.

Авторы

к.т.н., доцент кафедры «Основы конструирования машин»

В.И. Кушнарев

старший преподаватель кафедры «Основы конструирования машин»

Е.Ю. Маньшина

ассистент кафедры «Основы конструирования машин»



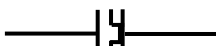


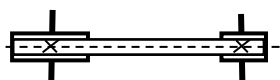
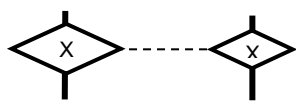
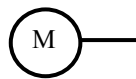
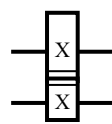
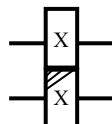
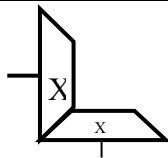
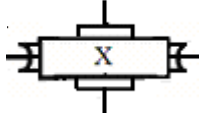
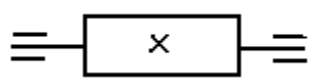
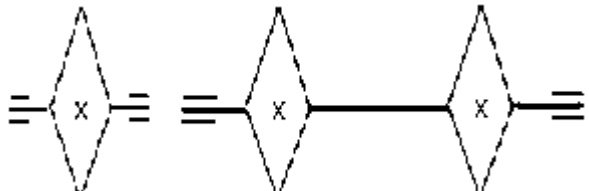
Савостина Т.П.



Оглавление

1. Кинематический и энергетический расчет привода	4
2. Расчет зубчатых передач	14
3. Справочник по расчету червячных передач	19
4. Справочник по расчету передач с гибкой связью	21
5. Расчет валов	25
6. Стандарты на соединения	31
7. Подшипники качения	34
8. Крышки подшипников	44
9. Выбор муфт	46
10. Оценка качества конструкции	58
11. Примеры выполнения рабочих чертежей деталей	58

1. Кинематический и энергетический расчет привода
Пр.1.1 Условные обозначения элементов машин в кинематических схемах (ГОСТ 2.770 – 68)

Наименование элемента	Условное обозначение	К.П.Д.
Вал		
Муфта с упругим элементом		0.95-0.996
Муфта кулачково-дисковая		0.97-0.99
Муфта зубчатая		0.98-0.99
Подшипник. Общее назначение		0,99
Клиноременная передача		0.94-0.95
Цепная передача		0.93-0.98
Электродвигатель		
Для закрытых передач принимать большие значения		
Цилиндрическая прямозубая передача		0.93-0.98
Цилиндрическая косозубая передача		0.93-0.98
Коническая зубчатая передача		0.88-0.96
Червячная передача		0.4-0.8
Рабочие (исполнительные) органы		
Барабан		
Звездочка		

Пр. 1.2

Рекомендуемые передаточные числа в зависимости от числа ступеней редуктора.

№	Редукторы и передачи	Редукторы и передачи		
		Одноступенчатые	Двухступенчатые	Трехступенчатые
1	Цилиндрический	2 – 6,3	8 – 40	31,5 – 180
2	Конический	1 – 6,3		
3	Коническо-цилиндрический	–	6,3 – 40	20 – 200
4	Червячный	8 – 80	63 – 4000	–
5	Клиноременная. Цепная, передачи	2,5 – 4		

Стандартный ряд передаточных чисел для зубчатых и червячных передач ГОСТ2185-66

U	Ряд	1	1,00	1,25	1,6	2,00	2,5	3,15	4,0	5,0	6,3	8,0	
		2	1,12	1,4	1,8	2,24	2,8	3,55	4,5	5,6	7,1	9,0	
U	Ряд	1	10,0	12,5	16	20,0	25	31,5	40	50	63	80	100
		2	11,2	14,0	18,0	22,4	28,0	35,5	45,0	56,0	71	90	

Пр.1.3

Методика распределение передаточных чисел привода по степеням передач.

- Для одноступенчатого редуктора и открытой передачи уточняется передаточное число одной из передач

$$U_2 = \frac{U_p}{U_1}; \text{ или } U_1 = \frac{U_p}{U_2};$$

- Для двухступенчатых редукторов:

а) цилиндрических:

$$\text{– первая ступень } U_1 = (1,2-1,25)\sqrt{U_p}; \quad \text{– вторая ступень } U_2 = \frac{U_p}{U_1};$$

б) коническо - цилиндрических:

$$\text{– первая ступень } U_1 = 0,9\sqrt{U_p}; \quad \text{– вторая ступень } U_2 = \frac{U_p}{U_1}.$$

Электродвигатели асинхронные закрытые обдуваемые по ГОСТ 19523-81

n = 750 об/мин							
№	Тип двигателя	Мощность, кВт	Частота вращ, об /мин	d, мм	$\frac{M_{пуск}}{M_{ном}}$	$\frac{M_{мах}}{M_{ном}}$	Махов, мом, ротора $GD^2, \text{кг}\cdot\text{м}^2$
1	4A80B8	0,55	700	22	1,6	1,7	$1,62\cdot 10^{-2}$
2	4A90LA8	0,75	700	24	1,6	1,88	$2,7\cdot 10^{-2}$
3	4A90LB8	1,1	700	24	1,6	1,88	$3,45\cdot 10^{-2}$
4	4A100L8	1,5	700	28	1,6	1,88	$5,2\cdot 10^{-2}$
5	4A112MA8	2,2	700	32	1,88	2,2	$7,0\cdot 10^{-2}$
6	4A112MB8	3	700	32	1,88	2,2	$10\cdot 10^{-2}$
7	4A132S8	4	720	38	1,88	2,59	$17\cdot 10^{-2}$
8	4A132M8	5,5	720	38	1,88	2,59	$23\cdot 10^{-2}$
9	4A160S8	7,5	730	48	1,38	2,2	$55\cdot 10^{-2}$
10	4A160M8	11	730	48	1,38	2,2	$72\cdot 10^{-2} 1,0$
11	4A180M8	15	730	55	1,2	2	1,0
12	4A200M8	18,5	735	60	1,2	2,2	1,6
13	4A200L8	22	730	60	1,2	2	1,81
14	4A225M8	30	735	65	1,29	2,09	2,95

Электродвигатели асинхронные закрытые обдуваемые по ГОСТ 19523-81

n = 1000 об/мин							
№	Тип двигателя	Мощность, кВт	Частота вращ, об / мин	d, мм	$\frac{M_{пуск}}{M_{ном}}$	$\frac{M_{мах}}{M_{ном}}$	Махов, мом, ротора $GD^2, \text{кг}\cdot\text{м}^2$
1	4A71B	0,55	900	19	2	2,2	$81\cdot 10^{-4}$
2	4A80A6	0,75	915	22	2	2,2	$1,85\cdot 10^{-2}$
3	4A80B6	1,1	920	22	2	2,2	$1,84\cdot 10^{-2}$
4	4A90L6	1,5	935	24	2	2,2	$2,94\cdot 10^{-2}$
5	4A100L6	2,2	950	28	2	2,2	$5,24\cdot 10^{-2}$
6	4A112MA6	3	955	32	2	2,5	$7\cdot 10^{-2}$
7	4A112MB6	4	950	32	2	2,5	$8\cdot 10^{-2}$
8	4A132S6	5,5	965	38	2	2,5	$16\cdot 10^{-2}$
9	4A132M6	7,5	970	38	2	2,5	$23\cdot 10^{-2}$
10	4A160S6	11	975	42	1,2	2	$55\cdot 10^{-2}$
11	4A160M6	15	975	42	1,2	2	$73\cdot 10^{-2}$
12	4A180M6	18,5	975	48	1,2	2	$88\cdot 10^{-2}$
13	4A200M6	22	975	48	1,29	2,4	1,6
14	4A200L6	30	980	55	1,1	2,4	1,81

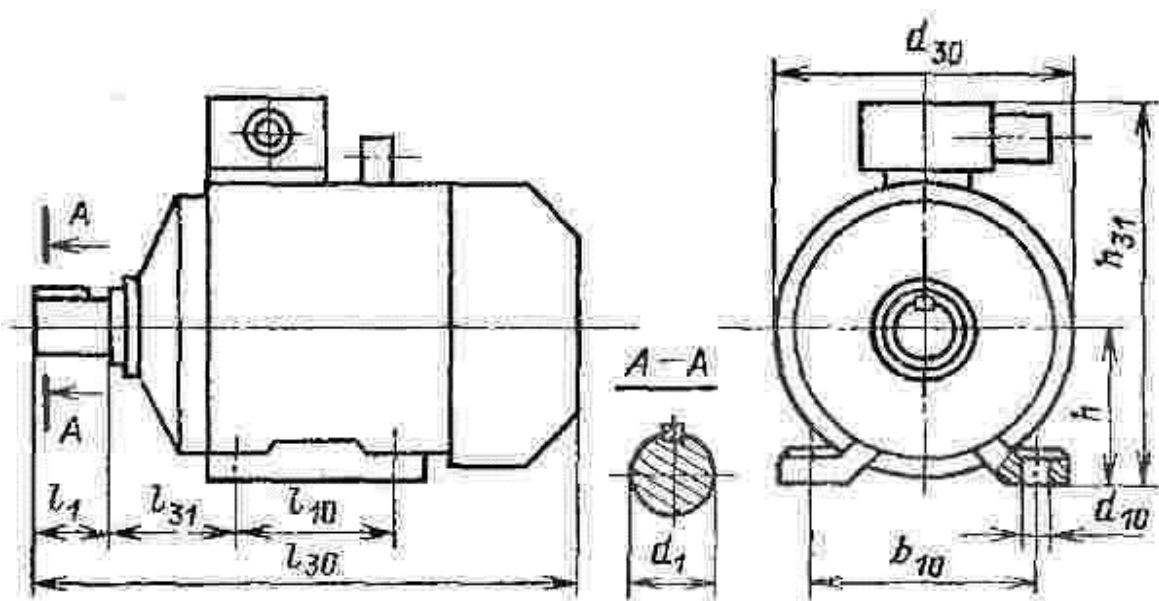
Электродвигатели асинхронные закрытые обдуваемые по ГОСТ 19523-81

n = 1500 об/мин							
№	Тип двигателя	Мощность, кВт	Частота вращ., об/мин	d, мм	$\frac{M_{пуск}}{M_{ном}}$	$\frac{M_{мах}}{M_{ном}}$	Махов, мом, ротора $GD^2, кг \cdot м^2$
1	4A71A4	0,55	1390	19	2	2,2	$52 \cdot 10^{-4}$
2	4A71B4	0,75	1390	19	2	2,2	$57 \cdot 10^{-4}$
3	4A80A4	1,1	1420	22	2	2,2	$1,29 \cdot 10^{-2}$
4	4A80B4	1,5	1415	22	2	2,2	$1,33 \cdot 10^{-2}$
5	4A90L4	2,2	1425	24	2,08	2,4	$2,24 \cdot 10^{-2}$
6	4A100S4	3	1435	28	2	2,4	$3,47 \cdot 10^{-2}$
7	4A100L4	4	1430	28	2	2,4	$4,5 \cdot 10^{-2}$
8	4A112M4	5,5	1445	32	2	2,2	$7,0 \cdot 10^{-2}$
9	4A132S4	7,5	1455	38	2,2	3	0,11
10	4A132M4	11	1460	38	2,2	3	0,16
11	4A160S4	15	1465	42	1,38	2,28	0,41
12	4A160M4	18,5	1465	42	1,38	2,28	0,51
13	4A180S4	22	1470	48	1,38	2,28	0,76
14	4A180M4	30	1470	48	1,39	2,29	0,93

Электродвигатели асинхронные закрытые обдуваемые по ГОСТ 19523-81

n = 3000 об/мин							
№	Тип двигателя	Мощность, кВт	Частота вращ., об/мин	d, мм	$\frac{M_{пуск}}{M_{ном}}$	$\frac{M_{мах}}{M_{ном}}$	Махов, мом, ротора $GD^2, кг \cdot м^2$
1	4A63B2	0,55	2740	14	2,0	2,2	$36 \cdot 10^{-4}$
2	4A71A2	0,75	2840	19	2	2	$39 \cdot 10^{-4}$
3	4A71B2	1,1	2810	19	2	2,2	$42 \cdot 10^{-4}$
4	4A80A2	1,5	2850	22	2,08	2,58	$73 \cdot 10^{-4}$
5	4A80B2	2,2	2850	22	2,08	2,58	$85 \cdot 10^{-4}$
6	4A90L2	3	2840	24	2,08	2,5	$1,41 \cdot 10^{-2}$
7	4A100S2	4	2880	28	2	2,5	$2,37 \cdot 10^{-2}$
8	4A100L2	5,5	2880	28	2	2,5	0,03
9	4A112M2	7,5	2900	32	2	2,78	0,04
10	4A132M2	11	2900	38	1,7	2,78	0,09
11	4A160S2	15	2940	42	1,38	2,2	0,19
12	4A160M2	18,5	2940	42	1,38	2,2	0,21
13	4A180S2	22	2945	48	1,38	2,5	0,28
14	4A180M2	30	2945	48	1,38	2,5	0,34

Электродвигатели 4А, 4АМ - габаритно-присоединительные размеры



Марка двигателя		Установочные и присоединительные размеры, мм										Масса, кг						
		l30	h31	d30	l1	l10	l31	d1	d10	b10	h							
4AA50	4AAM50	176	142	112	20	63	32	9	5,8	80	50	3,3/3						
4AA56	4AAM56	194	152	128	23	71	36	11	5,8	90	56	4,5/4,3						
4AA63	4AAM63	216	164	138	30	80	40	14	7	100	63	6,3/6,1						
4A 71	4AM 71	285	201	170	40	90	45	19	7	112	71	15,1/14						
4A 80A	4AM 80A	300	218	186	50	100	50	22	10	125	80	17,5/17,1						
4A 80B	4AM 80B	320										20/19,5						
4A 90L	4AM 90L	350	243	208								125	56	24	140	90	28,7/25,3	
4A 100S	4AM 100S	365	265	235	60	112	63	28	12	160	100	36/34,6						
4A 100L	4AM 100L	395	280			140						42/40,5						
4A 112M	4AM 112M	452	310	260/247	80	140	70	32	12	190	112	56/54						
4A 132S	4AM 132S	480	350	302/247								89	38	216	132	77/72		
4A 132M	4AM 132M	530		302/290												93/90		
4A 160S	4AM 160S	624/637	430	358	110	178	108	42	15	254	160	130						
													48	135				
4A 160M	4AM 160M	667/680				210						42		48				145
4A 180S	4AM 180S	662	470	410	110	203	121	48	15	279	180	165						
															55	175		
4A 180M	4AM 180M	702/662				241						48					185	
		702/662																
4A 200M	4AM 200M	760/715	535	450	140	267	133	60	19	318	200	255/250						
		790/745												55	270			
4A 200L	4AM 200L	800/760				110						305		60				
		830/790	140															
4A 225M	4AM 225M	810	575	494	140	311	149	55	24	356	225	355/350						
		840/810												65	355			
4A 250S	4AM 250S	915	640	554									168	75		406	250	470
		915/855								490								

Основы конструирования машин

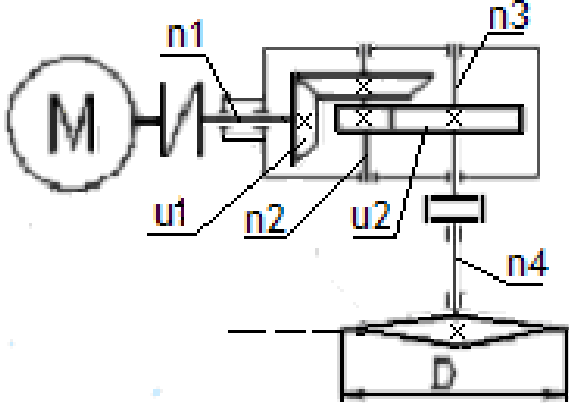
4A 250M	4AM 250M	955			349		65				510
							75				535
4A 280S	4AM 280S	1140	700	660	140	368	70	24	457	280	785
		1170			170		80				
4A 280M	4AM 280M	1180			140	419	70				835
		1210			170		80				
4A 315S	4AM 315S	1225	765	690	140	406	75	28	508	315	875
		1255			170		90				
4A 315M	4AM 315M	1285		710	140	457	75				1100
		1315			170		90				
4A 355S	4AM 355S	1350	855	795	170	500	85		610	355	1355
		1400			210		100				
4A 355M	4AM 355M	1410			170	254	85				1570
		1450			210		100				

Набор кинематических схем

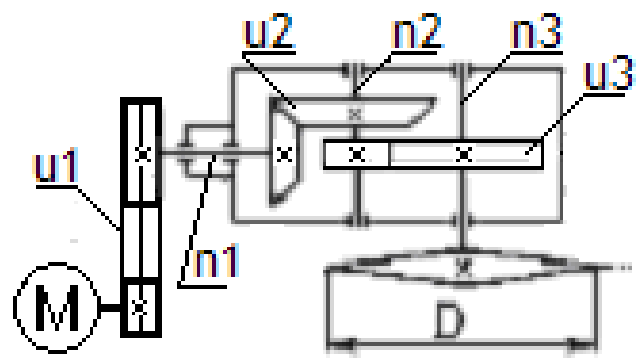
<p>№1</p>	<p>№1</p>
<p>№2</p>	<p>№2</p>
<p>№3</p>	<p>№3</p>

<p>№4</p>	<p>№4</p>
<p>№5</p>	<p>№5</p>
<p>№6</p>	<p>№:</p>

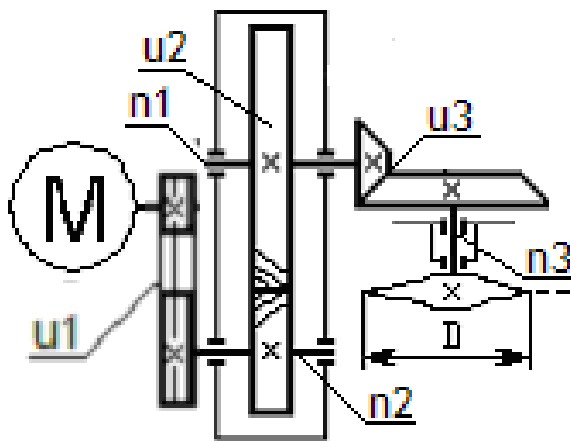
№7



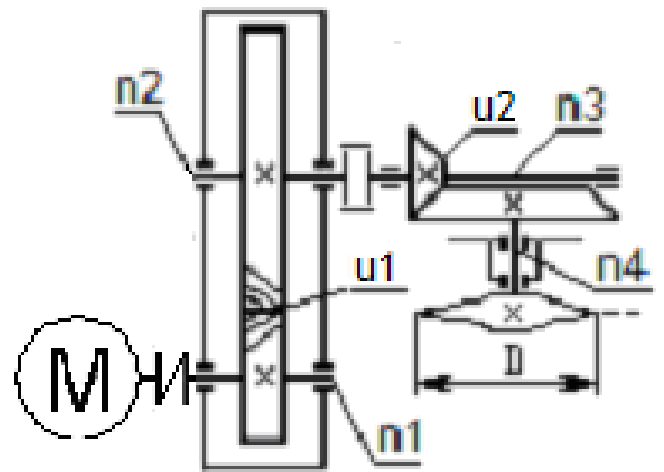
№7



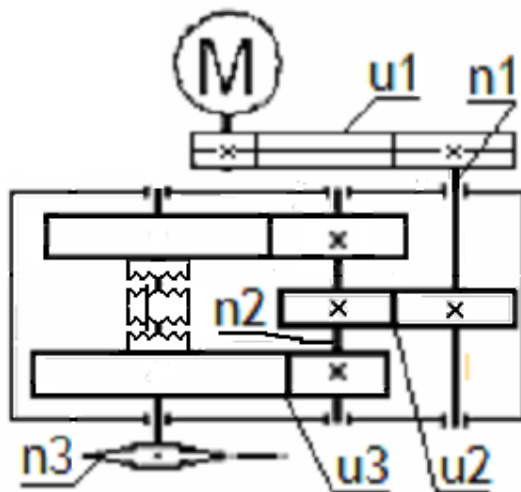
№8



№8



№9



№9

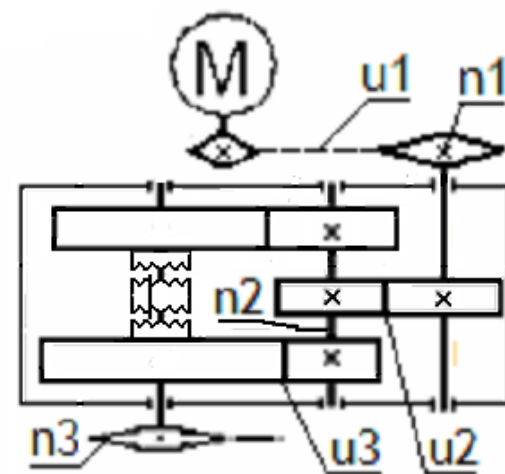


Таблица данных для оценки качества привода Пр.1.6

Вид передачи	U одной ступени	К.П.Д. одной ступени	Относительный габарит Го			Относительная масса G ₀			Относительная стоимость, Сто		Относительная масса двигателя G _d	Относительная стоимость двигателя G _{md}
			При числе ступеней									
			1	2		1	2		1	2		
Зубчатая цилиндрическая	До 6-10	0,93-0,98	1,0	1,6-1,5	1,0	0,85	1,0	0,55-0,7				
Зубчатая коническая	До 5	0,88-0,92	2,0	-	1,2-1,0	-	1,7-2,2	-				
Коническо-цилиндрическая	До 30	Переменн. п1·п2	-	2,8-3,2	-	0,82	-	1,8-1,0				
Клиноременная	До 6	0,94-0,95	5-4	-	0,4-0,5	-	0,3-0,2	-				
Цепная	До 8	0,92-0,96	1,0-1,6	-	0,25	-	0,35-0,2	-				
Подшипники качения		0,99-0,995										
Подшипники скольжения		0,93-0,99										
Муфты упругие		0,99-0,995										
Муфты зубчатые		0,99										

Эл Двиг. GD1	Цены на электродвигатели мощностью N кВт												
	G _{md} i												
	G _{md} 1												
Синхронная частота вращения φб./ мин	0,75 кВт	1,1 кВт	2,2 кВт	3,0 кВт	4,0 кВт	5,5 кВт	7,5 кВт	11,0 кВт	22,0 кВт	4A100L	4A112M	4A132S	4A160M
R750	6070	6525	10010	10010	12484	14608	20856	23120	45070	4A100S	4A112M	4A132S	4A160S
1000	4354	4588	7539	10418	10418	12138	13615	19200	37390	4A90L	4A100L	4A132M	4A160S
1500	3938	4354	5342	6915	7370	9748	11338	13213	26530	20,4	28,7	93	135
3000	3797	3938	4586	5342	6915	7370	9484	12576	26350	36	42	77	160

2. Расчет зубчатых передач

Пр. 2.1. Выбор материалов и расчет допускаемых напряжений для цилиндрических и конических зубчатых передач

Рекомендации по выбору материалов

Затраты на материалы составляют значительную часть стоимости машины. Эта часть достигает 80% в редукторах общего назначения. В связи с этим при выборе материалов и термообработки имеет значение анализ зависимостей, связывающих допускаемые напряжения с массой рассчитываемой детали или узла.

Вопросы решаются в результате проектирования нескольких вариантов привода путем выбора оптимального варианта по результатам оценки стоимости редуктора, а также соотношения массы редуктора и крутящего момента выходного вала.

Ориентировочно материалы можно выбирать в зависимости от передаваемой мощности, степени точности зубчатой передачи и вида производства.

Проектируемый привод относится к индивидуальному и мелкосерийному производству, содержащему мало- и средненагруженные передачи. Для снижения стоимости редуктора для всех передач принимаем один и тот же материал.

Материалы, используемые для производства зубчатых колес, условно делятся на две группы: *прирабатываемые* и *неприрабатывающиеся*.

I группа $H < 350HB$ – прирабатываемые

В нем используется упрощенная технология изготовления зубчатых колес из сталей первой группы, имеющих твердость $H < 350HB$, получаемую нормализацией или улучшением. Такие передачи в процессе работы прирабатываются, что ведет к снижению нагрузок в зацеплении зубьев. Для компенсации повышенного по сравнению с колесом числа циклов нагружения шестерни, ее твердость - H_1 назначается больше твердости колеса H_2 из условия :

$$H_1 = H_2 + (20 - 50)HB$$

II группа $H > 350HB$ – неприрабатывающиеся.

Их твердость измеряется в единицах Роквелла – $1HRC \approx 10 HB$.

Нарезание зубьев производится до окончательной термообработки, которой может быть объемная или поверхностная закалка, цементация, азотирование и др. Точности изготовления передачи достигают шлифованием или обкаткой зубьев.

Передачу считают неприрабатывающейся, если оба колеса закалены, или окружная скорость в зацеплении $V_t > 15$ м/сек.

Выбор материала зависит также от способа получения заготовки шестерни и колеса. Колеса диаметром до 600мм изготавливаются кованными или штампованными, а больших диаметров – бандажированными или литыми.

Схема расчетов выбора материалов и расчета допускаемых напряжений общая для цилиндрических и конических передач

Термообработку шестерни и колеса назначаем в соответствии с приведенными ниже рекомендациями

Пр.2.1.1 Характеристика материалов зубчатых колес ГОСТ 1050-74

Марка стали	Размеры, мм		Твердость		Предел прочности σ_B , МПа	Предел текучести σ_T , МПа	Термообработка
	Диаметр $D_{пред}$	Сечение $S_{пред}$	Сердцевины HB	Поверхности HRC			
45	125 80	80 50	HB 170...217 HB 192...240	HRC45...55	600 750 590	360 540 330	Нормализация Улучшение Закалка пов- сти
50	125 80	80 50	HB 179...228 HB 258...310		640 700...800	350 530	Нормализация Улучшение
40X	200 125 125	125 80 80	HB 200...230 HB 215...285	HRC45...50	690...980 730...980 850	440...790 490...690 750	Нормализация Улучшение Улучшение и закалка ТВЧ
45XЦ	315 200 200	200 125 125	HB 235...262 HB 269...302	HRC50...56	850 1600	660 780 780	Улучшение Улучшение Улучшение и закалка ТВЧ
40XН 35XM	315 200 200	200 125 125	HB 220...250 HB 235...292	HRC51...57	740...980 790...980 790	550...790 540...690 490	Нормализация Улучшение Закалка поверхности
35XM	200	125	HB 241	HRC 45...53	900 1600	800 1400	Улучшение Закалка
35XГСА	200	125	HB 235	HRC 46...53	760 1700	500 1350	Улучшение Закалка
20X 20XНМ 18XГТ 12XН3А 25XГНМ	200	125	HB 300...400	HRC 56...63	650 920	400 700	Улучшение цементация и закалка
45Л	> 600		HB 160		550	320	Нормализация
35XMЛ	> 600		HB 200		700	550	Нормализация

В зависимости от условий эксплуатации и требований к габаритным размерам передачи применяют следующие материалы и варианты термической обработки (Т.О.):

- I** – марки сталей, одинаковые для колеса и шестерни: 45, 50, 40X, 35ХМ, 45ХЦ. Т.О. колеса — улучшение. HB235. . .262. Т.О. шестерни — улучшение. HB269, . .302;
- II** – марки сталей, одинаковые для колеса и шестерни: 40X, 40ХН, 35ХМ, 35ХГСА и 45ХЦ. Т.О. колеса—улучшение. HB269.. .302. Т.О. шестерни – улучшение и закалка ТВЧ. HRC45. . .50, 48. . .53, 50. . .56 (зависит от марки стали);
- III** – марки сталей, одинаковые для колеса и шестерни: 40X, 40ХН, 35ХМ. 35ХГСА и 45ХЦ. Т.О. колеса и шестерни — улучшение и закалка ТВЧ. HRC45. . .50, 48. . .53 или 50. . .56 (зависит от марки стали);
- IV** – марки сталей для колеса: 40X, 40ХН, 35ХМ и 45ХЦ. Т.О. - улучшение и закалка ТВЧ. HRC45. . .50, 48. . .53 или 50. . . (зависит от марки стали):
Марки сталей для шестерни: 20X, 20ХНМ, 18ХГТ, 12ХНЗА, 25ХГНМ.
Т.О. шестерни – улучшение, цементация и закалка. HRC56... 63;
- V** – марки сталей, одинаковые для колеса и шестерни:
20X, 20ХНМ, 18ХГТ, 12ХНЗА, 25ХГНМ.
Т.О. колеса и шестерни одинаковые - улучшение, цементация и закалка. HRC56....63.

Применяют также нитроцементацию и азотирование, при которых образуется тонкий поверхностный упрочненный слой. Зубья колес после такой химико-термической обработки незначительно искажают геометрическую форму и не требуют шлифования.

Чем выше твердость рабочей поверхности зубьев, тем выше допускаемые контактные напряжения и тем меньше размеры передачи. Поэтому для редукторов, к размерам которых не предъявляют высоких требований, следует применять дешевые марки стали типа 45 и 40X с термообработкой по варианту I или II.

Использование для зубчатых колес сталей, подвергаемых нормализации или улучшению, может быть оправдано в основном только в индивидуальном производстве, так как при этом мала твердость активных поверхностей зубьев и масса почти в три–четыре раза больше, чем колес с цементованными зубьями.

Увеличением твердости поверхностей до HRC60 масса деталей может быть снижена в шесть и более раз. Однако такой способ снижения массы зубчатой передачи происходит за счет уменьшения ее модуля, что может себя не оправдать при проверке работоспособности передачи по напряжениям изгиба и противоречить условию равнопрочности зуба. Снижения нагрузок, обусловленных неточностью изготовления, монтажа и деформациями деталей получают выбором ширины зубчатого зацепления, который в дальнейшем учитывается коэффициентом ширины зубьев ψ_{ba} .

Схема расчетов выбора материалов и расчета допускаемых напряжений общая для цилиндрических и конических передач

Пр.2.2. Расчет цилиндрических и конических зубчатых передач.

 Пр. 2.2.1 Назначение коэффициентов $K_{H\alpha}$, $K_{F\alpha}$, Ψ_{ba} , k_{β}

Коэффициент распределения нагрузки между зубьями Пр. 2.2.1

Окружная скорость - $V_{м/с}$	Степень точности	$K_{H\alpha}$	$K_{F\alpha}$
До 5	7	1,03	1,07
	8	1,07	1,22
	9	1,13	1,35
Св. 5 до 10	7	1,05	1,2
	8	1,10	1,3
Св. 10 до 15	7	1,08	1,25
	8	1,15	1,40

Пр. 2.2.2

Коэффициент Ψ_{ba} принимают в зависимости от положения колес относительно опор:

для колес из улучшенных сталей

а) при несимметричном расположении $\Psi_{ba} = 0,315...0,4;$

б) при симметричном расположении колес $\Psi_{ba} = 0,40...0,50;$

для зубчатых колес из закаленных сталей $\Psi_{ba} = 0,25...0,315;$

для консольно-расположенных одного или обоих колес

$$\Psi_{ba} = 0,20...0,25$$

для передвижных зубчатых колес коробок скоростей

$$\Psi_{ba} = 0,1...0,2.$$

Меньшие значения принимают для передач с твердостью зубьев колеса \geq HRC 45.

Коэффициент Ψ_{ba} в зависимости от условий работы принимают одинаковым:

Стандартные значения коэффициента Ψ_{ba} : 0,100; 0,125; 0,160; 0,200; 0,250; 0,315; 0,400; 0,500; 0,630; 0,800; 1,00.

Пр. 2.2.3.

Коэффициент неравномерности распределения нагрузки по ширине венца
– k_{β}

Параметр Ψ_{bd}	Расположение шестерни относительно опор					
	Симметричное		Несимметричное		Консольное	
	H<350HB	H>350HB	H<350HB	H>350HB	H<350HB	H>350HB
0,2	-	-	-	1,06	1,08	1,16
0,4	-	1,03	1,12	1,14	1,17	1,36
0,6	-	1,05	1,17	1,22	1,27	1,58
0,81	1,05	1,08	1,24	-	-	-
1,0	1,08	1,13	1,30	-	-	-
1,2	1,10	-	-	-	-	-
1,4	1,13	-	-	-	-	-

Предел контактной выносливости .

Пр. 2.2.4

Термическая обработка	Твердость Поверхности, Н	$\sigma_{H\ limb}^o$, МПа	S_H
Нормализация или улучшение	До 350 HB	2HB + 70	1,1
Объемная закалка	40 ... 50 HRC	17HRC + 100	1,1
Поверхностная закалка	40 ... 56 HRC	17HRC + 200	1,2

Предел выносливости по напряжениям изгиба.

Пр. 2.2.5

Термическая обработка	Твердость Поверхности, Н	σ_{Flimb}^o , МПа	S_F при вероятности неразрушения 0,99 для заготовки	
			Поковка	Литье
Нормализация Или улучшение	180 ...350 HB	1,8·HB	1,75	2,28
Объемная закалка	40 ...55 HRC	600	1,75	2,28
Поверхностная закалка	45 ... 55 HRC	550	1,85	2,4

Стандартные модули по ГОСТ9563-60, мм

Пр. 2.2.6

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

2 – й ряд: 1,375; 1,75; 2,25; 2,75; 3,5; 4,5; 5,5; 7; 9; 11.

Стандарт на межосевые расстояния.

Пр.2.2.7

Для нестандартных редукторов: $a_w = 40 \dots 80; 85; 90; 95; 100; 105; 110; 120; 125; 130$, далее через 10 до 260 и через 20 до 420.

Для стандартных редукторов a_w ;

1 – й ряд – 40, 50, 63, 80, 100, 125, 160, 200, 250, 315, 400 ...

2 – й ряд – 140, 180, 225, 280, 355, 450 ...

Пр.2.2.8 Коэффициент формы зуба

Z1 или Z2	17	18	19	20	21	22	24	25	28	30
YF	4,26	4,2	4,11	4,08	4,01	4,00	3,92	3,9	3,82	3,8

Z1 или Z2	32	37	40	45	50	60	80	100	>100
YF	3,78	3,71	3,7	3,68	3,65	3,62	3,61	3,61	3,6

3. Справочник по расчету червячных передач
Пр.3.1. Материалы, применяемые для червячных передач

Группа материалов	Скорость скольжения $V_{ск}$, м/с	Червячное колесо			Червяк	
		Материал	σ_B	σ_T	Марка стали	Твердость
			МПа			
I	>10	БрОФ 10-1 БрОНФ 10-1-1	240 290	160 170	20Х 30ХГС 20ХНЗА 20ХНЗА	HRC 50–60
	4 – 10	БрОЦС 6-6-3 БрОЦС 5-5-5	180 220	90 90	45 40ХН 20Х 20ХНЗ	HRC 45–50
II	< 4	БрАЖ 9-4 БрАЖН 10-4-4 БрАМц 10-2	450 600 500	200 200 240	40ХН 30ХГН 20ХГР 20ХНЗА 38ХГН 30ХГС	HRC 45–50
III	< 2	СЧ12 СЧ15 СЧ18	$\sigma_{би}=280$ $\sigma_{би}=315$ $\sigma_{би}=355$		45 40ХН 38ХГН	HRC 50–60

Пр.3.2. Предел контактной выносливости

Червяк	Червячное колесо	
	Оловянистые бронзы БрОФ-10-1; БрОНФ	Малооловянистые бронзы БрОЦС 6-6-3; БрОЦС 5-5-5
Стальной с твердостью витков $HRC < 45$ и шероховатостью поверхности $R_a = 1,25$	$\sigma_{Hlimb} = 0,64\sigma_b$	$\sigma_{Hlimb} = 0,48\sigma_b$
Стальной с твердостью витков $HRC \geq 45$ и шлифованной поверхностью.	$\sigma_{Hlimb} = 0,8\sigma_b$	$\sigma_{Hlimb} = 0,6\sigma_b$

Пр.3.3.

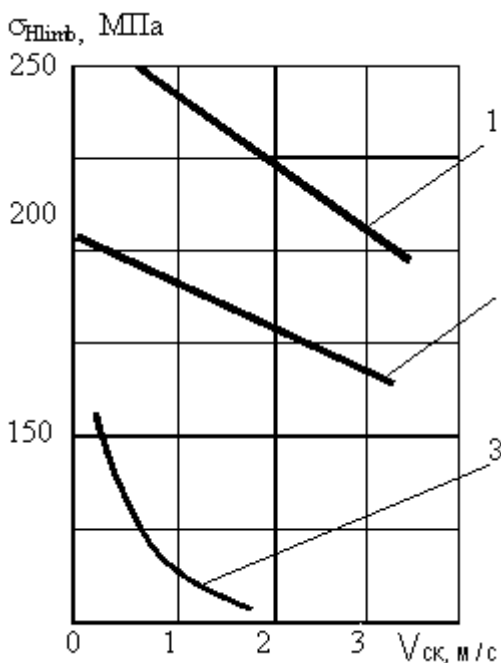


Рис. 1. Предел контактной выносливости σ_{Hlimb} для безоловянистых бронз типа БрАЖ :

- 1 – для шлифованного червяка при $HRC \geq 45$;
- 2 – для червяка с параметром шероховатости $R_a = 1,25$ при $HRC < 45$.
- 3 – для колеса из серого чугуна при стальном цементированном или закаленном червяке.

Таблица 3.

Сочетание модулей m_x и коэффициентов диаметров q при $Z_1 = 1; 2; 4$.

Пр.3.4.

m_x , мм	q	m_x , мм	q
2,00	8,0; (12,5); 15,5; 16,0; 20,0	6,30	8,0; 10,0; 12,5; 14,0; 16,0; 20,0
2,50	8,0; 10,0; (12,5); 15,5; 16,0; 20,0	(7,00)	(12,0)
(3,00)	(10,0); (12,0)	8,00	8,0; 10,0; 12,5; 16,0; 20,0
3,15	8,0; 10,0; 12,5; 16,0; 20,0	10,00	8,0; 10,0; 12,5; 16,0; 20,0
(3,50)	(10,0); 12,0*; 14,0*; (14,0)	(12,00)	10,0**; (10,0)
4,00	8,0; (9,0); 10,0; 12,0*; (12,0); 12,5; 16,0; 20,0	(12,50)	8,0; 10,0; 12,5; 16,0; 20,0
5,00	8,0; 10,0; 12,5; 16,0; 20,0	16,00	8,0; 10,0; 12,5; 16,0
(6,00)	(9,0); (10,0)	20,00	8,0; 10,0

Примечание: Значения не заключенные в скобки являются предпочтительными

* – только при $Z_1 = 1$;

** – только при $Z_1 = 1$ и $Z_1 = 2$.

Пр.3.5. Коэффициент динамичности нагрузки K_v

Степень точности	Скорость скольжения $V_{ск}$, м/с					
	до1,5	1,5–3	3–7,5	7,5–12	12–16	16–25
6	–	–	1	1,1	1,3	1,5
7	1	1	1,1	1,2	–	–
8	1,15	1,25	1,4	–	–	–
9	1,25	–	–	–	–	–

Пр.3.6. Экспериментальные значения приведенного угла трения ρ'

Скорость скольжения $V_{ск}$, м/с		0,5	1,0	1,5	2,0	2,5	3	4	7	10	15
ρ'	Бр ОЦС БрОФ	3°10'	2°30'	2°20'	2°00'	1°40'	1°30'	1°20'	1°00'	0°55'	0°50'
	БрАЖ(Н) БрАМЦ	3°40'	3°10'	2°50'	2°30'	2°20'	2°00'	1°40'	1°30'	1°20'	1°10'

Пр.3.7. Номинальные передаточные числа червячных передач по ГОСТ 19672-74.

1-й ряд: 8; 10; 12,5; 16; 20; 25; 31,5; 40; 50; 63; 80.

2-й ряд: 9; 11,2; 14; 18; 22,4; 28; 33,5; 45; 56; 71.

(1-й ряд следует предпочитать второму)

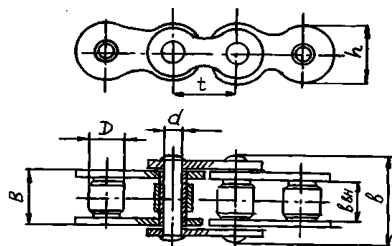
4. Справочник по расчету передач с гибкой связью
Пр. 4.1. Расчет цепной передачи

Пр.4.1.1. Значения коэффициентов при расчете цепи по износостойкости шарниров

Коэффициент	Условия работы	Значения
Динамичности k_1	Спокойная нагрузка	1,0
	Толчкообразная или переменная нагрузка	1,5
Способа смазки k_2	Смазка непрерывная	0,8
	капельная	1,0
	периодическая	1,5
Наклона линии центров к горизонту k_3	$<60^\circ$	1,0
	$>60^\circ$	1,5
Режима работы k_4	Работа односменная	1,0
	двухсменная	1,25
	непрерывная	1,5
Способа регулирования натяжения цепи k_5	При подвижных опорах	1,0
	При оттяжных звездочках	1,1
	При отжимном ролике	1,25

Пр.4.1.2. Допускаемое давление для роликов цепи

n , об/мин	50	200	400	600	800	1000	1200	1600
$[P]$, МПа	34,3	29,4	25,7	22,9	20,6	18,6	17,2	14,7



Обозначение цепей	t	b_{6H}	D	d	h	B	b	Разруш. нагрузка, Н
Пр-12,7-900-2	12,7	3,3	7,75	3,66	10,0	5,8	11,7	9000
Пр-12,7-1820-1	12,7	5,4	8,51	4,45	11,81	8,9	18,2	18200
Пр-12,7-1820-2	12,7	7,75	8,51	4,45	11,81	11,3	20,9	18200
Пр-15,875-2270-1	15,87 5	6,48	10,16	5,08	14,8	10,11	20,1	22700
Пр-15,875-2270-2	15,87 5	9,65	10,16	5,08	14,8	13,28	23,7	22700
Пр-19,05-3180	19,05	12,7	11,91	5,96	18,08	17,75	30,6	31800
Пр-25,4-6000	25,4	15,88	15,88	7,95	24,13	22,61	38,5	60000
Пр-31,75-8850	31,75	19,05	19,05	9,55	30,18	27,46	46,0	88500
Пр-38,1-1270	38,1	25,4	22,23	11,12	36,1	35,46	56,9	12700 0
Пр-44,45-17240	44,45	25,4	25,4	12,72	42,24	37,19	61,3	17200 0

 Пр.4.1.3. Допускаемое давление $[P]$ для роликов цепей, МПа

Частота вращения n_1 , об/мин	Шаг цепи t , мм			
	12,7; 15,875	19,05; 25,4	31,75; 38,1	44,45; 50,8
50	34,3	34,3	34,3	34,3
200	30,9	29,4	28,1	25,7
400	28,1	25,7	23,7	20,6
600	25,7	22,9	20,6	17,2
800	23,7	20,6	18,1	14,7
1000	22,0	18,6	16,3	
1200	20,6	17,2	14,7	
1600	18,1	14,7		
2000	16,3			
2400	14,7			
2800	13,4			

Пр.4.1.4. Допустимое число входов цепи в зацепление с обеими звездочками $[v]$

Шаг цепи t , мм	12,7	15,875	19,05	25,4	31,75	50,8
$[v]$	60	50	36	30	25	15

Пр. 4.2. Расчет клиноременной передачи

Пр.4.2.1. Рекомендуемые пределы моментов и минимально допустимые диаметры шкивов при выборе ремней

Сечение ремня	T_1 , Н·мм	d_{\min} , мм	Сечение ремня	T_1 , Н·мм	d_{\min} , мм
Клиновые нормального сечения			Клиновые узкие		
О	До $30 \cdot 10^3$	63	УО	До $150 \cdot 10^3$	63
А	$15 \cdot 10^3 \dots 60 \cdot 10^3$	90	УА	$90 \cdot 10^3 \dots 400 \cdot 10^3$	90
Б	$50 \cdot 10^3 \dots 150 \cdot 10^3$	125	УБ	$300 \cdot 10^3 \dots 2 \cdot 10^6$	140
В	$120 \cdot 10^3 \dots 600 \cdot 10^3$	200	УВ	Свыше $1,5 \cdot 10^6$	224
Г	$450 \cdot 10^3 \dots 2,4 \cdot 10^6$	355	Поликлиновые		
Д	$1,6 \cdot 10^6 \dots 6 \cdot 10^6$	500	К	до $40 \cdot 10^3$	40
Е	Свыше $4 \cdot 10^6$	800	Л	$18 \cdot 10^3 \dots 400 \cdot 10^3$	80
			М	Свыше $130 \cdot 10^3$	180

Пр.4.2.2. Стандартные диаметры шкивов

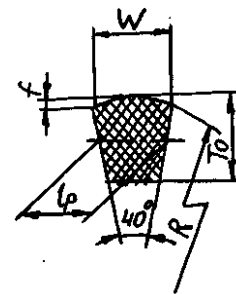
63,71, 80, 90, 100, 112, 125, 140, 160, 180, 200, 224, 250, 280, 315, 355, 400, 450, 500, 560, 630, 710, 800, 900, 1000, 1120, 1250, 1400, 1600, 1800, 2000, 2240, 2500, 2800, 3150, 3550, 4000, 4500, 5000

Пр.4.2.3.

Ряд расчетных длин ремней L_p , мм:

400;(425); 450(475); 500(530); 360(600); 630; (670); 710; (750); 800, (850); 900; (950); 1000; (1060); 1120(1180); 1250; (1320); 1400; (1500); 1600; (1700) 1800; (1900); 2000; (2120); 2240; (2360); 2500; (2650); 2800; (3000); 3150 (3350); 3550; (3750); 4000; (4250); 4500 (4750); 5000; (5300); 5600, (6000); 6300; (6700); 7100

Размеры в скобках использовать в технически обоснованных случаях


 Пр. 4.2.4. Коэффициент c_a

c_a	α°	c_a	α°	c_a	α°	c_a	α°
0,64	80	0,83	120	0,95	160	1,10	200
0,69	90	0,86	130	0,98	170	1,15	210
0,74	100	0,89	140	1,00	180	1,20	220
0,79	110	0,92	150	1,05	190		

Пр. 4.2.5. Коэффициент режима работы c_p

Характер нагрузки	Перегрузки при пуске, %	c_p
Спокойная	до 120	1,0
Умеренные колебания	до 150	0,9
Значительные колебания	до 200	0,8
Неравномерная ударная	до 300	0,7

Пр.4.2.6. Размеры приводных клиновых и поликлиновых ремней

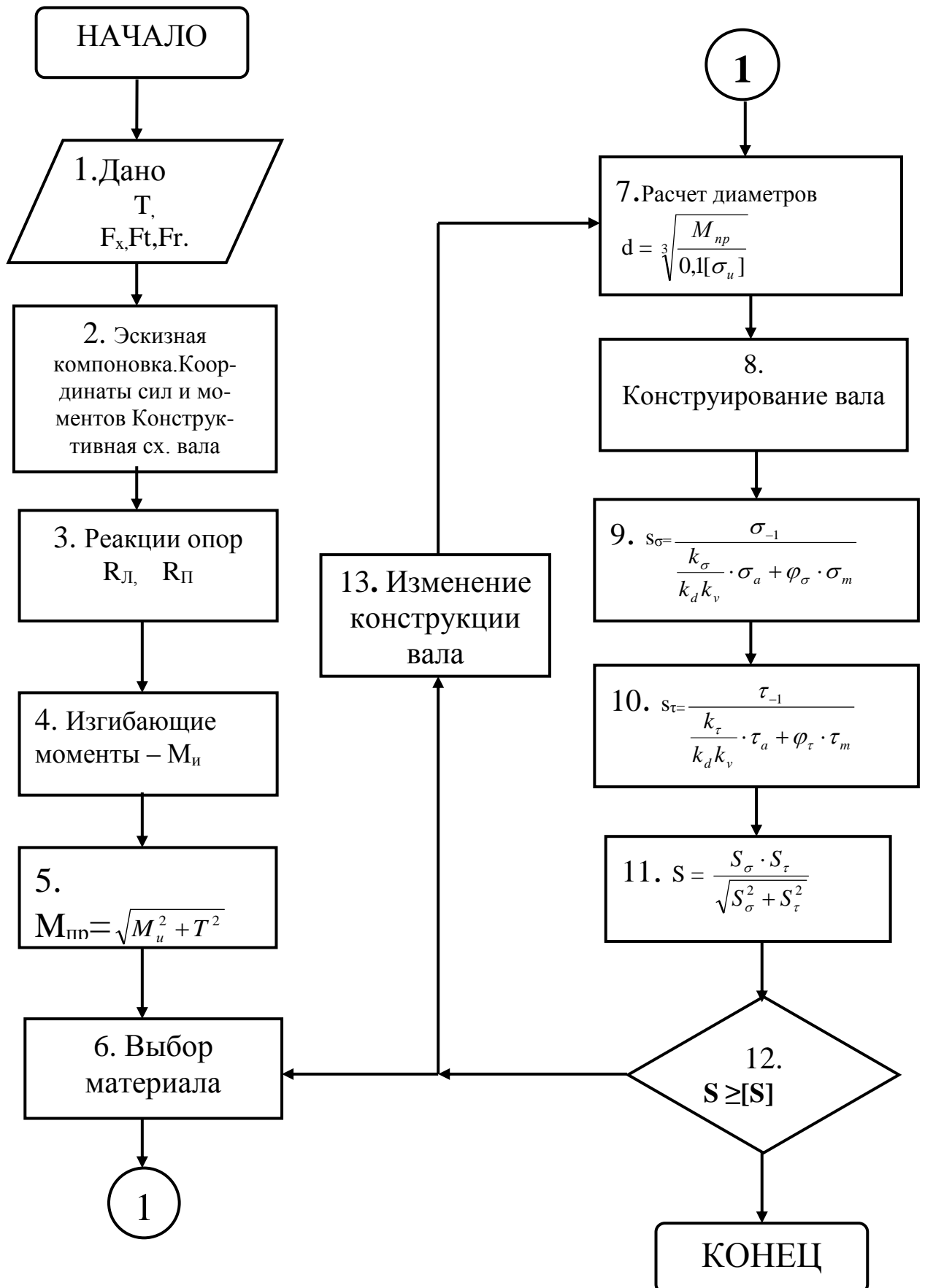
Параметры ремня	Тип ремня						
	Нормальное сечение						
	O(Z)	A(A)	Б(B)	В(C)	Г(D)	Д(Е)	Е
$A_1, A_{10}, \text{мм}^2$	47	81	138	230	476	692	1172
$b_h, \text{мм}$	8,5	11	14	19	27	32	42
$g, \text{кг/м}$	0,06	0,10	0,18	0,30	0,60	0,90	1,52
[z]	6	6	6	6	6	6	6
Параметры ремня	Тип ремня						
	Узкие				Поликлиновые		
	УO(S PZ)	УA(S PA)	УБ(S PB)	УВ(S PC)	К(J)	А(L)	М(K)
$A_1, A_{10}, \text{мм}^2$	56	95	158	278	54	291	954
$b_h, \text{мм}$	8,5	11	14	19	2,4	4,8	9,5
$g, \text{кг/м}$	0,07	0,12	0,2	0,37	0,09	0,45	1,6
[z]	6	6	12	12	36	20	20

 Пр. 4.2.7. k_U - коэффициент влияния передаточного числа,

U	k_U	U	k_U	U	k_U
1,02...1,05	1,02	1,16...1,2	1,07	1,51...2,0	1,12
1,06...1,1	1,04	1,21...1,3	1,09	2,1 и выше	1,14
1,11...1,15	1,06	1,31...1,5	1,11		

5. Расчет валов

Блок–схема алгоритма расчета валов



5.1 Выбор материала и расчет на статическую прочность

Основными материалами для валов служат углеродистые и легированные стали. При отсутствии термообработки в основном применяют стали Ст5, Ст6, 20. Для большинства валов применяют термически обработанные среднеуглеродистые и легированные стали 45, 40Х. Для тяжело нагруженных валов ответственных машин применяют легированные стали 40ХН, 20Х, 12ХНЗА, быстроходные валы на подшипниках скольжения 20Х, 18ХГТ.

Таблица 5.1.

Марка стали	Диаметр заготовки, мм, не более	Твердость НВ, не ниже	Механические характеристики сталей, МПа				
			σ_B	σ_T	τ_T	σ_{-1}	τ_{-1}
5	Любой	190	520	280	140	220	130
20	60	145	400	240	120	170	100
20Х	120	197	650	400	240	300	160
35	Любой	180	520	270	170	220	130
45	Любой 80	200	560	280	150	250	150
		270	900	650	390	380	230
40Х	Любой 120	200	730	500	280	320	200
		270	900	750	450	410	240
40ХН	Любой 200	240	820	650	390	360	210
		270	920	750	450	420	250
18ХГТ	60	330	1150	950	550	520	280
30ХГТ	Любой	270	950	750	450	450	260
12ХНЗА	120	260	950	700	490	420	210

5.2. Конструирование валов

По условию сборки вал должен иметь ступенчатую форму, обеспечивающую сборку деталей без повреждения поверхностей, через которые они проходят на посадочное место.

Ввиду наличия на посадочных поверхностях шпоночных пазов, полученные диаметры валов увеличиваем на 10% и округляем до ближайшего большего стандартного значения, мм, по ГОСТ 6636 - 69:

16,17,18,19,20,22,24,25,26,28,30,32,34,36,38,40,42,45,48,50,53,56,60,63,67,71,75,80,85,90,100,105,110,115,120,130,140,150,160,170,180,190,200,210,220,240,250 ...

При наличии на валу муфты, принимаем диаметр вала по отверстию муфты (ближайший больший).

5.3.1 Рекомендации по выбору шероховатости поверхностей вала, R_a мкм

Поверхности вала	Шероховатость при $d, \text{мм}$	
	От 10 до 80	Свыше 80
Под подшипники качения класса 0	1,25	2,5
Торцов заплечиков под подшипники качения	1,6	2,5
Под ступицы деталей передач	1,25	2,5
Под резиновые уплотнения при $V_{ск} < 3 \text{ м / с}$	0,63	Полировать
При $V > 3 \text{ м / с}$	0,32	Полировать
Цилиндрические поверхности нецентрирующие	3,2	3,2
Канавки, фаски, галтели, радиусы	6,3	6,3
Рабочие поверхности шпоночных пазов	3,2	3,2

5.3.2 Рекомендуемые посадки

Соединения	Посадки
Зубчатые и червячные колеса при тяжелых ударных нагрузках	H7/s6
Зубчатые и червячные колеса	H7/r6
Зубчатые колеса при частом демонтаже	H7/n6, H7/m6, H7/k6
Распорные втулки и стаканы под подшипники качения	H7/h6, H7/h7
Шкивы и звездочки	H7/j6, H7/h6,
Муфты	H7/n6, H7/m6, H7/k6
Муфты при тяжелых ударных нагрузках	H7/r6
Внутренние кольца подшипников качения	Отклонения вала k6, j6
То же, диаметром свыше 100 мм и тяжелых ударных нагрузках	Отклонения вала n6, m6
Венцы червячных колес со ступицей	H7/r6

5.4 Расчет вала на выносливость

(Справочник Пр 5.4, Таб. 5,1; 1– 6)

Расчет выполняют на основе чертежа конструкции вала и напряжений в зоне концентратора, они служат для определения расчетного коэффициента запаса прочности для опасного сечения вала.

Таблица 1
Значения K_σ и K_τ для валов в месте перехода с галтелью

h/r	r/d	K σ при σ_v , МПа				K τ при σ_v , МПа			
		500	700	900	1200	500	700	900	1200
1	0,01	1,35	1,4	1,45	1,5	1,3	1,3	1,3	1,3
	0,02	1,45	1,5	1,55	1,6	1,35	1,35	1,4	1,4
	0,03	1,65	1,7	1,8	1,9	1,4	1,45	1,45	1,5
	0,05	1,6	1,7	1,8	1,9	1,45	1,45	1,55	1,55
	0,1	1,45	1,35	1,65	1,8	1,4	1,4	1,45	1,5
2	0,01	1,55	1,6	1,65	1,7	1,4	1,4	1,45	1,45
	0,02	1,8	1,9	2,0	2,15	1,55	1,6	1,65	1,7
	0,03	1,8	1,95	2,05	2,25	1,55	1,6	1,65	1,7
	0,05	1,75	1,90	2,0	2,2	1,6	1,6	1,65	1,75
3	0,01	1,9	2,0	2,1	2,2	1,55	1,6	1,65	1,75
	0,02	1,95	2,0	2,2	2,4	1,6	1,7	1,75	1,85
	0,03	1,95	2,1	2,25	2,45	1,65	1,7	1,75	1,9
5	0,01	2,1	2,25	2,35	2,5	2,2	2,3	2,4	2,6
	0,02	2,15	2,3	2,45	2,65	2,1	2,15	2,25	2,4

Таблица 2

Значения коэффициентов ϵ_σ и ϵ_τ

Диаметр вала – d в зоне концентрации, мм	Углеродистые стали		Легированные стали	
	ϵ_σ	ϵ_τ	ϵ_σ	ϵ_τ
Свыше 20 до 30	0,91	0,89	0,83	0,89
30 до 40	0,88	0,81	0,77	0,81
40 до 50	0,84	0,78	0,73	0,78

Таблица 3

Формулы для определения осевого и полярного моментов сопротивления сечения

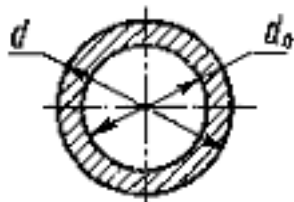
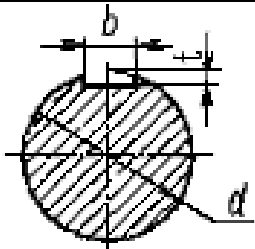
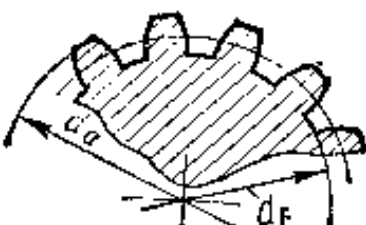
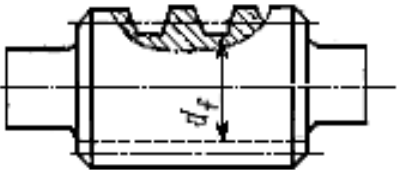
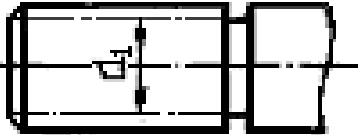
Сечение вала	W_o	W_p
Круглое сечение	$0,1d^3$	$0,2d^3$
	$0,1d^3(1- C^4)$	$0,2d^3(1- C^4)$
	$0,1d^3 - \frac{b \cdot t \cdot (d-t)^2}{2d}$	$0,2d^3 - \frac{b \cdot t \cdot (d-t)^2}{2d}$
	$\xi \cdot \pi \frac{d^3}{32}$ Серии: легкая $\xi=1,125$; средняя $\xi=1,205$; тяжелая $\xi=1,265$;	$\xi \cdot \pi \frac{d^3}{16}$ Серии: легкая $\xi=1,125$; средняя $\xi=1,205$; тяжелая $\xi=1,265$;
	$0,1 d_f^3$	$0,2 d_f^3$
	$0,1 d_1^3$	$0,2 d_1^3$
Примечание. $C = d_0/d$; d_f – минимальный диаметр вала (по галтели)		

Таблица 4

 Значения K_σ и K_τ для валов со шпоночными пазами

σ_B , МПа	K_σ при выполнении паза фрезой		K_τ
	пальцевой	дисковой	
500	1,60	1,4	1,4
700	1,90	1,55	1,7
900	2,15	1,70	2,05
1200	2,50	1,90	2,40

Таблица 5

 Значения K_σ и K_τ для шлицевых и резьбовых участков валов

σ_B , МПа	K_σ для участка вала		K_τ для шлица	
	шлицевого	резьбового	прямоугольного	эвольвентного
500	1,45	1,80	2,25	1,45
700	1,60	2,20	2,45	1,50
900	1,70	2,45	2,65	1,55
1200	1,75	2,90	2,80	1,60

Таблица 6

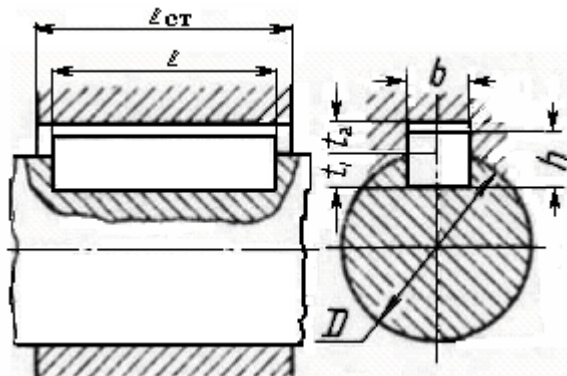
 Значения K_v при различных видах поверхностного упрочнения валов

Вид упрочнения	σ_B сердцевины, МПа	Для гладких валов	K_v	
			При K_σ	
			< 1,5	> 2,0
Закалка с нагревом ТВЧ (толщина слоя 0,9 ... 1,5 мм)	600 ... 800	1,5 ... 1,7	1,6 ... 1,7	2,4 ... 2,8
	800 ... 1000	1,3 ... 1,5		
Дробеструйный наклеп или накатка роликом	600 ... 1600	1,1 ... 1,3	1,5 ... 1,6	1,7 ... 2,0

6. Стандарты на соединения

6.1. Расчет шпоночного соединения Шпонки призматические.

Сечение шпонок и пазов, выдержка из ГОСТ23360-78



Диаметр вала, мм	Размеры сечения шпонки, мм		Глубина пазов, мм	
			Вал	Втулка
	b	h	t ₁	t ₂
Св 12 ... 17	5	5	3,0	2,3
17 ... 22	6	6	3,5	2,8
.... 22 ... 30	8	7	4,0	3,3
.... 30 ... 38	10	8	5,0	3,3
.... 38 ... 44	12	8	5,0	3,3
.... 44 ... 50	14	9	5,5	3,8
Св. 50 до 58	16	10	6,0	4,3
.... 58 ... 65	18	11	7,0	4,4
.... 65 ... 75	20	12	7,5	4,9
.... 75 ... 85	22	14	9,0	5,4
Св.85 до 95	25	14	9,0	5,4
.... 95 ... 110	28	16	10,0	6,4
.... 110 ... 130	32	18	11,0	7,4

$$\sigma_{см} = \frac{2T}{d \cdot \frac{h}{2} \cdot \ell_p}, \text{ МПа}$$

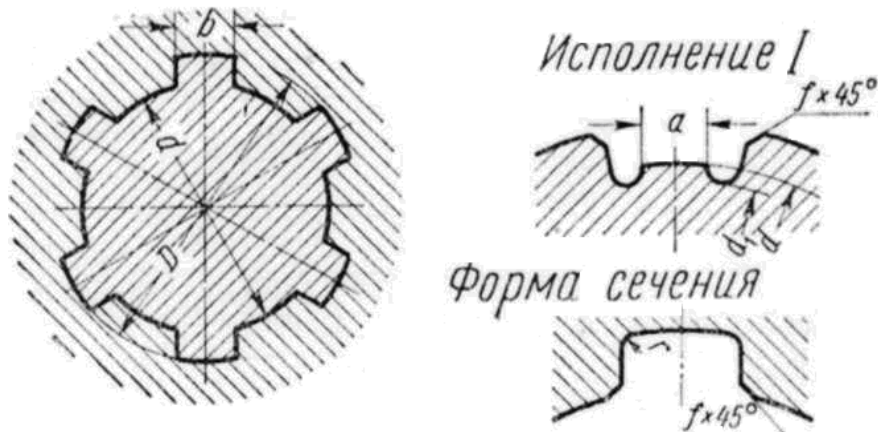
Пример условного обозначения:

Призматическая шпонка исполнения I с размерами $b=10\text{мм}$, $h=7\text{мм}$, $\ell=28\text{мм}$:

Шпонка 10x7x 28 ГОСТ23360-78

6.2. Расчет шлицевого соединения

Соединения зубчатые (шлицевые) прямобоочные по ГОСТ1139-80.



Номинальн ый размер z x d x D	b	d ₁	a	f		r не менее	Номинальн ый размер z x d x D	b	d ₁	a	f		r не менее			
				Номинальн ый размер	Применяемое						Номинальн ый размер	Применяемое				
<i>Соединения легкой серии</i>							8x 46 x54	9	42,7	—	0,5	+0,3	0,5			
6x23x26	6	22,1	3,54	0,3	+0,2	0,2	8 x 52 x60	10	48,7	2,44						
6 x26 x30	6	24,6	3,85			8 x 56 x65	10	52,2	2,5							
6x 28x32	7	26,7	4,03			8x 62x72	12	57,8	2,4							
8x 32x 36	6	30,4	2,71	0,4	+0,2	0,3	10x 72x82	12	67,4	—						
8x36x40	7	34,5	3,46				10 x82x 92	12	77,1	3,0						
8x42x46	8	40,4	5,03				10 x 92x107	14	87,3	1,5						
8x46x50	9	44,6	5,75				10 x102x112	16	96,7	6,3						
8x 52x58	10	49,7	4,89	0,5	+0,3	0,5	10 x112x125	18	106,3	4,4						
8 x 56x 62	10	53,6	6,38				<i>Соединения тяжелой серии</i>									
8x 62 x68	12	59,8	7,31				10 x 16x 20	2,5	14,3	—	0,3	+0,2	0,2			
10x 72x 78	12	69,6	5,45				10x 18x 23	3	15,6	—						
10xв2x88	12	79,3	8,62				10x 21x 26	3	18,5	—						
10x 92x98	14	89,4	10,08				10 x 23x 29	4	20,3	—	0,4	+0,2	0,3			
10x102x108	16	99,9	11,49				10x 26x 32	4	23,0	—						
<i>Соединения средней, серии</i>							10 x32 x40	5	28,0	—	0,5	+0,3	0,5			
6 x11x 14	3	9,9	—				0,3	+0,2	0,2	10 x36x 45				5	31,3	—
6x 13x 16	3,5	12,0	—							10 x 42x52				6	36,9	—
6x 16x20	4	14,5	—	10 x 46x 56	7	40,9				—						
6x 18x22	5	16,7	—	16x 52x60	5	47,0				—						
6x 21 x 25	5	19,5	1,95	16x 56x65	5	50,6				—						
6x23x28	6	21,3	1,34	16x 62x72	6	56,1				—						
6x26x32	6	23,4	1,65	0,4	+0,2	0,3	16 x72 x82	7	65,9	—						
6x 28x34	7	23,9	1,70				20 x 82 x 92	6	75,6	—						
8x32x38	6	29,4	—				20 x 92x102	7	85,5	—						
8 x36x42	7	33,5	1,02				20x102x115	8	94,0	—						
8x42x 48	8	39,5	2,57	20x112x125	9	104,0	—									

Пример условного обозначения прямобочного шлицевого соединения по ГОСТ1139-80 при центрировании по внутреннему диаметру с размерами:

d – вид центрирования; 6 – число зубьев; 32 – внутренний диаметр втулки с полем допуска H7; 36 – наружный диаметр втулки с полем допуска H12; 6 – ширина шлица с полем допуска D9;

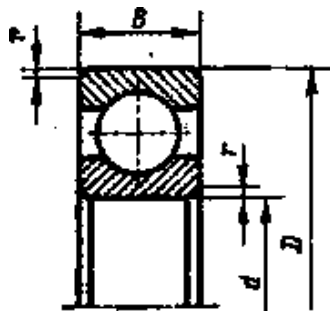
f 7, a11, и f8 – поля допусков размеров вала, соответственно d, D и b.

$$d - 6x \frac{32H7}{f7} x \frac{36H12}{a11} x \frac{6D9}{f8}$$

7. Подшипники качения

7.1 Подшипники качения радиальные

Таблица П1. Техническая характеристика шарикоподшипников радиальных однорядных (по ГОСТ 8338—75)

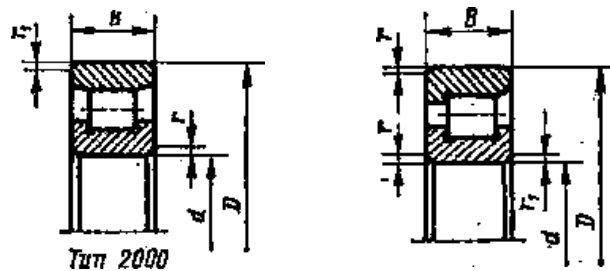


Условное обозначение подшипника	Размеры, мм				Динамическая грузоподъемность C_r , кН	Статическая грузоподъемность C_o , кН	Условное обозначение подшипника	Размеры, мм				Динамическая грузоподъемность C_r , кН	Статическая грузоподъемность C_o , кН
	d	D	B	r				d	D	B	r		
Легкая серия 200													
200	10	30	9	1,0	5,9	2,61	211	55	100	21	2,5	43,6	25,0
201	12	32	10	1,0	6,89	2,65	212	60	110	22	2,5	52,0	30,9
202	15	35	11	1,0	7,80	3,47	213	65	120	23	2,5	56,0	34,0
203	17	40	12	1,0	9,56	4,38	214	70	125	24	2,5	61,8	37,4
204	20	47	14	1,5	12,7	6,18	215	75	130	25	2,5	65,3	41,1
205	25	52	15	1,5	14,0	6,95	216	80	140	26	3,0	55,9	44,5
206	30	62	16	1,5	25,5	10,00	217	85	150	28	3,0	70,2	53,1
207	35	72	17	2,0	32,0	13,60	218	90	160	30	3,0	95,6	60,5
208	40	80	18	2,0	25,1	17,80	219	95	170	32	3,5	108	69,5
209	45	85	19	2,0	33,2	17,80	220	100	180	34	3,5	124	79,0
210	50	90	20	2,0	35,1	19,80							
Средняя серия 300													
300	10	35	11	1,0	8,06	3,76	311	55	120	29	3,0	71,5	41,8
301	12	37	12	1,5	9,75	4,64	312	60	130	31	3,5	81,9	48,4
302	15	42	13-	1,5	11,4	5,40	313	65	140	33	3,5	92,3	55,6
303	17	47	14	1,5	13,5	6,67	314	70	150	35	3,5	104	63,3
304	20	52	15	2,0	15,9	7,79	315	75	160	37	3,5	112	71,4
305	25	62	17	2,0	22,5	11,40	316	80	170	39	3,5	124	80,1
306	30	72	19	2,0	28,1	14,80	317	85	180	41	4,0	133	89,2
307	35	80	21	2,5	33,2	17,60	318	90	190	43	4,0	143,0	99,0
308	40	90	23	2,5	41,0	22,30	319	95	200	45	4,0	153,0	109,0
309	45	100	25	2,5	52,7	26,20	320	100	215	47	4,0	174,0	130,0
310	50	101	27	3,0	61,8	35,60	321	105	225	49	4,0	182	143

Тяжелая серия 400													
403	17	62	17	2,0	22,9	11,8	411	55	140	33	3,5	100,0	62,5
405	25	80	21	2,5	36,4	20,4	412	60	150	35	3,5	108,0	70,0
406	30	90	23	2,5	47,0	26,7	413	65	160	37	3,5	119,0	78,1
407	35	100	25	2,5	55,3	31,3	414	70	180	42	4,0	143,0	105,0
408	40	110	27	3,0	63,7	36,3	415	75	190	45	4,0	157,0	115,0
409	45	120	29	3,0	76,1	45,5	416	80	200	48	4,0	163,0	125,0
410	50	130	31	3,5	87,1	52,0	417	85	210	52	5,0	174,0	135,0

Т а б л и ц а П 2. Техническая характеристика роликоподшипников радиальных с короткими цилиндрическими роликами однорядных

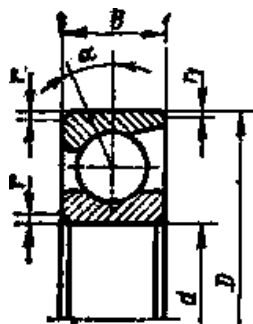
(по ГОСТ 8328—75)



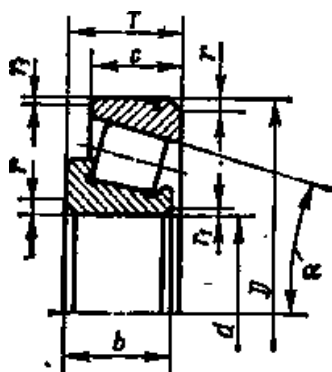
Условное обозначение подшипника		Размеры, мм					Грузоподъёмность, кН	
Тип 2000	Тип 12000	d	D	B	r	r ₁	Динамическая C	Статическая C ₀
Легкая узкая серия								
2204	12 204	20	47	14	1,6	1,0	11,9	7,3
2205	—	25	52	15			13,4	8,6
2206	—	30	62	16			17,3	11,4
2207	12 207	35	72	17			25,6	17,5
2208	12 208	40	80	18			33,7	24,0
2209	—	45	85	19			35,3	25,7
2210	12 210	50	90	20			38,7	29,2
Средняя узкая серия								
2305		25	62	17	2,0	2,0	22,6	14,8
2306		30	72	19	2,5		30,2	20,6
2307	12 307	35	80	21			34,1	23,2
2308	12 308	40	90	23	2,5	2,5	41,0	28,5
2309	12 309	45	100	25			56,5	40,7
2310	12310	50	110	27			65,2	47,5

Подшипники качения радиально-упорные

Таблица ПЗ. Техническая характеристика шарикоподшипников радиально-упорных однорядных (по ГОСТ 831—75)



Условное обозначение подшипника		Размеры, мм					Грузоподъемность, кН			
							Динамическая	Статическая	Динамическая	Статическая
Тип36 000 α = 12°	Тип46 000 α = 26°	d	D	B	r	r ₁	α = 12°		α = 26°	
							C	C ₀	C	C ₀
Легкая серия										
36 204	46 204	20	47	14			15,7	8,4	14,8	7,8
36 205	46 205	25	52	15	1,6	0,5	16,7	9,2	15,7	8,5
36 206	46 206	30	62	16			22,0	13,3	21,9	12,2
36 207	46 207	35	72	17			30,8	18,1	29,0	16,6
36 208	46 208	40	80	18	*		38,9	23,7	36,8	21,7
36 209	46209	45	85	19	2,0	1,0	41,2	25,6	38,7	23,6
36210	46210	50	90	20			43,2	27,6	40,6	25,4
Средняя серия										
—	46 304	20	52	15			—		17,8	9,1
36 305	46 305	25	62	17	2,0	1,2	22,0	16,2	26,9	14,9
36 306	46 306	30	72	19			26,9	20,4	32,6	18,7
36 307	46 307	35	80	21			35,0	27,4	42,6	25,2
36 308	46 308	40	90	23	2,5	1,2	53,9	33,4	50,8	30,7
36 309	46 309	45	100	25			50,9	41,0	61,4	37,7
36 310	46310	50	110	27	3,0	1,6	59,2	48,8	71,8	44,8

Таблица П4. Техническая характеристика роликоподшипников конических однорядных с $\alpha=12...16^\circ$ (по ГОСТ 333—71)


Условное обозначение подшипника	Размеры, мм						Грузоподъемность, кН		Факторы нагрузки			
	d	D	T наиб	b	c	Г	Г ₁	Динамическая C	Статическая C ₀	e	y	y ₀
Легкая серия												
7204	20	47	15,5	14	12	1,6	0,5	19,1	13,3	0,360	1,666	0,916
7205	25	52	16,5	15	13			23,9	17,9	0,36	1,66	0,91
7206	30	62	17,5	16	14			29,8	22,3	0,36	1,64	0,90
7207	35	72	18,5	17	15			35,2	26,3	0,36	1,62	0,89
7208	40	80	20,0	20	16			42,4	32,7	0,38	1,56	0,86
7209	45	85	21,0	19	16	2,0	0,8	42,7	33,4	0,41	1,45	0,79
7210	50	90	22,0	21,1	17			52,9	40,6	0,37	1,60	0,88
7211	55	100	23,0	21	18			57,9	46,1	0,41	1,45	0,80
7212	60	110	24,0	23	19			72,2	58,4	0,35	1,71	0,94
7214	70	125	26,5	26	21			95,9	82,1	0,36	1,62	0,89
7215	75	130	27,5	26	22	97,6	84,5	0,38	1,54	0,85		
Средняя серия												
7304	20		16,5	16	13	2,0	0,8	26,0	17,7	0,296	2,026	1,114
7305	25	62	18,5	17	15			33,0	20,9	0,360	1,666	0,916
7306	30	72	21,0	19	17			43,0	29,9	0,337	1,780	0,979
7307	35	80	23,0	21	18			54,0	35,3	0,319	1,881	1,035
7308	40	90	25,5	23	20			66,0	46,0	0,278	2,158	1,187
7309	45	100	27,5	26	22	2,5	1,0	83,0	59,3	0,287	2,090	1,150
7310	50	110	29,5	29	23			100	75,9	0,310	1,937	1,065
7311	55	120	32,0	29	25			107,0	81,5	0,332	1,804	0,992
7312	60	130	34,0	31	27			128,0	96,3	0,305	1,966	1,081
7313	65	140	36,5	33	28			146,0	111,0	0,305	1,966	1,081
7314	70	150	38,5	37	30	3,0	1,2	170,0	137,0	0,310	1,937	1,065
7315	75	160	40,5	37	31			180,0	148,0	0,328	1,829	1,006

Средняя широкая серия												
7604	20	52	22,5	21,0	18,5	2,0	0,8	28,9	21,6	0,298	2,011	1,106
7605	25	62	25,5	24,0	21,0	2,0	0,8	44,6	35,9	0,273	1,194	1,205
7606	30	72	29,0	29,0	23,0	2,0	0,8	60,1	50,0	0,319	1,882	1,035
7607	35	80	33,0	31,0	27,0	2,5	0,8	70,2	60,3	0,296	2,026	1,114
7609	45	100	38,5	36,0	31,0	2,5	0,8	102	88,8	0,291	2,058	1,131
7610	50	110	42,5	40,0	34,0	3,0	1,0	120	106	0,296	2,026	1,114

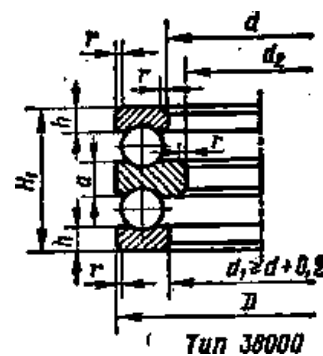
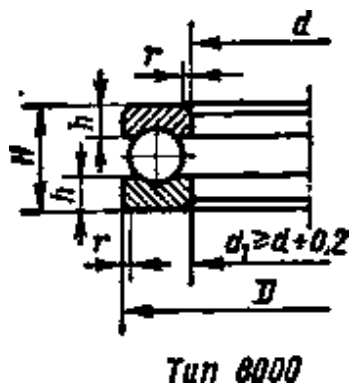
Таблица П5. Техническая характеристика роликоподшипников конических однорядных с большим углом ($\alpha = 26...29^\circ$) конуса

(по ГОСТ 7260-70)

Условное обозначение подшипника	Размеры, мм							α°	Грузоподъемность		Факторы нагрузки		
	d	D	T наиб	b	c	г	г ₁		C	C _„	e	y	Y ₀
27 306	30	72	21	19	14	2,0	0,8	-26	30	21	0,721	0,833	0,458
27 307	35	80	23	21	15	2,5		-28	39,4	29,5	0,786	0,763	0,420
27 308	40	90	25,5	23	17			-28	48,4	37,1	0,786	0,763	0,420
27 310	50	110	29,5	29	19			-28	69,3	54,2	0,797	0,752	0,414

Подшипники качения упорные

Таблица П6. Техническая характеристика шарикоподшипников упорных одно- и двухрядных (по ГОСТ 6874—75 и 7872—75)



Условное обозначение подшипник а		Размеры, мм								Грузоподъемность, кН	
										Динамическая C	Статическая C ₀
8000	38000	d	Лг	D	н	H1	а	г	h		
Легкая серия											
8204	38 204	20	15	40	14	26	6		4	15,8	30,6
8205	38 205	25	20	47	15	28	7	1.0	4,2	20,4	41,0
8206	38 206	30	25	52	16	29	7		4,8	23,0	47,2
8207	38 207	35	30	62	18	34	8		5	31,6	68,0
8208	38 208	40	30	68	19	36	9	1,6	5,2	37,5	79,9
8209	38 209	45	35	73	20	37	9		5,7	39,5	90,5
8210	38 210	50	40	78	22	39	9	1,6	6,3	46,0	105,0
Средняя серия											
8305	—	25	—	52	18	—	—		5	25,7	49,9
8306	—	30	—	60	21	—	—		6	32,9	67,9
8307	—	35	—	68	24	—	—	1,	7	40,8	85,0
8308	—	40	—	78	26	—	—	1,6	7,6	51,3	109,0
8309	—	45	—	85	28	—	—		8,2	59,2	133,0
8310	—	50	—	95	31	—	—	2,0	9,1	71,0	164,0

Таблица П7

Вид		$\frac{Fa}{Co}$	e	Подшипник однорядный			
				$\frac{Fa}{V \cdot Fr} \leq e$		$\frac{Fa}{V \cdot Fr} > e$	
				X	Y	X	Y
Шариковый радиальный		0,014	0,19	1	0	0,56	2,30
		0,028	0,22				1,99
		0,056	0,26				1,71
		0,084	0,28				1,55
		0,110	0,30				1,45
		0,170	0,34				1,31
		0,280	0,38				1,15
		0,420	0,42				1,04
		0,560	0,44				1,00
Шариковый радиально-упорный		a = 12°		1	0	0,46	1,81
							1,62
							1,46
							1,34
							1,22
							1,13
							1,04
							1,01
							1,00
		a = 15°		1	0	0,44	1,47
							1,40
							1,30
							1,23
							1,23
							1,19
							1,12
							1,02
							1,00
a = 26°		1	0	0,37	0,87		
					a = 36°		0,66
							a = 40°
Шариковый сферический двухрядный.		1,5 tga	1	0	0,40	0,40 ctg a	
Роликовый конический однорядный		1,5 tg a	1	0	0,40	0,40 ctg a	
Роликовый сферический двухрядный.		1,5 tga	1	0,45 ctg a	0,67	0,67 ctg a	

Таблица П8

Коэффициенты K_6 и K_t назначаются в зависимости от условий работы

K_6 — коэффициент безопасности, учитывающий характер нагрузки .

Характер нагрузки на подшипник	K_6
Спокойная, толчки отсутствуют: маломощные редукторы и приводы, ролики ленточных конвейеров	1
С легкими толчками, кратковременные перегрузки до 125% от основной нагрузки; металлорежущие станки (кроме строгальных и долбежных), электродвигатели малой и средней мощности, малые вентиляторы	1..1,2
С умеренными толчками, кратковременные перегрузки до 150%: редукторы всех конструкций, коробки передач, центрифуги, мощные электрические машины	1,3...1,8
Нагрузка со значительными толчками, кратковременными перегрузками до 200%	1,8...2,5
С сильными ударами, кратковременные перегрузки до 390%: ковочные машины, копры, валки прокатных станов строгальные и долбежные станки, мощные вентиляторы	2...3

K_t — температурный коэффициент,

t	100°	125°	150°	200°	250°
K_t	1	1,05	1,1	1,25	1,4

a_1 — коэффициент, учитывающий вероятность безотказной работы

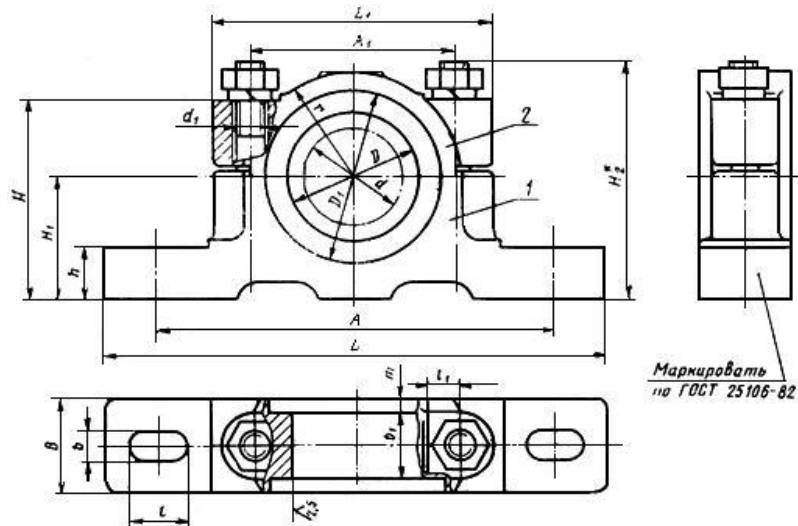
$P_{(t)}$ выбирают по таблице

Вероятность $P_{(t)}$	0,9	0,95	0,96	0,97	0,98	0,99
a_1	1,0	0,62	0,53	0,44	0,33	0,21

7.2 Подшипники скольжения

1. Настоящий стандарт распространяется на разъемные корпуса подшипников скольжения с двумя крепежными отверстиями, применяемые с вкладышами по [ГОСТ 11611-82](#).
2. Конструкция и размеры корпусов должны соответствовать указанным на черт.1 и 2 и в таблице.

Для 25.....56 мм

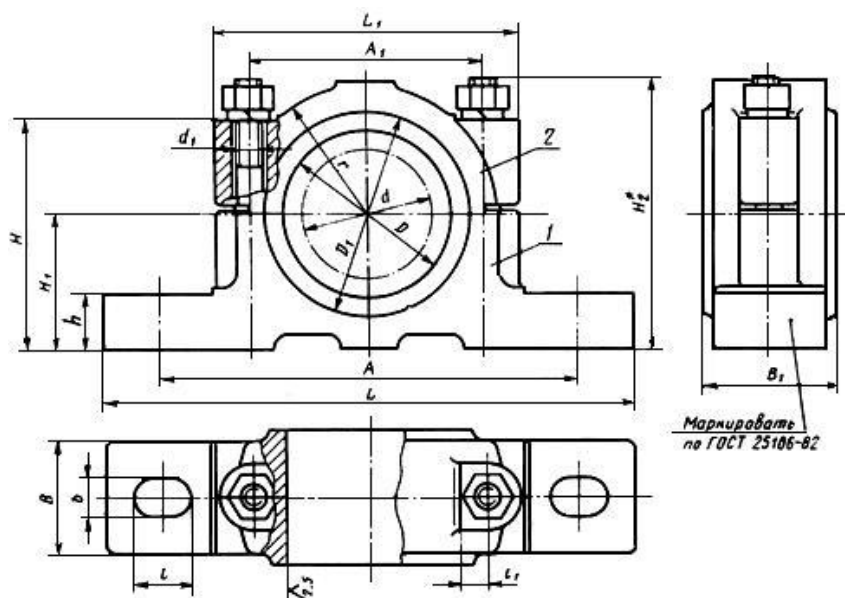


* Размер для справок.

1 - основание корпуса; 2 - крышка корпуса

Черт.1

Для 63.....160 мм



* Размеры для справок.

1 - основание корпуса; 2 - крышка корпуса

Черт.2

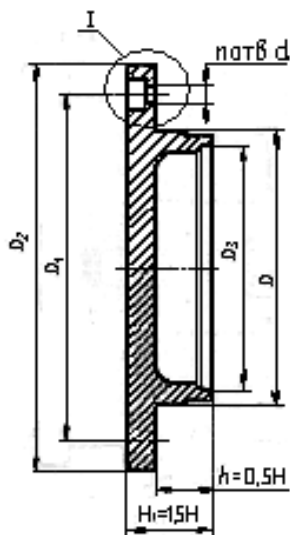
Таблица размеров подшипников скольжения

Обозначение корпуса	Диаметр вала d, мм	D (пред. откл. по H8)	D ₁	A	A ₁	L	L ₁	H	H ₁	H ₂ *	h	B	B ₁ (пред. откл. по H9)	b	b ₁ (пред. откл. по h9)	l	l ₁	r, не менее	d1	m	
25x25	25	32	43	120	60	155	80	50	32	60	15	25	-	11	18	17	8	28	M8	3,5	
28x25	28	36	48	135	70	170	95	70	42	80	18	32	-	13	24	20	12	35	M10	4,0	
25x32	25	32	43																		
28x32	28	36	48																		
32x32	32	40	52																		
35x32	35	45	55																		
40x40	40	50	63	150	80	185	105	80	45	90	20	40	-		30			43		5,0	
45x40	45	55	68																		
50x48	50	60	73	170	95	215	125	90	53	102	25	48	-	17	40	23		52	M12	4,0	
55x48	55	65	80																		
63x60	63	78	92	220	125	280	160	120	70	140	30	60	70	22	-	30	16	69	M16		
70x60	70	85	105																		
80x75	80	95	115	260	150	320	195	150	85	170	35	75	85	26	-	34	20	85	M20		
90x75	90	110	125																		
100x100	100	120	140	300	170	380	220	160	95	195	40	100	110	32	-	40	22	90	M24	-	
110x100	110	130	150																		
125x110	125	145	165	320	190	400	240	180	106	210		110	140		-			105			
140x120	140	160	180	340	210	420	260	200	118	230	45	120			-			112			
160x140	106*	185	210	360	230	440	280	225	132	260		140	180		-			130			

Смотри дополнительно ГОСТ11607-82 Подшипники скольжения.

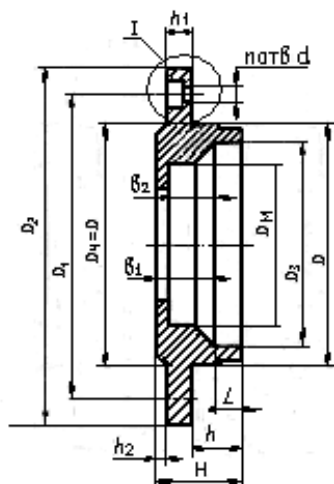
8. Крышки подшипников

Крышки торцовые глухие по ГОСТ18511-73.

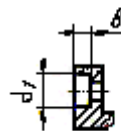


D	D ₁	D ₂	D ₃	Отверстия под винты (болты)				H	b
				d	d ₁	d ₂	n		
40; 42 44; 47	54 60	70 78	34 38	7	12	14	4	10	4
50; 52	66	82	44						
55; 58 60; 62	75	95	48 52						
65; 68 70; 72 75	84 90	105 110	58 62 64	9	15	20	4 6	12	4
80; 85 90; 95	100 110	120 130	72 80						
100 105; 110	120 130	145 155	90 95						
				11	18	24	6	15	5

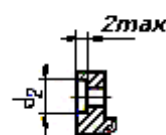
Примечание. Пример условного обозначения глухой крышки типа 2 исполнения 1, диаметром D = 62 мм:
Крышка 21-62 ГОСТ 18511 — 73.



I
Исполнение 1



Исполнение 2

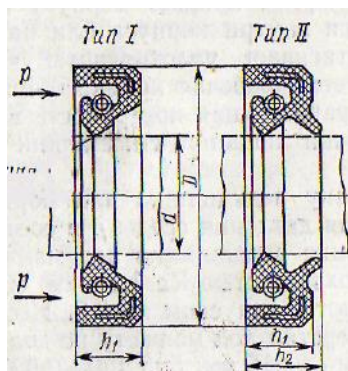


D	D ₁	D ₂	D ₃	D ₄	Отверстия под винты (болты)				H	h	h ₁	b ₁	b	b ₂	l	h ₂												
					d	d ₁	d ₂	n																				
40; 42 47 52 55 60; 62	54 60 66 75 78	70 78 82 95 95	34 38 44 48 52	40 47 50 50 60	7	12	14	4	15	5	10	13	4	8	2	2												
																		13; 15	8; 11									
																		15	11									
65; 68 70; 72 75	84 90 90	105 110 110	58 62 64	68 72 72	9	15	20	4	17	6	12	15	4	11	3	2;3	2											
80; 85 90; 95	100 110	120 130	72 80	80 92	11	18	24	6	29	8	15	18; 20	5	11; 13,6	-	-	3											
100 105; 110	120 130	145 155	90 95	100 110	11	18	24		23	8	15	20	5	11; 13,6	-	-	-											

Крышки торцовые с отверстием для манжетного уплотнения по ГОСТ 18512-73.

Таблица 9

Манжеты резиновые армированные для валов (по ГОСТ 8752-70)

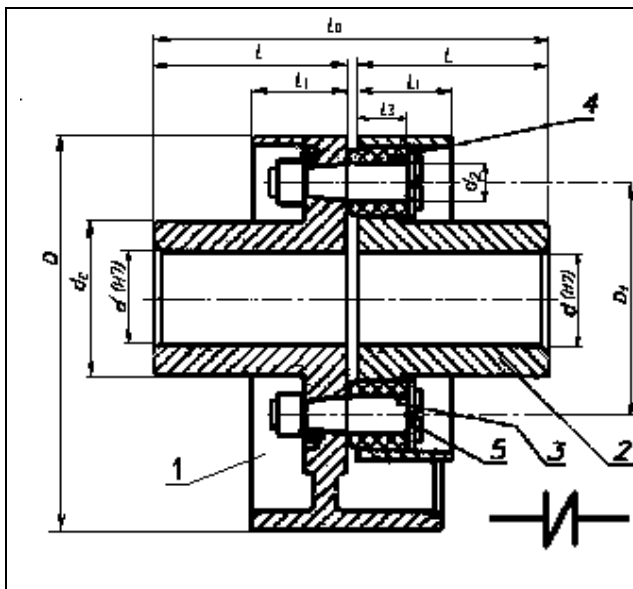


Пример обозначения манжеты типа I для вала диаметром $d = 5\text{мм}$ с наружным диаметром $D = 70\text{ мм}$: Манжета I – 50×70 ГОСТ 8752—70.

Диаметр вала d	D	h_1	h_2 не более	Диаметр вала d	D	h_1	h_2 не более
20	40	8		42	62	10	14
21			45	65			
22			48	70			
24			50	70			
25	42	10		52	75	12	
26	45		55	80			
30	52		56	85			
32			58				
35	58			14	60	85	
36			63	90			
38			65	90			
40			70	95			
	60			71	95		
				75	100		

9. Выбор муфт

9.1 Муфта упругая втулочно-пальцевая



Муфты упругие втулочно – пальцевые по ГОСТ 21424 - 93.

Муфта состоит из полумуфт 1 и 2. На фланце полумуфты 1 на одном диаметре закреплено Z пальцев 3 с резиновыми кольцами или втулками 4, которые входят в отверстия фланца полумуфты 2, передавая ей крутящий момент.

Просты по конструкции, позволяют легко заменить износившийся упругий элемент 4.

Область применения

Обладают высокой податливостью, что позволяет их применять для компенсации несоосности валов, устранения резонансных колебаний в приводе и снижения ударных нагрузок. Компенсирует радиальные смещения 0,3...0,6 мм и угловые до 1°.

Материалы полумуфт

Материалы полумуфт: чугун СЧ 20(ГОСТ 1412–85), сталь 30Л (ГОСТ977-88), материал пальцев сталь 45 (ГОСТ 1050-74), материал упругих втулок– резина с пределом прочности при разрыве не менее 8 МПа

Т,Н·м	63	125	250	500	710	1000	2000	4000	8000
n _{max} , об/мин	5700	4600	3800	3600	3300	2850	2300	1800	1450
Посадочный диаметр на вал – d, мм	20..24	25, 28, 30	32...38 40...45	40...45	45...56	50...56 60...70	63...75 80...90	80...95	100...125
Диаметр – D ₁ , мм	63	86	100	120	135	160	180	230	280
Кол-во пальцев – z	3	3	3	3	3	4	4	6	7
Диаметр пальца d ₂ , мм	14	14	16	18	20	25	28	35	45
Длина пальца l ₃ , мм	22	25	28	32	40	345	45	55	71

Несоосность валов

Радиальная	0,2	0,3	0,3	0,3	0,4	0,4	0,4	0,5	0,6
угловая	1°30'	1°00'	1°00'	1°00'	1°00'	1°00'	1°00'	0°30'	0°30'

Выбор муфты и проверочный расчет

Критерием работоспособности муфт является стойкость слабого звена – резиновых элементов и пальцев.

Расчет упругих (резиновых) элементов на смятие:

$$\sigma_{cm} = \frac{2T_k}{Z \cdot D_1 \cdot d_n \cdot l} \leq [\sigma_{cm}], \text{ Для резиновых колец } [\sigma_{cm}] = 2 \dots 4 \text{ МПа.}$$

Расчет пальцев на изгиб:

$$\sigma_u = \frac{M}{W_Z} = \frac{2T_k \cdot l_0}{0,1d_n^3 \cdot D_1 \cdot Z} \leq [\sigma_u], \text{ Допускаемые напряжения изгиба } [\sigma_u] = 60 \dots 80 \text{ МПа.}$$

Пример обозначения

Муфта: Т=250 Нм, посадочным диаметром d = 40мм, исполнения I

Муфта 250-40-I ГОСТ21424-93

9.2 Муфта упругая с тороидальной оболочкой выпуклого профиля ГОСТ20884 – 93

Конструкция		
	<p>Упругая муфта ГОСТ20884 – 93 состоит из двух полумуфт 1 и 2 и упругого элемента 3, муфты, напоминающего по форме покрышку автомобильного колеса. Выполнен из резины или резинокордного материала, обладающего большой упругостью. Это придает муфте высокие компенсирующие свойства.</p>	
Область применения		
<p>Обладает способностью необратимого поглощения энергии колебаний – демпфирующими способностями, что позволяет их применять для компенсации несоосности валов, устранения резонансных колебаний в приводе и снижения ударных нагрузок. Компенсирует осевое смещение до 11мм, радиальные смещения 5 мм и угловое до 1,5°.</p> <p>Особенно широкое применение получили для передачи энергии от электродвигателей.</p>		
Материалы полумуфт		
<p>Стали: Ст3 (ГОСТ 380-71), 45 (ГОСТ 1050 – 88), чугун марки ВЧ-35 ВЧ-50 по ГОСТ 7293 – 85.</p>		
Технические характеристики		
Т, Н·м	10 37,5 75 180 375 750 1500 3000	
n_{max} , об/мин	4000 4000 3300 2000 2000 1500 1400 1120	
Посадочный диаметр на вал – d, мм	16-18 20-22 25-28 32-36 40-45 50-55 60-70 80-90	
Диаметр заземления – D, мм	100 125 160 200 250 320 400 450	
Толщина упругого элемента – δ , мм	5,5 8 10 12,5 14 17 20 22,5	
Угол закручивания	5°30' 5°30' 5°30' 5°30' 5°30' 5°30' 4°30' 4°30'	
Несоосность	Осевая	1,0 2,0 2,0 2,5 3,0 3,6 4,0 4,5
	Радиальная	1,0 1,6 1,6 2,0 2,5 3,0 3,6 4,0
	угловая	1°00' 1°00' 1°00' 1°00' 1°30' 1°30' 1°30' 1°30'
Выбор муфты		
1	По номинальному крутящему моменту T_n определяем $T_p = K_p \cdot T_n$, Нмм, где $K_p = 1,5 \dots 3,5$ выбираем в зависимости от условий работы. Расчет прочности оболочки проводится по напряжению сдвига в сечении около зажима по диаметру D.	
2	По ГОСТ20884–82 при условии $T \geq T_p$ выбираем муфту с размерами: D, мм.; δ , мм	
Проверочный расчет		
3	Расчет упругой оболочки на срез: $\tau_{cp} = \frac{2T}{D^2 \cdot \pi \cdot \delta} \leq [\tau]$;	
4	Условие прочности $\tau_{cp} \leq [\tau_{cp}]$, при $[\tau_{cp}] = 0,4$ МПа	
Пример обозначения		
Муфта типа 1 с номинальным крутящим моментом $T=250$ Нм, с диаметрами посадочных отверстий во втулках $d = 40$ мм исполнения 1:		
Муфта 250—1—40—1 ГОСТ 20884-93		

Подгруппа компенсирующие самоустанавливающиеся муфты

9.3 Кулачково - дисковые (крестовые) муфты

Конструкция									
	<p>Наибольшее применение получили кулачково – дисковые муфты ГОСТ 20720–93.</p> <p>Применяется на тихоходных валах при значительных крутящих моментах. Рекомендуется применять для соединения с приводным валом конвейера не имеющего резко колеблющихся и ударных нагрузок</p> <p>Муфта кулачково–дисковая состоит из двух полу муфт 1 и 2 с торцовыми пазами и промежуточного плавающего диска 3 с двумя взаимно перпендикулярными выступами на торцах, которые вставляют в пазы полу муфт.</p> <p>Так как выступы расположены взаимно перпендикулярно, то муфта обеспечивает свободное радиальное, осевое и угловое перемещения валов</p>								
Область применения									
<p>Предназначены для валов с небольшой частотой вращения ($n \leq 250 \text{ мин}^{-1}$). диаметрами 11 - 250 мм и крутящих моментов от- $8 \cdot 10^3$ до $40 \cdot 10^6$ Н мм.</p> <p>Допускаемая окружная скорость чугунных муфт до 35 м/с, стальных до 70 м/с. Муфта компенсирует радиальное биение - е в пределах $0,04 d$ и небольшое угловое – смещения валов не более $30'$.</p>									
Выбор муфты									
<p>По номинальному крутящему моменту T, определяем вращающий момент</p> $T_p = K_p \cdot T, \text{ Нмм,}$ <p>где $K_p = 1,5 \dots 3,5$ выбираем в зависимости от условий работы.</p> <p>По T_p в соответствии с ГОСТ 20720–80 выбираем муфту с размерами: D, мм; h, мм; T_p, Нмм.</p>									
Технические характеристики									
T , Нмм	1,2·10 ⁵	2,5·10 ⁵	5·10 ⁵	8·10 ⁵	12,5·10 ⁵	20·10 ⁵	32·10 ⁵	50·10 ⁵	80·10 ⁵
d (H7), мм	15;17;18	20;25;30	36;40	45;50	55;65	65;70	75;80	85;90	95;100
D , мм	70	90	110	130	150	170	190	210	240
h , мм	10	12	16	20	25	30	34	38	42
<p>По номинальному крутящему моменту T, определяем вращающий момент $T_p = K_p \cdot T$, Нмм,</p> <p>где $K_p = 1,5 \dots 3,5$ выбираем в зависимости от условий работы.</p> <p>По T_p в соответствии с ГОСТ 20720 – 93 выбираем муфту с размерами: D, мм, h, мм; T_p, Нмм</p>									
Проверочный расчет									
	<p>Критерием работоспособности крестовых муфт является износостойкость рабочих граней. Давление по длине рабочих граней распределяется неравномерно – по треугольной эпюре.</p> <p>Муфты работают со значительные износом Условие прочности</p> $P_{\max} \approx \frac{8T_p}{h \cdot D^2} \leq [p]$								
2	<p>Допускаемые давления: $[p] = 10 \dots 15$ МПа при термически необработанных деталях (сталь или чугун), в муфтах при хорошем смазывании, со стальными, закаленными до высокой твердости рабочими гранями достигают $[p] = 15 \dots 30$ МПа, а для текстолита по стали $[p] = 8. \dots 10$ МПа.</p>								

9.4 Зубчатая муфта ГОСТ 5006 – 94,

Конструкция	
	<p>Зубчатая муфта ГОСТ 5006 – 94, состоит из двух полу муфт 1и 2 с наружным зубьями и двух половин обоймы 3 и 4 с внутренними зубьями. Зубья полу муфт и половин обоймы имеют эвольвентный профиль.</p> <p>Муфта зубчатая состоит из двух полу муфт выполненных в виде двух закрепленных на валах втулок с наружными зубьями эвольвентного профиля и охватывающей их обоймы с внутренними зубьями. Зубчатое зацепление выполняют с увеличенными боковыми поверхностями, а боковым поверхностям зубьев придают бочкообразную форму.</p>
Область применения	
Для валов с небольшой частотой вращения ($n \leq 250 \text{ мин}^{-1}$). Эта муфта компенсирует радиальное биение (в пределах $0,04 d$) и небольшое угловое (не более 1°) смещения валов.	
Материалы	
Детали муфты изготавливают из сталей 45 (поковка) или 25Л (литье). Для тяжело нагруженных муфт применяют легированные стали типа 15Х, 20Х с цементацией рабочих поверхностей и закалкой до твердости 42HRC	
Технические характеристики	
T, Нм	1000 1600 2500 4000 6300 10000 16000 25000 40000 63000
d, мм	40 55 60 65 80 100 120 140 160 200
m, мм	2,5 2,5 3,0 3,0 3,0 3,0 4,0 4,0 6,0 6,0
z	30 38 36 40 48 56 48 56 46 56
Проверочный расчет	
1	По номинальному крутящему моменту T_n определяем $T_p = K_p \cdot T_n$, Нм, где $K_p = 1,5 \dots 3,5$ выбираем в зависимости от условий работы.
2	По T_p ГОСТ 5006 – 83 , при $T \geq T_p$ выбираем муфту с размерами: d_1 , мм ; b, мм.; m, мм ; Z ; Рассчитываем $D_w = m \cdot z$ мм
3	$P_{\max} = \frac{T_p \cdot 10^3}{0,9 \cdot b \cdot D_w^2}, \text{ МПа ;}$
4	Условие прочности $p_{\max} \leq [p]$, при $[p] = 10,0 \dots 15,0$ МПа для стальной термически обработанных зубьев муфты, работающей со смазочным материалом.
Пример обозначения	
Муфта типа 1 с номинальным крутящим моментом $T=1000\text{Нм}$, с диаметрами посадочных отверстий во втулках $d = 40\text{мм}$ исполнения 1:	
Муфта 1—1000—40—1 ГОСТ 20884-93 (см. Л.В. Курмаз Детали машин)	

9.5 Управляемые механические кулачковые и фрикционные муфты

Муфты этого класса позволяют в процессе работы многократно соединять и разъединять кинематическую цепь привода механизма или машины. Передача крутящего момента может осуществляться за счет зацепления кулачков (зубьев) между боковыми рабочими поверхностями полумуфт (синхронные кулачковые муфты), или за счет сил трения, возникающих при включении между рабочими поверхностями дисков (фрикционные муфты).

9.5.1 Муфта сцепная кулачковая (рис. Пр 9.1).

Кулачковая муфта состоит из двух полумуфт, на торцах которых имеются выступы-кулачки. Одна полумуфта свободно вращается относительно вала и закреплена лишь в осевом направлении, другая, перемещаясь по шлицам или направляющим шпонкам вала, производит включение и выключение муфты. При небольших размерах зубчатого колеса допускается изготовление кулачковой полумуфты за одно целое с ним (1-й вариант).

Профиль кулачка выбирают в зависимости от условий работы муфты. Наиболее распространены муфты с симметричным трапецеидальным профилем, углом скоса боковой грани $3...8^\circ$, числом кулачков $3...15$. Число кулачков рекомендуется выбирать нечетным, что облегчает изготовление. Материал — стали 40X; 40XH; 35XГС по ГОСТ 4543—71 или цементируемые стали 20X; 20XH2 и др. Твердость кулачков в первом случае HRC 40...45; во втором— HRC 54...60.

Достоинствами кулачковых муфт являются: простота и компактность конструкции, дешевизна, отсутствие необходимости регулировки, обеспечение кинематически жесткой связи включаемых элементов, возможность автоматизации включения и выключения во время работы (кроме муфт с прямоугольным профилем). Основной недостаток кулачковых муфт — невозможность включения на ходу при большой разности скоростей соединяемых деталей ($>0,8$ м/с), а также необходимость высокой точности изготовления и монтажа валов.

Проверочный расчет муфт ведется по контактным и изгибным напряжениям, причем последние вызываются повреждениями кромок и износом кулачков при работе. Условное контактное напряжение в предположении равномерной работы кулачков

$$p = 2 \cdot 10^3 \cdot T / (D_{cp} \cdot z \cdot b \cdot h) \leq [p], \quad (16.1)$$

где D — средний диаметр расположения кулачков; Z — число кулачков;

b и h — соответственно ширина (измеряемая по радиусу) и высота кулачка, мм.

Для муфт, не включаемых на ходу, при закаленных поверхностях кулачков $[p] = 80...120$ МПа. Для муфт, включаемых в покое, $50 \dots 70$ МПа, на ходу, $[p] = 30...40$ МПа.

Номинальное напряжения (МПа) изгиба у основания кулачков (при неполном включении)

$$\sigma_{и} = 2 \cdot 10^3 T \cdot h / (D_{cp} \cdot z \cdot W) \leq \sigma_T / n,$$

где W — момент сопротивления кулачка изгибу, мм^3 ;

n — запас прочности, учитывающий неравномерную нагрузку кулачков, принимается $n \geq 3...6$.

σ_T — зависит от выбранного материала и вида термообработки.

Смотреть П.2 таблица Пр 1.7 Материалы зубчатых колес.

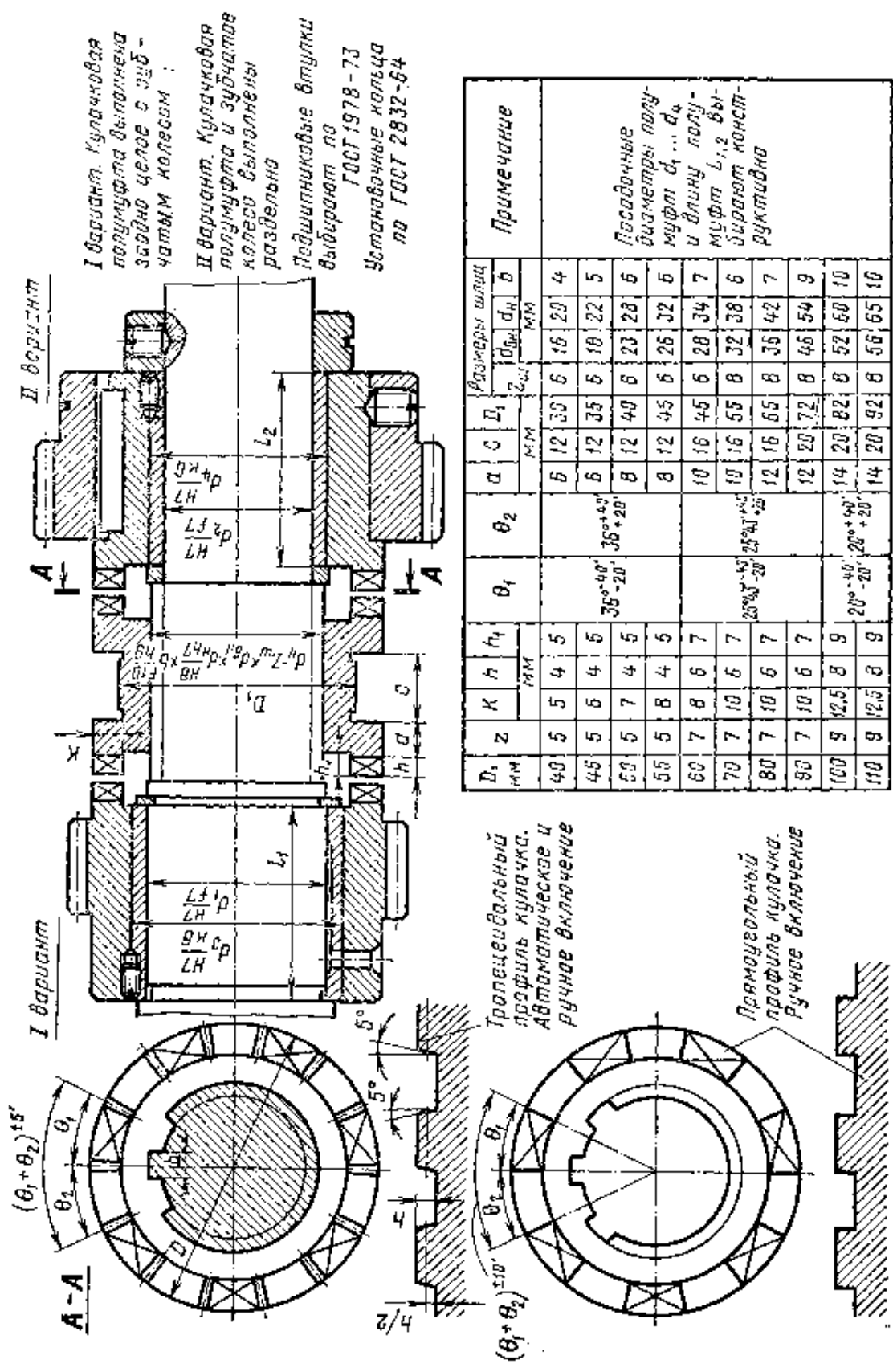


Рис. 16.2

9.5.2 Муфты управляемые фрикционные.

По нормальям МН5664-65 и МН5656-65

По характеру работы фрикционные дисковые муфты делятся на муфты сухого трения и масляные. Последние помещают внутри закрытого корпуса. Муфты для приводов стационарных машин применяют в состоянии покоя разомкнутыми. По конструктивному оформлению многодисковые муфты бывают двух видов: муфты,

выполненные в нескольких размерах (габаритах) и позволяющие изменять число дисков в конструкции; муфты нескольких размеров, но с определенным числом дисков (см. рис. Пр 9.2). Предназначается в основном для работы в масле с предельной температурой нагрева до 50°C, реже всухую.

Фрикционные муфты позволяют соединять валы под нагрузкой и с большей разностью начальных угловых скоростей, так как при включении муфт вращающий момент возрастает постепенно по мере увеличения силы давления по поверхности трения.

По форме поверхностей трения фрикционные муфты делятся на дисковые, конусные и цилиндрические. Фрикционные муфты применяют при строгой соосности валов.

Из всех видов фрикционных муфт наиболее распространены в машиностроении многодисковые муфты (рис. Пр 9.2), что обусловлено их малыми размерами (что важно для высокоскоростных передач). Эти муфты применяют для передачи малых и средних крутящих моментов.

Тип муфты выбирают после ознакомления с существующими конструкциями с учетом их работы в проектируемом механизме.

Выбор размера (номера) нормализованной муфты производят по двум параметрам: расчетному диаметру ступени шлицевого или шпоночного вала, на котором должна монтироваться муфта; расчетному передаваемому крутящему моменту T (часто в виде отношения N / n или $(N/n) 100$].

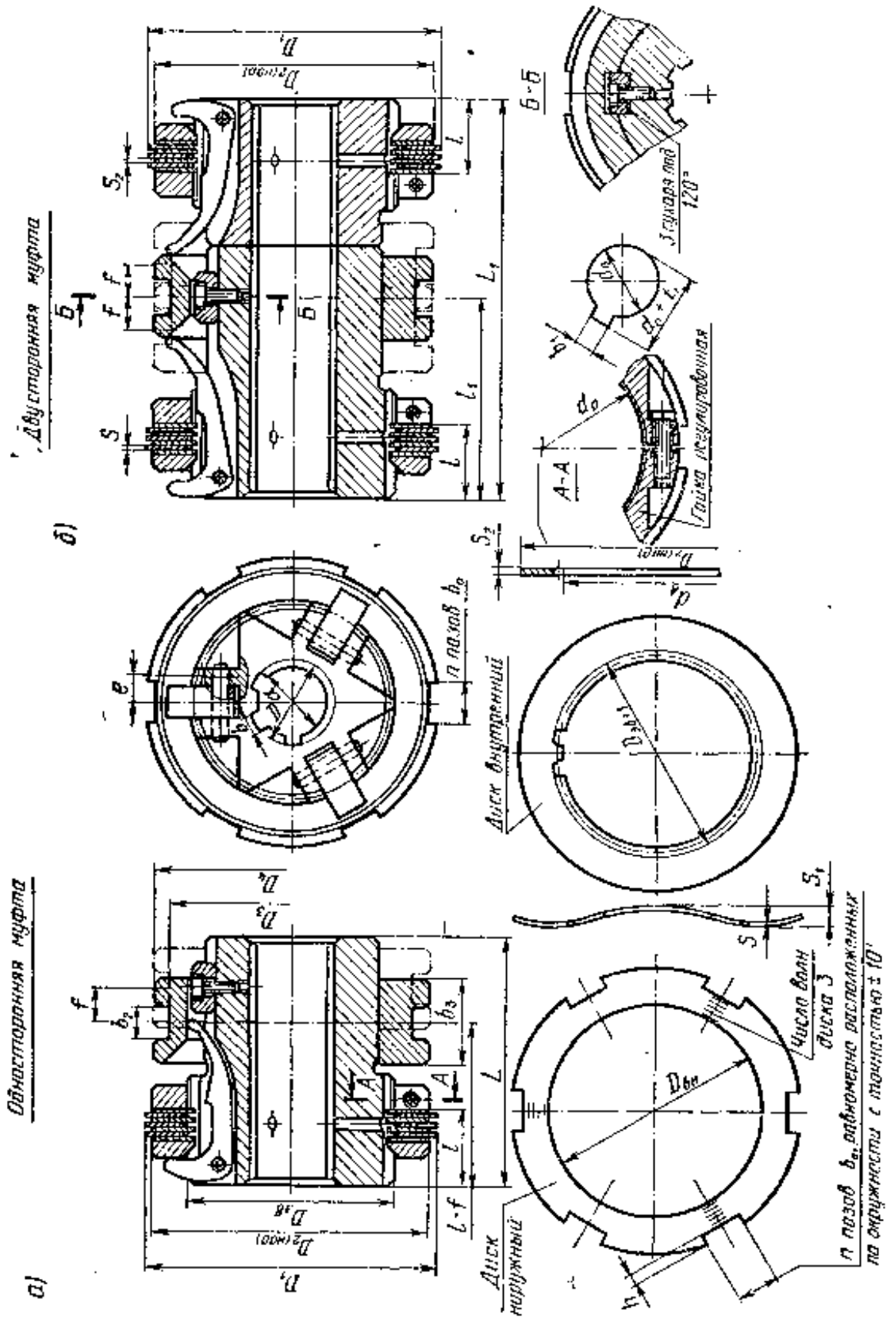
Исходными данными для выбора муфт являются:

- 1) Крутящий момент — T и частота вращения — n ;
- 2) Режим работы — назначение машины, вид нагрузки, частота включения, — оцениваемый коэффициентом запаса β (табл. 9.4);
- 3) Место расположения (внутри или снаружи корпуса);
- 4) Габаритные размеры;
- 5) Условия монтажа;
- 6) Наличие готовых нормализованных муфт и их стоимость.

Т а б л и ц а 9.4

Наименование машины	β
Металлорежущие станки	1,3...1,5
Сельхозмашины (тракторы)	2...3,5
Подъемно-транспортные машины:	
муфты, включаемые без нагрузки	1,25...1,35
муфты, включаемые под нагрузкой	1,35...1,5

Фрикционные многодисковые муфты Пр 9.2



Технические характеристики фрикционных многодисковых муфт Пр 9.3

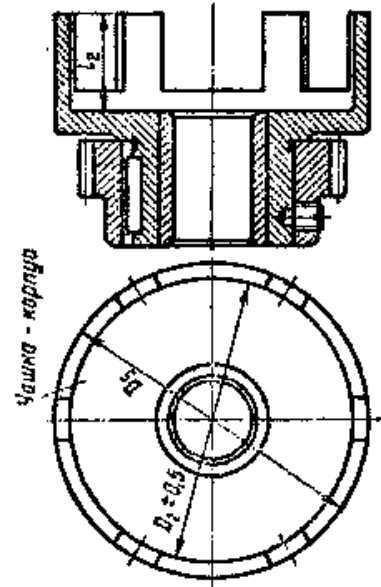
Таблица 10.3

Муфта	Размеры в мм										Диск наружный						Диск внутренний					
	Посадочное отверстие					D ₁	D _{вн} внутренний диаметр	S	S ₁	b ₀ × h	n	D _{св}	m	z ₁	d _A	S ₂	число дисков в муфте	l	T, Н·м			
	шлицевое	гладкое		шлицевое																		
коническое	d	D	b	d ₀	b ₁	d ₀ + t ₁	D _{вн}	число дисков в муфте	S	S ₁	b ₀ × h	n	D _{св}	m	z ₁	d _A	S ₂	число дисков в муфте	l	T, Н·м		
06	25	21	5	22	6	24,3	84	61	1,0	1,26	12 × 2,5	6	60	2,5	22	55	1,0	6	25	57,5		
07	40	26	6	25	8	27,6	94	67	1,2	1,46	12 × 2,5	6	65	2,5	24	60	1,2	6	29	63,0		
08	63	28	7	30	8	32,6	104	77	1,2	1,49	12 × 2,5	6	75	2,5	28	70	1,2	7	34	67,5		
09	100	36	7	35	10	37,9	118	82	1,2	1,53	16 × 4,5	6	80	2,5	30	75	1,2	7	34	73,0		
10	160	42	8	40	12	42,9	133	92	1,6	1,92	16 × 4,5	6	90	2,5	34	85	1,6	7	42	87,5		
11	250	46	9	50	16	53,6	148	102	1,6	1,95	16 × 4,5	8	100	2,5	38	95	1,6	7	43	87,5		
12	400	56	10	60	18	64,0	168	112	1,6	2,00	20 × 4,5	8	110	2,5	42	105	1,6	9	53	105,0		

Продолжение табл. 10.5

Размеры в мм

Муфта	Втулка-корпус		Кольцо перебоевое				Чашка		Момент GD ² , Н·м ²		
	L (одно-сторонняя муфта)	L ₁ (дву-сторонняя муфта)	D ₁	D ₄	b ₃	b ₂	D ₅	l ₃ не менее	l	одно-сторонняя муфта	дву-сторонняя муфта
06	72	115	70	80	10	25	90	31	10	3,7	6
07	82	130	78	90	10	30	100	35	12	7,0	11,1
08	85	135	86	100	12	30	110	40	10	12,9	20,9
09	95	150	95	110	12	35	125	40	13	19,8	32,0
10	110	175	105	125	16	40	140	43	14	35,9	58,6
11	110	175	115	140	16	40	155	49	13	56,2	91,3
12	130	210	130	160	20	45	175	59	14	113,7	186,6



Проверочный расчет фрикционных муфт нормального исполнения с постоянным числом дисков

(Конструкция рис. Пр 9.2, основные размеры — табл. Пр 9.3)

Муфта имеет постоянное число пар трущихся поверхностей.

Муфта компактна, проста по конструкции и регулировке.

1. Порядок расчета муфт

1.1 Определение действительного давления на поверхностях трения муфты:

$$P = \frac{1,2 \cdot 10^4 \beta \cdot T}{\pi \cdot i \cdot f (D_n^3 - D_b^3)} \leq [p_p],$$

где T — передаваемый крутящий момент, Нм

β — характер работы, назначение машины, вид нагрузки, частота включения, оцениваемый коэффициентом запаса β (табл. 9.4);

i — число пар трущихся поверхностей (равно удвоенному количеству наружных дисков z_n);

f — коэффициент трения между дисками (табл. 9.5);

$[p_p]$ — допускаемое расчетное давление на поверхностях трения,

$$[p_p] = [p] \cdot k_v,$$

где $[p]$ — значение допускаемого давления, МПа (см. табл. 9.5);

k_v — скоростной коэффициент

$$k_v = \sqrt[3]{\frac{2,5}{V_{cp}}} \leq 1,$$

где $V_{cp} = \frac{\pi \cdot D_{cp} \cdot n}{6 \cdot 10^4}$ — окружная скорость, в м/с,

на среднем диаметре поверхности трения $D_{cp} = \frac{D_2 + D_{вн}}{2}$;

D_2 — наружный и $D_{вн}$ — внутренний диаметры поверхностей трения (таб. Пр 9.3), мм

Таблица 9.5

Материалы трущейся пары	Масляная муфта		Муфта сухого трения		Предельная температура, С°
	[p],	f	[p],	f	
Закаленная сталь— закаленная сталь	0,5...0,8	0,06...0,08	—	—	250
Чугун—чугун или закаленная сталь	0,6...0,8	0,08...0,1	0,2...0,3	0,15	250...300
Закаленная сталь или чугун по прессованному асбесту с проволокой	—	—	0,2...0,3	0,25...0,40	150...250
Закаленная сталь— текстолит	0,4...0,8	0,10...0,15	—	—	120...150
Закаленная сталь— металлокерамика	0,8	0,10...0,12	0,3	0,3...0,5	550

9.5.3 Муфты конические фрикционные

Схема простейшей конической муфты изображена на рис. 9.5.1

От действия силы F_a на конической поверхности соприкосновения полумуфт возникает удельное давление p и удельные силы трения $p \cdot f$. Силы трения, направленные по касательной к окружности конуса, используются для передачи крутящего момента.

При расчетах, ввиду наклона поверхности трения к оси вращения, используется значение приведенной силы трения $f' = f / \sin \alpha$. Она непрерывно возрастает

с уменьшением угла α . Увеличение f' позволяет во столько же раз уменьшить силу F_a . В этом и заключается положительная особенность конических муфт по сравнению с простыми дисковыми (в многодисковых муфтах F_a может быть меньше, чем в конических). Однако применять очень малые углы α на практике не рекомендуют, так как при этом происходит самозаклинивание полумуфт, затрудняющее их расцепление. Для устранения самозаклинивания необходимо иметь

$$\alpha > \rho = \arctg f.$$

Обычно выполняют $\alpha \approx 15^\circ$.

Исходя из условия износостойкости рабочих поверхностей

$$p = \frac{F_a}{b \cdot \pi \cdot D_{cp} \sin \alpha} \leq [p].$$

В этом уравнении не учтены силы трения в шпоночном или шлицевом соединении полумуфты с валом. Как показывают расчеты, они увеличивают силу F_a примерно на 10...15%

Для практических расчетов можно рекомендовать формулу:

$$KT = p \cdot f \cdot b \cdot \pi \cdot \frac{D_{cp}}{2}$$

Где K – коэффициент динамичности нагрузки, принимают $K=1.1...1.3$;

T – передаваемый крутящий момент;

f – коэффициент трения материалов полумуфт;

b – ширина конуса;

D_{cp} – средний диаметр сцепления конуса.

Приняв конструктивно b или D_{cp} в зависимости от диаметра вала, а также $p \leq [p]$, рассчитывают неизвестный параметр и проводят конструирование муфты.

Критерии работоспособности фрикционных муфт, материалы, рекомендуемые значения удельного давления $[p]$, и коэффициента трения f приведены в таб. 9.6. Работоспособность фрикционных муфт определяется в основном износом трущихся поверхностей. Интенсивность износа зависит от удельной мощности трения (работа сил трения на единице площади за одну секунду)

Большое влияние на работоспособность муфты оказывает ее тепловой режим. Перегрев муфт приводит к увеличению износа, а в некоторых случаях обугливаю неметаллических накладок или к задиру металлических поверхностей. Вследствие того что теплота выделяется интенсивно за малое время, муфты не имеют установившегося теплового режима. За этот короткий промежуток времени поверхности трения могут

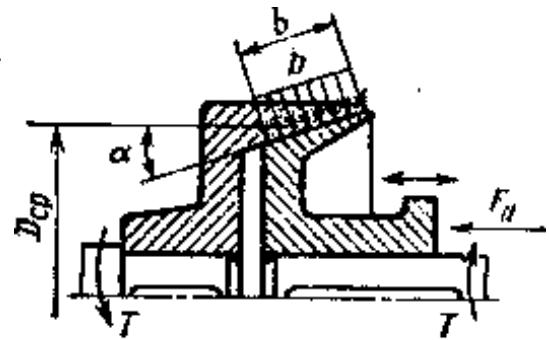


Рис. 9.5.1.

нагреваться до высокой температуры, в то время как средняя температура муфты в целом остается низкой.

Поэтому чаще всего ограничиваются расчетом только по удельному давлению p на поверхностях трения. Допускаемые значения $[p]$ устанавливают на основе опыта эксплуатации (см. табл. 9.6).

Конические муфты в сравнении с многодисковыми имеют большие габариты. Они сложнее в изготовлении и повышают требования к точности центровки валов. По этим причинам конические муфты применяют реже, чем дисковые.

Таблица 9.6

Материал	$[p]$, МПа	f
При смазке		
Закаленная сталь по закаленной стали	0,6...0,8	0,06
Чугун по чугуну или закаленной стали	0,6..0,8	0,08
Текстолит по стали	0,4...0,6	0,12
Металлокерамика по закаленной стали	0,8	0,10
Без смазки		
Прессованный асбест или феродо по стали или чугуну	0,2...0,3	0,30
Металлокерамика по закаленной стали	0,3	0,40
Чугун по чугуну или закаленной стали	0,2...0,3	0,15

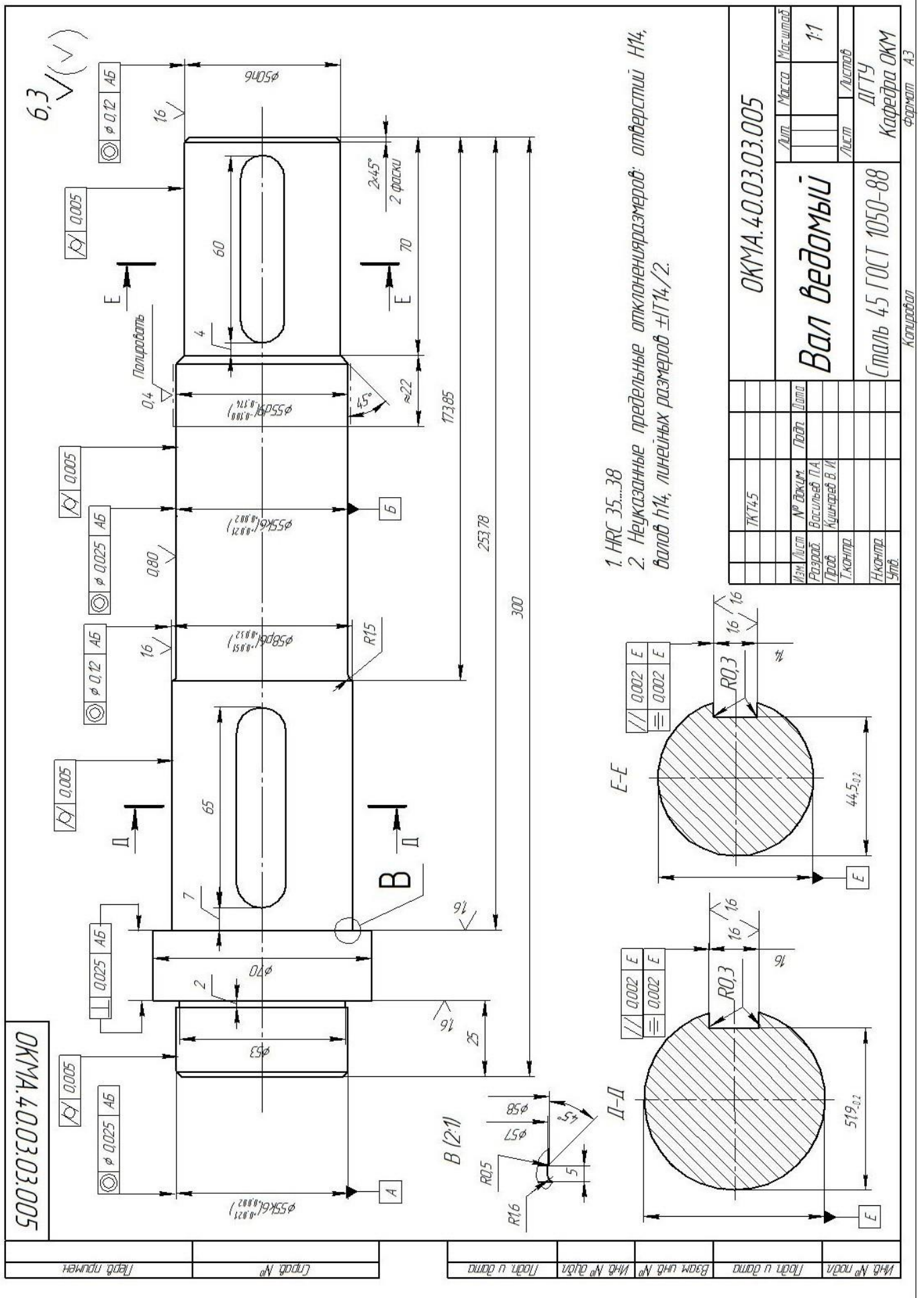
Примечания:

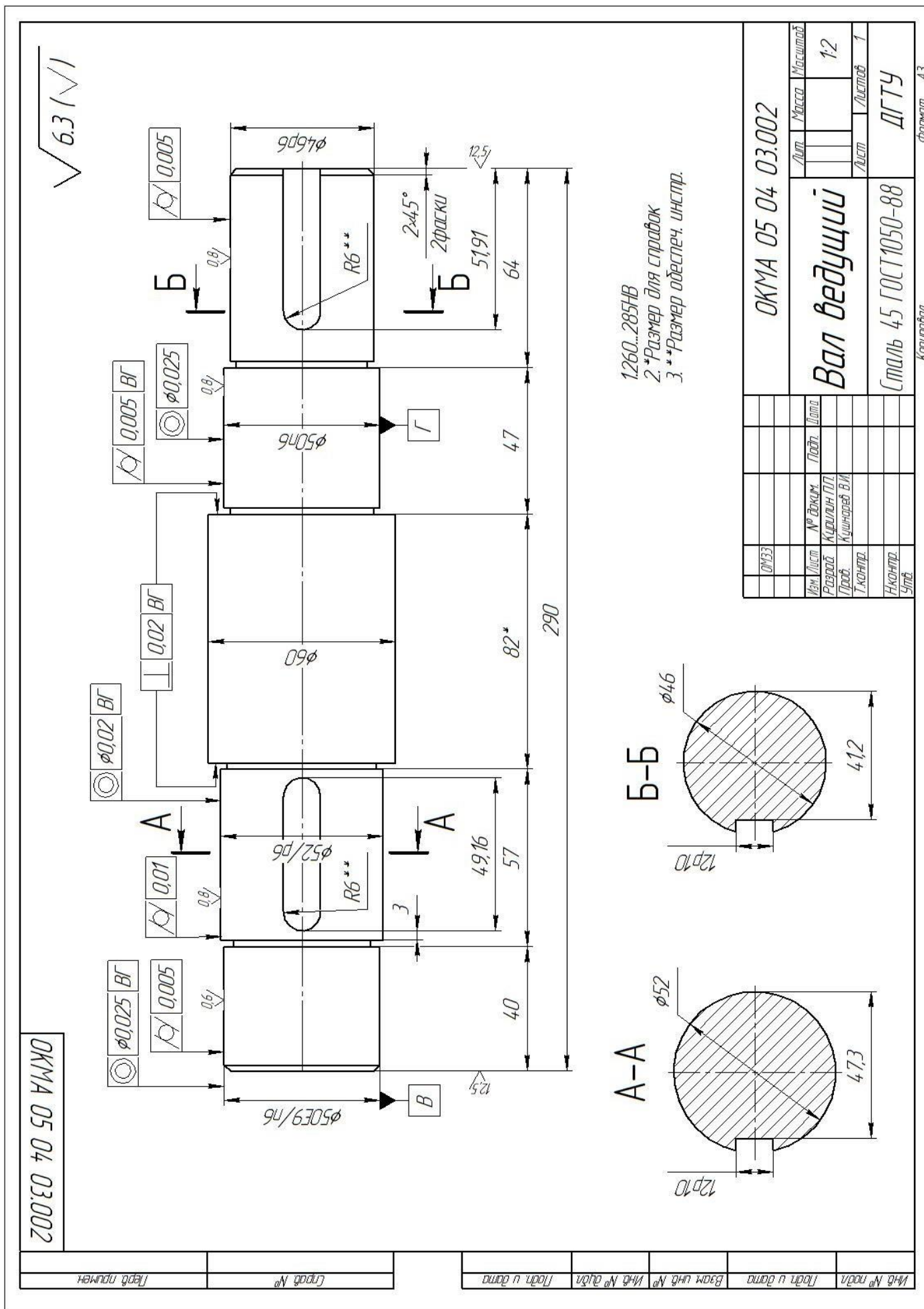
1. При $V > 2,5$ м/с давления $[p]$ рекомендуется понижать: при $V \approx 5$ м/с на 15%; при $V \approx 10$ м/с на 30%; при $V \approx 15$ м/с на 35%. 2. При числе переключений в час, большем 100, $[p]$ снижают на 1% на каждые дополнительные пять включений, но не более чем на 50%.

10. Оценка качества конструкции

№ п/п	Название детали	ГОСТ	Оригинальная. Обозначение
Количество стандартных – С			
Общее количество деталей – О			
Коэффициент качества $K = \frac{C}{O} = \text{---} =$			

11. Примеры выполнения рабочих чертежей деталей





OKMA.S3.74.05.00.000

OKMA.S3.74.05.00.000

Модуль	m	4
Число зубьев	z	56
Угол наклона	β	0
Направление левый зуб	-	правое
Исходный контур	-	СТ-СЭВ 308-75
Коэффициент смещения	X	0.2
Степень точности по ГОСТ 1643-72	-	7-8
Делительный диаметр	d	224

1. НВ>262. Зубья по рабочему профилю и высоте ТВЧ h2..4 мм, HRC 45..50.

2. Предельное отклонение штамповочных размеров по II классу ГОСТ 7505-74.

3. Неуказанные предельные отклонения H 14, h 14,+1/2

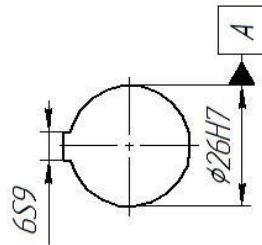
Лист	Масса	Масштаб
1		1:1
Колесо Зубчатое		
Сталь 40X ГОСТ 4543-88		
ДПТУ		
Кафедра "ОКУ"		

СЭ-31	№ док.м.	Лист	Дата
	Бахарев		
	Кушнарев		
	Т.контр.		
	Н.контр.		
	Утв.		

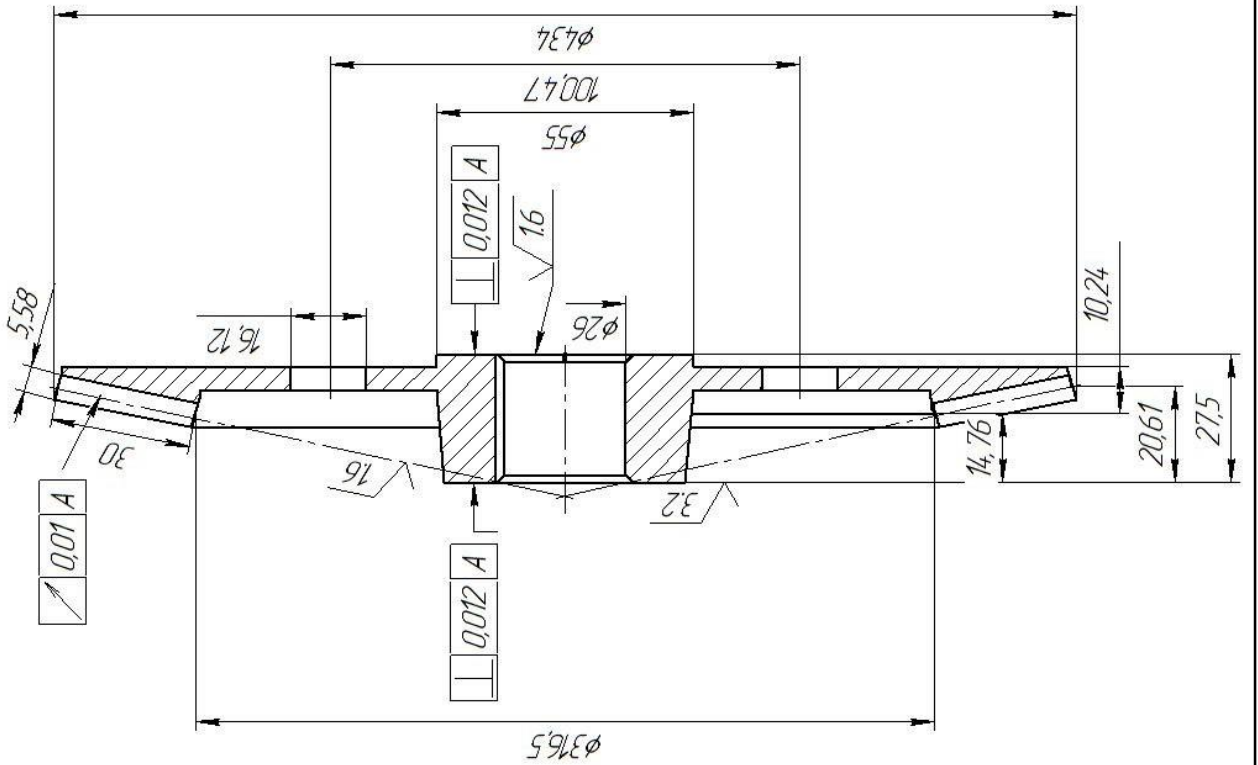
Инд. № подл.	Лист в дата	Взам. инд. №	Инд. № д/ин
Спроб. №	Лист в дата	Испр. №	Испр. №

$\sqrt{6.3 (\sqrt{1})}$

Средний нормальный модуль m_n	35
Число зубьев Z	108
Тип зуба	Эвольвентный
Средний угол наклона зуба β_n	35°
Исходный контур	ГОСТ 16202-70
Угол делительного конуса δ	78°
Степень точности	8-B
Угол передачи Σ	90°
Внешний окружной модуль m_{Σ}	4
Внешнее конусное расстояние R_e	219



1. HB 190
2. *Размеры для справок
3. Радиусы скругления 2мм max



ОКМА 05 04 03. 003

Лист 1 из 1

Справ №

Лист 1 из 1

Лист 1 из 1

Лист 1 из 1

Лист 1 из 1

Лист 1 из 1

ОКМА 05 04 03. 003

Колесо коническое

Сталь 40Х ГОСТ 45457-88

Колесов

Формат А3

ОКМА.13.05.02.02.000 СБ

6,3 $\sqrt{(\checkmark)}$

Модуль	m	10
Число зубьев	Z	28
Угол наклона линии зуба	β	-
Направление линии зуба	-	правое
Межосевое расстояние	d _ж	180
Исходный произв. червяк	ГОСТ 119036-81	
Коэффициент смещения	x	0
Степень точности по ГОСТ 1643-81	-	8-Г
Делительный диаметр	d _ж	280
Обозначение чертежа сопряженного червяка	ОКМА	

Лит	Масса	Масштаб
Лист	Листов	12

Technical drawing showing a worm gear with dimensions: 75, 37.5±0.05, 32, 324.22, 300.88, 11, 245°, 2 фаски, 16, 245°, 2 фаски, 16, 57.5, 115, 16, 175, 126, 25, 256, 16, 16, 0.05 A, 0.05 A, 0.04, 0.025 B, 0.025 B, R0.3, 20159 16, 67.1±0.1, B.

1. Радиусы закруглений – 3 мм.
2. Штанговыми уклоны 3°.
3. H14, h14, ±IT14/2.
4. Отверстия для вытов М12 – 4 отв. поз.4 на диаметре Ø215 сверлить и нарезать после установки венца на ступице.

ТК145					
Изм./Лист	№ док.	Подп.	Дата		
Разраб.	Васильев П.А.				
Проб.	Миняев В.И.				
Т.контр.					
Н.контр.					
Утв.					

ОКМА.13.05.02.02.000 СБ

Червячное колесо

Изд. № подл.	Лист в дано	Взам. изд. №	Изд. изд. №	Изд. № доп.	Лист. и дано

Копирбай

Формат А3

Кафедра ОКМ