

621.8

П80

Рассмотрено и рекомендовано к изданию президиумом
Учебно-методического объединения по образованию в области
лесного дела Министерства образования и науки РФ

Рецензенты:

кафедра общеобразовательных дисциплин Поморского
государственного университета им. М.В. Ломоносова;

кафедра общетехнических дисциплин Поморского
государственного университета им. М.В. Ломоносова;

В.И. МАЛЫГИН, д-р техн. наук, проф. кафедры технологии металлов
и машиностроения филиала Санкт-Петербургского морского
технического университета (Севмашвтуз, г. Северодвинск)

УДК 621.82

ББК 34.42

БИБЛИОТЕКА
АРХАНГЕЛЬСКОГО
ГОСУДАРСТВЕННОГО
ТЕХНИЧЕСКОГО
УНИВЕРСИТЕТА

П 78 *Прокофьев, Г.Ф.* Конструирование приводов технологических машин: учеб. пособие для вузов / Г.Ф. Прокофьев, Н.И. Дундин, Н.Ю. Микловщик. – Архангельск: Изд-во Арханг. гос. техн. ун-та, 2007. – 506 с. – ISBN 5-261-00314-8.

Подготовлено кафедрой прикладной механики и основ конструирования АГТУ.

Приведены основные сведения о механических передачах, валах и осях, муфтах, шпоночных и шлицевых соединениях. Даны рекомендации по выбору электродвигателей и монтажу приводов машин. Изложены методы расчета передач и правила конструирования и изготовления зубчатых и червячных колес, червяков, шкивов, звездочек, валов. Приведены необходимые материалы для подбора подшипников качения, шпонок и муфт.

Предназначено для студентов, изучающих дисциплины «Детали машин и основы конструирования», «Механика» и «Прикладная механика».

Ил. 287. Табл. 163. Библиогр. 19 назв.

УДК 621.8

ББК 34.42

ISBN 5-261-00314-8

© Архангельский государственный
технический университет, 2007

© Г.Ф. Прокофьев, Н.И. Дундин,
Н.Ю. Микловщик, 2007

ВВЕДЕНИЕ

Перед отечественной промышленностью стоит задача перехода на интенсивный путь развития — производство в возрастающих объемах продукции высокого потребительского качества при минимальных затратах сырья, энергии, материалов и человеческих ресурсов. Реализация этого направления невозможна без создания новой высокоэффективной техники — техники новых поколений.

Для снижения себестоимости продукции машиностроения должны быть выполнены следующие требования: стандартизация, унификация, преемственность, снижение металлоемкости и энергозатрат, технологичность конструкции, удобство транспортирования и сохраняемость готового изделия.

Выпускаемая продукция должна иметь высокие потребительские свойства, обеспечивать её спрос, а именно: приемлемую цену, высокий экономический эффект и малый срок окупаемости, низкие энергозатраты при эксплуатации, надёжность, эргономичность, безопасность, эстетичность.

Центральное место при создании новой техники отводится конструированию. Конструктор должен знать технологию производства, способы обработки деталей, методы контроля; уметь выполнять расчеты для нахождения оптимальных технических решений; иметь навыки разработки конструкторской документации, полностью отвечающей требованиям производства.

Результатом конструкторской работы является разработка рабочей документации создаваемого изделия, в которой центральное место занимают сборочные чертежи, рабочие чертежи деталей и спецификации.

Несмотря на огромное разнообразие выпускаемых машин в них имеется большое количество схожих по конструкции и назначению деталей, сборочных единиц, соединений, передач: крепежные детали (болты, винты, шпильки, гайки и др.), валы и оси, опоры валов и осей (подшипники скольжения и качения), соединения (резьбовые, шпоночные, шлицевые, сварные, заклепочные и др.), передачи (зубчатые, червячные ременные, цепные и др.). Для их применения при создании новой техники можно использовать разработанные методы анализа вариантов, расчетов и проектирования. Применение однотипных стандартизованных и унифицированных элементов значительно ускоряет и удешевляет проектирование новой техники.

В курсе «Детали машин и основы конструирования» студентами изучаются детали, сборочные единицы, передачи и соединения общего назначения. Объектами курсового проектирования обычно служат приводы различных машин и механизмов, в которых используется большое количество элементов общемашиностроительного применения.

Курсовой проект по деталям машин выполняется на заключительной стадии общетехнического цикла подготовки студентов. При выполнении этой творческой самостоятельной работы студенты должны использовать знания следующих дисциплин: математики, сопротивления материалов, технологии металлов, взаимозаменяемости, теории механизмов и машин.

Авторы на основании обобщения материалов, приведенных в разных литературных источниках и стандартах, а также учитывая собственный опыт работы по созданию новой техники и преподавания курса «Детали машин и основы конструирования», приводят в данном пособии основные сведения, необходимые как для получения теоретических знаний, так и для выполнения расчетно-графических работ курсового проекта по дисциплине «Детали машин и основы конструирования».

В пособии рассмотрены назначение и структура приводов машин, зубчатые, червячные, ременные и цепные передачи, валы и оси, муфты, шпоночные и шлицевые соединения, подшипники скольжения и качения, смазка и смазочные устройства, уплотнения, монтаж приводов машин. Уделено внимание конструкции, классификации, области применения, кинематическим и силовым расчетам, методам изготовления, правилам подбора и методам конструирования с выполнением сборочных и рабочих чертежей в соответствии с действующими стандартами.

Авторы надеются, что учебное пособие будет полезно для студентов технических специальностей всех форм обучения.

1. ОСНОВНЫЕ СВЕДЕНИЯ О ПРИВОДАХ МАШИН

Машины состоят из привода и рабочего органа. Привод включает двигатель и передачи. Двигатели могут быть электрическими, паровыми, внутреннего сгорания, гидравлическими и пневматическими.

1.1. Характеристика асинхронных электродвигателей, применяемых в приводах машин

Наибольшее распространение в современных технологических машинах нашли электрические двигатели. Масса и стоимость электродвигателя снижаются с увеличением его быстроходности. Частота вращения ротора электродвигателей переменного тока, наиболее распространенных в технике, в большинстве случаев отличается от частоты вращения рабочего вала машины.

Частота вращения магнитного поля статора электродвигателя, мин^{-1} ,

$$n_1 = \frac{60f}{p},$$

где f – частота тока, подводимого к электродвигателю;

p – число пар полюсов обмотки статора.

Частота вращения ротора асинхронного электродвигателя n_2 несколько меньше частоты вращения магнитного поля статора n_1 за счет скольжения S , определяемого по выражению, %,

$$S = \frac{n_1 - n_2}{n_1} \cdot 100.$$

При номинальной нагрузке скольжение составляет 3...7 %.

При стандартной частоте тока $f = 50 \text{ с}^{-1}$ и числе пар полюсов $p = 1; 2; 3; 4$ синхронная частота вращения n_c будет соответственно 3000; 1500; 1000; 750 мин^{-1} .*

Конструкции электродвигателей серии АИР приведены на рис. 1.1, основные размеры – в табл.1.1, технические данные – в табл.1.2.

* $1 \text{ мин}^{-1} = 1 \text{ об/мин.}$

Серия асинхронных электродвигателей АИ была разработана в 80-х годах XX века. В её разработке принимали участие многие страны – члены СЭВ, входящие в организацию Интерэлектро, что отражено в названии серии АИ – Асинхронные Интерэлектро. Двигатели серии АИ находятся на уровне ведущих зарубежных фирм.

Электродвигатели серии АИ имеют следующее основное обозначение:

$$\frac{АИ}{1} \frac{X}{2} \frac{X}{3} \frac{X}{4} \frac{X}{5} \frac{X}{6} \frac{X}{7} \frac{X}{8}$$

Буквы и цифры в порядке их следования обозначают:

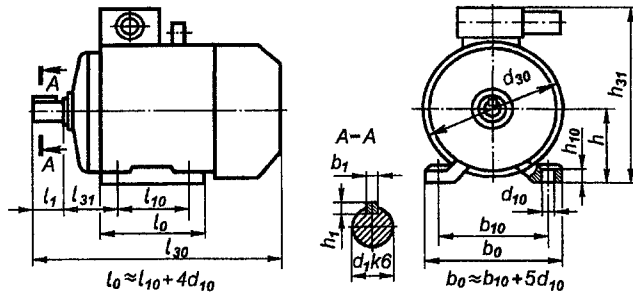
- 1 – название серии;
- 2 – вариант увязки мощности с высотой оси вращения (Р или С);
- 3 – исполнение по степени защиты от влияния окружающей среды, вид охлаждения, электрическая модификация;
- 4 – высота оси вращения, мм;
- 5 – установочный размер по длине станины и сердечника, соответственно S, M, L и A, B, C;
- 6 – число полюсов двигателя;
- 7 – конструктивная модификация;
- 8 – исполнение по условиям окружающей среды и категории размещения.

Для двигателей основного исполнения – на частоту питания 50 Гц, закрытых, с внешним обдувом (IP54), с короткозамкнутым ротором, предназначенным для эксплуатации в нормальных условиях в продолжительном режиме, – буквы в позициях 3 и 7 не проставляются. Эти электродвигатели выпускаются с двумя системами увязки мощности с высотой оси вращения: с увязкой по стандартам большинства европейских стран (CENELEC) и с увязкой, согласованной странами участниками "Интерэлектро" (документ РС-3031). В связи с этим электродвигатели серии АИ для внутрироссийских поставок (увязка, соответствующая РС-3031) обозначаются АИР, а электродвигатели, поставляемые на экспорт (увязка, соответствующая CENELEC), – АИС.

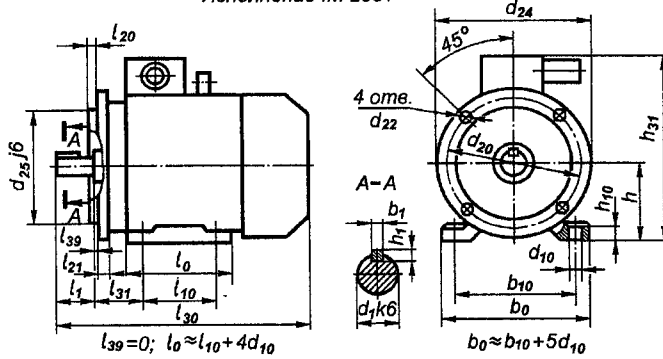
По степени защиты от попадания внутрь твердых посторонних тел и воды и от соприкосновения обслуживающего персонала с токоведущими и вращающимися частями, электродвигатели имеют разные исполнения по степени защиты.

ГОСТ 14254-80 устанавливает буквенно-цифровое обозначение исполнения, состоящее из латинских букв IP и двух цифр: первая цифра (от 0 до 6) характеризует степень защиты персонала от соприкосновения с токоведущими или вращающимися частями, находящимися внутри машины, а также степень защиты самой машины от попадания в неё твердых посторонних тел; вторая цифра (от 0 до 8) – степень защиты машины от проникновения в неё воды (табл.1.3 и 1.4).

Исполнение IM 1081



Исполнение IM 2081



Исполнение IM 3081

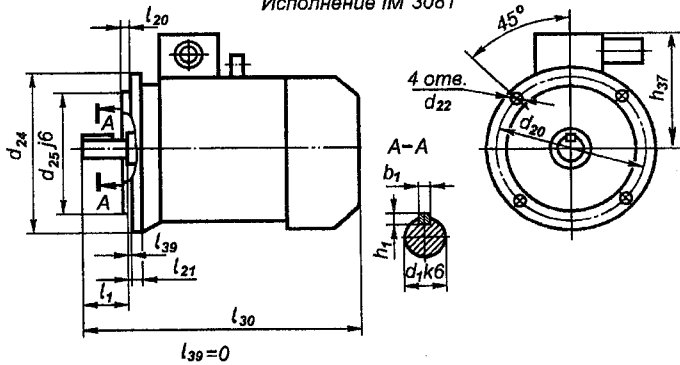


Рис.1.1. Конструкции электродвигателей серии АИР

Основные размеры электродвигателей серии АИР

Таблица 1.1

Тип двигате- ля	Число полюсов	Исполнение																				
		IM 1081, IM 2081, IM 3081					IM1081	IM 1081 и IM 2081								IM 2081 и IM 3081						IM 3081
		d ₁	l ₁	l ₃₀	b ₁	h ₁	d ₃₀	l ₁₀	l ₃₁	d ₁₀	b ₁₀	h	h ₁₀	h ₃₁	l ₂₀	l ₂₁	d ₂₀	d ₂₂	d ₂₄	d ₂₅	h ₃₇	
71A, B	2, 4, 6, 8	19	40	273	6	6	170	90	45	7	112	71	9	188	3,5	10	165	12	200	130	117	
80A		22	297	190			100	50	10	125	80	10	205	125								
80B		50	321	210			125	56		140	90	11	225	135								
90L		24	337	8	7	240	112	63	160	100	12	247	4	12	215	15	250	180	147			
100S		60	360											14					215	147		
100L		28	391											16					265	173		
112M	2, 4, 6, 8	32	80	435	10	8	246	140	70	12	190	112	285	5	18	300	19	350	250	193		
132S	4, 6, 8	38		460			288	178	89	108	254	160	18		385					15	300	225
132M	2, 4, 6, 8	42		498			334															
160S	2	42	110	630	12	9	334	178	108	15	254	160	18	385	5	15	300	19	350	250	225	
4, 6, 8	48	660		12	8																	
2	42	660		12	8																	
160M	2	42		630	14	9	375	203	121	279	180	20	448	18	350	400	300	260				
4, 6, 8	48	680			14	9																
180S	2	48			16	10																
180M	2	48	680	14	9	241	121	279	180	20	448	18	350	400	300	260						
4, 6, 8	55	16		10																		

Примечания. 1. Фланцы изготавливают с отверстиями d_{22} гладкими или резьбовыми. Размеры фланца с резьбовыми отверстиями – см. ГОСТ 28330–89.

2. Выступающие концы валов двигателей изготавливают следующих исполнений: цилиндрические со шпонкой; цилиндрические без шпонки с резьбовым концом; цилиндрические со шпонкой с резьбовым концом; конические без шпонки с резьбовым концом; конические со шпонкой с резьбовым концом; конические со шпонкой и внутренней резьбой.

Технические данные двигателей серии АИР**

Таблица 1.2

Мощность P , кВт	Синхронная частота, мин ⁻¹							
	3000		1500		1000		750	
	Тип эл/двиг.	n , * мин ⁻¹	Тип эл/двиг.	n , * мин ⁻¹	Тип эл/двиг.	n , * мин ⁻¹	Тип эл/двиг.	n , * мин ⁻¹
0,37	—	—	—	—	АИР 71А6	915	—	—
0,55	—	—	АИР 71А4	1357	АИР 71В6	915	—	—
0,75	АИР 71А2	2820	АИР 71В4	1350	АИР 80А6	920	АИР 90ЛA8	705
1,1	АИР 71В2	2805	АИР 80А4	1395	АИР 80В6	920	АИР 90ЛB8	715
1,5	АИР 80А2	2850	АИР 80В4	1395	АИР 90Л6	925	АИР 100Л8	702
2,2	АИР 80В2	2850	АИР 90Л4	1395	АИР 100Л6	945	АИР 112МА8	709
3	АИР 90Л2	2850	АИР 100S4	1410	АИР 112МА6	950	АИР 112МВ8	709
4	АИР 100S2	2850	АИР 100Л4	1410	АИР 112МВ6	950	АИР 132S8	716
5,5	АИР 100Л2	2850	АИР 112М4	1432	АИР 132S6	960	АИР 132М8	712
7,5	АИР 112М2	2895	АИР 132S4	1440	АИР 132М6	960	АИР 160S8	727
11	АИР 132М2	2910	АИР 132М4	1447	АИР 160S6	970	АИР 160М8	727
15	АИР 160S2	2910	АИР 160S4	1455	АИР 160М6	970	АИР 180М8	731
18,5	АИР 160М2	2910	АИР 160М4	1455	АИР 180М6	980	—	—
22	АИР 180S2	2910	АИР 180S4	1462	—	—	—	—
30	АИР 180М	2925	АИР 180М4	1470	—	—	—	—

* Фактическая частота вращения с учетом скольжения ротора.

** Пример обозначения электродвигателя мощностью $P_{эл} = 5,5$ кВт, частотой вращения $n_{эл} = 2850$ мин⁻¹:

Двигатель АИР100Л2 ТУ 16-525.564-84.

Таблица 1.3

Степени защиты обслуживающего персонала от соприкосновения с токоведущими и вращающимися частями электротехнических изделий и от попадания твердых тел внутрь корпуса

Первая цифра условного обозначения	Степень защиты
0	Специальная защита отсутствует
1	Защита от проникновения внутрь оболочки большого участка поверхности человеческого тела, например руки, и от проникновения твердых тел размером свыше 50 мм
2	Защита от проникновения внутрь оболочки пальцев или предметов длиной не более 80 мм и от проникновения твердых тел размером свыше 12 мм
3	Защита от проникновения внутрь оболочки инструментов, проволоки и т.д. диаметром или толщиной более 2,5 мм и от проникновения твердых тел размером свыше 1 мм
4	Защита от проникновения внутрь оболочки проволоки и от проникновения твердых тел размером свыше 1 мм
5	Проникновение внутрь оболочки пыли не предотвращено полностью. Однако пыль не может проникать в количестве, достаточном для нарушения работы изделия
6	Проникновение пыли предотвращено полностью

Таблица 1.4

Степени защиты электротехнических изделий и от попадания воды

Вторая цифра условного обозначения	Степень защиты
0	Специальная защита отсутствует
1	Защита от капель воды: капли воды, вертикально падающие на оболочку, не должны оказывать вредного воздействия на изделие
2	Защита от капель воды при наклоне оболочки до 15°: капли воды, вертикально падающие на оболочку, не должны оказывать вредного воздействия на изделие при наклоне его оболочки на любой угол до 15° относительно нормального положения
3	Защита от дождя: дождь, падающий на оболочку под углом 60° от вертикали, не должен оказывать вредного воздействия на изделие
4	Защита от брызг: вода, разбрызгиваемая в любом направлении на оболочку, не должна оказывать вредного воздействия на изделие
5	Защита от водяных струй: струя воды, выбрасываемая в любом направлении на оболочку, не должна оказывать вредного воздействия на изделие

Продолжение табл.1.4

Вторая цифра условного обозначения	Степень защиты
6	Защита от волн воды: вода при волнении не должна попадать внутрь оболочки в количестве, достаточном для повреждения изделия
7	Защита при погружении в воду: вода не должна проникать в оболочку, погруженную в воду, при определенных условиях давления и времени в количестве, достаточном для повреждения изделия
8	Защита при длительном погружении в воду: изделия пригодны для длительного погружения в воду при условиях, установленных изготовителем

Наиболее распространенными исполнениями по степени защиты (табл.1.5) являются IP23 (в обозначении электродвигателя указывается буква Н) и IP44 (в обозначении электродвигателя отсутствует буква).

Таблица 1.5

Буквенные обозначения электродвигателей различных модификаций

Вид исполнения, модификация	Условное обозначение, буквы	
	русские	латинские
Исполнение по виду защиты и охлаждения		
Закрытое с внешним обдувом корпуса со встроенным вентилятором	Не указывается	
Закрытое с естественным охлаждением	Б	В
Защищенное	Н	Н
Открытое	Л	Л
Закрытое продуваемое	П	Р
С пристроенным вентилятором от отдельного двигателя (принудительное охлаждение)	Ф	Ф
Электрические модификации		
С повышенным скольжением	С	С
С повышенным пусковым моментом	Р	R
С регулируемой частотой вращения	Х	Х
С фазным ротором	К	К
Для кратковременного режима работы	Кр	Kr

Продолжение табл. 1.5

Вид исполнения, модификация	Условное обозначение, буквы	
	русские	латинские
Конструктивные модификации		
С температурной защитой	Б	B
Малощумные	Н	N
С повышенной точностью установочных размеров	П	P
С высокой точностью установочных размеров	П2	P2
Со встроенным электромагнитным тормозом	Е	E
Встраиваемые	В	V

ГОСТ 15150-69 и ГОСТ 15543-89Е классифицируют макроклиматические районы и места установки машин в зависимости от факторов, влияющих на условия эксплуатации электрических машин, и определяют обозначения машин, предназначенных для работы в тех или иных условиях (табл.1.6).

Таблица 1.6

Условное обозначение климатического исполнения электрических машин	
Исполнение	Обозначение
Электрические машины, предназначенные для эксплуатации на суше, реках, озерах для макроклиматических районов:	
с умеренным климатом	У
с холодным климатом	ХЛ
с влажным тропическим климатом	ТВ
с сухим тропическим климатом	ТС
как с сухим, так и влажным тропическим климатом	Т
для всех макроклиматических районов на суше (общеклиматическое исполнение)	О
Электрические машины, предназначенные для установки на морских судах для макроклиматических районов:	
с умеренно холодным морским климатом	М
с тропическим морским климатом для судов каботажного плавания или иных, предназначенных для плавания только в тропической зоне	ТМ
Электрические машины, предназначенные для всех макроклиматических районов на суше и на море	В

Категория размещения электрических машин обозначается цифрой (от 1 до 5), следующей за буквенным обозначением климатического исполнения. Машины, которые можно эксплуатировать на открытом воздухе, обозначаются цифрой 1; в закрытом помещении, где температура и влажность воздуха несущественно отличаются от колебаний наружного воздуха, — 2; если машины рассчитаны на работу в закрытых помещениях, в которых

колебания температуры и влажности, а также воздействие песка и пыли существенно меньше, чем на открытом воздухе, — 3; в помещениях с искусственно регулируемыми климатическими условиями, например в закрытых отапливаемых помещениях, — 4; в помещениях с повышенной влажностью, в которых возможно длительное наличие воды и происходит частая конденсация влаги на стенах и потолке, например в неотапливаемых и невентилируемых подземных помещениях, — 5.

Обозначение ХЛ1 означает, что машина может работать в районах с холодным климатом при установке на открытом воздухе. Двигатели общего назначения, к которым не предъявляют каких-либо дополнительных требований, имеют исполнение У3 или У4, т.е. они могут работать в районах с умеренным климатом в закрытых помещениях категории 3 или 4.

Пример условного обозначения электродвигателя:

Двигатель АИСН200М4Т2

— асинхронный электродвигатель серии АИ, увязка мощности по варианту С; Н — защитного исполнения IP23, высота оси вращения 200 мм; М — вторая длина корпуса по установочным размерам, четырехполюсный; Т2 — тропического исполнения (категория размещения 2).

Полное обозначение электродвигателя представляет сочетание основного обозначения с дополнительными электрическими и конструктивными характеристиками, включающими напряжение, частоту тока в сети, исполнение по способу монтажа и по концу вала. Исполнение IM 1081 предусматривает монтаж электродвигателя с помощью лапок, исполнение IM 2081 — лапок и фланца; исполнение IM 3081 — фланца.

1.2. Механические передачи

Для согласования частоты вращения рабочего вала машины с частотой вращения ротора электродвигателя между электродвигателем и рабочим валом машины устанавливают передачи.

В машиностроении применяют механические, электрические, гидравлические и пневматические передачи. В курсе "Детали машин" изучаются только механические передачи общего назначения. Электрические, гидравлические и пневматические передачи изучают в специальных дисциплинах.

Механические передачи служат для передачи энергии от двигателей к рабочим органам чаще всего с преобразованием скоростей, сил и крутящих моментов. Некоторые механические передачи служат для преобразования вращательного движения двигателя в поступательное движение или в движение рабочего органа машины по заданному закону.

Механические передачи можно подразделить на три типа:

- 1) передачи с вращением ведущего и ведомого звеньев (зубчатые, червячные, цепные, ременные и фрикционные);
- 2) передачи с преобразованием вращательного движения ведущего звена в поступательное движение ведомого (винтовые, реечные);
- 3) передачи с преобразованием вращательного движения ведущего звена в движение ведомого звена по заданному закону (рычажные, кулачковые, кулисные, мальтийские и т.д.).

Передачи первого типа по принципу действия делятся на передачи зацеплением (зубчатые, червячные, цепные) и трением (ременные, фрикционные); по способу соединения ведущего и ведомого звеньев – на передачи непосредственного контакта ведущего и ведомого звеньев (зубчатые, червячные, фрикционные) и передачи с гибкой связью (ременные, цепные).

Общий вид механических передач дан на рис.1.2. Условные обозначения передач, электродвигателей, муфт, подшипников и валов на кинематических схемах приведены в табл.1.7.

Зубчатые, червячные и цепные передачи по конструктивному исполнению могут быть открытыми и закрытыми. Закрытая червячная передача и закрытая понижающая зубчатая передача называются редукторами. Назначение редуктора – понижение угловой скорости и соответственно повышение вращающего момента ведомого вала по сравнению с ведущим. Механизмы для повышения угловой скорости, выполненные в виде отдельных агрегатов, называют мультипликаторами.

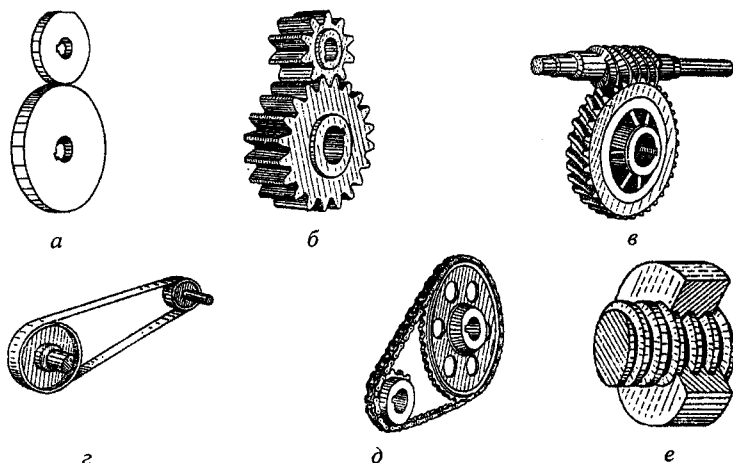


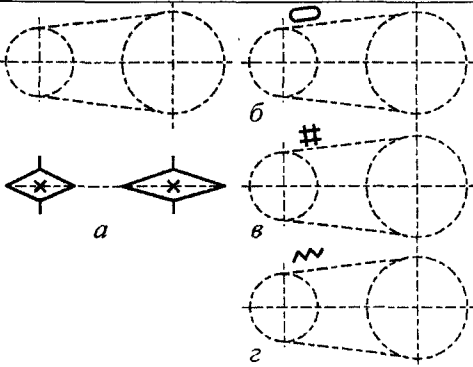
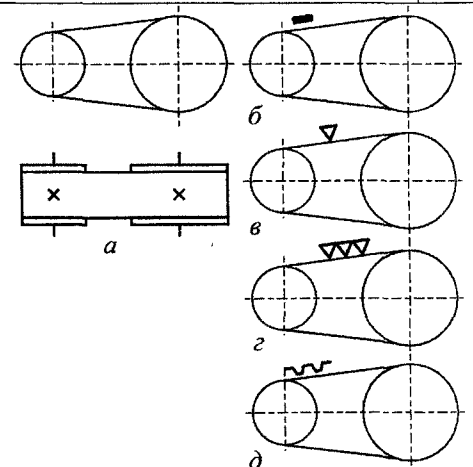
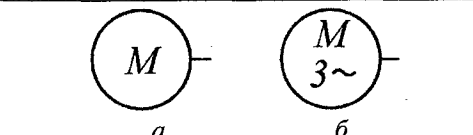
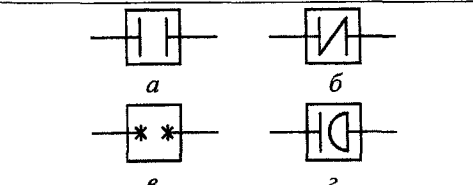
Рис. 1.2. Конструкции механических передач:
а – фрикционная; б – зубчатая; в – червячная;
г – ременная; д – цепная; е – винтовая

**Условные графические обозначения элементов машин
на кинематических схемах**


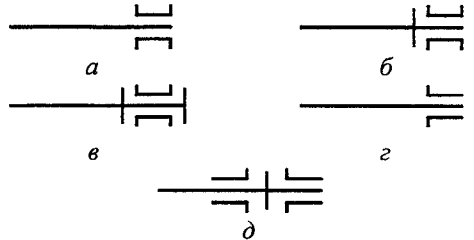
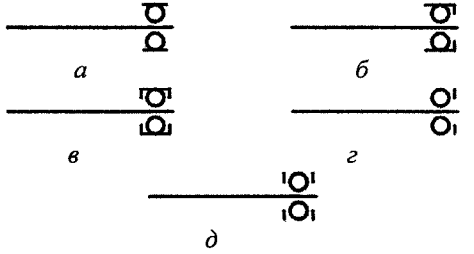
Таблица 1.7

Наименование	Обозначение
<p>Зубчатые цилиндрические передачи:</p> <p><i>а</i> – без уточнения типа зубьев</p> <p><i>б</i> – прямозубая;</p> <p><i>в</i> – косозубая;</p> <p><i>г</i> – шевронная;</p> <p><i>д</i> – с круговым зубом</p>	
<p>Зубчатые конические передачи:</p> <p><i>а</i> – без уточнения типа зубьев;</p> <p><i>б</i> – прямозубая;</p> <p><i>в</i> – косозубая;</p> <p><i>г</i> – с круговым зубом</p>	
<p>Червячные передачи:</p> <p><i>а</i> – с цилиндрическим червяком;</p> <p><i>б</i> – с глобоидным червяком</p>	
<p>Винтовые передачи:</p> <p><i>а</i> – неразъемная;</p> <p><i>б</i> – неразъемная с шариками;</p> <p><i>в</i> – разъемная</p>	

Продолжение табл. 1.7

Наименование	Обозначение
<p>Цепные передачи:</p> <p><i>а</i> – без уточнения типа цепи;</p> <p><i>б</i> – с круглозвенной цепью;</p> <p><i>в</i> – с пластинчатой цепью;</p> <p><i>г</i> – с зубчатой цепью</p>	
<p>Ременные передачи:</p> <p><i>а</i> – без уточнения типа ремня;</p> <p><i>б</i> – с плоским ремнем;</p> <p><i>в</i> – с клиновым ремнем;</p> <p><i>г</i> – с поликлиновым ремнем;</p> <p><i>д</i> – с зубчатым ремнем</p>	
<p>Электродвигатели:</p> <p><i>а</i> – без уточнения типа;</p> <p><i>б</i> – трехфазный переменного тока</p>	
<p>Муфты:</p> <p><i>а</i> – без уточнения типа;</p> <p><i>б</i> – упругая;</p> <p><i>в</i> – жесткая (глухая);</p> <p><i>г</i> – компенсирующая</p>	

Окончание табл. 1.7

Наименование	Обозначение
Подшипники скольжения и качения (без уточнения типа): а – радиальные; б – упорные	
Подшипники скольжения: а – радиальные; б – радиально-упорные односторонние; в – радиально-упорные двусторонние; г – упорные односторонние; д – упорные двусторонние	
Подшипники качения: а – радиальные; б – радиально-упорные односторонние; в – радиально-упорные двусторонние; г – упорные односторонние; д – упорные двусторонние	

Благодаря изоляции от окружающей среды и обильной смазке, передачи в редукторах имеют более высокий КПД и меньший износ, чем открытые передачи.

В зависимости от кинематической схемы зубчатые редукторы бывают простые, планетарные и волновые. По типу зубчатых передач редукторы делятся на цилиндрические, конические, коническо-цилиндрические; по числу ступеней – на одноступенчатые, двухступенчатые и трехступенчатые; по расположению валов в пространстве – горизонтальные и вертикальные. Схемы зубчатых простых, планетарных и волнового редукторов даны соответственно на рис. 1.3, 1.4 и 1.5. Схемы червячных редукторов даны на рис. 1.6. На кинематических схемах буквой Б обозначен входной вал (быстроходный) редуктора, а буквой Т – выходной (тихоходный).

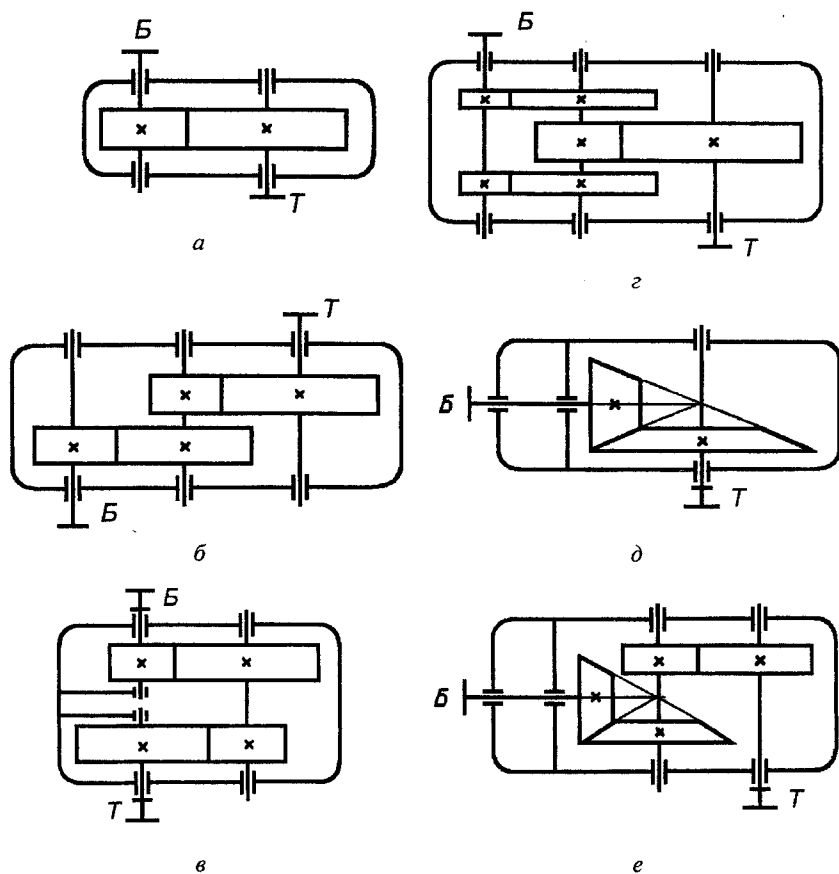


Рис. 1.3. Схемы простых зубчатых редукторов:
а – одноступенчатый цилиндрический; *б* – двухступенчатый цилиндрический, выполненный по развернутой схеме; *в* – двухступенчатый цилиндрический соосный; *г* – двухступенчатый цилиндрический с первой раздвоенной ступенью; *д* – одноступенчатый конический; *е* – коническо-цилиндрический

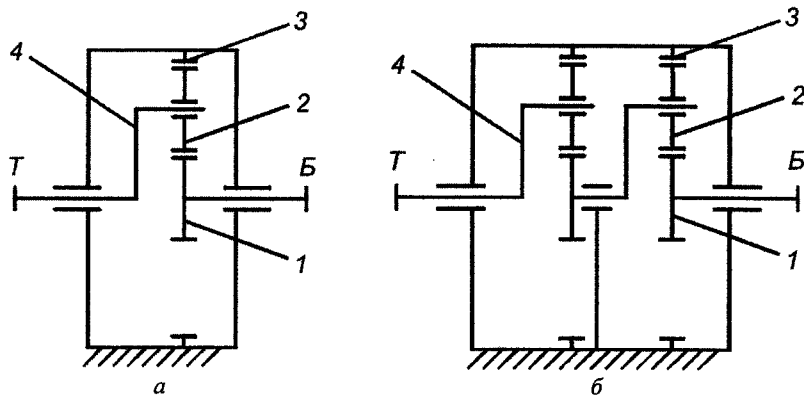


Рис. 1.4. Схемы планетарных зубчатых редукторов:
а – одноступенчатый; *б* – двухступенчатый; 1 – центральное колесо;
 2 – сателлит; 3 – корончатое колесо; 4 – водило

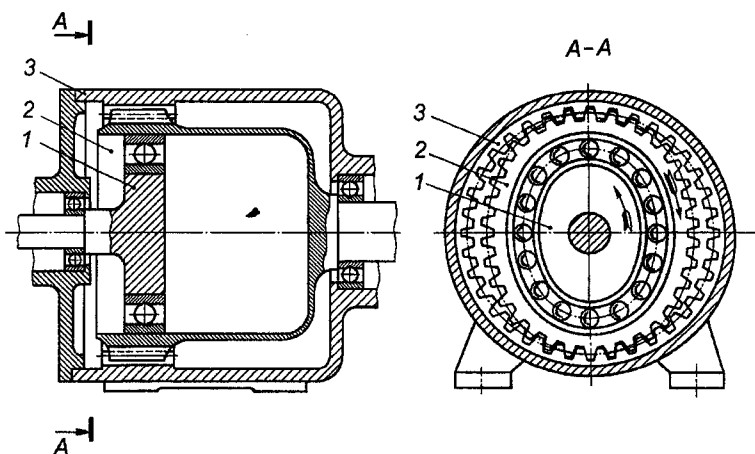


Рис. 1.5. Конструкция волнового зубчатого одноступенчатого редуктора:
 1 – водило; 2 – подвижное гибкое колесо с наружными зубьями;
 3 – неподвижное жесткое колесо с внутренними зубьями

Планетарными называются передачи, у которых имеются зубчатые колеса с перемещающимися осями. На рис. 1.4, *а* дана схема наиболее простой одноступенчатой планетарной передачи. Она состоит из центрального колеса с наружными зубьями, неподвижного корончатого (центрального)

колеса с внутренними зубьями и водила, на котором закреплены оси сателлитов. Водило вместе с сателлитами вращается вокруг центральной оси, а сателлиты обкатываются по центральному колесу и вращаются вокруг своих осей, совершая движение, подобное движению планет. При неподвижном колесе 3 движение передается от колеса 1 к водилу или наоборот.

Если в планетарной передаче сделать неподвижными все звенья (оба колеса и водило), то такую передачу называют дифференциалом. С помощью дифференциала одно движение можно разложить на два или два движения сложить в одно.

Достоинства планетарных передач: малые габариты и масса; соосность ведущего и ведомого валов; меньший шум, чем у обычных зубчатых передач; малые нагрузки на опоры, так как силы в передаче взаимно уравновешены; возможность получить большие передаточные отношения.

Недостатки: повышенные требования к точности изготовления и монтажа; низкий КПД при больших передаточных отношениях.

При последовательном соединении простых планетарных передач можно получить многоступенчатый редуктор с большим передаточным отношением. На рис. 1.4, б дана схема двухступенчатого планетарного редуктора.

Волновая передача представляет собой планетарную передачу с одним гибким зубчатым колесом. Конструкция волнового зубчатого одноступенчатого редуктора показана на рис. 1.5.

Основные элементы волновой передачи: водило, вращающееся гибкое колесо с наружными зубьями и неподвижное жесткое колесо с внутренними зубьями. Водило состоит из овального кулачка и специального подшипника качения. Гибкое зубчатое колесо имеет форму стакана с легко деформируемой стенкой: в утолщенной части (на рис. 1.5 – левая) нарезаны зубья, а другая часть (на рис. 1.5 – правая) выполнена в виде вала. Гибкое колесо деформируется так, что на концах малой оси овала зубья не находятся в зацеплении. При вращении водила волна деформации (поэтому передача называется волновой) бежит по окружности гибкого зубчатого венца, при этом венец обкатывается по неподвижному жесткому колесу в обратном направлении, вращая стакан и вал.

Достоинства волновых передач: способность передавать большие нагрузки, большое передаточное число ($i \approx 300$ для одной ступени), малые габаритные размеры.

Недостатки: сложность изготовления гибкого колеса и водила, возможность использования передач только при сравнительно небольших угловых скоростях вала водила.

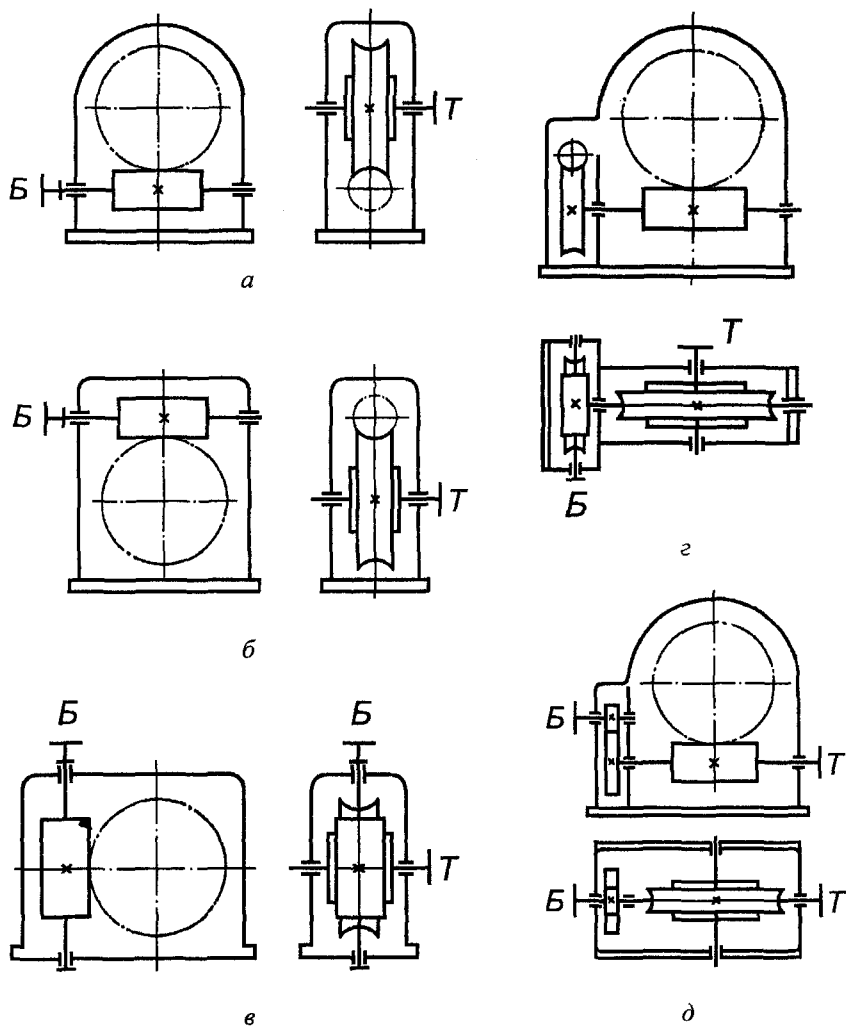


Рис. 1.6. Схемы червячных редукторов:

a – одноступенчатый с нижним расположением червяка; *б* – одноступенчатый с верхним расположением червяка; *в* – одноступенчатый с боковым расположением червяка; *г* – двухступенчатый; *д* – комбинированный зубчато-червячный

1.3. Основные кинематические и энергетические характеристики передач

Основными характеристиками каждой передачи являются:

- 1) мощности на ведущем P_1 и ведомом P_2 валах;
- 2) угловые скорости ведущего ω_1 и ведомого ω_2 валов.

Эти характеристики, необходимые для расчета любой передачи, могут быть заданы в явном или неявном виде.

Кроме этого, для расчета передач должны быть даны условия эксплуатации машины, а следовательно, и передачи. Дополнительными характеристиками являются:

1. Механический КПД передачи

$$\eta = \frac{P_2}{P_1}.$$

Так как в передаче происходят потери мощности $\Delta P = P_1 - P_2$, которая расходуется на трение в опорах и точках контакта звеньев, на деформации валов, опор, звеньев, то, разумеется, $\eta < 1$.

Рассчитать потери мощности в передачах сложно, поэтому обычно берут усредненные значения КПД передач (табл. 1.8).

Таблица 1.8

Выбор КПД и передаточных чисел передач

Тип передачи	η	Передаточные числа и	
		рекомендуемые	предельные
Зубчатая цилиндрическая	0,96...0,98	2...5	6,3
Зубчатая коническая	0,95...0,97	1...4	6,3
Червячная	0,70...0,90	10...50	80
Ременная	0,94...0,96	2...4	8,0
Цепная	0,92...0,95	1,5...4	10,0
Муфта	0,98	—	—
Пара подшипников качения	0,99	—	—

Для многоступенчатой передачи, состоящей из нескольких последовательно соединенных передач и элементов, в которых происходят потери мощности (муфты, подшипники),

$$\eta_{\text{общ}} = \eta_1 \eta_2 \eta_3 \dots \eta_n,$$

где $\eta_1, \eta_2, \eta_3, \dots, \eta_n$ — КПД каждой передачи, пары подшипников, муфты.

2. Окружная скорость ведущего и ведомого звеньев, м/с,

$$v = \omega_1 \frac{d_1}{2},$$

где ω_1 – угловая скорость ведущего звена, рад/с;

d_1 – диаметр ведущего звена (делительный диаметр шестерни, делительный диаметр ведущей звездочки, расчетный диаметр ведущего шкива клиноременной передачи, диаметр ведущего шкива плоскоремненной передачи), м.

3. Окружная сила, Н,

$$F_t = \frac{P_1}{v} = \frac{2T_1}{d_1},$$

где P_1 – мощность на ведущем валу, Вт;

v – окружная скорость, м/с;

T_1 – вращающий момент ведущего звена, Н · м.

4. Вращающий момент, Н · м,

$$T = \frac{P}{\omega} = \frac{F_t d}{2}.$$

5. Передаточное отношение

$$i = \frac{\omega_1}{\omega_2}.$$

У червячных, зубчатых и цепных передач часто используют понятие передаточное число

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

где z_2 – число зубьев колеса (зубчатая или червячная передача) или число зубьев большой звездочки (цепная передача);

z_1 – число зубьев колеса (зубчатая передача), число заходов червяка (червячная передача), число зубьев меньшей звездочки (цепная передача).

При понижающих зубчатых и цепных передачах, а также у червячной передачи (червячная передача всегда понижающая) передаточное отношение i и передаточное число u численно равны.

Для привода, состоящего из n передач, последовательно соединенных друг с другом, общее передаточное отношение

$$i_{\text{общ}} = i_1 i_2 i_3 \dots i_n.$$

У открытых передач передаточное отношение может иметь любое значение в пределах рекомендуемых, а в стандартных одноступенчатых редукторах, проектируемых для серийного производства, передаточное отно-

шение (передаточное число) должно иметь стандартные значения (ГОСТ 21426-75):

1-й ряд	2,0	2,5	3,15	4,0	5,0	6,3
2-й ряд	2,24	2,8	3,55	4,5	5,6	—

Первый ряд предпочтителен второму. Передаточные отношения (числа) 5,6 и 6,3 применять допускается, но не рекомендуется.

Закрытые зубчатые передачи в виде редуктора (понижающие) или мультипликатора (повышающие) имеют постоянное передаточное отношение. Закрытые зубчатые передачи, в которых передаточное отношение может дискретно изменяться, носят название коробок скоростей. Устройство для плавного (бесступенчатого) изменения передаточного отношения (регулирования скорости ведомого звена) называется вариатором.

Все большее применение находят мотор-редукторы – агрегаты, совмещающие в одном корпусе электродвигатель и редуктор. Они могут быть с простыми зубчатыми передачами и планетарными.

Порядок выбора электродвигателя и определения кинематических и энергетических характеристик привода рассмотрим на конкретном примере.

1.4. Пример выбора электродвигателя и определения кинематических и энергетических характеристик привода ленточного конвейера

Исходные данные: тяговая сила ленты $F = 4,8$ кН; скорость ленты $v = 1,5$ м/с; диаметр барабана $D = 0,35$ м.

Схема привода приведена на рис. 1.7.

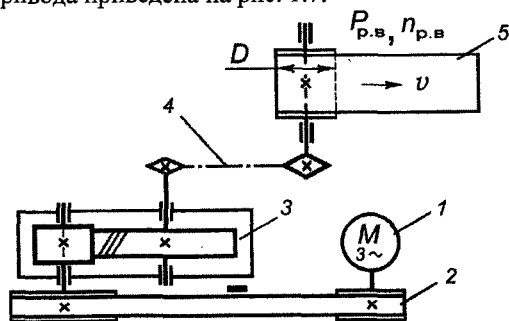


Рис. 1.7. Привод ленточного конвейера:

- 1 – электродвигатель; 2 – плоскоременная передача;
- 3 – одноступенчатый зубчатый цилиндрический редуктор;
- 4 – цепная передача; 5 – ленточный конвейер

1.4.1. Выбор электродвигателя

1. Мощность на рабочем валу ленточного конвейера

$$P_{р.в} = F_t v = 4,8 \cdot 1,5 = 7,2 \text{ кВт.}$$

2. Общий КПД привода

$$\eta_{\text{общ}} = \eta_{р.п} \eta_{з.п} \eta_{ц.п} \eta_{п.п} = 0,95 \cdot 0,97 \cdot 0,94 \cdot 0,99^2 = 0,85.$$

Здесь $\eta_{р.п} = 0,95$ – КПД ременной передачи; $\eta_{з.п} = 0,97$ – КПД зубчатой передачи; $\eta_{ц.п} = 0,94$ – КПД цепной передачи; $\eta_{п.п} = 0,99$ – КПД пары подшипников.

3. Требуемая мощность на первом валу привода (вала электродвигателя)

$$P_{тр} = \frac{P_1}{\eta_{\text{общ}}} = \frac{7,2}{0,85} = 8,47 \text{ кВт.}$$

4. Частота вращения рабочего вала (вала рабочего органа) ленточного конвейера

$$n_{р.в} = \frac{60 v}{\pi D} = \frac{60 \cdot 1,5}{3,14 \cdot 0,35} = 81,89 \text{ мин}^{-1}.$$

5. Принимаем: передаточное отношение редуктора $i_{ред} = 4,0$; передаточное отношение ременной передачи (предварительно) $i'_{р.п} = 3$; передаточное отношение цепной передачи $i_{ц.п} = 2$.

6. Общее передаточное отношение привода (предварительно)

$$i'_{\text{общ}} = i_{ред} i'_{р.п} i_{ц.п} = 4 \cdot 3 \cdot 2 = 24.$$

7. Частота вращения первого вала привода n_1 , то есть вала электродвигателя (предварительное значение)

$$n'_1 = n_{р.в} i_{\text{общ}} = 81,89 \cdot 24 = 1965,36 \text{ мин}^{-1}.$$

8. Зная $P_{тр}$ и n_1 , по табл.1.2 выбираем электродвигатель, при этом $P_{эл} \geq P_{тр}$, а $n_{эл}$ должно быть близко к n'_1 . Принимаем электродвигатель АИР 132М4 мощностью $P_{эл} = 11 \text{ кВт}$ и частотой вращения $n_{эл} = 1447 \text{ мин}^{-1}$.

1.4.2. Определение кинематических и энергетических характеристик привода

1. Уточнённое общее передаточное отношение

$$i_{\text{общ}} = \frac{n_{\text{общ}}}{n_{р.в}} = \frac{1447}{81,89} = 17,67.$$

2. Уточнённое передаточное отношение ременной передачи

$$i_{p.п} = \frac{i_{общ}}{i_{ред} i_{ц.п}} = \frac{17,67}{4 \cdot 2} = 2,21.$$

3. Частоты вращения валов привода:

$$n_1 = n_{эл} = 1447 \text{ мин}^{-1};$$

$$n_2 = \frac{n_1}{i_{p.п}} = \frac{1447}{2,21} = 654,75 \text{ мин}^{-1};$$

$$n_3 = \frac{n_2}{i_{ред}} = \frac{654,75}{4} = 163,69 \text{ мин}^{-1};$$

$$n_4 = \frac{n_3}{i_{ц.п}} = \frac{163,69}{2} = 81,85 \text{ мин}^{-1}.$$

4. Угловые скорости валов привода:

$$\omega_1 = \frac{\pi n_1}{30} = \frac{3,14 \cdot 1447}{30} = 151,45 \text{ рад/с};$$

$$\omega_2 = \frac{\pi n_2}{30} = \frac{3,14 \cdot 654,75}{30} = 68,53 \text{ рад/с};$$

$$\omega_3 = \frac{\pi n_3}{30} = \frac{3,14 \cdot 163,69}{30} = 17,13 \text{ рад/с};$$

$$\omega_4 = \frac{\pi n_4}{30} = \frac{3,14 \cdot 81,85}{30} = 8,57 \text{ рад/с}.$$

5. Мощности на валах привода:

$$P_1 = P_{тр} = 8,47 \text{ кВт};$$

$$P_2 = P_1 \eta_{1-2} = P_1 \eta_{p.п} \eta_{п.п} = 8,47 \cdot 0,95 \cdot 0,99 = 7,97 \text{ кВт};$$

$$P_3 = P_2 \eta_{2-3} = P_2 \eta_{з.п} \eta_{п.п} = 7,97 \cdot 0,97 \cdot 0,99 = 7,65 \text{ кВт};$$

$$P_4 = P_3 \eta_{3-4} = P_3 \eta_{ц.п} = 7,65 \cdot 0,94 = 7,19 \text{ кВт}.$$

6. Вращающие моменты на валах привода:

$$T_1 = \frac{P_1 \cdot 10^3}{\omega_1} = \frac{8,47 \cdot 10^3}{151,45} = 55,93 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$T_2 = \frac{P_2 \cdot 10^3}{\omega_2} = \frac{7,97 \cdot 10^3}{68,53} = 116,3 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$T_3 = \frac{P_3 \cdot 10^3}{\omega_3} = \frac{7,65 \cdot 10^3}{17,13} = 446,58 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$T_4 = \frac{P_4 \cdot 10^3}{\omega_4} = \frac{7,19 \cdot 10^3}{8,57} = 838,97 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Полученные характеристики привода приведены в табл.1.9.

Таблица 1.9

Результаты расчета характеристик привода ленточного конвейера

Номер вала привода	Частота вращения вала $n, \text{ мин}^{-1}$	Угловая скорость вала $\omega, \text{ рад/с}$	Мощность на валу $P, \text{ кВт}$	Вращающий момент на валу $T, \text{ Н} \cdot \text{м}$
1	1447	151,45	8,47	55,93
2	654,75	68,53	7,97	116,3
3	163,75	17,13	7,65	446,58
4	81,85	8,57	7,19	838,97

2. РЕМЕННЫЕ ПЕРЕДАЧИ

2.1. Основные сведения

Ременная передача относится к передачам трением с гибкой связью. Она состоит из ведущего и ведомого шкивов, расположенных на некотором расстоянии друг от друга, на которые надет ремень с натяжением (рис. 2.1).

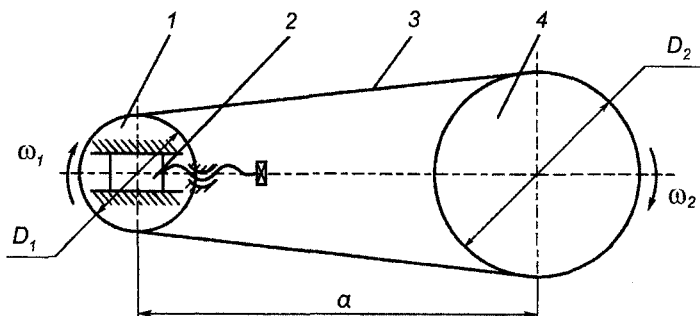


Рис. 2.1. Принципиальная схема ременной передачи:

- 1 – ведущий шкив; 2 – натяжное устройство;
3 – ремень; 4 – ведомый шкив

На ведущий и ведомый шкивы, оси которых расположены на расстоянии a друг от друга (межосевое расстояние), надет ремень. Натяжение ремня осуществляется с помощью механизма натяжения. Ведущий и ведомый шкивы вращаются с угловыми скоростями соответственно ω_1 и ω_2 .

Достоинства: простота конструкции, малая стоимость изготовления и эксплуатации, возможность передачи мощности на значительные расстояния (до 15 м), плавность и бесшумность работы, путем возможного проскальзывания ремня предохраняют механизм от перегрузок.

Недостатки: большие габаритные размеры, непостоянство передаточного отношения из-за упругого проскальзывания ремня, большая нагрузка на валы и подшипники от натяжения ремня, малая долговечность ремня в быстроходных передачах, необходимость предохранения ремня от попадания масла.

Ременные передачи чаще применяют для передачи мощности до 50 кВт (в отдельных случаях больше), когда межосевое расстояние должно быть большим, а передаточное отношение $i = \frac{\omega_1}{\omega_2}$ не строго постоянным.

Классификация ременных передач приведена на рис. 2.2.

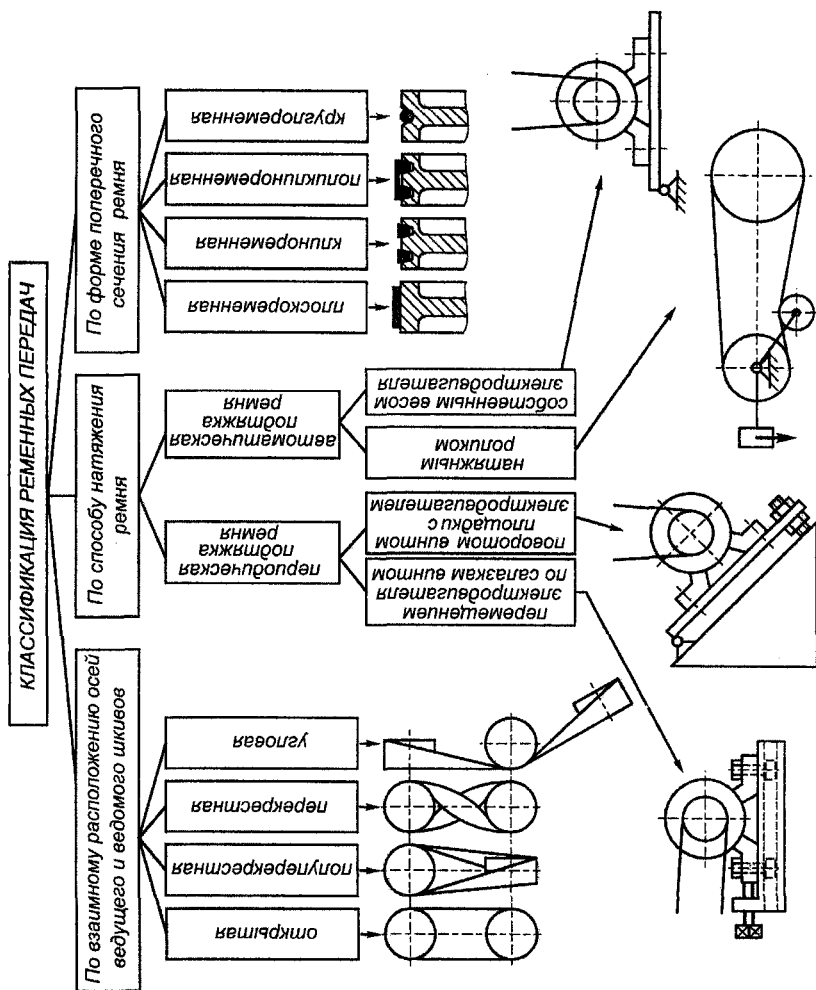


Рис. 2.2. Классификация ременных передач

2.2. Конструкция, параметры и материалы ремней

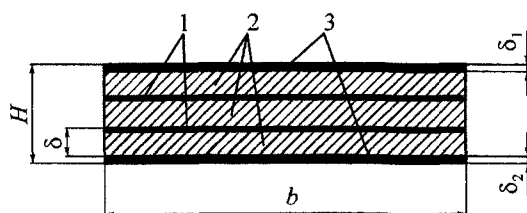
Конструкции и материалы приводных ремней должны отвечать следующим требованиям: высокая долговечность, значительный коэффициент трения, повышенная износостойкость, малая изгибная жесткость.

Наибольшее применение в промышленности нашли плоскоременная и клиноременная передачи.

2.2.1. Плоские ремни

Применяются следующие типы плоских ремней: резиноканевые, кожаные, хлопчатобумажные, шерстяные, синтетические.

Резиноканевые ремни (ГОСТ 23831-79) изготавливают трех видов: общего назначения, морозостойкие и антистатические. Ремни общего назначения и антистатические должны работать в интервале температур



окружающего воздуха от -25 до $+60$ °С. Морозостойкие ремни могут работать в интервале температур от -45 до $+60$ °С. Резиноканевые ремни состоят из тканевых прокладок с резиновыми прослойками и наружных резиновых обкладок (рис. 2.3).

Рис. 2.3. Поперечное сечение резиноканевого ремня:

1 – прослойки; 2 – прокладки; 3 – обкладки

Толщина ремня определяется по уравнению

$$H = z\delta + \delta_1 + \delta_2,$$

где z – число прокладок (табл. 2.1);

δ – толщина тканевой прокладки с резиновой прослойкой, мм;

δ_1, δ_2 – толщины наружных резиновых обкладок, могут иметь значения: 1,0; 1,5; 2,0; 3,0; 4,0; 5,0 и 6,0 мм.

Ткани, применяемые для изготовления резиноканевых ремней, приведены в табл. 2.1. Тканевые прокладки, составляющие каркас ремня, изготавливают из тканей с основой (основа – нити, идущие параллельно друг другу вдоль ремня) и утком (уток – нити, идущие параллельно друг другу поперек ремня) из комбинированных нитей (комбинация полиэфирного и хлопчатобумажного волокна) или тканей с основой и утком из синтетических нитей. Ремни изготавливают с наружными резиновыми обкладками

(одной или двумя) и без обкладок. Наружные обкладки (ремни общего назначения) изготавливают из резины классов Б, В и С. Морозостойкие ремни должны иметь наружные обкладки из резины класса В, а антистатические – из резины класса Б. Ремни с прокладками из комбинированных нитей допускается по согласованию с потребителем изготавливать без резиновых прослоек.

Таблица 2.1

Характеристика прокладок резинотканевых ремней (ГОСТ 23831–79)

Параметр	Ткань прокладок			
	Из комбинированных нитей БКНЛ-65	Из синтетических нитей		
		ТА-150 ТК-150	ТК-200	ТА-300 ТК-300
Прочность по основе, Н/мм ширины	65	150	200	300
Толщина прокладки δ , мм:				
с резиновой прослойкой	1,20	1,30	1,40	1,50
без резиновой прослойки	1,00	–	–	–
Допускаемая нагрузка на прокладку P_0 , Н/мм ширины	3,0	10,0	13,0	20,0
Поверхностная плотность прокладки m , кг/м ² :				
с резиновой прослойкой	1,3	1,3	1,4	1,5
без резиновой прослойки	0,9	–	–	–
Число прокладок z при ширине ремня b , мм:				
20, 25, 32, 40	3–5	–	–	–
50, 63, 71	3–5	–	–	3
80, 90, 100, 112	3–6	–	–	–
125, 140, 160	3–6	3–4	3–4	–
180, 200, 224, 250	3–6	3–4	3–4	3
280, 315	3–6	3–4	3–6	3
335, 400, 450, 500, 560	3–6	3–5	3–6	–

Примеры условных обозначений:

а) ремень общего назначения шириной 200 мм с тремя прокладками из ткани БКНЛ-65 с наружными резиновыми обкладками толщиной 3,0 и 1,0 мм из резины класса В:

Ремень 200-3-БКНЛ-65-3,0-1,0-В ГОСТ 23831–79;

б) ремень общего назначения шириной 150 мм с четырьмя прокладками из ткани ТА-150 с одной наружной резиновой обкладкой толщиной 2,0 мм из резины класса В:

Ремень 150-4-ТА-150-2,0-В ГОСТ 23831–79.

Кожанные ремни обладают высокой тяговой способностью и долговечностью. Они хорошо работают при передаче переменных и ударных нагрузок. Из-за дороговизны кожаные ремни имеют ограниченное применение.

Хлопчатобумажные и шерстяные ремни обладают низкой тяговой способностью и долговечностью, поэтому также имеют ограниченное применение.

Синтетические ремни (ТУ 17-21-598-87) являются перспективными благодаря их высокой прочности, долговечности и тяговой способности. Их изготавливают из капроновых тканей, пропитанных раствором полиамида С-6, и покрывают пленкой из этого полиамида с нитрильным каучуком. Выпускаются бесконечными и стандартных длин. Размеры синтетических ремней приведены в табл. 2.2. Допустимые скорости ремня: при толщине 0,8 мм — до 75 м/с, 1,0 мм — до 40 м/с.

Таблица 2.2

Размеры синтетических ремней
при толщине 0,8 и 1,0 мм (ТУ 17-21-598-87)

Ширина, мм	Длина, измеренная по внутренней поверхности, мм	Предельные отклонения, мм	
		ширины	длины
10	250, 260, 280, 300, 320, 340, 350, 380	± 0,25	2,0
15	400, 420, 450, 480, 500, 530, 560, 600		
20	630, 670, 710, 750, 800, 850, 900, 950		
30	1000, 1060, 1120, 1180, 1250, 1320, 1400	± 0,5	2,5
40	1250, 1320, 1400		
60	1500, 1600, 1700, 1800, 1900, 2000	± 0,75	4
80	2120, 2240, 2360, 2500, 2650, 2800, 3000		4,5
100	3150, 3350		

2.2.2. Клиновые ремни

Клиновые ремни имеют трапецевидное сечение. Клиноременная передача состоит из одного или нескольких клиновых ремней, установленных в клиновых канавках ведущего и ведомого шкивов. Рабочими сторонами клиновых ремней являются боковые. Между внутренней поверхностью ремня и дном канавки шкива должен быть зазор. Клиноременные передачи обладают повышенной тяговой способностью благодаря клиновому действию ремней и повышенному сцеплению их со шкивами.

Клиновые ремни (рис. 2.4) состоят из трех слоев: несущего, резинового и оберточного. Несущий слой расположен на нейтральной оси и выполнен в виде кордткини (рис. 2.4, *а*) или кордшнура (рис. 2.4, *б*). Корд (крученная нить высокой прочности) изготавливают в основном из химических волокон: вискозы, капрона, лавсана. Резиновый слой расположен над и под несущим слоем. Оберточный слой выполнен из прорезиненной ткани и расположен по краям сечения ремня. Основные размеры клиновых ремней: расчетная длина L_p (длина ремня по нейтральному слою в натянутом состоянии), расчетная ширина ремня W_p , ширина большего основания ремня W , высота ремня T , угол клина ремня $\alpha = (40 \pm 1)^\circ$.

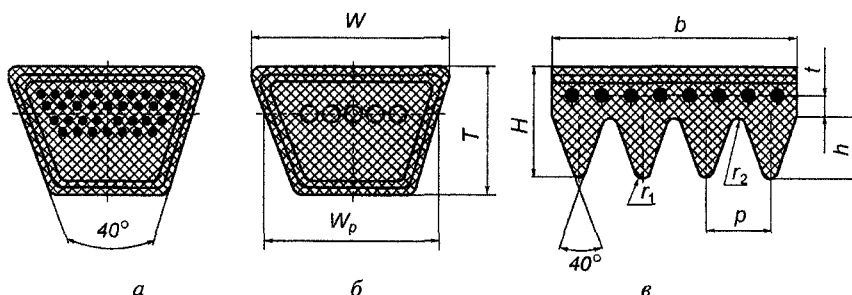


Рис. 2.4. Конструкции клиновых и поликлиновых ремней:
а — клиновой кордтканевый; *б* — клиновой кордшнуровой;
в — поликлиновой

Клиновые ремни выпускают:

- а) нормального сечения ($W_p/T \approx 1,4 \dots 1,7$);
- б) узкие ($W_p/T \approx 1,2 \dots 1,3$);
- в) широкие для вариаторов ($W_p/T \approx 3,0$).

Для клиноременных передач со шкивами малых диаметров применяют ремни с гофрами.

Ремни нормального сечения (ГОСТ 1284.1–89) основные в машиностроении, и в дальнейшем будем рассматривать клиноременные передачи с этими ремнями. Согласно ГОСТ 1284.1–89 приводные клиновые ремни выпускаются семи сечений (табл.2.3): Z(0), A, B(Б), C(В), D(Г), E(Д), E0(E) с различной стандартной длиной.

Клиновые ремни нормальных сечений выпускаются четырех классов (в порядке повышения качества): I, II, III и IV. Согласно ГОСТ 1284.2-89 гарантия наработки ремней I, II, III и IV классов для легкого и среднего режимов работы соответственно 500, 550, 600 и 700 часов, для тяжелого и очень тяжелого – соответственно 250, 300, 400 и 500 часов.

Таблица 2.3

Основные параметры приводных клиновых ремней

Обозначение ремня	Расчетная ширина ремня W_p [b_p]	Ширина ремня W [b_0]	Высота ремня T [h]	Расстояние от ней- трального слоя до верхней кромки y	Площадь поперечного сечения ремня S , мм ²	Диапазон стандартных длин ремня, мм	Минимальный расчет- ный диаметр меньшего шкива d_{p1min}	Рекомендуемые значе- ния расчетного диамет- ра меньшего шкива d_{p1}	Масса 1 м ремня m_n , кг
	мм					мм			
Z(0)	8,5	10	6,0	2,3	47	400...2500	63	71; 80; 90	0,06
A	11,0	13	8,0	3,1	81	560...4000	90	100; 125; 160	0,10
B(Б)	14,0	17	11	4,6	138	800...6300	125	140; 180; 224	0,18
C(В)	19,0	22	14	4,6	230	1800...10600	200	224; 280; 355	0,30
D(Г)	27,0	32	19	7,6	476	3150...15000	315	400; 500	0,60
E(Д)	32,0	38	23,5	9,2	692	4500...18000	500	560; 710	0,90
E0(E)	42,0	50	30	12,3	1172	6300...18000	800	900; 1000	1,56

Примечания. 1. Обозначения в квадратных скобках соответствуют ранее принятым и не рекомендуются для дальнейшего применения.

1. Стандартные длины ремня L_p , мм: 400, 450, 500, 560, 630, 710, 800, 900, 1000, 1120, 1250, 1400, 1600, 1800, 2000, 2240, 2500, 2800, 3150, 3550, 4000, 4500, 5000, 5600, 6300, 7100, 8000, 9000, 10000, 11200, 12500, 14000, 16000, 18000.

2. Стандартные расчетные диаметры шкивов d_p , мм (по ГОСТ 20889-88): 63, 71, 80, 90, 100, 112, 125, 140, 160, 180, 200, 224, 250, 280, 315, 355, 400, 450, 475, 500, 560, 630, 710, 800, 900, 1000, 1060, 1120, 1250, 1400, 1600, 1800, 2000, 2240, 2500.

3. Для вновь проектируемых приводов ремни сечением E0 применять не следует.

Примеры условных обозначений:

а) ремень сечением C(В) с расчетной длиной 2500 мм, IV класса, эксплуатируемый в районах с умеренным климатом:

Ремень C(В)-2500 IV ГОСТ 1284.1-89;

б) то же, для передач повышенной точности движущихся сельскохозяйственных машин:

Ремень С(В)-2500 IV ПСх ГОСТ 1284.1-89;

в) то же, для районов с холодным и очень холодным климатом:

Ремень С(В)-2500 IV ПСх ХЛ ГОСТ 1284.1-89.

2.2.3. Поликлиновые ремни

Поликлиновые ремни – это бесконечные плоские ремни с продольными клиновыми выступами на внутренней поверхности, входящими в кольцевые клиновые канавки в шкивах (рис. 2.4, в). Несущий слой ремней выполняют в виде кордшнура из химических волокон: вискозы, стекловолокна или лавсана. Эти ремни сочетают достоинства плоских (монолитность и гибкость) и клиновых (повышенное сцепление со шкивами) ремней. Передачи с поликлиновыми ремнями имеют меньшие габариты, чем другие ременные передачи, работают со скоростью до 40 м/с и передаточным числом до 10. Передачи с поликлиновыми ремнями (табл. 2.4) чувствительны к непараллельности валов и осевому смещению шкивов.

Таблица 2.4

Параметры поликлиновых ремней (ТУ 38105.763-84)

Обозначение ремня	p	H	h	r_1	r_2	t	Расчетная длина L_p , мм	Число клиньев	
								рекомен- дуемое	наиболь- шее
	мм								
К	2,4	4,0	2,35	0,1	0,4	1,0	400...2000	2...36	36
Л	4,8	9,5	4,85	0,2	0,7	2,4	1250...4000	4...20	50
М	9,5	16,7	10,35	0,4	1,0	3,5	2000...4000	4...20	50

Примечания. 1. Стандартные длины поликлиновых ремней такие же, как и для клиновых ремней (см. табл. 2.3, прим.2).

2. Диаметры шкивов для поликлиновых ремней выбирают из того же стандартного ряда, что и для клиновых ремней (см. табл. 2.3, прим.3).

Пример условного обозначения:

поликлиновой ремень с расчетной длиной 4000 мм, сечением Л с числом клиньев 12:

Ремень 4000-Л-12-ТУ 38105.763-84.

2.3. Основные геометрические соотношения ременных передач

1. Диаметр меньшего (ведущего) шкива для плоскоременной передачи определяется по эмпирической формуле, мм,

$$D_1 = (520 \dots 610) \sqrt[3]{\frac{P_1}{\omega_1}}, \quad (2.1)$$

где P_1 – передаваемая мощность, кВт;

ω_1 – угловая скорость ведущего шкива, рад/с.

Принимается ближайшее значение D_1 из стандартного ряда диаметров шкивов (ГОСТ 17383–73), мм: 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, 1400, 1600, 1800.

Расчетный диаметр меньшего (ведущего) шкива d_{p1} для клиноременной передачи определяется по табл. 2.3 для сечения ремня, выбранного по номограмме (рис. 2.5). Сечение и диапазон диаметров меньшего ведущего шкива поликлинового ремня определяются по номограмме, приведенной на рис. 2.6, стандартные значения диаметров в пределах заданного диапазона – по табл. 2.3.

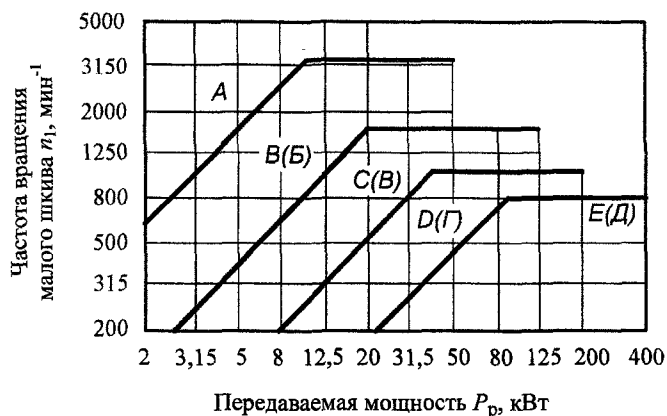


Рис. 2.5. Номограмма для выбора сечения клинового ремня

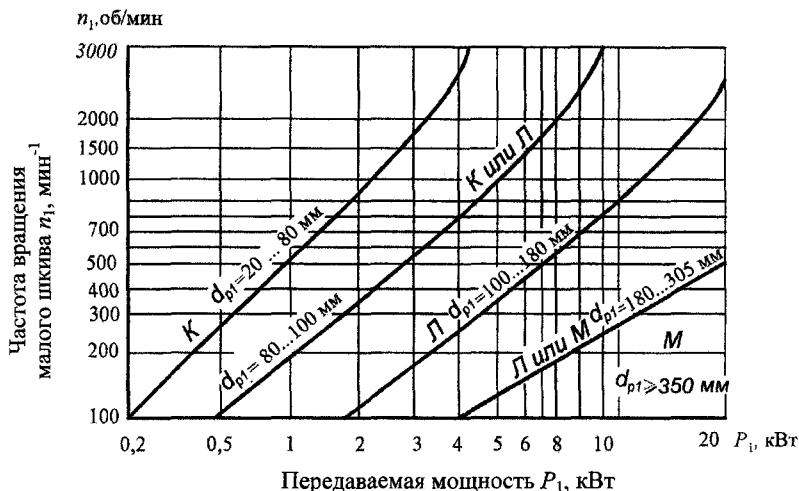


Рис. 2.6. Номограмма для выбора сечения поликлинового ремня

2. Диаметр большего (ведомого) шкива:
для плоскоремненной передачи

$$D_2 = D_1 i (1 - \epsilon); \quad (2.2)$$

для клиноремненной и поликлиноремненной передач

$$d_{p2} = d_{p1} i (1 - \epsilon), \quad (2.3)$$

где $i = \frac{\omega_1}{\omega_2}$ — передаточное отношение;

ϵ — коэффициент относительного скольжения, для резинотканевых ремней плоскоремненной передачи и клиновых ремней $\epsilon = 0,01$.

Диаметры, полученные по формулам (2.2) и (2.3), округляются до ближайших стандартных значений, приведенных ранее.

3. Межосевое расстояние рекомендуется выбирать по соотношениям:
для плоскоремненной передачи

$$a \geq 2(D_1 + D_2); \quad (2.4)$$

для клиноремненной и поликлиноремненной передач

$$0,7(d_{p1} + d_{p2}) < a < 2(d_{p1} + d_{p2}). \quad (2.5)$$

4. Расчетная длина ремня:

плоского

$$l_p = 2a + \pi/2 (D_1 + D_2) + (D_2 - D_1)^2 / 4a, \quad (2.6)$$

с учетом сшивки $l' = l_p + 100 \dots 300$ мм;

клинового и поликлинового

$$l_p = 2a + \frac{\pi}{2} (d_{p1} + d_{p2}) + \frac{(d_{p2} - d_{p1})^2}{4a}. \quad (2.7)$$

Принимается стандартное значение длины клинового или поликлинового ремня L_p по табл. 2.3 (прим. 2).

4. Межосевое расстояние, соответствующее принимаемой стандартной длине клинового и поликлинового ремня,

$$a = 0,25 \{ L_p - \pi/2 (d_{p1} + d_{p2}) + \sqrt{[L_p - \frac{\pi}{2} (d_{p1} + d_{p2})]^2 - 2(d_{p2} - d_{p1})^2} \}. \quad (2.8)$$

5. Угол обхвата ремнем малого шкива:

для плоскоремненной передачи

$$\alpha_1 = 180^\circ - 57^\circ \frac{(D_2 - D_1)}{a}, \quad (2.9)$$

рекомендуется $\alpha_1 \geq 150^\circ$;

для клиноремненной и поликлиноремненной

$$\alpha_1 = 180^\circ - 57^\circ \frac{(d_{p2} - d_{p1})}{a}, \quad (2.10)$$

рекомендуется $\alpha_1 \geq 110^\circ$.

2.4. Силы в ременной передаче и напряжения в ремне

Для обеспечения тяговой способности передачи ремень после его установки на шкивы натягивается. В состоянии покоя или холостого хода каждая ветвь ремня натянута с силой F_0 (рис. 2.7, а).

При работе и передаче окружной силы $F_t = 2 \frac{T_1}{D_1}$ ведущая ветвь рем-

ня получает дополнительное натяжение ΔF , а ведомая ветвь ослабляется на эту величину (рис. 2.7, б). Таким образом, при работе ветви ремня имеют натяжение:

ведущая

$$F_1 = F_0 + \Delta F; \quad (2.11)$$

ведомая

$$F_2 = F_0 - \Delta F. \quad (2.12)$$

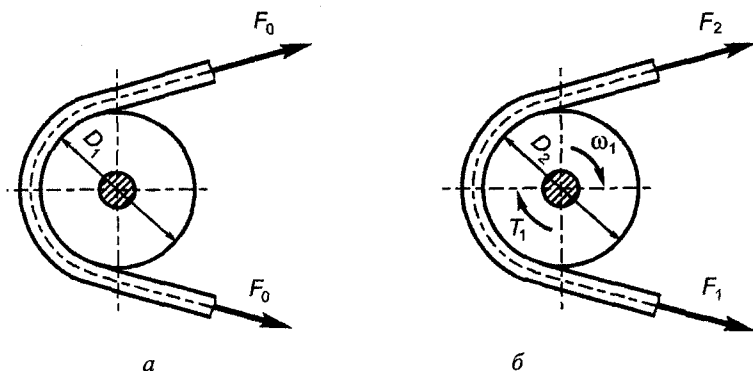


Рис. 2.7. Силы в ветвях ремня:

a – в состоянии покоя или холостого хода; *б* – при работе

Из условия равновесия сумма моментов внешних сил относительно оси вращения

$$-T_1 + F_1 D_1/2 - F_2 D_1/2 = 0. \quad (2.13)$$

Подставляя в равенство (2.13) значение $T_1 = F_1 D_1/2$ и делая соответствующие преобразования, имеем

$$F_1 - F_2 = F_t. \quad (2.14)$$

С другой стороны, складывая правые и левые части равенств (2.11) и (2.12), имеем

$$F_1 + F_2 = 2F_0. \quad (2.15)$$

Решая совместно уравнения (2.14) и (2.15), получаем

$$F_1 = F_0 + F_t/2; \quad (2.16)$$

$$F_2 = F_0 - F_t/2. \quad (2.17)$$

При движении ремня на шкивах в нем возникает центробежная сила

$$F_v = 10^{-6} \rho S v^2, \quad (2.18)$$

где ρ – плотность материала ремня, кг/м³;
 S – площадь поперечного сечения ремня, мм²;
 v – скорость движения ремня, м/с.

С учетом центробежной силы натяжение ведущей ветви ремня $F_1 + F_v$, ведомой $F_2 + F_v$.

Силы натяжения ведущей и ведомой ветвей ремня передаются на валы и подшипники. Из треугольника Oab (рис. 2.8) равнодействующая сила

$$F_n = 2F_0 \sin(\alpha_1/2). \quad (2.19)$$

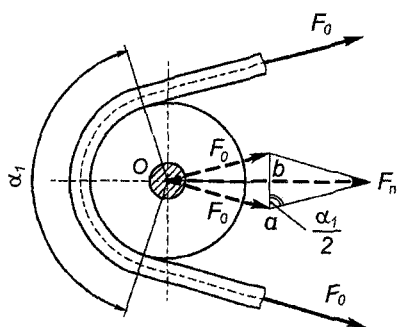


Рис. 2.8. Расчетная схема для определения силы F_n , действующей на валы и подшипники

Начальное натяжение ремня:

для плоскоременной передачи

$$F_0 = \sigma_0 H b; \quad (2.20)$$

клиноременной

$$F_0 = \sigma_0 K S, \quad (2.21)$$

где σ_0 – начальное напряжение в ремне, МПа;

H – толщина плоского ремня, мм;

b – ширина плоского ремня, мм;

K – число клиновых ремней в передаче, шт.

S – площадь поперечного сечения одного клинового ремня, мм².

При работе ременной передачи в ремне возникают следующие напряжения (рис. 2.9).

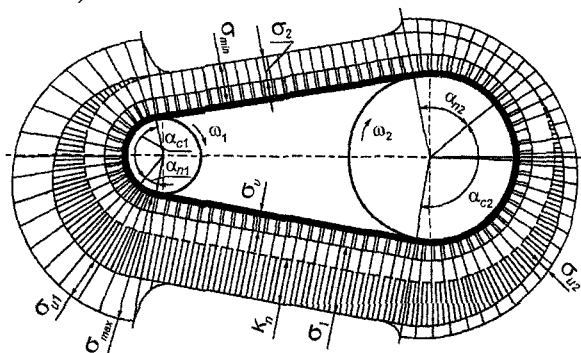


Рис. 2.9. Эпюра напряжений в ремне при работе передачи

1. Предварительное напряжение σ_0 от натяжения ремня. В состоянии покоя или холостого хода каждая ветвь ремня натягивается с силой F_0 и испытывает напряжение

$$\sigma_0 = F_0/S.$$

2. Напряжение в ведущей σ_1 и ведомой σ_2 ветвях ремня:

$$\sigma_1 = F_1/S = F_0/S + F_t/2S = \sigma_0 + \sigma_n/2; \quad (2.22)$$

$$\sigma_2 = F_2/S = F_0/S - F_t/2S = \sigma_0 - \sigma_n/2, \quad (2.23)$$

где σ_n – полезное напряжение, МПа.

3. Напряжение от центробежной силы F_v

$$\sigma_v = \rho v^2 \cdot 10^{-6}, \quad (2.24)$$

где ρ – плотность ремня, $\rho = 1100 \dots 1200 \text{ кг/м}^3$.

4. При изгибе ремня на шкиве (рис. 2.10) возникает напряжение изгиба σ_n :

для плоскоременной передачи

$$\sigma_n = \frac{H}{D} E; \quad (2.25)$$

клиноременной

$$\sigma_n = \frac{2y}{d_{pl}} E, \quad (2.26)$$

где H – толщина плоского ремня, мм;

E – модуль упругости материала ремня, $E = 80 \dots 100 \text{ МПа}$;

y – расстояние от нейтрального слоя до верхней кромки клинового ремня, мм (определяется по табл. 2.3).

Наибольшее напряжение в ремне

$$\sigma_{\max} = \sigma_1 + \sigma_v + \sigma_n. \quad (2.27)$$

Полезное напряжение

$$\sigma_n = F_t/S = \sigma_1 - \sigma_2.$$

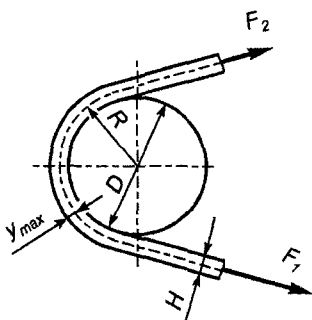


Рис. 2.10. Изгиб ремня на шкиве

2.5. Тяговая способность ременных передач и долговечность ремней

Основными критериями работоспособности ременных передач являются тяговая способность и долговечность ремней. Расчет ременных передач по тяговой способности является проектным, по нему определяется ширина ремня, а расчет на долговечность ремней является проверочным.

При исследовании тяговой способности ремней строят графики в координатах: коэффициент тяги–относительное скольжение–КПД передачи (рис. 2.11).

Коэффициент тяги

$$\varphi = \frac{F_t}{F_1 + F_2} = \frac{F_t}{2F_0} = \frac{\sigma_n}{2\sigma_0}, \quad (2.28)$$

где σ_n – полезное напряжение в ремне от передаваемого окружного усилия, МПа;
 σ_0 – начальное напряжение в ремне от его натяжения, МПа.

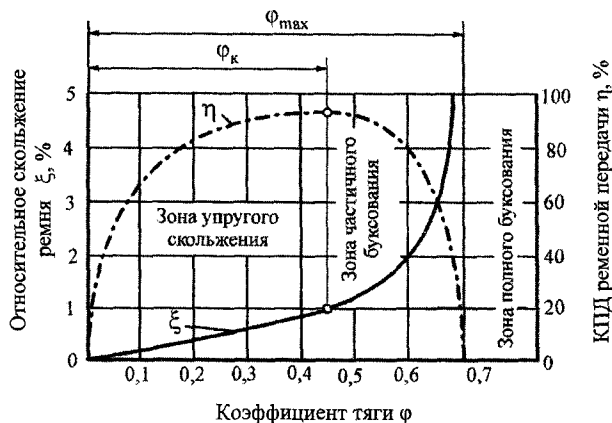


Рис. 2.11. Зависимость относительного скольжения ремня ξ и КПД η от коэффициента тяги φ

Относительное скольжение ремня, %,

$$\xi = \frac{v_1 - v_2}{v_1} 100,$$

где v_1 , v_2 – окружные скорости соответственно ведущего и ведомого шкивов, м/с.

При испытании постепенно увеличивают окружную силу F_t при постоянном начальном натяжении ремня F_0 и измеряют относительное скольжение и КПД передачи. До определенного (критического) значения коэффициента тяги φ_k относительное скольжение ξ изменяется пропорционально коэффициенту тяги и кривая скольжения имеет прямолинейный характер. При достижении критического значения относительное скольжение ξ вызывается упругими деформациями ремня. При $\varphi = \varphi_k$ КПД имеет наибольшее значение (рис. 2.11) и при дальнейшем повышении коэффициента тяги до φ_{\max} к упругому скольжению ремня прибавляется частичное буксование его на шкивах, происходит повышенное изнашивание ремня и снижение КПД. При φ_{\max} наступает полное буксование и ведомый шкив останавливается, а КПД снижается до нуля.

Допускаемое полезное напряжение в ремне определяется по формуле

$$[\sigma_n] = 2\varphi_k \sigma_0. \quad (2.29)$$

Основные испытания ременных передач с построением кривых скольжения и КПД для определения φ_k проводятся для типовых условий: $v = 10$ м/с, $\alpha = 180^\circ$, работа односменная при спокойной нагрузке, передача горизонтальная ($\gamma = 0$). Для определения расчетного допускаемого полезного напряжения в ремне $[\sigma_n]_p$ с учетом фактических параметров передачи и условий ее работы вводят экспериментально определенные коэффициенты. Таким образом,

$$[\sigma_n]_p = [\sigma_n] C_\alpha C_v C_\gamma C_P, \quad (2.30)$$

где C_α , C_v , C_γ , C_P — коэффициенты, учитывающие влияние соответственно угла обхвата ремнем малого шкива, скорости ремня, угла наклона передачи, характера нагрузки на тяговую способность ремня.

При расчете по тяговой способности плоского ремня площадь его поперечного сечения может быть определена по формуле

$$S = b H = \frac{F_t}{[\sigma_n]_p}.$$

Отсюда при выбранной толщине ремня H ширина ремня

$$b = \frac{F_t C_P}{H [\sigma_n] C_\alpha C_v C_\gamma}. \quad (2.31)$$

Расчет клиновых ремней по тяговой способности заключается в определении требуемого количества ремней

$$K = \frac{P_1 C_P}{P_0 C_\alpha C_K C_L}, \quad (2.32)$$

где P_1 — мощность на ведущем шкиве, кВт,
 P_0 — мощность, передаваемая одним ремнем, кВт,
 C_α, C_K, C_L, C_P — коэффициенты, учитывающие влияние соответственно угла обхвата ремнем малого шкива, числа ремней в передаче, длины ремня, а также динамической нагрузки и режима работы.

Долговечность ремня — это способность его сопротивляться усталостному разрушению. Условие долговечности ремней

$$\lambda = \frac{v}{l_p} \leq [\lambda], \quad (2.33)$$

где λ — действительная частота пробега ремня, с^{-1} ;
 v — скорость ремня, м/с;
 l_p — расчетная длина плоского ремня, м, для клиновых и поликлиновых передач подставляют стандартную длину ремня L_p ;
 $[\lambda]$ — допускаемая частота пробега ремня, с^{-1} .

Для плоских резинотканевых и кожаных ремней $[\lambda] = 5 \text{ с}^{-1}$, для клиновых, поликлиновых и синтетических плоских ремней $[\lambda] = 10 \text{ с}^{-1}$.

2.6. Порядок расчета плоскоременной передачи

Исходные данные: мощность на ведущем и ведомом шкивах P_1 и P_2 , угловые скорости ведущего и ведомого шкивов ω_1 и ω_2 , условия эксплуатации — угол наклона передачи γ , характер нагрузки (рис. 2.12).

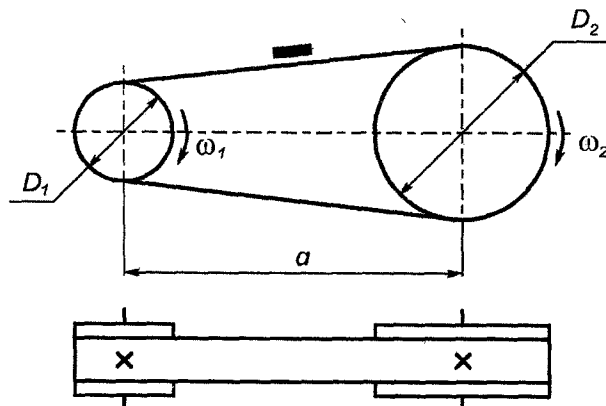


Рис. 2.12. Схема плоскоременной передачи

1. Диаметр меньшего (ведущего) шкива D_1 определяется по эмпирической формуле (2.1). Принимается ближайшее стандартное значение.

2. Передаточное отношение

$$i = \frac{\omega_1}{\omega_2}$$

3. Диаметр ведомого шкива, мм, определяется с учетом коэффициента относительного скольжения ремня ϵ по формуле (2.2). В расчетах плоскоремennых передач $\epsilon = 0,01$. Принимается ближайшее стандартное значение D_2 по ГОСТ 17383-73.

4. Уточненное передаточное отношение

$$i = \frac{D_2}{D_1 (1 - \epsilon)}$$

5. Минимальное межосевое расстояние рассчитывается по формуле (2.4). Принимают межосевое расстояние $a > a_{\min}$.

6. Расчетная длина ремня рассчитывается по формуле (2.6). С учетом сшивки $l' = l_p + 100 \dots 300$ мм.

7. Угол обхвата ремнем малого шкива определяется по формуле (2.9). Должно быть соблюдено условие $\alpha_1 \geq 150^\circ$.

8. Скорость ремня, м/с,

$$v = \frac{D_1}{2} \omega_1 \quad (D_1 \text{ в м}).$$

9. Окружная сила, передаваемая ремнем, Н,

$$F_t = \frac{P_1}{v} \quad (P_1 \text{ в Вт}).$$

10. По табл.2.5 определяется допускаемое полезное напряжение $[\sigma_n]$ при рекомендуемом начальном напряжении $\sigma_0 = 1,8$ МПа.

Таблица 2.5

Допускаемые полезные напряжения $[\sigma_n]$, МПа

Тип ремня	Рекомендуемые отношения диаметра меньшего шкива к толщине ремня D_1/H					
	25	30	35	40	45	50
Шерстяной	1,20	1,30	1,37	1,47	1,47	1,60
Кожаный	1,70	1,90	2,04	2,15	2,23	2,30
Резинотканевый	—	2,17	2,21	2,25	2,28	2,30
Хлопчатобумажный	—	—	—	—	1,77	1,80

Примечание. Допускаемые полезные напряжения, приведенные левее жирной линии, даны для допускаемых значений D_1/H , а правее — для рекомендуемых значений D_1/H .

Для обеспечения долговечности ремней рекомендуется принимать бóльшие значения отношения D_1/H .

11. По принятому отношению D_1/H определяется максимальная допустимая толщина ремня. Принимаются: число прокладок z , толщина одной прокладки δ (табл. 2.1) и толщины резиновых обкладок δ_1 и δ_2 . Фактическая толщина ремня определяется по уравнению

$$H = z \delta + \delta_1 + \delta_2.$$

12. Ширина ремня

$$b = \frac{F_t C_p}{H[\sigma_n] C_v C_\alpha C_\gamma}.$$

Значения C_p , C_α определяются соответственно по табл. 2.6 и 2.7; $C_v = 1,04 - 0,0004v^2$; $C_\gamma = 1,0$ при $\gamma \leq 60^\circ$, $C_\gamma = 0,9$ при $\gamma = 60 \dots 80^\circ$ и $C_\gamma = 0,8$ при $\gamma > 80^\circ$, для самонатяжной передачи при любых значениях γ $C_\gamma = 1,0$.

Принимается ближайшая бóльшая ширина ремня из ряда (ГОСТ 23831-79), мм: 20, 25, 40, 50, 63, 71, 80, 90, 100, 112, 125, 140, 160, 180, 200, 224, 250, 280, 315, 355, 400, 450, 500, 560, 700, 750, 800, 900, 1000.

Таблица 2.6

Коэффициент динамической нагрузки и режима работы C_p

Режим работы	Тип машины	Характер нагрузки	Число смен работы		
			1	2	3
Легкий	Станки с непрерывным процессом резания, вентиляторы, ленточные конвейеры, центробежные насосы	Спокойный. Максимальная кратковременная нагрузка до 120 % от номинальной	1,0	1,1	1,4
Средний	Станки фрезерные, поршневые насосы и компрессоры, цепные транспортеры, элеваторы, круглые пилы для дерева	Умеренные колебания. Максимальная кратковременная нагрузка до 150 % от номинальной	1,0	1,2	1,5
Тяжелый	Станки строгальные и долбежные, конвейеры винтовые и скребковые, реверсивные приводы	Значительные колебания нагрузки. Максимальная кратковременная нагрузка до 200 % от номинальной	1,2	1,3	1,6

Продолжение табл. 2.6

Режим работы	Тип машины	Характер нагрузки	Число смен работы		
			1	2	3
Очень тяжелый	Подъемники, экскаваторы, эксцентриковые и винтовые прессы, лесопильные рамы, дробилки, молоты	Ударная и резконе- равномерная нагрузка. Максимальная кратко- временная нагрузка до 300 % от номинальной	1,3	1,5	1,7

Таблица 2.7

Значение коэффициента C_{α} , учитывающего влияние угла обхвата α_1 ремнем меньшего шкива на тяговую способность передачи

Тип ремня	Угол обхвата ремнем меньшего шкива α_1, \dots°							
	180	170	160	150	140	130	120	110
Плоский	1,0	0,97	0,94	0,91	—	—	—	—
Клиновой и поликлиновой	1,0	0,98	0,95	0,92	0,89	0,86	0,82	0,78

Принимается ближайшая большая ширина ремня из ряда (ГОСТ 23831-79), мм: 20, 25, 40, 50, 63, 71, 80, 90, 100, 112, 125, 140, 160, 180, 200, 224, 250, 280, 315, 355, 400, 450, 500, 560, 700, 750, 800, 900, 1000.

13. Выбирается материал тканевой прокладки (табл.2.1) и класс резины наружных обкладок. Дается обозначение ремня.

14. Определяется начальное натяжение ремня по формуле (2.20):

$$F_0 = \sigma_0 H b.$$

Начальное напряжение ремня при автоматическом натяжении $\sigma_0 = 2,2$ МПа; при периодическом $\sigma_0 = 1,8$ МПа.

15. Сила давления ремня на валы, Н,

$$F_n = 2F_0 \sin \alpha_1/2.$$

16. Натяжение ветвей ремня, Н:

ведущей

$$F_1 = F_0 + 0,5 F_n;$$

ведомой

$$F_2 = F_0 - 0,5 F_n.$$

17. Напряжение в ремне от силы натяжения ведущей ветви, МПа,

$$\sigma_1 = \frac{F_1}{bH}.$$

18. Напряжение изгиба ремня, МПа,

$$\sigma_{\text{и}} = \frac{H}{D_1} E,$$

где $E = 80 \dots 100$ МПа.

19. Напряжение от центробежной силы, МПа,

$$\sigma_{\text{в}} = \rho v^2 \cdot 10^{-6},$$

где ρ – плотность материала ремня, $\rho = 1100 \dots 1200$ кг/м³.

20. Максимальное напряжение в ведущей ветви ремня, МПа, определяемое по формуле (2.27), не должно превышать предела выносливости $\sigma_{-1} = 7,0$ МПа для резинотканевых и кожаных ремней.

21. Осуществляется проверка ремня на долговечность по числу пробегов ремня в 1 с.

Условие долговечности

$$\lambda = \frac{v}{l_p} \leq [\lambda],$$

где $[\lambda]$ – допускаемая частота пробегов ремня, для плоских резинотканевых и кожаных ремней $[\lambda] = 5$ с⁻¹, для синтетических плоских $[\lambda] = 10$ с⁻¹.

22. Результаты расчета сводят в табл. 2.8.

Таблица 2.8

Результаты расчета параметров плоскоремненной передачи

Параметр	Обозначение	Ед. измерения	Значение	Параметр	Обозначение	Ед. измерения	Значение
Материал прокладок	–	–		Диаметр ведущего шкива	D_1	мм	
Межосевое расстояние	a	мм		Диаметр ведомого шкива	D_2	мм	
Толщина ремня	H	мм		Начальное натяжение ремня	F_0	Н	
Ширина ремня	b	мм		Сила давления ремня на вал	F_n	Н	
Длина ремня	l_p	мм		Максимальное напряжение	σ_{max}	МПа	
Угол обхвата ремнем меньшего шкива	α_1	...°		Частота пробегов ремня	λ	с ⁻¹	

2.7. Порядок расчета клиноременной и поликлиноременной передач

Исходные данные: мощности на ведущем и ведомом шкивах P_1 и P_2 ; угловые скорости ведущего и ведомого шкивов ω_1 и ω_2 ; условия эксплуатации – угол наклона передачи γ , характер нагрузки, число смен работы в течение суток (рис.2.13).

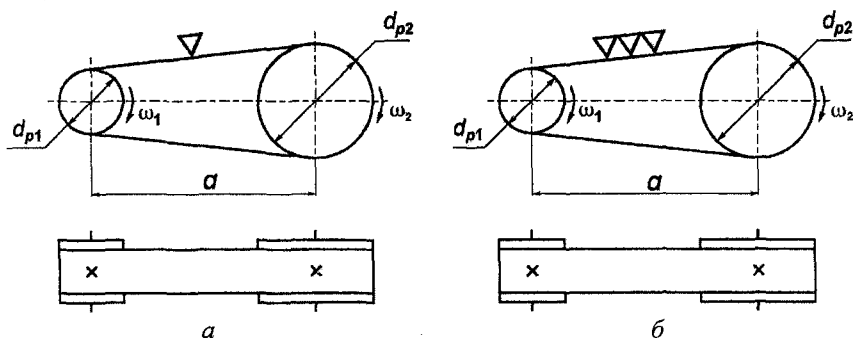


Рис. 2.13. Схема ременной передачи:
а – клиноременной; б – поликлиноременной

1. Частоты вращения малого и большого шкивов:

$$n_1 = \frac{30\omega_1}{\pi}; \quad n_2 = \frac{30\omega_2}{\pi}.$$

2. Расчетная передаваемая мощность P_p , кВт,

$$P_p = P_1 C_p,$$

где C_p – коэффициент динамической нагрузки и режима работы, определяется по табл. 2.6.

3. По номограмме (рис. 2.5), по расчетной передаваемой мощности и частоте вращения малого шкива, определяется одно из сечений клинового ремня: А, В(Б), С(В), D(Г), E(Д). Ремни сечением Z(0) применяют при передаваемой мощности до 2 кВт. По номограмме (рис. 2.6) выбирается сечение поликлинового ремня.

4. Из табл. 2.3 для выбранного сечения клинового ремня выписываются: расчетная ширина W_p , ширина W , высота T , площадь поперечного сечения ремня S , масса 1 м m_n ; из табл. 2.4 – параметры для выбранного сечения поликлинового ремня.

5. По табл. 2.3 для клиноременной передачи выбирается расчетный диаметр меньшего шкива. Минимальный расчетный диаметр d_{p1min} для поликлиноременной передачи для сечений К, Л и М имеет соответственно значения 40, 80 и 180 мм. С целью повышения срока службы ремней рекомендуется принимать $d_{p1} > d_{p1min}$.

6. Передаточное отношение

$$i = \frac{\omega_1}{\omega_2}.$$

7. Расчетный диаметр большего шкива определяется по формуле (2.3):

$$d_{p2} = d_{p1} i (1 - \varepsilon),$$

где ε — коэффициент относительного скольжения, для клиноременных и поликлиноременных передач $\varepsilon = 0,01$.

Принимается ближайшее стандартное значение d_{p2} по табл. 2.3 (прим. 3).

8. Фактическое передаточное отношение

$$i_{\phi} = \frac{d_{p2}}{d_{p1} (1 - \varepsilon)}.$$

9. Минимальное межосевое расстояние

$$a_{min} = 0,7 (d_{p1} + d_{p2}).$$

10. Максимальное межосевое расстояние

$$a_{max} = 2 (d_{p1} + d_{p2}).$$

11. Принимается межосевое расстояние из условия

$$a_{min} < a < a_{max}.$$

12. Расчетная длина ремня вычисляется по формуле (2.7) и округляется до ближайшего стандартного значения L_p (см. табл. 2.3, прим. 2).

13. Фактическое межосевое расстояние определяется по формуле (2.8).

14. Угол обхвата α_1 ремнем меньшего шкива вычисляется по формуле

$$\alpha_1 = 180^\circ - 57^\circ \frac{(d_{p2} - d_{p1})}{a},$$

Должно быть выполнено условие

$$\alpha_1 \geq [\alpha_1] = 110^\circ.$$

Дается условное обозначение выбранного ремня (см. разд. 2.2.2).

16. Скорость ремня, м/с,

$$v = \frac{\pi d_{p1} n_1}{60 \cdot 1000},$$

где n_1 – частота вращения меньшего шкива, мин⁻¹.

17. Номинальная мощность P_0 , передаваемая одним клиновым ремнем для клиноременной передачи и поликлиновым ремнем с десятью клиньями, определяется соответственно по табл. 2.9 и 2.10.

Таблица 2.9

Номинальная мощность P_0 , кВт, передаваемая одним клиновым ремнем
($\gamma = 0$, $\alpha = 180^\circ$, легкий режим работы в одну смену)
(ГОСТ 1284.3–96 с сокращениями)

Сечение ремня и базовая длина, мм	Диаметр меньшего шкива d_{p1} , мм	Скорость ремня, м/с				
		5	10	15	20	25
Z(0) $L_0 = 1320$	63	0,48/0,54	0,78/0,88	1,03/1,17	1,11/1,26	–
	71	0,51/0,58	0,88/1,00	1,22/1,39	1,35/1,54	1,39/1,58
	80	0,51/0,58	0,93/1,06	1,31/1,49	1,57/1,79	1,65/1,88
	90	0,61/0,69	1,12/1,27	1,43/1,63	1,77/2,01	1,90/2,16
A $L_0 = 1700$	90	0,77/0,88	1,34/1,53	1,64/1,87	1,87/2,14	2,28/2,60
	100	0,95/1,08	1,54/1,76	2,05/2,34	2,28/2,60	2,33/2,66
	112	1,00/1,14	1,74/1,98	2,30/2,62	2,86/3,05	2,79/3,18
	125	1,07/1,22	1,92/2,19	2,60/2,96	2,98/3,40	3,26/3,72
B(Б) $L_0 = 2240$	125	1,30/1,48	2,19/2,50	2,76/3,15	2,96/3,37	–
	140	1,45/1,66	2,47/2,82	3,42/3,90	3,79/4,33	3,85/4,38
	160	1,59/1,81	2,76/3,15	3,86/4,40	4,60/5,24	4,89/5,58
	180	1,91/2,18	3,35/3,82	4,39/5,01	5,30/6,05	5,75/6,56
C(В) $L_0 = 3750$	200	2,14/2,75	4,07/4,64	5,53/6,31	6,28/7,16	6,34/7,23
	224	2,99/3,14	5,12/5,83	6,70/7,69	7,75/8,83	8,00/9,19
	250	2,85/3,25	5,64/6,43	7,79/8,88	9,04/10,30	9,63/10,97
	280	3,40/3,88	6,00/6,84	8,78/10,00	10,22/11,65	11,00/12,60
D(Г) $L_0 = 6000$	315	5,82/6,63	8,69/9,90	14,09/16,06	16,78/19,12	–
	355	6,36/7,25	10,90/12,42	14,83/16,90	16,48/18,78	17,25/19,66
	400	6,25/7,48	12,52/14,27	17,07/19,45	20,06/22,86	20,99/23,92
	450	7,90/9,00	13,85/15,78	18,67/21,28	22,25/25,36	24,39/27,80

Примечания. 1. В числителе дана номинальная мощность P_0 при передаточном отношении $i = 1$, в знаменателе – при $i > 1,0$.

2. Для промежуточных значений скорости ремня и передаточных отношений номинальную мощность вычисляют линейной интерполяцией.

18. Расчетное число клиновых ремней, необходимое для передачи мощности P_p ,

$$K = \frac{P_p}{P_0 C_\alpha C_K C_L},$$

где C_α – коэффициент, учитывающий влияние угла обхвата α ремнем малого шкива, определяется по табл. 2.7;

C_K – коэффициент, учитывающий число ремней в передаче, определяется по табл. 2.11;

C_L – коэффициент, учитывающий отношение длины клинового ремня L_p к базовой длине L_0 , определяется по табл. 2.12.

Таблица 2.10

Номинальная мощность P_0 , кВт, передаваемая поликлиновым ремнем с десятью клиньями

Сечение ремня и базовая длина, мм	Диаметр меньшего шкива d_{p1} , мм	Скорость ремня v , м/с							
		2	3	5	10	15	20	25	30
К $L_0 = 710$	40	0,65	0,90	1,4	2,4	3,2	3,7	–	–
	45	0,70	0,98	1,55	2,7	3,6	4,3	4,9	–
	50	0,76	1,06	1,65	2,9	4,0	4,8	5,3	–
	63	0,85	1,18	1,86	3,4	4,6	5,7	6,4	6,8
	71	0,88	1,25	2,0	3,6	4,9	6,0	6,9	7,4
	80	0,92	1,30	2,05	3,7	5,2	6,4	7,3	7,9
	90	0,95	1,35	2,5	3,9	5,4	6,7	8,0	8,7
	100	0,97	1,38	2,2	4,0	5,6	6,9	9,2	9,1
Л $L_0 = 1600$	80	1,9	2,57	3,9	6,4	7,9	8,3	–	–
	90	2,2	2,96	4,5	7,6	9,7	10,8	–	–
	100	2,3	3,2	5,0	8,6	11,2	12,7	13,0	–
	112	2,54	3,53	5,5	9,6	12,7	14,7	15,3	–
	125	2,7	3,76	5,9	10,4	13,9	16,3	17,4	17,0
	140	2,9	4,04	6,3	11,0	15,0	17,8	19,2	19,0
М $L_0 = 2240$	180	7,1	9,57	14,5	24,0	30,2	32,8	31,8	24,2
	200	7,7	10,57	16,3	27,7	35,8	40,3	40,4	35,4
	224	8,5	11,67	18,0	31,3	41,2	47,5	49,5	46,3

Для определения C_K определяем ожидаемое количество ремней

$$K_{\text{пред}} = \frac{P_p}{P_0} 1,1.$$

Таблица 2.11

Коэффициент, учитывающий число ремней в передаче, C_K

$K_{\text{пред}}$	2	3	4	5 ... 6	> 6
C_K	0,80 ... 0,85	0,77 ... 0,82	0,76 ... 0,80	0,75 ... 0,79	0,75

Принимается ближайшее большее целое число клиновых ремней или ближайшее большее целое число клиньев поликлинового ремня.

Таблица 2.12

Коэффициент C_L , учитывающий отношение длины клинового ремня L_p к базовой длине L_0 (ГОСТ 1284.3-96)

Длина ремня L_p , мм	Сечение ремня						
	Z (0)	A	B (Б)	C (В)	D (Г)	E (Д)	E0 (Е)
400	0,49	—	—	—	—	—	—
450	0,53	—	—	—	—	—	—
500	0,58	—	—	—	—	—	—
560	0,63	0,71	—	—	—	—	—
630	0,68	0,74	—	—	—	—	—
710	0,73	0,77	—	—	—	—	—
750	0,76	0,78	—	—	—	—	—
800	0,78	0,80	—	—	—	—	—
900	0,84	0,83	0,80	—	—	—	—
1000	0,88	0,86	0,82	—	—	—	—
1120	0,93	0,89	0,85	—	—	—	—
1250	0,98	0,92	0,87	—	—	—	—
1400	1,03	0,95	0,90	—	—	—	—
1800	1,13	1,02	0,95	0,85	—	—	—
2000	1,18	1,04	0,98	0,87	—	—	—
2240	1,23	1,07	1,00	0,90	—	—	—
2500	1,27	1,10	1,02	0,92	—	—	—
2800	—	1,13	1,05	0,94	—	—	—
3150	—	1,16	1,07	0,97	0,89	—	—
3550	—	1,20	1,10	0,99	0,91	—	—
4000	—	1,23	1,13	1,01	0,93	—	—
4500	—	—	1,15	1,04	0,95	—	—
5000	—	—	1,17	1,06	0,97	0,95	—
6300	—	—	1,22	1,10	1,01	0,98	0,92
7100	—	—	—	1,13	1,03	1,00	0,96
8000	—	—	—	1,15	1,05	1,02	0,98
9000	—	—	—	1,17	1,07	1,04	1,01
10000	—	—	—	1,20	1,09	1,05	1,03
11200	—	—	—	—	1,11	1,07	1,06
12500	—	—	—	—	1,13	1,09	1,08
14000	—	—	—	—	1,15	1,10	1,10
16000	—	—	—	—	—	1,12	1,12
18000	—	—	—	—	—	1,14	1,16

Расчетное число клиньев поликлинового ремня K , необходимое для передачи мощности P_p ,

$$K = \frac{10P_p}{P_0 C_\alpha C_L},$$

где C_α и C_L — коэффициенты, учитывающие соответственно влияние угла обхвата α_1 ремнем малого шкива и отношение длины поликлинового ремня L_p к базовой длине L_0 ; определяются по табл. 2.7 и 2.13.

Таблица 2.13

Коэффициент C_L , учитывающий отношение длины поликлинового ремня L_p к базовой длине L_0

L_p/L_0	0,4	0,6	0,8	1	1,2	1,4
C_L	0,85	0,91	0,96	1	1,03	1,06

Принимается ближайшее большее целое число клиновых ремней или ближайшее большее целое число клиньев поликлинового ремня.

19. Начальное натяжение ветви одного клинового ремня F_0 с закрепленными центрами шкивов, Н,

$$F_0 = 500 \frac{(2,5 - C_\alpha)P_p}{C_\alpha v K} + m_n v^2.$$

Для поликлиномеренной передачи

$$F_0 = 500 \frac{(2,5 - C_\alpha)P_p}{C_\alpha v} + \frac{Kq}{10} v^2,$$

где m_n — масса 1 м ремня, кг, определяется по табл. 2.3.

Начальное натяжение ветви поликлинового ремня F_0 с закрепленными центрами шкивов, Н,

$$F_0 = 500 \frac{(2,5 - C_\alpha)P_p}{C_\alpha v} + m_n v^2,$$

где m_n — масса 1 м ремня кг, определяется по выражению $K q/10$;

K — расчетное число клиньев поликлинового ремня;

q — масса 1 м ремня с 10 клиньями, для сечений К, Л, М соответственно равна 0,09; 0,45; 1,6 кг.

Для передач с автоматическим натяжением расчет F_0 ведется по первому члену правой части формулы.

20. Окружная сила, передаваемая комплектом клиновых ремней или поликлиновым ремнем, Н,

$$F_t = \frac{P_p \cdot 10^3}{v}.$$

21. Силы натяжения ведущей F_1 и ведомой F_2 ветвей, Н:
одного клинового ремня

$$F_1 = F_0 + \frac{F_t}{2K}; \quad F_2 = F_0 - \frac{F_t}{2K}.$$

поликлинового ремня

$$F_1 = F_0 + \frac{F_t}{2}; \quad F_2 = F_0 - \frac{F_t}{2}.$$

22. Сила давления на вал:

комплекта клиновых ремней

$$F_n = 2F_0 K \sin \frac{\alpha_1}{2};$$

поликлинового ремня

$$F_n = 2F_0 \sin \frac{\alpha_1}{2},$$

где α_1 — угол обхвата меньшего шкива ремнем (см. п. 14).

23. Напряжение в ремне от силы натяжения ведущей ветви, МПа,

$$\sigma_1 = \frac{F_1}{S}.$$

Для клинового ремня площадь поперечного сечения S определяется по табл. 2.3, для поликлинового — по формуле

$$S = 0,5 b (2H - h),$$

где $b = p K$ — ширина ремня, мм;

p — расстояние между клиньями, мм (см. табл. 2.4);

H — высота ремня, мм (табл. 2.4);

h — высота клина, мм (табл. 2.4).

24. Напряжение в ремне от центробежных сил, МПа,

$$\sigma_v = 10^{-6} \rho v^2,$$

для клиновых и поликлиновых ремней $\rho = 1100 \dots 1200 \text{ кг/м}^3$.

25. Напряжение в ремне от его изгиба на меньшем шкиве:
для клинового ремня

$$\sigma_{\text{и}} = \frac{2y}{d_{\text{пл}}} E_{\text{и}};$$

для поликлинового ремня

$$\sigma_{\text{и}} = \frac{H-h}{d_{\text{пл}}} E_{\text{и}}.$$

Значения расстояния от нейтрального слоя до верхней поверхности клинового ремня y даны в табл. 2.3, значения высоты ремня и высоты клина поликлинового ремня – в табл. 2.4.

Модуль продольной упругости для материалов ремней $E_{\text{и}} = 80 \dots 100$ МПа.

26. Максимальное напряжение в ремне σ_{max} определяется по формуле (2.27).

Прочность обеспечена, если выполнено условие: для клинового ремня $\sigma_{\text{max}} \leq [\sigma_{\text{р}}] = 10$ МПа; для поликлинового $\sigma_{\text{max}} \leq [\sigma_{\text{р}}] = 8$ МПа.

27. Частота пробег ремня, с^{-1} ,

$$\lambda = \frac{v}{L_{\text{р}}} 10^3,$$

где v – скорость ремня, м/с;

$L_{\text{р}}$ – принятая стандартная длина ремня, мм.

Условие долговечности обеспечено, если $\lambda \leq [\lambda]$. Допустимая частота пробегов ремня для клиноременных и поликлиновых передач $[\lambda] = 10 \text{ с}^{-1}$.

28. Параметры передачи заносятся в табл. 2.14.

Таблица 2.14

Результаты расчета параметров клиноременной
(поликлиноременной) передачи

Параметр	Обозначение	Единицы измерения	Значение	Параметр	Обозначение	Единицы измерения	Значение
Тип ремня		–		Начальное натяжение ремня	F_0	Н	
Передаточное отношение	i	–		Окружная сила, передаваемая комплектом ремней	F_t	Н	
Диаметр ведущего шкива	$d_{\text{пл}}$	мм		Сила давления на валы	F_n	Н	

Продолжение табл. 2.14

Параметр	Обозначение	Ед. измерения	Значение	Параметр	Обозначение	Ед. измерения	Значение
Диаметр ведомого шкива	d_{p2}	мм		Угол обхвата ремнем меньшего шкива	α_1	...°	
Длина ремня	L_p	мм		Частота пробегов ремня	λ	с-1	
Межосевое расстояние	a	мм		Сила натяжения ведущей ветви ремня	F_1	Н	
Скорость ремня	v	м/с		Сила натяжения ведомой ветви ремня	F_2	Н	
Число ремней (число клиньев)	K	шт		Максимальное напряжение в ремне	σ_{\max}	МПа	

2.8. Конструирование шкивов

2.8.1. Материал для изготовления шкивов

Шкивы ременных передач при окружных скоростях до 30 м/с изготавливают литыми из чугуна СЧ15 или СЧ18 (ГОСТ 1412-85), более 30 м/с – литыми из стали 25Л (ГОСТ 977-88). При использовании синтетических плоских ремней при окружных скоростях $v > 40$ м/с шкивы могут быть изготовлены из легких сплавов. Шкив состоит из обода, на который надевается ремень; ступицы, которой шкив устанавливается на вал; диска или спиц, соединяющих обод со ступицей. При малых диаметрах шкивы могут быть изготовлены монолитными без диска и спиц.

2.8.2. Обод шкива плоскоременной передачи

Внешняя поверхность обода ведущего шкива плоскоременной передачи имеет форму кругового цилиндра (рис. 2.14, а), а ведомого шкива – сферическую (рис. 2.14, б) или с двумя конусами (рис. 2.14, в). Ширина обода шкива B согласно ГОСТ 23831-79 принимается, мм:

для открытых передач $B = 1,1b + 10$;

перекрестных $B = b + 50$;

полуперекрестных $B = 1,5b$.

Здесь b – ширина ремня, мм.

Принимается ближайшее значение B из стандартного ряда (ГОСТ 17383–73), мм: 16, 20, 25, 32, 40, 50, 63, 71, 80, 90, 100, 112, 125, 140, 160, 180, 200, 224, 250, 280.

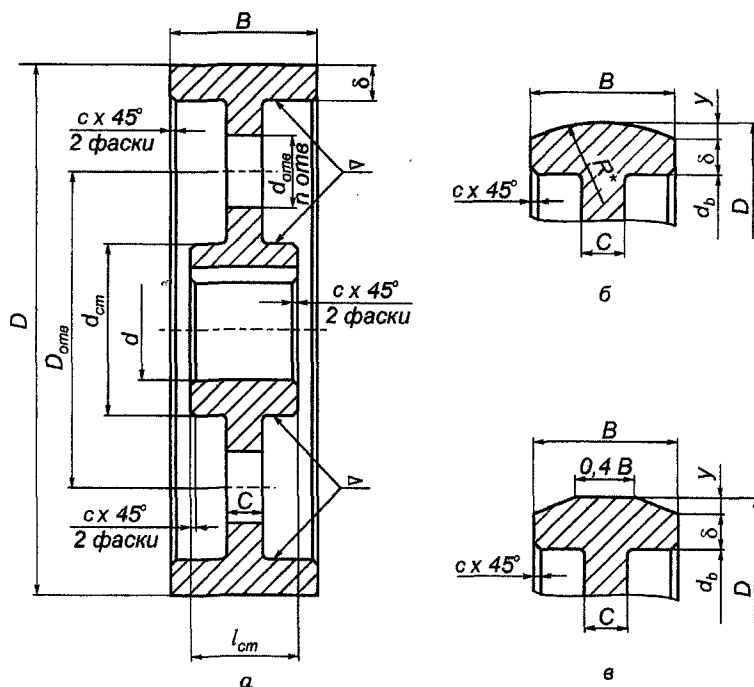


Рис. 2.14. Конструкции шкивов плоскоременной передачи и их ободов:
 а – шкив с внешней поверхностью обода, имеющего форму кругового цилиндра; б – обод шкива со сферической внешней поверхностью;
 в – обод шкива с внешней поверхностью с двумя конусами

Стрела выпуклости y шкива плоскоременной передачи (рис. 2.14, б, в) определяется по табл. 2.15. и 2.16.

Таблица 2.15

Значение стрелы выпуклости y						
D , мм	40...112	125; 140	160; 180	200; 224	250; 280	315; 355
y , мм	0,3	0,4	0,5	0,6	0,8	1,0

Таблица 2.16

Значение стрелы выпуклости $у$, мм,
в зависимости от ширины и диаметра шкива

Диаметр шкива D , мм	Ширина шкива B , мм						
	≤ 125	140; 160	180; 200	224; 250	280; 315	355	≥ 400
400; 450	1,0	1,2	1,2	1,2	1,2	1,2	1,2
500; 560		1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5
630; 710			2,0	2,0	2,0	2,0	2,0
800; 900				2,5	2,5	2,5	2,5
1000					3,0	3,0	3,0

2.8.3. Обод шкивов клиноременной и поликлиноременной передач

Форма и параметры обода шкивов показаны на рис. 2.15. Размеры канавок шкива клиноременной передачи должны соответствовать указанным на рис. 2.15, а и в табл. 2.17.

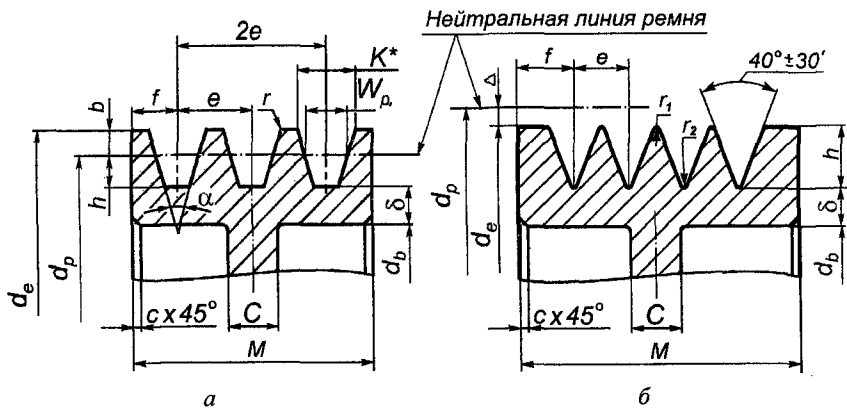


Рис. 2.15. Размеры канавок шкивов:
а – клиноременной передачи с клиновыми
ремнями нормального сечения; б – поликлиновой передачи

Таблица 2.17

Размеры канавок шкивов для приводных клиновых ремней
нормальных сечений (ГОСТ 20889-88)

Сече- ние ремня	W_p	b	h	e , мм		f , мм		r , мм	Угол канавки α для d_p			
				ном.	пред. откл.	ном.	пред. откл.		34°	36°	38°	40°
Z(0)	8,5	2,5	7,0	12,0	$\pm 0,3$	8,0	$\pm 1,0$	0,5	63 71	80 90 100	112 125 140 160	≥ 180
A	11,0	3,3	8,7	15,0	$\pm 0,3$	10,0	+2,0 -1,0	1,0	90 100 112	125 140 160	180 200 224 250 280 315 355 400	≥ 450
B(Б)	14,0	4,2	10,8	19,0	$\pm 0,4$	12,5	+2,0 -1,0	1,0	125 140 160	180 200 224	250 280 315 355 400 450 500	≥ 560
C(В)	19,0	5,7	14,3	25,5	$\pm 0,5$	17,0	+2,0 -1,0	1,5	—	200 224 250 280	355 400 450 500 560 630	≥ 710
D(Г)	27,0	8,1	19,9	37,0	$\pm 0,6$	24,0	+3,0 -1,0	2,0	—	315 355 400 450	500 560 630 710 800 900	≥ 1000
E(Д)	32,0	9,6	23,4	44,5	$\pm 0,7$	29,0	+4,0 -1,0	2,0	—	500 600	630 710 800 900 1000 1120	≥ 1250
E0(Е)	42,0	12,5	30,5	58,0	$\pm 0,8$	38,0	+5,0 -1,0	2,5	—	—	800 900 1000 1120 1250 1400	≥ 1600

Таблица 2.18

Размеры обода поликлиновых ремней, мм

Сечение ремня	h		Δ	e		f	r_1	r_2
	ном.	пред. откл.		ном.	пред. откл.			
К	2,15	+0,38	0,95	2,4	$\pm 0,03$	3,5	0,2...0,3	0,2...0,2
Л	4,68	+0,38	2,4	4,8	$\pm 0,04$	5,5	0,4...0,5	0,4...0,5
М	9,6	+0,77	3,55	9,5	$\pm 0,05$	10,0	0,8...1,0	0,6...0,8

Ширина обода шкива клиноременной и поликлиноременной передач определяется по формуле

$$M = (K - 1) e + 2f,$$

где K – число ремней или клиньев в передаче; значения e и f приведены в табл. 2.17 и 2.18.

Наружный диаметр шкива передачи:
клиноременной

$$d_e = d_p + 2b;$$

поликлиноременной

$$d_e = d_p - 2\Delta.$$

Наружная ширина канавки шкива клиноременной передачи (рис. 2.15, а)

$$K^* = W_p + 2b \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2},$$

где W_p – расчетная ширина клинового ремня (см. табл. 2.3);
 α – угол канавки (см. табл. 2.17).

При изгибе клинового ремня на шкивах угол его клина, равный 40° в неизогнутом состоянии, уменьшается, поэтому угол α следует назначать по табл. 2.17 в зависимости от сечения ремня и диаметра d_p .

Толщина обода для чугунных шкивов:
плоскоременных передач

$$\delta = 0,02 (D + 2B);$$

клиноременных

$$\delta = (1,1 \dots 1,3) h;$$

поликлиноременных

$$\delta = 1,6 h.$$

Толщина обода стальных шкивов принимается равной примерно 0,8 толщины обода чугунных шкивов, то есть $\delta_{\text{ст}} \approx 0,8 \delta_{\text{чуг}}$.

2.8.4. Диск

Толщина диска шкива

$$C = (1,2 \dots 1,3) \delta.$$

Диаметр отверстий в диске $d_0 \geq 25$ мм, число отверстий $n = 4$ или $n = 6$. Диаметр центральной окружности

$$D_0 = 0,5(d_b + d_{\text{ст}}),$$

где d_b — внутренний диаметр обода; для плоскоременной передачи $d_b = D - 2y - 2\delta$, для клиноременной передачи $d_b = d_p - 2h - 2\delta$; для поликлиноременной передачи $d_b = d_p - 2\Delta - 2h - 2\delta$; $d_{\text{ст}}$ — наружный диаметр ступицы.

2.8.5. Спицы

При диаметре шкивов более 300 мм рекомендуется изготавливать шкивы со спицами вместо диска. Шкивы диаметром от 300 до 500 мм выполняются с пятью спицами, а шкивы диаметром более 500 до 1000 мм — с семью спицами.

Большая ось эллиптического сечения спицы у ступицы определяется по формуле

$$h = 3 \sqrt[3]{\frac{19 T \cdot 10^3}{z [\sigma_u]}},$$

где T — передаваемый шкивом вращающий момент, Н·м;
 z — число спиц;

$[\sigma_u]$ — допускаемое напряжение на изгиб; для чугуна принимается $[\sigma_u] = 30$ МПа.

Меньшая ось эллиптического сечения спицы у ступицы $a = 0,4 h$. Большая и меньшая оси эллиптического сечения спицы у обода шкива соответственно $h_1 = 0,8 h$, $a_1 = 0,8 a$.

2.8.6. Ступица

Внутренний диаметр d ступицы равен диаметру вала, на который она насаживается. Для ведущего шкива внутренний диаметр ступицы d_1 равен диаметру конца вала электродвигателя. Для ведомого шкива внутренний

диаметр ступицы d_2 определяется после расчета и конструирования вала, на который этот шкив насажен.

Длина ступицы ведущего шкива $l_{ст1}$ равна длине конца вала электродвигателя. Длина ступицы ведомого шкива $l_{ст2}$, консольно насаженного на конце вала редуктора, равна длине этого конца вала. В свою очередь, длина конца вала принимается по его диаметру по ГОСТ 12080–66.

Диаметр ступицы:

для чугунных шкивов $d_{ст} = 1,6 d + 10$ мм;

стальных $d_{ст} = 1,5 d + 10$ мм.

Острые кромки на торцах ступицы и углах обода притупляют фасками, размеры которых зависят от диаметра ступицы:

d , мм	20...30	30...40	40...50	50...80	80...120	120...150	150...250	250...500
c , мм	1,0	1,2	1,6	2,0	2,5	3,0	4,0	5,0

Согласно ГОСТ 10948–64 угол фасок принимают равным 45° . В обоснованных случаях допускается применять фаски с углами, отличными от 45° .

Размеры шпоночного паза в ступице – ширина b и глубина t_2 (см. рис. 2.17 и 2.18) – определяются по внутреннему диаметру ступицы по ГОСТам на размеры шпонок и шпоночных пазов.

Вычисленные размеры элементов шкивов округляются до ближайших значений по Ra . Варианты расположения ступицы по отношению к ободу даны на рис. 2.16.

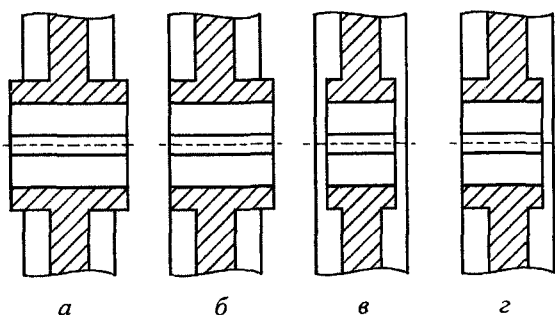


Рис. 2.16. Конструкции ступицы шкива:
 a – выступающая с двух торцов обода; b – выступающая с одного торца обода; c – укороченная с обоих торцов обода; d – укороченная с одного торца обода

2.8.7. Допуски и посадки

Допуск отверстия ступицы принимается Н7. Шкив насаживается на ступицу с посадкой:

- при неререверсивной работе без ударов и толчков – Н7/к6;
- при неререверсивной работе с умеренными толчками – Н7/м6;
- при реверсивной работе с большими толчками – Н7/п6.

На ширину шпоночного паза чаще задают поле допуска J_s9.

На глубину шпоночного паза (размер $d + t_2$) задают предельные отклонения: при сечении шпонки до 6×6 мм ... + 0,1мм; при 6×6...32×18 мм ... + 0,2 мм.

Допускаемое отклонение от номинального значения расчетного диаметра шкивов клиноременной передачи принимается h11 (ГОСТ 20889–88).

2.8.8. Шероховатость поверхностей

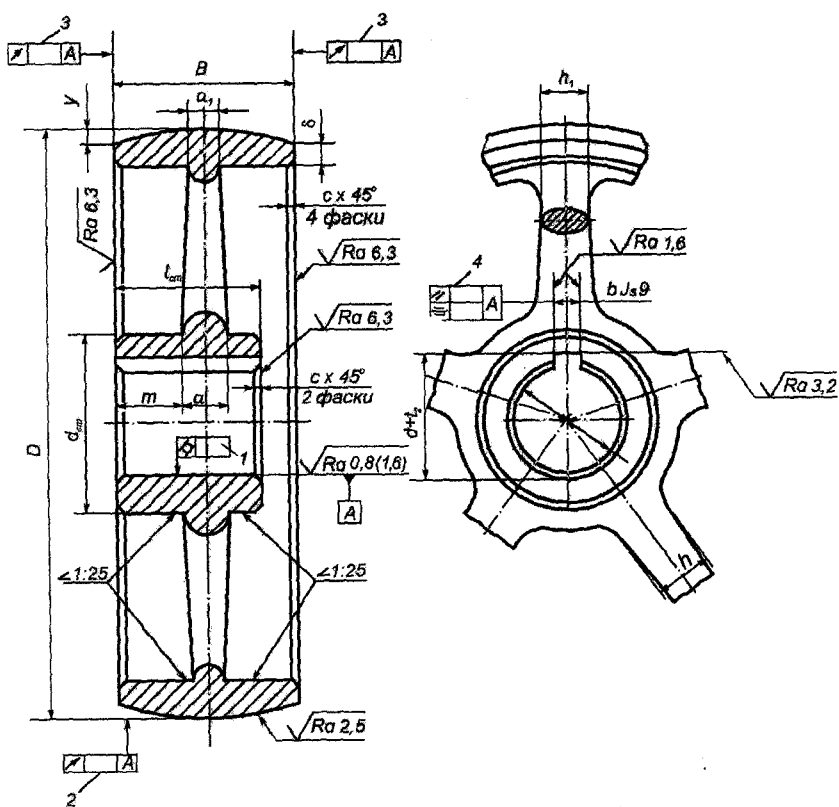
Поверхности элементов шкивов обрабатываются со следующей шероховатостью, нормируемой параметром R_a , мкм:

торцы ступицы и обода.....	6,3
рабочие поверхности канавок шкивов клиноременной передачи	
и рабочие поверхности шкивов плоскоременной передачи	2,5
внутренние поверхности канавок и внешние поверхности	
шкивов клиноременной передачи	6,3
поверхности шпоночных пазов:	
рабочие	1,6
нерабочие	3,2
посадочные поверхности отверстий при качестве 7 и диаметрах:	
≤ 50 мм	0,8
> 50 мм	1,6

Остальные нерабочие поверхности могут не обрабатываться.

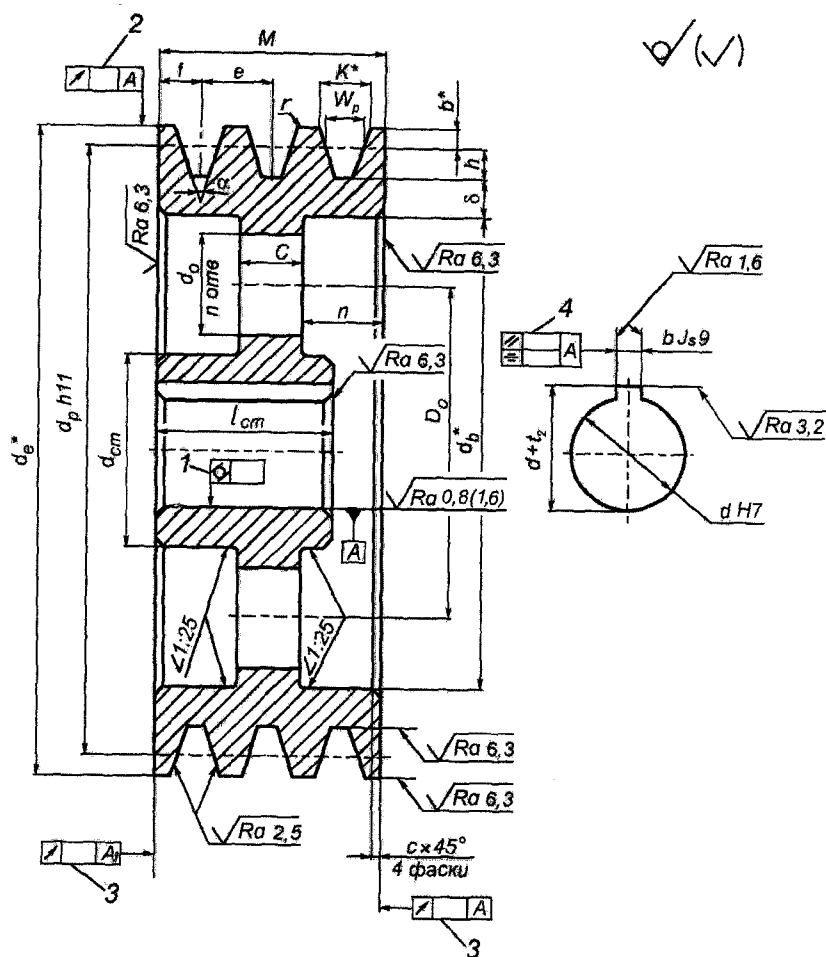
2.8.9. Допуск формы и расположения поверхности

На рис. 2.17 и 2.18 показаны шкивы с условными обозначениями баз и допуска формы и расположения поверхностей. В табл. 2.19 даны указания по определению допуска формы и расположения поверхностей шкивов ременных передач.



1. Неуказанные литейные радиусы – 5 мм.
2. Неуказанные пред.откл.размеров: $H14; h14; \pm I_2/2$

Рис. 2.17. Шкив плоскоременной передачи с условными обозначениями баз и допусков форм и расположения поверхностей



1. * Размеры для справок.
2. Неуказанные литейные радиусы - 5 мм.
3. Неуказанные пред.откл.размеров: H14/h14; $\pm 1/2$

Рис. 2.18. Шкив клиноременной передачи с условными обозначениями баз и допусков форм и расположения поверхностей

Таблица 2.19

Определение допусков формы и расположения поверхностей шкивов

Позиции (рис.2.17, 2.18)	Допуск
1	$T_{\text{до}}$ – допуск цилиндричности посадочной поверхности шкива, $T_{\text{до}} \approx 0,3JT$, где JT – допуск диаметра посадочного отверстия шкива, определяется по табл. 2.20
2	$T_{\text{р}}$ – допуск радиального биения внешней поверхности шкива относительно оси посадочного отверстия, определяется по табл. 2.21 (ГОСТ 24643–81) для шкива плоскоременной передачи по 7-й степени точности (ГОСТ 17383–73), для шкива клиноременной передачи – по 9-й степени точности (ГОСТ 20889–88)
3	$T_{\text{т}}$ – допуск торцового биения обода и ступицы шкива относительно оси посадочного отверстия, определяется по табл. 2.22 (ГОСТ 24643–81) для шкива плоскоременной передачи по 8-й степени точности (ГОСТ 17383–73), для шкива клиноременной передачи – по 10-й степени точности (ГОСТ 20889–88)
4	$T_{\text{п}}$ – допуск параллельности шпоночных пазов, $T_{\text{п}} \approx 0,6t_{\text{шп}}$, где $t_{\text{шп}}$ – допуск ширины шпоночного паза. $T_{\text{с}}$ – допуск симметричности шпоночного паза, $T_{\text{с}} = 4 t_{\text{шп}}$

Таблица 2.20

Значения допусков JT размеров, мкм

Интервал значений размера, мм	Квалитет									
	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
Св. 3 до 6	5	8	12	18	30	48	75	120	180	300
» 6 » 10	6	9	15	22	36	58	90	150	220	360
» 10 » 18	8	11	18	27	43	70	110	180	270	430
» 18 » 30	9	13	21	33	52	84	130	210	330	520
» 30 » 50	11	16	25	39	62	100	160	250	390	620
» 50 » 80	13	19	30	46	74	120	190	300	460	740
» 80 » 120	15	22	35	54	87	140	220	350	540	870
» 120 » 180	18	25	40	63	100	160	250	400	630	1000
» 180 » 250	20	29	46	72	115	185	290	460	720	1150
» 250 » 315	23	32	52	81	130	210	320	520	810	1300
» 315 » 400	25	36	57	89	140	230	360	570	890	1400

Таблица 2.21

Допуски радиального биения, соосности
и симметричности по ГОСТ 24643-81, мкм

Интервал размеров, мм	Степень точности							
	5	6	7	8	9	10	11	12
До 3	5	8	12	20	30	50	80	120
Св. 3 до 10	6	10	16	25	40	60	100	160
» 10 » 18	8	12	20	30	50	80	120	200
» 18 » 30	10	16	25	40	60	100	160	250
» 30 » 50	12	20	30	50	80	120	200	300
» 50 » 120	16	25	40	60	100	160	250	400
» 120 » 250	20	30	50	80	120	200	300	500
» 250 » 400	25	40	60	100	160	250	400	600
» 400 » 630	30	50	80	120	200	300	500	800
» 630 » 1000	40	60	100	160	250	400	600	1000

Таблица 2.22

Допуски торцового биения, параллельности
и перпендикулярности по ГОСТ 24643-81, мкм

Интервал размеров, мм	Степень точности							
	5	6	7	8	9	10	11	12
Св. 10 до 16	3	5	8	12	20	30	50	80
» 16 » 25	4	6	10	16	25	40	60	100
» 25 » 40	5	8	12	20	30	50	80	120
» 40 » 63	6	10	16	25	40	60	100	160
» 63 » 100	8	12	20	30	50	80	120	200
» 100 » 160	10	16	25	40	60	100	160	250
» 160 » 250	12	20	30	50	80	120	200	300
» 250 » 400	16	25	40	60	100	160	250	400
» 400 » 630	20	30	50	80	120	200	300	500
» 630 » 1000	25	40	60	100	160	250	400	600

Числовые значения допусков формы и расположения поверхности после их определения следует округлять в ближайшую сторону до стандартных значений из ряда, мкм: 1; 1,2; 1,6; 2; 2,5; 3; 4; 5; 6; 8; 10; 12; 16; 20; 25; 30; 40; 50; 60; 80.

Каждый шкив при работе его со скоростью свыше 5 м/с должен быть статически отбалансирован. Нормы точности статической балансировки приведены в табл. 2.23.

Таблица 2.23

Допустимый дисбаланс шкивов ременных передач

Окружная скорость шкива, м/с	От 5 до 10	Св. 10 до 15	Св. 15 до 20	Св. 20 до 30
Допустимый дисбаланс, г·м	6	3	2	1

Примеры рабочих чертежей шкивов плоскоременной и клиноременной передач приведены соответственно на рис. 2.19-2.21.

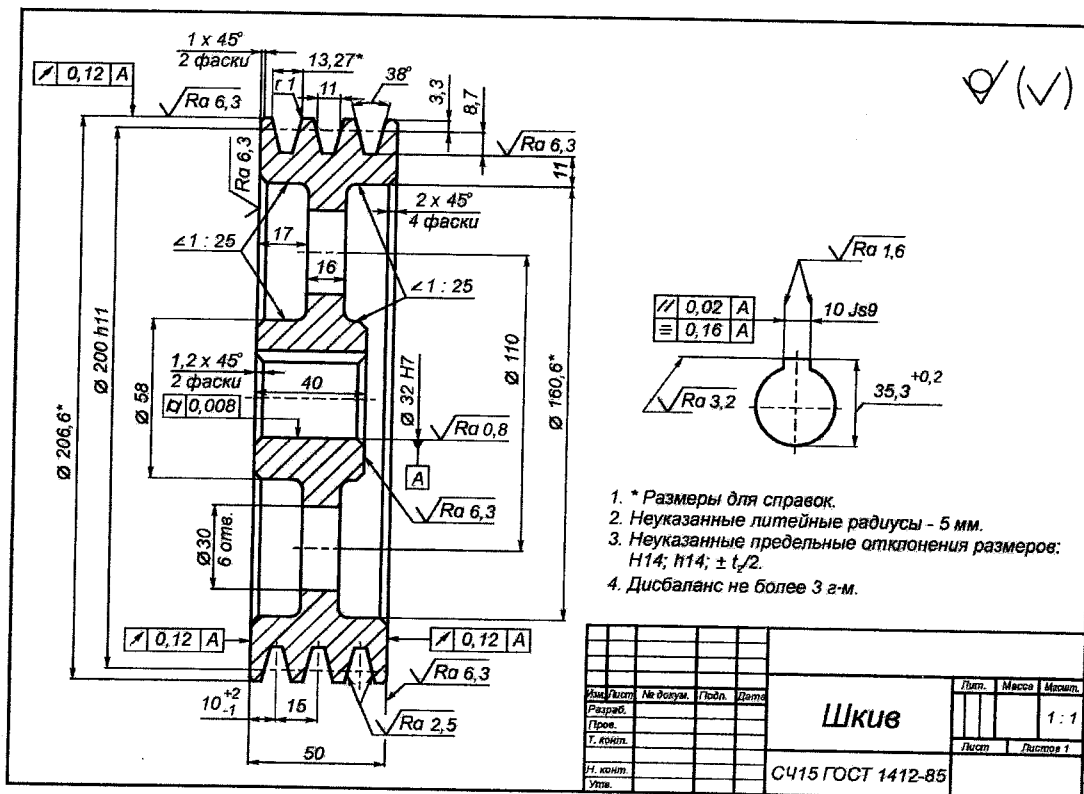


Рис. 2.20. Пример рабочего чертежа шкива для клиноременной передачи

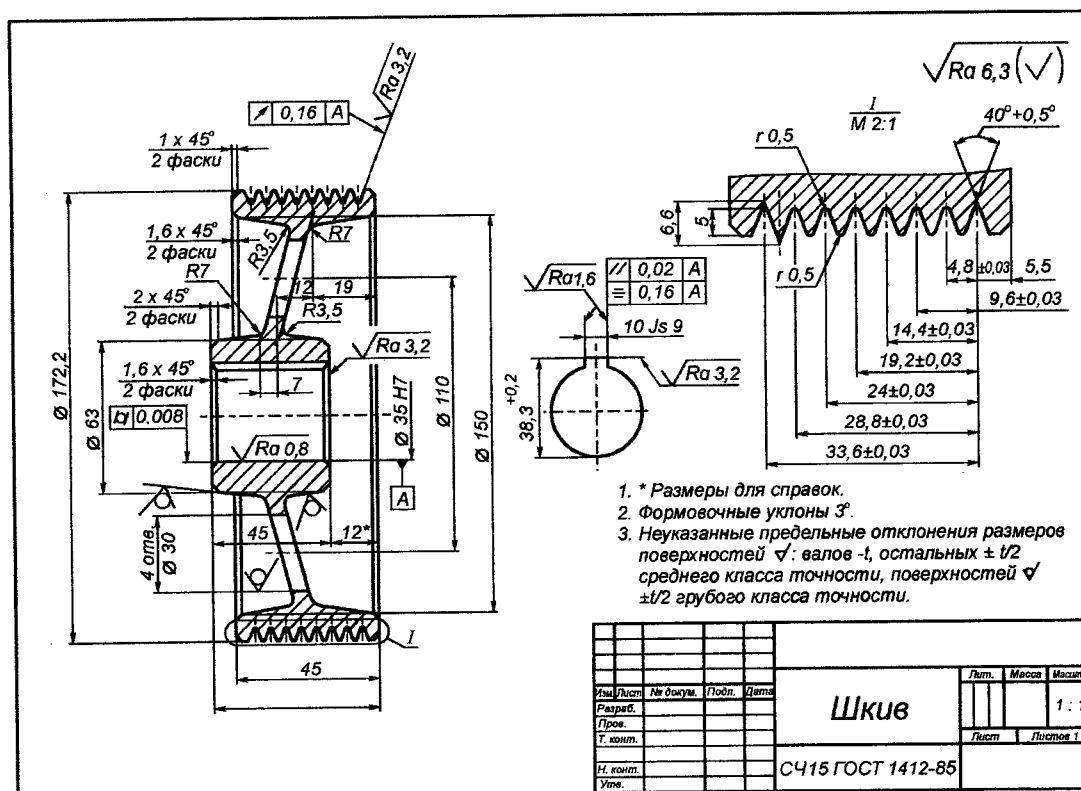


Рис. 2.21. Пример рабочего чертежа шкива для поликлиноременной передачи

3. ЗУБЧАТОРЕМЕННЫЕ ПЕРЕДАЧИ

3.1. Основные сведения

Особое место в передачах с гибкой связью занимает зубчатоременная передача. Она включает два зубчатых шкива, расположенных на некотором расстоянии друг от друга, на которые надет зубчатый ремень с небольшим натяжением (рис. 3.1). Эта передача осуществляется зацеплением, а не трением, и к ременным передачам её относят чисто формально — по конструкции и названию тягового органа, по принципу работы она ближе к цепным передачам.

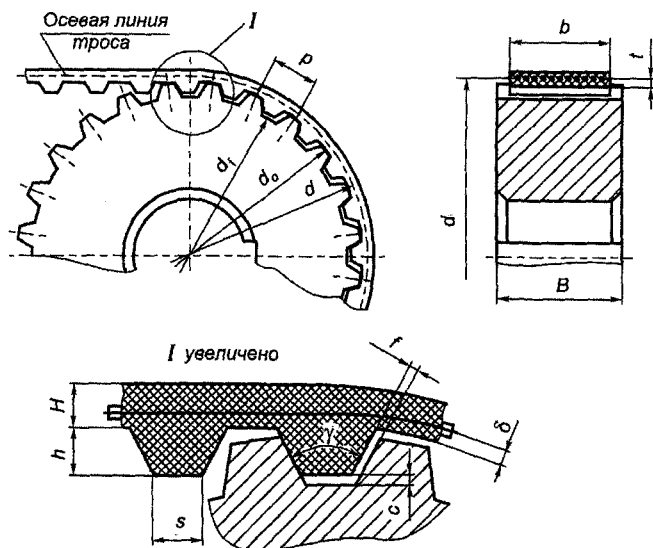


Рис. 3.1. Зубчатоременная передача

Достоинства: постоянное передаточное число, небольшие нагрузки на валы, малое межосевое расстояние, бесшумность работы, возможность работы с большим передаточным числом ($u \leq 12$), малые габаритные размеры.

Недостатки: высокая стоимость и повышенные требования к качеству изготовления и монтажа.

Передача применяется в мало- и высоконагруженных приводах, когда требуется передать энергию на определенное расстояние без про-

скальзывания ($u = \text{const}$) и шума. Передаваемая мощность до 200 кВт, скорость ремня до 80 м/с, КПД передачи $\eta = 0,95 \dots 0,97$.

Зубчатоременные передачи нашли применение в ЭВМ, телевизионной и киносъемочной аппаратуре, приводах металлорежущих станков, двигателях автомобилей и т.д.

3.2. Конструкция, параметры и материалы зубчатых ремней

Зубчатые ремни представляют собой бесконечные ленты с зубьями на внутренней стороне (рис. 3.1). Они стандартизованы (ОСТ 38-05114-76). Основа зубчатых ремней изготавливается из маслостойкой резины или пластмасс. Несущий слой зубчатых ремней выполнен из стальных тросов диаметром 0,36 или 0,75 мм, свитых из проволок диаметром 0,12 мм. Для особо легких условий работы вместо стальных тросов применяют полиамидный корд. Зубья ремня для повышения их износостойкости покрыты нейлоновой тканью. Они имеют трапецеидальную форму с углом профиля 40 и 50°.

Размеры зубчатых ремней зависят от основного размерного параметра — модуля зацепления m и приведены в табл. 3.1.

3.3. Порядок расчета зубчатоременной передачи

Исходные данные: мощности на ведущем P_1 и ведомом P_2 валах, угловые скорости на ведущем ω_1 и ведомом ω_2 валах, условия эксплуатации.

1. Частота вращения ведущего вала, мин^{-1} ,

$$n_1 = \frac{30 \omega_1}{\pi}.$$

2. Модуль, мм,

$$m = 3,5 \sqrt[3]{\frac{10^3 P_1}{n_1}},$$

где P_1 в кВт.

Принимается ближайшее большее стандартное значение модуля (табл.3.1).

3. Передаточное отношение

$$i = \frac{\omega_1}{\omega_2}.$$

При понижающей передаче i численно равно передаточному числу $u = \frac{z_2}{z_1}$.

Таблица 3.1
Размеры, мм, приводных зубчатых ремней с трапецеидальным профилем (рис.3.1) по ГОСТ 38-05114-76

Модуль $m = p/\pi$	Шаг зубьев p	Наимень- шая толщина зуба s	Высота зубьев h	Тол- щина ремня H	Расстояние от впадины зубьев до нейтраль- ного слоя δ	Угол профиля зубьев γ, \dots	Ширина ремня b	Число зубьев ремня z_p	Тол- щина зуба шкива $s_{ш}$	Высота зуба шкива $h_{ш}$	Мини- мальное число зубьев шкива $z_{w \min}$
1,5	4,71	1,5	1,2	2,2	0,4	50	3,0 ... 20,0	40 ... 160	1,5	1,8	8
2,0	6,28	1,8	1,5	3,0	0,6	50	5,0 ... 20,0	40 ... 160	1,8	2,2	10
3,0	9,42	3,2	2,0	4,0	0,6	40	12,5 ... 50,0	40 ... 160	3,2	3,0	10
4,0	12,57	4,4	2,5	5,0	0,8	40	20,0 ... 100,0	48 ... 250	4,0	4,0	15
5,0	15,71	5,0	3,5	6,5	0,8	40	25,0 ... 100,0	18 ... 250	4,8	5,0	15
7,0	21,99	8,0	6,0	11,0	0,8	40	40,0 ... 125,0	56 ... 140	7,5	8,5	18
10,0	31,42	12,0	9,0	15,0	0,8	40	50,0 ... 200,0	56 ... 100	11,5	12,5	18

Примечания. 1. Число зубьев z_p ремня принимается из ряда: 40, 42, 45, 48, 50, 53, 56, 60, 63, 67, 71, 75, 80, 85, 90, 95, 100, 105, 112, 115, 125, 130, 140, 150, 160, 170, 180, 190, 200, 210, 220, 235, 250.

2. Ширина ремня b выбирается из ряда, мм: 3, 4, 5, 8, 10, 12, 16, 20, 25, 32, 40, 50, 65, 80, 100, 125, 160, 200.

3. Длина ремня $L_p = \pi m z_p$.

4. По табл. 3.2 с учетом частоты вращения ведущего шкива n_1 принимается число зубьев ведущего шкива z_1 .

Таблица 3.2

Параметры зубчатоременных передач (ОСТ 38-05227-81)

Параметр	Модуль m , мм						
	1,5	2	3	4	5	7	10
Допускаемая удельная сила $[\sigma_0]$, Н/мм	3,5	5,0	9,0	25,0	30,0	32,0	42,0
То же, при полукруглых канавках	—		12,0	35,0	42,0	—	
Наибольшее передаточное число	10,0	11,5	12,0	8,0	8,0	5,6	4,7
Наименьшее допустимое число зубьев z_1	10			15		18	
Наибольшее допустимое число зубьев z_2	100	115		120			85
Рекомендуемое число зубьев z_1 при n_1 , мин ⁻¹ :							
1000	10		12		16		22
1500	11		14		18		24
3000	12		16		20		26
Распределенная масса $q \cdot 10^{-4}$, кг/(м · мм)	2,5	3,0	4,0	6,0	7,0	8,0	11,0
Податливость ремня шириной 1 мм на длине одного шага $\lambda \cdot 10^4$, мм ² /Н	8	9	14	6	8	11	16

5. Число зубьев большого (ведомого) шкива

$$z_2 = z_1 u.$$

Полученное число зубьев округляется до ближайшего целого.

6. Фактическое передаточное число

$$u_{\text{ф}} = \frac{z_2}{z_1}.$$

7. Диаметры делительных окружностей шкивов, измеряемые по расположению осей металлических тросов, мм,

$$d_1 = m z_1; \quad d_2 = m z_2.$$

8. Скорость ремня, м/с,

$$v = \omega_1 \frac{d_1}{2 \cdot 1000}.$$

9. Минимальное межосевое расстояние, мм,

$$a_{\min} = 0,5 (d_1 + d_2) + C,$$

где $C = 2 \text{ м}$ при $m \leq 5 \text{ мм}$ и $C = 3 \text{ м}$ при $m > 5 \text{ мм}$.

10. Принимается межосевое расстояние a , при этом должно быть выполнено условие

$$a > a_{\min}.$$

11. Длина ремня в шагах зубьев (число зубьев ремня)

$$z_p = \frac{2a}{p} + \frac{z_1 + z_2}{2} + \left(\frac{z_2 - z_1}{2\pi} \right)^2 \frac{p}{a}.$$

Принимается ближайшее стандартное число зубьев ремня z_p по табл.3.1 (прим.1).

12. Фактическое межосевое расстояние a_ϕ при выбранной длине ремня (числе зубьев z_p), мм,

$$a_\phi = \frac{p}{4} \left[z_p - \frac{z_1 + z_2}{2} + \sqrt{\left(z_p - \frac{z_1 + z_2}{2} \right)^2 - 8 \left(\frac{z_2 - z_1}{2\pi} \right)^2} \right].$$

13. Угол обхвата ремнем малого шкива, ...°,

$$\alpha_1 = 180^\circ - 57^\circ (d_2 - d_1)/a.$$

14. Число зубьев ремня, находящихся в зацеплении с меньшим шкивом,

$$z_0 = \frac{z_1 \alpha}{360}.$$

Должно быть выполнено условие $z_0 \geq [z_0]$, где $[z_0] = 6$ – минимально допустимое число зубьев ремня, находящихся в зацеплении с меньшим шкивом.

15. Допускаемая удельная сила $[\sigma_0]$ (в зависимости от модуля m) определяется по табл. 3.2.

16. Допускаемая расчетная удельная сила, Н/мм,

$$[\sigma_0]_{\text{расч}} = [\sigma_0] C_p C_F - q v^2,$$

где C_p – коэффициент динамической нагрузки и режима работы, определяется по табл. 2.6;

C_F – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки между проволоками тросов, принимают $C_F = 0,85$;

q – масса 1 м ремня шириной 1 мм, определяется по табл. 3.2.

17. Окружная сила, Н,

$$F_t = \frac{P_1}{v},$$

где P_1 – передаваемая мощность, Вт.

18. Ширина ремня из условия обеспечения тяговой способности, мм,

$$b = F_t / [\sigma_0]_{\text{расч}}.$$

Принимается ближайшее большее стандартное значение по табл. 3.1 (прим.2).

19. Необходимое предварительное натяжение ремня, Н,

$$F_0 = 1,2 b q v^2.$$

20. Сила, действующая на валы, Н,

$$F_n = 1,1 F_t.$$

21. Диаметр окружности вершин зубьев шкивов

$$d_a = d - 2t + C,$$

где t – расстояние от впадин зуба ремня до осевой линии троса (рис. 3.1);
принимают $t = 0,6$ мм при $m = 2 \dots 4$ мм и $t = 1,3$ мм при $m = 5 \dots 10$ мм;
 C – величина, учитывающая податливость витков троса; принимают
 $C = 0,08 \dots 0,18$ мм при $d_a = 50 \dots 500$ мм.

22. Диаметр окружности впадин шкивов

$$d_f = d_a - 2h_{\text{ш}},$$

где $h_{\text{ш}}$ – высота зубьев шкива, принимается по табл. 3.1 в зависимости от модуля m .

23. Ширина зубчатого обода шкивов, мм,

$$B = b + m.$$

4. ЦЕПНЫЕ ПЕРЕДАЧИ

4.1. Основные сведения

Цепная передача относится к передачам зацеплением с гибкой связью. Она состоит из ведущей и ведомой звездочек, расположенных на некотором расстоянии друг от друга, на которые надета приводная цепь (рис. 4.1).

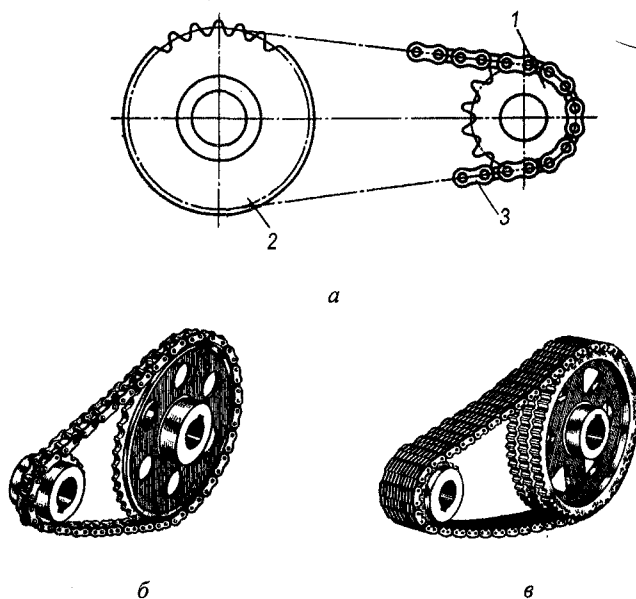


Рис. 4.1. Цепная передача:

а – принципиальная схема; *б* – общий вид передачи с роликовой цепью; *в* – общий вид передачи с зубчатой цепью; 1 – ведущая звездочка; 2 – ведомая звездочка; 3 – приводная цепь

Достоинства:

– по сравнению с зубчатыми передачами – могут передавать мощность на значительное расстояние (межосевое расстояние a до 5...6 м);

– по сравнению с ременными передачами – имеют меньшие габаритные размеры, нагрузку на валы и подшипники и могут передавать большие мощности (обычно до 120 кВт), не требуется большое начальное натяжение, могут передавать движение одной цепью нескольким звездочкам, постоянство передаточного числа.

Недостатки: неравномерность угловой скорости ведомого вала, значительный шум, необходимость тщательного монтажа и ухода, износ шарниров и удлинение цепи.

Цепные передачи (рис. 4.2) применяют в машинах и механизмах для передачи мощности между параллельными валами, расположенными на значительном расстоянии друг от друга, когда зубчатые передачи непригодны, а ременные передачи ненадежны.



Рис. 4.2. Классификация цепных передач

4.2. Конструкции и параметры приводных цепей

Цепи в цепных передачах называются приводными. По конструкции приводные цепи делятся на роликовые, втулочные и зубчатые. Они стандартизованы.

Роликовые приводные цепи (ГОСТ 13568–97) имеют конструкцию, показанную на рис. 4.3. Они включают два ряда внутренних и наружных пластин. В наружные пластины запрессованы валики, которые проходят через отверстия во втулках, на которые напрессованы внутренние пластины. Валики и втулки образуют шарниры. На втулки свободно надеты закаленные стальные ролики. Зацепление цепи со звездочкой происходит через ролики, которые перекатываются по зубьям и уменьшают их износ. Концы

цепи соединяют с помощью соединительного звена со шплинтами или разрезными фасонными шайбами, если цепь имеет четное число шагов. В случае, когда цепь имеет нечетное число шагов, концы ее соединяют с помощью переходного звена. Переходное звено менее прочное, чем соединительное, поэтому рекомендуется использовать цепи с четным числом шагов.

Приводные роликовые и втулочные цепи изготавливаются по ГОСТ 13568-97 следующих типов:

- ПР — роликовые однорядные;
- 2ПР — роликовые двухрядные;
- 3ПР — роликовые трехрядные;
- 4ПР — роликовые четырехрядные;
- ПВ — втулочные однорядные;
- 2ПВ — втулочные двухрядные;
- ПРИ — приводные роликовые с изогнутыми пластинками.

Из роликовых цепей наибольшее распространение нашли приводные роликовые цепи нормальной серии ПР, которые и будут рассмотрены в дальнейшем. Они могут быть однорядными (рис. 4.3), двухрядными (рис. 4.4), трехрядными и четырехрядными. Применение многорядных цепей позволяет обеспечить передачу значительных мощностей при малых габаритах.

Роликовые цепи применяют при скоростях до 20 м/с. Основные размеры приводных однорядных и двухрядных роликовых цепей типа ПР приведены соответственно в табл. 4.1 и 4.2.

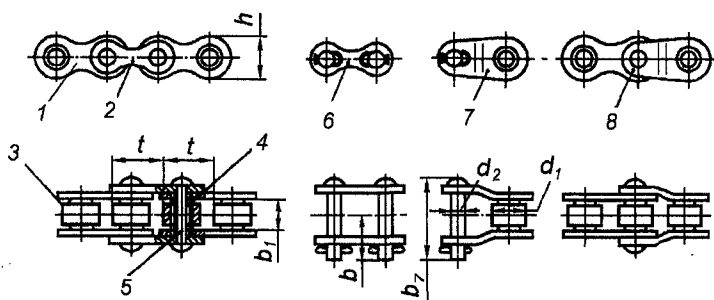


Рис. 4.3. Конструкция приводной роликовой однорядной цепи типа ПР:

- 1 — внутренняя пластина; 2 — наружная пластина;
- 3 — ролик; 4 — втулка; 5 — валик; 6 — соединительное звено;
- 7 — переходное звено; 8 — двойное переходное звено

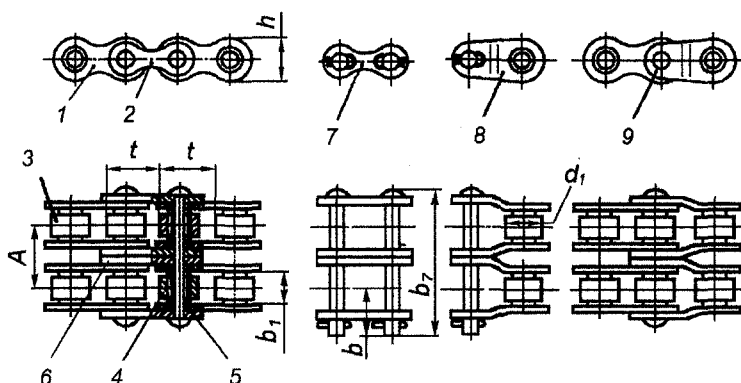


Рис. 4.4. Конструкция приводной роликовой двухрядной цепи типа 2ПР:
 1 – внутренняя пластина; 2 – наружная пластина; 3 – ролик; 4 – втулка;
 5 – валик; 6 – промежуточная пластина; 7 – соединительное звено;
 8 – переходное звено; 9 – двойное переходное звено

Втулочные приводные цепи типа ПВ (ГОСТ 13568–97) могут быть однорядными и двухрядными и имеют конструкции, показанные на рис. 4.5 и 4.6. Они отличаются от роликовых тем, что не имеют закаленных роликов. Втулочные цепи более легкие и дешевые по сравнению с роликовыми, но обладают меньшей прочностью и износостойкостью, поэтому их рекомендуется применять в малонагруженных передачах при скоростях менее 10 м/с. Эти цепи имеют шаг $t = 9,525$ мм. Размеры втулочных приводных цепей типа ПВ приведены в табл. 4.3.

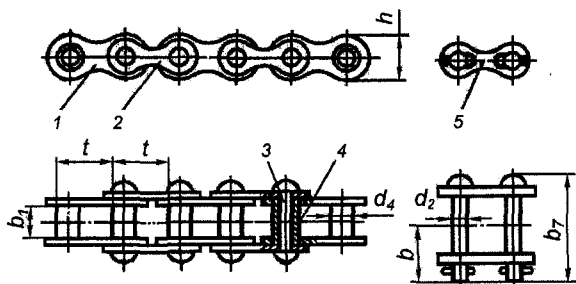


Рис. 4.5. Конструкция приводной втулочной однорядной цепи типа ПВ:
 1 – внутренняя пластина; 2 – наружная пластина;
 3 – валик; 4 – втулка; 5 – соединительное звено

Таблица 4.1

Параметры приводных однорядных роликовых цепей (ГОСТ 13568-97)

Обозначение цепи	t	b_1	d_2	d_1	h	b_7	b	Разрушающая нагрузка F_p , кН	Масса 1 м цепи q , кг
	мм								
ПР-8-4,6	8,00	3,00	2,31	5,00	7,5	12	7	4,6	0,20
ПР-9,525-9,1	9,525	5,72	3,28	6,35	8,5	17	10	9,1	0,45
ПР-12,7-10-1	12,7	2,40	3,66	7,75	10,0	10.5	6.3	10,0	0,30
ПР-12,7-9	12,7	3,30	3,66	7,75	10,0	12	7	9,0	0,35
ПР-12,7-18,2-1	12,7	5,40	4,45	8,51	11,8	19	10	18,2	0,65
ПР-12,7-18,2	12,7	7,75	4,45	8,51	11,8	21	11	18,2	0,75
ПР-15,875-23-1	15,875	6,48	5,08	10,16	14,8	20	11	23,0	0,80
ПР-15,875-23	15,875	9,65	5,08	10,16	14,8	24	13	23,0	1,00
ПР-19,05-31,8	19,05	12,70	5,94	11,91	18,2	33	18	31,8	1,90
ПР-25,4-60	25,4	15,88	7,92	15,88	24,2	39	22	60,0	2,60
ПР-31,75-89	31,75	19,05	9,53	19,05	30,2	46	24	89,0	3,80
ПР-38,1-127	38,1	25,40	11,10	22,23	36,2	58	30	127,0	5,50
ПР-44,45-172,4	44,45	25,40	12,70	25,40	42,4	62	34	172,4	7,50
ПР-50,8-227	50,8	31,75	14,27	28,58	48,3	72	38	227,0	9,70
ПР-63,5-354	63,5	38,10	19,84	39,68	60,4	89	48	354,0	16,0

Таблица 4.2

Параметры приводных двухрядных роликовых цепей (ГОСТ 13568-97)

Обозначение цепи	t	b_1	d_2	d_1	A	h	b_7	b	Разрушающая нагрузка F_p , кН	Масса 1 м цепи q , кг
	мм									
2ПР-12,7-31,8	12,7	7,75	4,45	8,51	13,92	11,8	35	11	31,8	1,4
2ПР-15,875-45,4	15,875	9,65	5,08	10,16	16,59	14,8	41	13	45,40	1,9
2ПР-19,05-64	19,05	12,70	5,96	11,91	22,78	18,08	53,4	17,75	64,0	2,9
2ПР-25,4-114	25,4	15,88	7,92	15,88	29,29	24,20	68	22	114,0	5,0
2ПР-31,75-177	31,75	19,05	9,53	19,05	35,76	30,20	82	24	177,0	7,3
2ПР-38,1-254	38,1	25,40	11,10	22,23	45,44	36,20	104	30	254,0	11,0
2ПР-44,45-344	44,45	25,40	12,70	25,40	48,87	42,24	110	34	344,8	14,4
2ПР-50,8-453,6	50,8	31,75	14,27	28,58	58,55	48,30	130	38	453,6	19,1

Примечание. Площадь опорной поверхности шарнира S многорядной цепи равна произведению площади опорной поверхности однорядной цепи на число рядов в цепи.

Таблица 4.3

Параметры приводных однорядных и двухрядных втулочных цепей (ГОСТ 13568-97)

Обозначение цепи	t	b_1	d_2	d_4	A	h	b_7	b	Разрушающая нагрузка F_p , кН	Масса 1 м цепи q , кг
	мм									
ПВ-9,525-11,5	9,525	7,60	3,59	5,00	-	8,80	18,5	10,0	11,5	0,50
ПВ-9,525-13,0	9,525	9,52	4,45	6,00	-	9,85	21,2	12,0	13,0	0,65
2ПВ-9,525-20	9,525	5,20	4,45	6,00	10,75	9,85	27,5	8,5	20,0	1,00

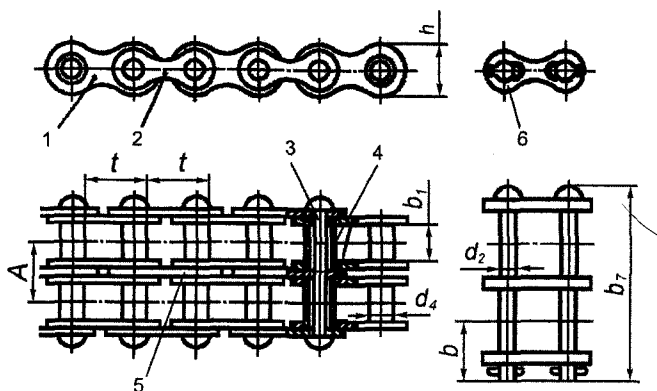


Рис. 4.6. Конструкция приводной втулочной двухрядной цепи типа 2ГВ:

- 1 – внутренняя пластина; 2 – наружная пластина;
3 – валик; 4 – втулка; 5 – промежуточная пластина;
6 – соединительное звено

Площадь опорной поверхности шарнира S , необходимая для проверочного расчета цепи на износостойкость, определяется по табл. 4.4.

Таблица 4.4

Площадь опорной поверхности шарнира однорядной цепи

Обозначение цепи	S , мм ²	Обозначение цепи	S , мм ²
ПР-8-4,6	11	ПР-31,75-89	262
ПВ-9,525-9,1	28	ПР-38,1-127	394
ПР-12,7-10-1	13	ПР-44,45-172,4	472
ПР12,7-9	22	ПР50,8-227	645
ПР12,7-18,2-1	39	ПР-63,5-354	1089
ПР12,7-18,2	50	ПВ-9,525-11,5	40
ПР-15,875-23-1	51	ПВ-9,525-13,0	56
ПР-15,875-23	67	ПРИ-78,1-360	1029
ПР-19,05-31,8	105	ПРИ-78,1-400	1131
ПР-25,4-60	179	ПРИ-103,2-650	1968

Примечание. Площадь опорной поверхности шарнира многорядной цепи равна произведению площади опорной поверхности шарнира однорядной цепи на число рядов в цепи.

Примеры условных обозначений цепей и комплектующих изделий:

1. Цепь приводная роликовая однорядная с шагом $t = 12,7$ мм и расстоянием между внутренними пластинами $b_1 = 7,75$ мм, с разрушающей нагрузкой $F_p = 18,2$ кН:

Цепь ПР-12,7-18,2 ГОСТ 13568-97;

то же, с расстоянием между внутренними пластинами $b_1 = 5,40$ мм:

Цепь ПР-12,7-18,2-1 ГОСТ 13568-97.

Комплектующие изделия для этой цепи:

звено соединительное

Звено С-ПР-12,7-18,2 ГОСТ 13568-97;

звено двойное переходное

Звено П2-ПР-12,7-18,2 ГОСТ 13568-97;

звено переходное

Звено П-ПР-12,7-18,2 ГОСТ 13568-97.

2. Цепь приводная роликовая трехрядная с шагом $t = 25,4$ мм и разрушающей нагрузкой $F_p = 171$ кН:

Цепь ЗПР-25,4-171 ГОСТ 13568-97-97.

3. Цепь приводная втулочная двухрядная с шагом $t = 9,525$ мм и разрушающей нагрузкой $F_p = 20$ кН:

Цепь 2ПВ-9,525-20 ГОСТ 13568-97.

4. Цепь приводная роликовая с изогнутыми пластинами с шагом $t = 103,2$ мм и разрушающей нагрузкой $F_p = 650$ кН:

Цепь ПРИ-103,2-650 ГОСТ 13568-97.

Во многих станах мира приводные цепи выпускаются по международному стандарту ИСО 606-94. На рис. 4.7 показаны типы звеньев цепей. Основные размеры цепей показаны на рис. 4.8 и приведены в табл. 4.5.

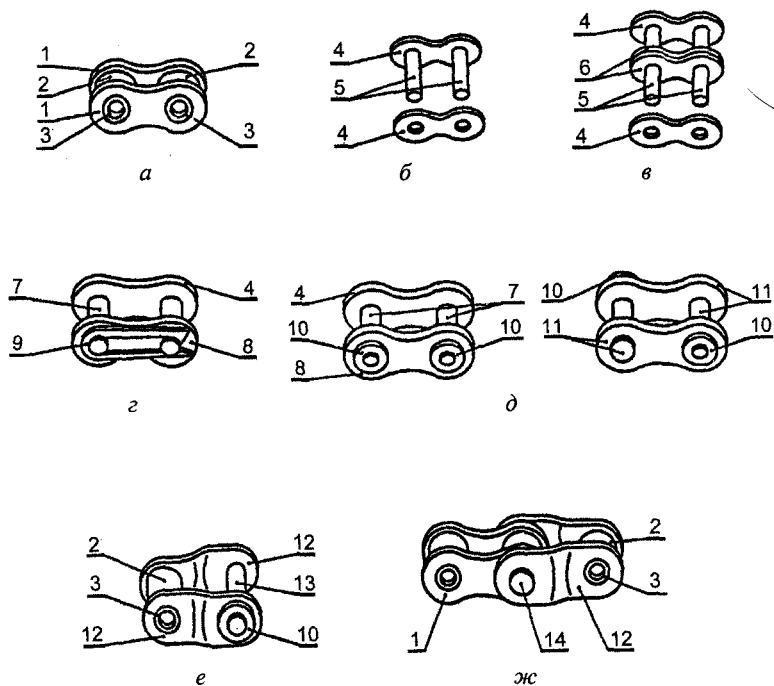


Рис. 4.7. Конструкции звеньев приводных роликовых цепей (ИСО 606-94):

- а – внутреннее звено; б – наружное звено однорядное;
 в – наружное звено двухрядное; г – соединительное звено с пружинным замком; д – другие типы разборных соединительных звеньев (замки могут быть различной конструкции, на рисунке показано только их расположение); е – переходное звено однорядное; жс – переходное звено двойное; 1 – внутренняя пластина; 2 – ролик; 3 – втулка;
 4 – наружная пластина; 5 – валик; 6 – промежуточная пластина;
 7 – соединительный валик; 8 – съемная пластина; 9 – пружинный замок; 10 – замок любой другой конструкции (показан схематично); 11 – пластина с расклепанным соединительным валиком; 12 – изогнутая наружная пластина переходного звена; 13 – соединительный съемный валик; 14 – расклепанный валик

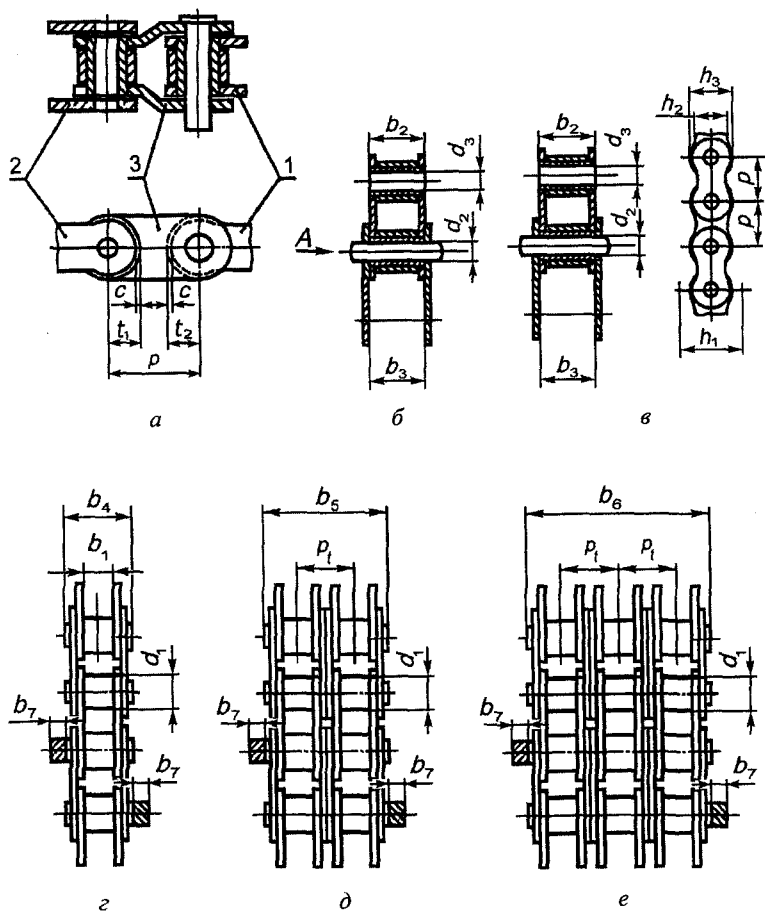


Рис. 4.8. Основные размеры роликовых цепей (ИСО 606–94):

a – звено с изогнутыми пластинами;

б – сечение с гладкими валиками; *в* – сечение цепи со ступенчатыми валиками;

г – однорядная цепь; *д* – двухрядная цепь; *е* – трехрядная цепь:

1 – внутренняя пластина; 2 – ролик; 3 – втулка

Размеры, мм, и разрушающая нагрузка

Номер цепи	Шаг цепи p	Диаметр ролика d_i	Ширина между внутренними пластинами b_1	Диаметр валика d_2	Диаметр отверстия втулки d_3	Габаритный размер для прохода цепи h_1	Ширина внутренней пластины h_2	Ширина наружной пластины h_3	Размер изогнутого звена		
									t_1	t_2	c
05B	8,00	5,00	3,00	2,31	2,36	7,37	7,11	7,11	3,71	3,71	0,08
06B	9,525	6,35	5,72	3,28	3,33	8,52	8,26	8,26	4,32	4,32	0,08
08A	12,70	7,95	7,85	3,96	4,01	12,33	12,07	10,41	5,28	6,10	0,08
08B	12,70	8,51	7,75	4,45	4,50	12,07	11,81	10,92	5,66	6,12	0,08
10A	15,875	0,16	9,40	5,08	5,13	15,35	15,09	13,03	6,60	7,62	0,10
10B	15,875	10,16	9,65	5,08	5,13	14,99	14,73	13,72	7,11	7,62	0,10
12A	19,05	11,91	12,57	5,94	5,99	18,34	18,08	15,62	7,90	9,14	0,10
12B	19,05	12,07	11,68	5,72	5,77	16,39	16,13	16,13	8,33	8,33	0,10
16A	25,40	15,88	15,75	7,92	7,97	24,39	24,13	20,83	10,54	12,19	0,13
16B	25,40	15,88	17,02	8,28	8,33	21,34	21,08	21,08	11,15	11,15	0,13
20A	31,75	19,05	18,90	9,53	9,58	30,48	30,18	26,04	13,16	15,24	0,15
20B	31,75	19,05	19,56	10,19	10,24	26,68	26,42	26,42	13,89	13,89	0,15
24A	38,10	22,23	25,22	11,10	11,15	36,55	36,20	31,24	15,80	18,26	0,18
24B	38,10	25,40	25,40	14,63	14,68	33,73	33,40	33,40	17,55	17,55	0,18
28A	44,45	25,40	25,22	12,70	12,75	42,67	42,24	36,45	18,42	21,31	0,20
28B	44,45	27,40	30,99	15,90	15,96	37,46	37,08	37,08	19,51	19,51	0,20
32A	50,80	28,58	31,55	14,27	14,32	48,74	48,26	41,66	21,03	24,33	0,20
32B	50,80	29,21	30,99	17,81	17,86	42,72	42,29	42,29	22,20	22,20	0,20
40A	63,50	39,68	37,85	19,84	19,89	60,93	60,33	52,07	26,24	30,35	0,20
40B	63,50	39,37	38,10	22,89	22,94	53,49	52,96	52,96	27,76	27,76	0,20
48A	76,20	47,63	47,36	23,80	23,85	73,13	72,39	62,48	31,45	36,40	0,20
48B	76,20	48,26	45,72	29,24	29,29	64,52	63,88	63,88	33,45	33,45	0,20
56B	88,90	53,98	53,34	34,32	34,37	78,64	77,85	77,85	40,61	40,61	0,20
64B	101,60	63,50	60,96	39,40	39,45	91,08	90,17	90,17	47,07	47,07	0,20
72B	114,30	72,39	68,58	44,48	44,53	104,67	103,63	103,63	53,37	53,37	0,20

Примечания. 1. 1 даН = 10 Н.

2. В обозначении шага используется: t — для отечественных цепей,

Таблица 4.5

приводных роликовых цепей (ИСО 606-94)

Расстояние между рядами p_t	Ширина внутреннего звена b_2	Расстояние между наружными пластинами звена b_3	Ширина цепи по концам валиков, не более			Ширина замка b_7	Измерительная нагрузка цепи, даН			Разрушающая нагрузка цепи, даН, не более		
			однорядная b_4	двухрядная b_5	трехрядная b_6		однорядной	двухрядной	трехрядной	однорядной	двухрядной	трехрядной
5,64	4,77	4,90	8,6	14,3	19,9	3,1	5	10	15	440	780	1110
10,24	8,53	8,66	13,5	23,8	34,0	3,3	7	14	21	890	1690	2490
14,38	11,18	11,23	17,8	32,3	46,7	3,9	12	25	37	1380	2760	4140
13,92	11,30	11,43	17,0	31,0	44,9	3,9	12	25	37	1780	3110	4450
18,11	13,84	13,89	21,8	39,9	57,9	4,1	20	39	59	2180	4360	6540
16,59	13,28	13,41	19,6	36,2	52,8	4,1	20	39	59	2220	4450	6670
22,78	17,75	17,81	26,9	49,8	72,6	4,6	28	56	84	3110	6230	9340
19,46	15,62	15,75	22,7	42,2	61,7	4,6	28	56	84	2890	5780	8670
29,29	22,61	22,66	33,5	62,7	91,9	5,4	50	100	149	5560	11120	16680
31,88	25,45	25,58	36,1	68,0	99,9	5,4	50	100	149	4230	8450	12680
35,76	27,46	27,51	41,1	77,0	113,0	6,1	78	156	234	8670	17350	26020
36,45	29,01	29,14	43,2	79,7	116,1	6,1	78	156	234	6450	12900	19350
45,44	35,46	35,51	50,8	96,3	141,7	6,6	111	222	334	12460	24910	37370
48,36	37,92	38,05	53,4	101,8	150,2	6,6	111	222	334	9790	19570	29360
48,87	37,19	37,24	54,9	103,6	152,4	7,4	151	302	454	16900	33810	50710
59,56	46,58	46,71	65,1	124,7	184,3	7,4	151	302	454	12900	25800	38700
58,55	45,21	45,26	65,5	124,2	182,9	7,9	200	400	601	22240	44480	66720
58,55	45,57	45,70	67,4	126,0	184,5	7,9	200	400	601	16900	33810	50710
71,55	54,89	54,94	80,3	151,9	223,5	10,2	311	623	934	34700	69390	104090
72,29	55,75	55,88	82,6	154,9	227,2	10,2	311	623	934	26240	52490	78730
87,83	67,82	67,87	95,5	183,4	271,3	10,5	445	890	1334	50040	100080	150130
91,21	70,56	70,69	99,1	190,4	281,6	10,5	445	890	1334	40030	80070	120100
106,60	81,33	81,46	114,6	221,2	—	11,7	609	1219	—	54270	108540	—
119,89	92,02	92,15	130,9	250,8	—	13,0	796	1592	—	71170	142340	—
136,27	103,81	103,94	147,4	283,7	—	14,3	1010	2019	—	89850	179710	—

 p — для импортных цепей.

Однорядные цепи по ГОСТ 13568-97 и ИСО 606-94, типоразмеры которых совпадают, приведены в табл. 4.6.

Таблица 4.6

Однорядные цепи с совпадающими типоразмерами

Обозначение цепи по ГОСТ 13568-97	Обозначение цепи по ИСО 606-94	Обозначение цепи по ГОСТ 13568-97	Обозначение цепи по ИСО 606-94
ПР-8-4,6	05 В-1	ПР-25,4-60	16 А-1
ПР-9,525-9,1	06 В-1	ПР-31,75-89	20 А-1
ПР-12,7-9	08 А-1	ПР-38,1-127	24 А-1
ПР-12,7-18,2	08 В-1	ПР-44,45-172,4	28 А-1
ПР-15,875-23	10 В-1	ПР-50,8-227	32 А-1
ПР-19,05-31,8	12 А-1	ПР-63,5-354	40 А-1

Примечание. 1. В обозначениях двух- и трехрядных цепей по ИСО 606-94 после дефиса ставят цифры 2 и 3 соответственно.

2. Соединительные и переходные звенья для цепей по ИСО 606-94 обозначают символами с дефисом, проставляемым перед обозначениями цепи: С – соединительное звено; П – переходное звено; П2 – двойное переходное звено. Например: двойное переходное звено для двухрядной цепи 08 В-2 – П2-08 В-2.

Зубчатые приводные цепи состоят из набора рабочих зубообразных пластин, шарнирно соединенных между собой. Согласно ГОСТ 13552-81 зубчатые приводные цепи изготавливаются двух типов: с односторонним (рис. 4.9) и двухсторонним (рис. 4.10) зацеплением. Зубчатые цепи первого типа нашли основное применение и будут рассмотрены более подробно.

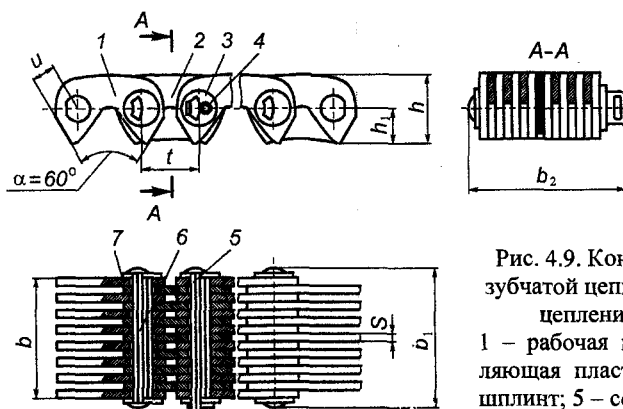


Рис. 4.9. Конструкция приводной зубчатой цепи с односторонним зацеплением (первый тип):

1 – рабочая пластина; 2 – направляющая пластина; 3 – шайба; 4 – шплинт; 5 – соединительная призма; 6 – внутренняя призма; 7 – удлиненная призма

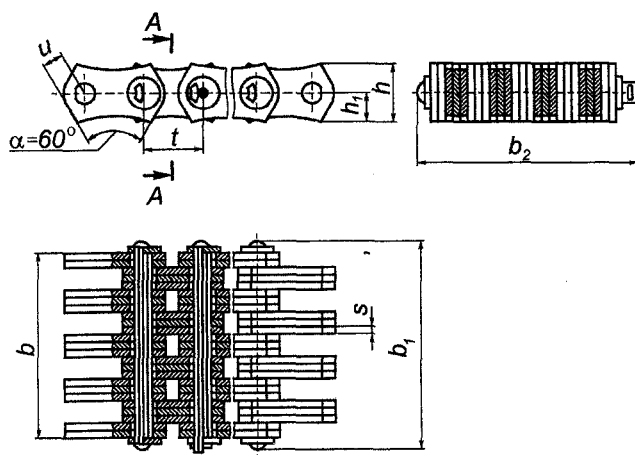


Рис. 4.10. Конструкция приводной зубчатой цепи с двухсторонним зацеплением (второй тип)

Зубообразные пластины цепей первого типа соединены между собой шарнирами в виде сегментных призм 1 и 2 (рис. 4.11) с цилиндрическими поверхностями, которые при изгибе цепи перекашиваются друг по другу. Каждая призма соединена с пластинками одного звена. Рабочими гранями пластин являются плоскости зубьев, расположенные под углом 60° , которыми каждое звено цепи садится на два зуба звездочки. Для предотвращения схода цепей со звездочек цепи имеют направляющие пластины 2 (см. рис. 4.9), а звездочки соответствующие прорези.

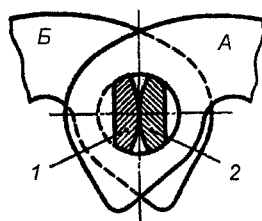


Рис. 4.11. Шарнир зубчатой цепи:

1, 2 – сегментные призмы
Одна призма – внутренняя 6 (см. рис. 4.9) – ограничена в боковом направлении шайбами, другая – удлиненная 7 расклепана на концах и через шайбы ограничивает в боковом направлении набор пластин. Для соединения концов цепи имеется соединительная удлиненная призма 5 с отверстием на конце, в которое вставляется шплинт.

Таблица 4.7
 Параметры приводных зубчатых цепей с односторонним зацеплением (ГОСТ 13552-81)

Обозначение цепи	t	b	b ₁	b ₂	мм					u	Разрушающая нагрузка F _p , кН, не менее	Масса 1 м цепи q, кг, не более
ПЗ-1-12,7-26-22,5		22,5	28,5	31,5							26	1,31
ПЗ-1-12,7-31-28,5		28,0	34,5	37,5							31	1,60
ПЗ-1-12,7-36-34,5		34,5	40,5	43,5							36	2,00
ПЗ-1-12,7-42-40,5	12,7	40,5	46,5	49,5	13,4	7,0			4,76		42	2,31
ПЗ-1-12,7-49-46,5		46,5	52,5	55,5							49	2,70
ПЗ-1-12,7-56-52,5		52,5	58,5	61,5							56	3,00
ПЗ-1-15,875-41-30		30,0	38,0	41,0							41	2,21
ПЗ-1-15,875-50-38		38,0	46,0	49,0							50	2,71
ПЗ-1-15,875-58-46		46,0	54,0	57,0							58	3,30
ПЗ-1-15,875-69-54	15,875	54,0	62,0	65,0	16,7	8,7			5,95		69	3,90
ПЗ-1-15,875-80-62		62,0	70,0	73,0							80	4,41
ПЗ-1-15,875-91-70		70,0	78,0	81,0							91	5,00
ПЗ-1-19,05-74-45		45,0	54,0	56,0							74	3,90
ПЗ-1-19,05-89-57		57,0	66,0	68,0							89	4,90
ПЗ-1-19,05-105-69	19,05	69,0	78,0	80,0	20,1	10,5			7,14		105	5,91
ПЗ-1-19,05-124-81		81,0	90,0	92,0							124	7,00
ПЗ-1-19,05-143-93		93,0	102,0	104,0							143	8,00
ПЗ-2-25,4-101-57		57,0	66,0	68,0							101	8,40
ПЗ-2-25,4-132-75	25,4	75,0	84,0	86,0	26,7	13,35			9,52		132	10,80
ПЗ-2-25,4-164-93		93,0	102,0	104,0							164	13,20
ПЗ-2-25,4-196-111		111,0	120,0	122,0							196	15,40
ПЗ-2-31,75-166-75		75,0	85,0	88,0							166	14,35
ПЗ-2-31,75-206-93	31,75	93,0	103,0	106,0	33,4	16,70			11,91		206	16,55
ПЗ-2-31,75-246-111		111,0	121,0	124,0							246	18,80
ПЗ-2-31,75-286-129		129,0	139,0	142,0							286	21,00

Основные параметры зубчатых приводных цепей приведены в табл. 4.7. Зубчатые приводные цепи по сравнению с роликовыми цепями работают более плавно и бесшумно, лучше воспринимают ударную нагрузку, могут работать при скоростях до 35 м/с. Однако они тяжелее, сложнее в изготовлении и дороже, поэтому имеют ограниченное применение.

Пример условного обозначения приводной зубчатой цепи типа 1 с шагом $t = 19,05$ мм, разрушающей нагрузкой 74 кН и рабочей шириной $b = 45$ мм:

Цепь ПЗ-1-19,05-74-45 ГОСТ 13552-81.

4.3. Порядок расчета цепной передачи с роликовой приводной цепью

Исходные данные: мощность на ведущей и ведомой звездочках P_1 и P_2 (кВт); угловые скорости ведущей и ведомой звездочек ω_1 и ω_2 ; условия эксплуатации — характер нагрузки, угол наклона передачи γ , способ смазки, число смен работы в сутки (рис. 4.12).

1. Частота вращения ведущей и ведомой звездочек:

$$n_1 = \frac{30\omega_1}{\pi}; \quad n_2 = \frac{30\omega_2}{\pi}.$$

2. Вращающий момент на валу ведущей звездочки, Н·м,

$$T_1 = \frac{P_1 \cdot 10^3}{\omega_1}.$$

3. Передаточное отношение

$$i = \frac{\omega_1}{\omega_2}.$$

4. Коэффициент эксплуатации

$$K_3 = K_D K_H K_C K_{\Pi},$$

где K_D — коэффициент, учитывающий характер нагрузки: при спокойной нагрузке $K_D = 1,0$; при ударной нагрузке $K_D = 1,25 \dots 1,50$;

K_H — коэффициент, учитывающий угол наклона передачи: при $\gamma \leq 60^\circ$ $K_H = 1,0$; при $\gamma > 60^\circ$ $K_H = 1,25$;

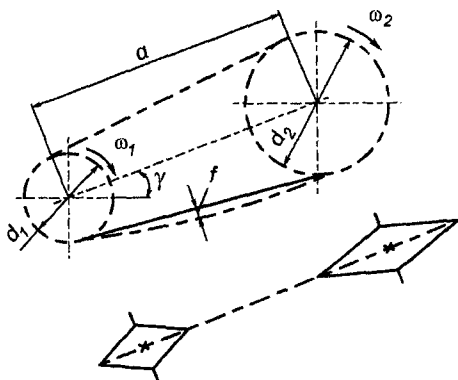


Рис. 4.12. Схема цепной передачи

K_c – коэффициент, учитывающий способ смазывания цепи: при картерной (непрерывной) смазке $K_c = 0,8$, капельной $K_c = 1,0$, периодической $K_c = 1,5$;

K_n – коэффициент, учитывающий периодичность работы передачи: при одно-
сменной работе $K_n = 1,0$, двухсменной $K_n = 1,25$, трехсменной $K_n = 1,5$.

5. Число зубьев малой звездочки

$$z_1 = 29 - 2i.$$

Полученное значение z_1 округляется до ближайшего целого нечетного числа.

6. Шаг цепи

$$t = 2,8 \sqrt[3]{\frac{T_1 10^3 K_z}{z_1 [p] m}},$$

где $[p]$ – допускаемое давление в шарнирах цепи, МПа; определяется предварительно по табл. 4.8 для предполагаемого шага цепи t (предварительно принимают $t = 19,05$ мм или $t = 25,4$ мм);

m – коэффициент, учитывающий число рядов цепи: при однорядной цепи $m = 1$; двухрядной $m = 1,8$; трёхрядной $m = 2,5$; четырехрядной $m = 3,0$.

Принимают ближайшее большее стандартное значение t (см. табл. 4.1).

Таблица 4.8

Допускаемое давление в шарнире цепи $[p]$, МПа

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

7. Из табл. 4.4 выписывают для цепи с принятым шагом t значения площади проекции опорной поверхности шарнира S , а из табл. 4.1 – значения разрушающей нагрузки F_p и массы 1 м цепи q .

8. Скорость цепи, м/с,

$$v = \frac{z_1 t n_1}{60 \cdot 1000}.$$

9. Натяжение ведущей ветви цепи, Н,

$$F_i = F_t + F_v + F_f.$$

Здесь $F_t = \frac{P_1 \cdot 10^3}{v}$ – окружная сила, Н; $F_v = qv^2$ – центробежная сила, Н;

$F_f = 9,81K_f qa \cdot 10^{-3}$ – сила от провисания цепи, Н; K_f – коэффициент провисания, учитывающий расположение цепи: при горизонтальном расположении ($\gamma = 0$) $K_f = 6$, при $\gamma \leq 40^\circ$ $K_f = 2 \dots 4$ (меньшие значения при большем γ), при $\gamma > 40^\circ$ $K_f = 1,5$, при $\gamma = 90^\circ$ $K_f = 1,0$; a – межосевое расстояние, мм, предварительно определяется по выражению $a = (30 \dots 50) t$.

10. Расчетное давление в шарнирах цепи, МПа,

$$p = \frac{F_1 K_3}{S}.$$

Условие износостойкости выполняется, если расчетное давление p не превышает допускаемого $[p]$, выбранного по табл. 4.8 для ранее определенного шага цепи t и частоты вращения меньшей звездочки n_1 . Если условие $p \leq [p]$ не выполняется, то следует принять цепь с большим стандартным шагом или двухрядную цепь.

11. Расчетный коэффициент запаса прочности цепи

$$n = \frac{F_p}{F_i}.$$

Условие прочности цепи выполнено, если расчетный коэффициент запаса прочности n не меньше требуемого $[n]$, определяемого по табл. 4.9 по ранее выбранному шагу цепи t и частоте вращения меньшей звездочки n_1 . Если условие $n \geq [n]$ не выполняется, то следует принять цепь с большим стандартным шагом или с большим числом рядов.

Таблица 4.9

Требуемый коэффициент запаса прочности $[n]$

Шаг цепи t , мм	Частота вращения ведущей звездочки n_1 , мин ⁻¹							
	50	200	400	600	800	1000	1200	1600
12,7; 15,875	7,1	7,8	8,5	9,3	10,2	11,0	11,7	13,2
19,05; 25,4	7,2	8,2	9,3	10,3	11,7	12,9	14,0	16,3
31,75; 38,1	7,4	8,5	10,2	13,2	14,8	16,3	19,5	—
44,45; 50,8	7,6	9,3	11,7	14,0	16,3	—	—	—

12. Расчетная нагрузка на вал

$$F_v = K_v F_t + 2F_f,$$

где K_v – коэффициент нагрузки вала, определяется по табл. 4.10.

Таблица 4.10

Коэффициент нагрузки вала K_v

Характер нагрузки	Угол наклона к горизонту γ, \dots°	
	< 40	40 ... 90
Спокойная	1,15	1,05
Ударная	1,30	1,15

13. Число зубьев ведомой звездочки

$$z_2 = z_1 i.$$

14. Число звеньев цепи

$$z_{зв} = \frac{2a}{t} + \frac{z_1 + z_2}{2} + \left(\frac{z_2 - z_1}{2\pi} \right)^2 \frac{t}{a},$$

где a в мм.

Принимается ближайшее целое четное число звеньев.

15. Фактическое межосевое расстояние

$$a_{\phi} = 0,25 t \left[z_{зв} - \frac{z_1 + z_2}{2} + \sqrt{\left(z_{зв} - \frac{z_1 + z_2}{2} \right)^2 - 2 \left(\frac{z_2 - z_1}{\pi} \right)^2} \right].$$

16. Частота ударов цепи при набегании ее на зубья звездочек и сбегании с них, c^{-1} ,

$$v = \frac{z_1 n_1}{15 z_{зв}}$$

не должна превышать допускаемого значения $[v]$, определяемого по табл. 4.11.
Условие долговечности выполняется, если $v \leq [v]$.

Таблица 4.11

Допускаемая частота ударов $[v]$ для втулочной и роликовой цепей, c^{-1}

Шаг цепи t , мм	12,7	15,875	19,05	25,4	31,75	38,1	44,45	50,8
$[v]$	60	50	35	30	25	20	15	12

4.4. Порядок расчета цепной передачи с зубчатой приводной цепью

Схема цепной передачи и исходные данные аналогичны приведенным в разд. 4.3.

1. Частота вращения ведущей и ведомой звездочек

$$n_1 = \frac{30\omega_1}{\pi}; \quad n_2 = \frac{30\omega_2}{\pi}.$$

2. Вращающий момент на валу ведущей звездочки, Н·м,

$$T_1 = \frac{P_1 \cdot 10^3}{\omega_1}.$$

3. Передаточное отношение

$$i = \frac{\omega_1}{\omega_2}.$$

4. Коэффициент эксплуатации определяется аналогично цепной передаче с приводной роликовой цепью (см. разд. 4.3, п.4):

$$K_s = K_d K_n K_c K_p.$$

5. Число зубьев меньшей (ведущей) звездочки

$$z_1 = 35 - 2u,$$

где передаточное число $u = z_2 / z_1$ численно равно для понижающей передачи передаточному отношению $i = \frac{\omega_1}{\omega_2}$.

Принимается ближайшее целое нечетное число зубьев.

6. Число зубьев большей (ведомой) звездочки

$$z_2 = z_1 u.$$

Принимается ближайшее целое число зубьев z_2 .

7. Фактическое передаточное число

$$u_{\phi} = \frac{z_2}{z_1}.$$

Отклонение от заданного $\Delta u = \frac{u_{\phi} - u}{u} 100\%$ не должно превышать 4 %.

8. Назначается шаг цепи t (см. табл. 4.7).

9. Скорость цепи, м/с,

$$v = \frac{z_1 t n_1}{60 \cdot 1000}.$$

10. Интерполированием по табл. 4.12 принимают допускаемую мощность $[P_{10}]$ для передачи с зубчатой цепью шириной 10 мм.

Таблица 4.12

Значения допускаемой мощности $[P_{10}]$, кВт,
для передачи с зубчатой цепью с условной шириной 10 мм

Шаг цепи t , мм	Скорость цепи v , м/с						
	1	2	3	4	6	8	10
12,7	0,4	0,8	1,0	1,3	1,6	2,0	2,35
15,875	0,6	1,0	1,3	1,6	2,1	2,5	3,0
19,05	0,8	1,2	1,6	1,9	2,5	3,0	3,5
25,4	1,0	1,6	2,1	2,6	3,4	4,0	4,6
31,75	1,2	2,0	2,6	3,2	4,2	5,1	5,9

11. Ширина цепи, мм,

$$b = 10 \frac{P_1 \cdot 10^3 K_3}{[P_{10}]}$$

По табл. 4.7 принимается ближайшая большая стандартная ширина цепи b и выписываются для этой цепи F_p и q .

12. Предварительное значение межосевого расстояния, мм,

$$a = (30 \dots 50) t$$

13. Число звеньев цепи

$$z_{3\phi} = \frac{2a}{t} + \frac{z_1 + z_2}{2} + \left(\frac{z_2 - z_1}{2\pi} \right)^2 \frac{t}{a}$$

Принимается ближайшее целое четное число звеньев.

14. Фактическое межосевое расстояние, мм,

$$a_{\phi} = 0,25 t \left[z_{3\phi} - \frac{z_1 + z_2}{2} + \sqrt{\left(z_{3\phi} - \frac{z_1 + z_2}{2} \right)^2 - 2 \left(\frac{z_2 - z_1}{\pi} \right)^2} \right]$$

15. Окружная сила на ведущей звездочке, равная тяговой силе на ведущей ветви цепи, Н,

$$F_t = P_1 \cdot 10^3 / v$$

16. Нагрузка на валы и подшипники, Н,

$$F_n = 1,15 F_t$$

17. Нагрузка от центробежных сил, Н,

$$F_v = q v^2$$

18. Нагрузка от провисания цепи, Н,

$$F_f = 9,81 K_f q a \cdot 10^{-3}$$

19. Натяжение ведущей ветви цепи, Н,

$$F_1 = F_t + F_v + F_f.$$

20. Коэффициент запаса прочности

$$n = \frac{F_p}{F_1}.$$

По табл. 4.13 определяется нормативный коэффициент запаса прочности $[n]$ приводных зубчатых цепей (при $z_1 \geq 17$). Условие прочности выполнено, если $n > [n]$.

Таблица 4.13

Нормативный коэффициент запаса прочности $[n]$
приводных зубчатых цепей (при $z_1 \geq 17$)

Шаг цепи t , мм	Частота вращения ведущей звездочки n_1 , мин ⁻¹								
	50	100	200	300	400	500	600	800	1000
12,7	20	21	22	23	24	25	26	28	30
15,875	20	21	22	24	25	26	27	30	32
19,05	21	22	23	24	26	28	29	32	35
25,4	21	22	24	26	28	30	32	36	40
31,75	21	22	25	26	30	32	35	40	—

21. Число ударов цепи в секунду (проверка на долговечность)

$$v = \frac{z_1 n_1}{15 z_{зв}}.$$

Допустимое число ударов цепи в секунду

$$[v] = \frac{800}{t} - 0,2 t.$$

Условие долговечности выполняется, если $v \leq [v]$.

4.5. Конструирование звездочек

Звездочка состоит из обода с зубьями, ступицы, которой звездочка насаживается на вал, и диска, соединяющего обод со ступицей.

4.5.1. Выбор материала звездочек

Звездочки могут быть изготовлены из среднеуглеродистых или легированных сталей 40, 45, 40Х, 40ХН, 35ХГСА с поверхностной или объемной закалкой зубьев до твердости 45...55 HRC или из сталей 15, 20Х, 12ХНЗА с цементацией на 1...1,5 мм и закалкой до твердости 55...60 HRC.

Звездочки с большим числом зубьев могут быть отлиты из стали 40Л, 40ХЛ или серого чугуна СЧ 25, СЧ 30.

При необходимости плавной или бесшумной работы передачи на малой скорости ($v \leq 8$ м/с) и передаче небольшой мощности ($P \leq 5$ кВт) венцы звездочек могут быть изготовлены из пластмасс (текстолита, полиформальдегида, полиамидов).

4.5.2. Обод звездочек роликовых и втулочных цепей

Профилирование звездочек роликовых и втулочных цепей производится по ГОСТ 591-69 (в ред. 1989 г.). Профили зубьев без смещения и со смещением центров дуг впадин приведены соответственно на рис. 4.13 и 4.14. Расчет параметров профилей зубьев выполняется по табл. 4.14. Звездочки с профилем без смещения центров дуг впадин рекомендуется применять в особо точных реверсивных передачах с одно- и двухрядными цепями. В остальных случаях рекомендуется применять звездочки с профилем со смещением центров дуг впадин. Диаметр окружности выступов следует вычислять с точностью до 0,1 мм, остальные линейные размеры – до 0,01 мм, а угловые – до 1° .

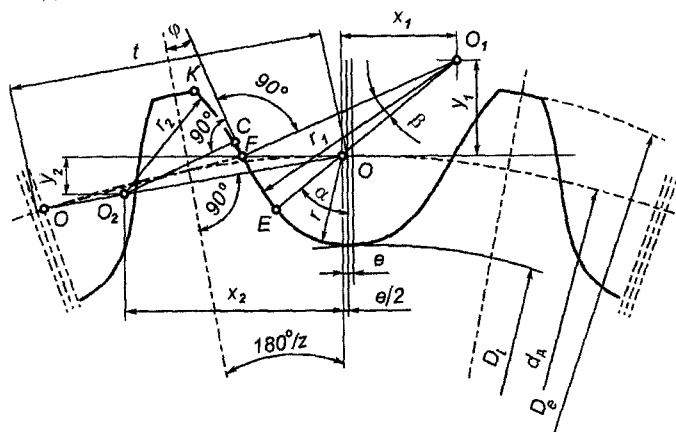


Рис. 4.13 Профиль зубьев без смещения центров дуг впадин

Расчет и построение основных размеров зубьев и обода однорядной, двухрядной и многорядной звездочек в поперечном сечении следует выполнять в соответствии с рис. 4.15 и табл. 4.15. Диаметр окружности выступов D_e и диаметр окружности впадин D_i определяются по табл. 4.14 (п. 6 и п. 8).

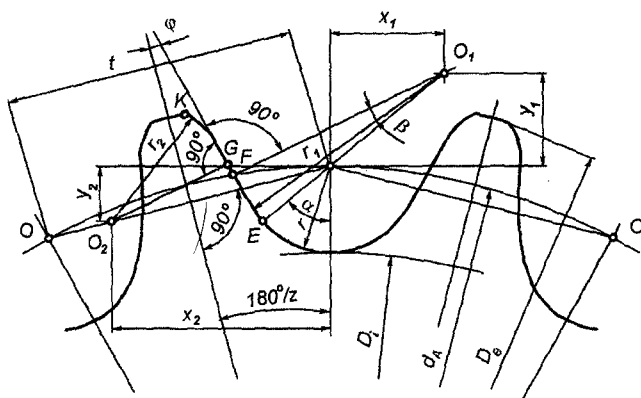


Рис. 4.14. Профиль зубьев со смещением центров дуг впадин

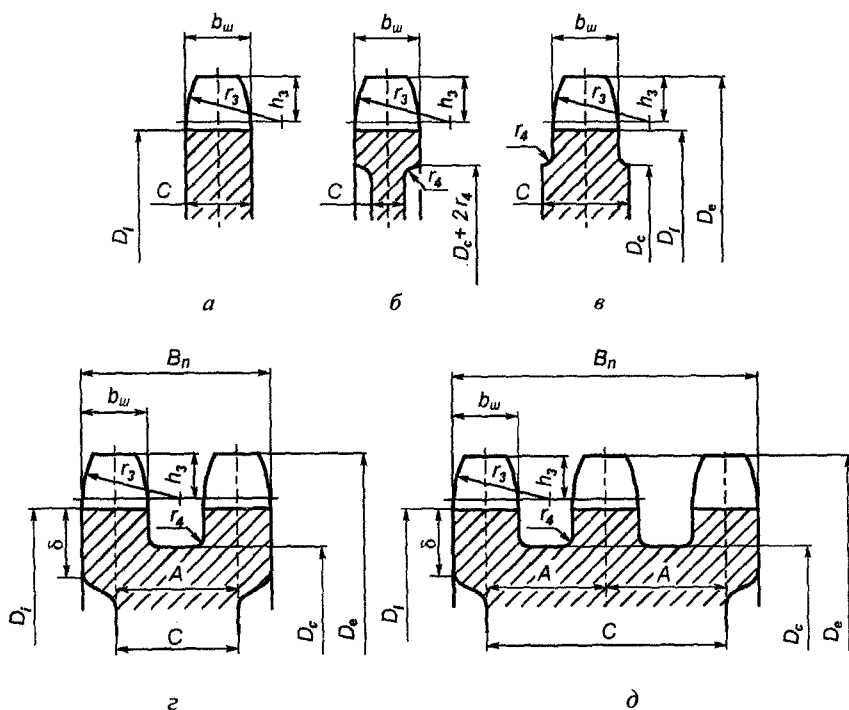


Рис. 4.15. Конструкция и размеры в поперечном сечении ободов звездочек роликовых и втулочных цепей: а, б, в – однорядные; г – двухрядные; д – трехрядные

Таблица 4.14

Параметры профилей зубьев звездочек
к роликовым и втулочным цепям (ГОСТ 591-69)

Наименование параметров	Обозначение	Расчетная формула
Шаг цепи	t	Размеры выбираются из табл. 4.1, 4.2 и 4.3
Диаметр элемента зацепления цепей: втулочных $D_{\text{ц}} = d_4$ роликовых $D_{\text{ц}} = d_1$	$D_{\text{ц}}$	
Геометрическая характеристика зацепления	λ	
Число зубьев звездочки	z	—
Диаметр делительной окружности	d_d	$d_d = \frac{t}{\sin 180^\circ / z}$
Диаметр окружности выступов	D_e	$D_e = t(K + \operatorname{ctg} 180^\circ / z)$
Коэффициент высоты зуба	K	λ от 1,40 до 1,50
		K 0,480
		от 1,50 до 1,60 0,532
		от 1,60 до 1,70 0,555
		от 1,70 до 1,80 0,575
		от 1,80 до 2,00 0,565
Диаметр окружности впадин	D_i	$D_i = d_d - 2r$
Наибольшая хорда (для контроля звездочек с нечетным шагом зубьев)	L_x	$L_x = d_d \cos 90^\circ / z - 2r$
		$L_x = d_d \cos 95^\circ / z - 2r$
Радиус впадины	r	$r = 0,5025 D_{\text{ц}} + 0,05 \text{ мм}$
Радиус сопряжения	r_1	$r_1 = 0,8 D_{\text{ц}} + r = 1,3025 D_{\text{ц}} + 0,05 \text{ мм}$
Радиус головки зуба	r_2	$r_2 = D_{\text{ц}} (1,24 \cos \varphi + 0,8 \cos \beta - 1,3025) - 0,05 \text{ мм}$
Половина угла впадины	α	$\alpha = 55^\circ - 60^\circ / z$
Угол сопряжения	β	$\beta = 18^\circ - 56^\circ / z$
Половина угла зуба	φ	$\varphi = 17^\circ - 64^\circ / z = 90^\circ - 180^\circ / z - (\alpha + \beta)$
Прямой участок профиля	FG	$FG = D_{\text{ц}} (1,24 \sin \varphi - 0,8 \sin \beta)$
Расстояние от центра дуги впадины до центра дуги головки зуба	OO ₂	$OO_2 = 1,24 D_{\text{ц}}$
Смещение центров дуг впадин	e	$e = 0,03 t$
Координаты точки O ₁	x_1	$x_1 = 0,8 D_{\text{ц}} \sin \alpha$
	y_1	$y_1 = 0,8 D_{\text{ц}} \cos \alpha$
Координаты точки O ₂	x_2	$x_2 = 1,24 D_{\text{ц}} \cos \frac{180^\circ}{z}$
	y_2	$y_2 = 1,24 D_{\text{ц}} \sin \frac{180^\circ}{z}$

Таблица 4.15

Расчет основных размеров зубьев и ободов однорядной, двухрядной и многорядной звездочек в поперечном сечении

Параметр	Обозначение	Расчетная формула
Диаметр элемента зацепления цепей: втулочных $D_{ц} = d_4$, роликовых $D_{ц} = d_1$	$D_{ц}$	Размеры выбираются из табл. 4.1, 4.2 и 4.3
Ширина пластины цепи (наибольшая)	h	
Расстояние между внутренними пластинами цепи	b_1	
Расстояние между осями цепи	A	
Радиус закругления зуба (наименьший)	r_3	$r_3 = 1,7 D_{ц}$
Расстояние от вершины зуба до линии центров дуг закругления	h_3	$h_3 = 0,8 D_{ц}$
Диаметр обода (наибольший)	D_c^*	$D_c = t \operatorname{ctg} 180^\circ/z - 1,3h$
Радиус закругления при шаге t : ≤ 35 мм > 35 мм	r_4	$r_4 = 1,6$ мм $r_4 = 2,5$ мм
Ширина зуба звездочки: однорядной двухрядной и трехрядной многорядной	$b_{ш}$ $b_{ш}$ $b_{ш}$	$b_{ш} = 0,93 b_1 - 0,15$ мм $b_{ш} = 0,90 b_1 - 0,15$ мм $b_{ш} = 0,86 b_1 - 0,30$ мм
Ширина венца многорядной звездочки	B_n	$B_n = (n-1) A + b_{ш}$

* При $d_n < 150$ мм допускается $D_c = t \operatorname{ctg} 180^\circ/z - 1,2 h$.

Профилирование зубьев звездочек передач с зубчатыми цепями выполняется по ГОСТ 13576–81 в соответствии с рис. 4.16 и табл. 4.16.

Продолжение табл. 4.16

Параметр	Обозначение	Расчетная формула
Радиальный зазор	e	$e = 0,1t$
Угол поворота звена на звездочке, ...°	φ	$\varphi = 360^\circ/z$
Двойной угол впадины зуба	2β	$2\beta = \alpha - \varphi = \alpha - 360^\circ/z$
Половина угла заострения зуба	γ	$\gamma = 30^\circ - \varphi = 30^\circ - 360^\circ/z$
Диаметр окружности проточки	D_c	$D_c = D_e - 1,5t$
Ширина зуба звездочки	b_3	$b_3 = b + 2s$
Радиус закругления зуба	r	$r \approx t$
Координата центра радиуса r	c	$c = 0,4 t$
Ширина направляющей канавки	s_1	$s_1 = 2s$
Толщина обода	δ	$\delta = h_2$

Примечание. Расстояние от оси отверстия шарнира цепи до вершины зуба h_1 и толщина пластины зуба s (см. рис. 4.9 и 4.10) определяются по табл. 4.7.

4.5.3. Диск звездочек

Толщина диска для звездочек однорядных роликовых и втулочных цепей для вариантов, показанных на рис. 4.15 а, б и в, принимается соответственно: $C = b_1$; $C = b_1 - 2r_4$ и $C = b_1 + 2r_4$. Радиус закругления r_4 и ширина зуба звездочки $b_{ш}$ определяются по табл. 4.15.

Для звездочек двухрядных (рис. 4.15, з) и трехрядных (рис. 4.15, д) цепей толщина диска определяется соответственно $C = A$ и $C = 2A$. Значение расстояния между осями цепи A определяется по табл. 4.2 и 4.3.

Диаметр обода звездочек роликовых и втулочных цепей (рис. 4.15)

$$D_c = t \operatorname{ctg} \frac{180^\circ}{z} - 1,3 h,$$

где z – число зубьев звездочки, шт,

h – ширина пластины цепи (наибольшая), мм, определяется по табл. 4.1.

Толщина обода многорядных звездочек для роликовых и втулочных цепей (рис. 4.15)

$$\delta = 1,5 (D_e - d_d),$$

где D_e – диаметр окружности выступов (см. табл. 4.14), мм;

d_d – диаметр делительной окружности (см. табл. 4.14), мм.

Толщина обода для звездочек зубчатых цепей (рис.4.16)

$$\delta = h_2 = h_1 + e,$$

где h_1 – расстояние от шарнира цепи до вершины зуба, мм, определяется по табл. 4.7;
 e – радиальный зазор, мм, определяется по табл. 4.16.

Толщина диска звездочек зубчатых цепей (рис. 4.16)

$$C = (1,2 \dots 1,3) \delta.$$

При значительных диаметрах звездочек в их дисках могут быть выполнены 4 или 6 отверстий диаметром $d_0 \geq 25$ мм. Они снижают массу звездочек и служат для установки захватов съемников при демонтаже звездочек с валов.

Диск и ступица у звездочек небольшого диаметра для роликовых и втулочных цепей составляют одно целое. При значительном диаметре звездочек нередко звездочки изготавливают из диска и ступицы, соединенных сваркой или болтами. Варианты конструкций звездочек для роликовых или втулочных цепей даны на рис. 4.17.

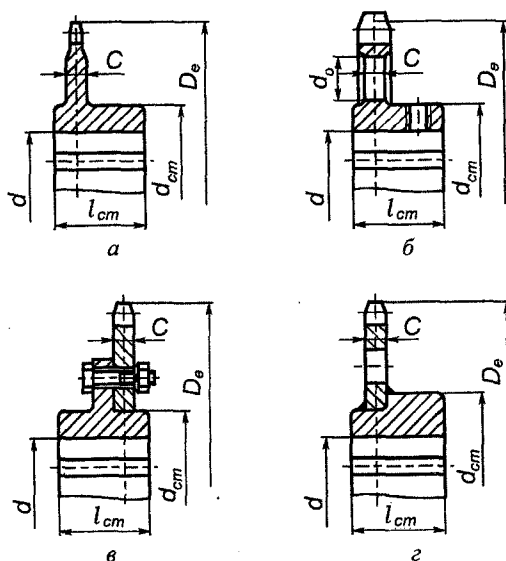


Рис. 4.17. Конструкции звездочек для роликовых и втулочных цепей:
 a – без отверстий в диске; $б$ – с отверстиями в диске;
 $в$ – со съемным диском; $г$ – с приваренным диском

Диаметр центральной окружности однорядных звездочек для роликовых и втулочных цепей (см. рис. 4.19)

$$d_{ц} = 0,5 (D_i + d_{ст}).$$

Диаметр центральной окружности звездочки цепной зубчатой передачи

$$d_{ц} = 0,5 (D_i - 2\delta + d_{ст}),$$

т.е.

$$d_{ц} = 0,5 D_i - \delta + 0,5 d_{ст} = 0,5 (D_i + d_{ст}) - \delta.$$

4.5.4. Ступица

Размеры ступицы звездочек определяются так же, как для шкивов (см. разд. 2.8). Положение ступицы относительно диска с ободом принимается по конструктивным соображениям, но при этом необходимо учитывать, что звездочка в основном устанавливается на выходном конце вала консольно, поэтому для уменьшения изгибающего момента диск с ободом звездочки следует располагать как можно ближе к опоре.

Конструкцию и размеры в поперечном сечении обода (рис.4.15) выбирают в зависимости от конструкции звездочек (рис. 4.17).

4.5.5. Допуски и посадки

Звездочки насаживают на цилиндрические или конические посадочные поверхности выходных концов валов. Для передачи вращающего момента используют шпоночные соединения. При установке звездочек цепных передач на цилиндрические концы валов применяют следующие посадки:

- при нереверсивной работе без толчков и ударов – Н7/к6;
- при нереверсивной работе с умеренными толчками – Н7/м6;
- при реверсивной работе с большими толчками – Н7/п6.

На ширину шпоночного паза чаще задают поле допуска Js9 (ГОСТ 23360–78). На глубину шпоночного паза $d_b + t_2$ – для цилиндрического посадочного отверстия и $d_b + t_2'$ – для конического посадочного отверстия задаются предельные отклонения: при сечении шпонок до 6х6...+0,1 мм; свыше 6х6 до 32х18...+0,2 мм.

Предельные отклонения размеров зубьев и венцов звездочек к приводным роликовым и втулочным цепям даны в табл. 4.17.

Таблица 4.17

Предельные отклонения размеров зубьев и венцов звездочек
к приводным роликовым и втулочным цепям (ГОСТ 591-69), мкм

Параметр		Шаг t , мм	Группа точности														
			А				В				С						
			Диаметр звездочки, мм														
Разность шагов t (одной звездочки)	До 20	Св. 120 до 260	Св. 260 до 500	Св. 500 до 800	До 120	Св. 120 до 260	Св. 260 до 500	Св. 500 до 800	До 120	Св. 120 до 260	Св. 260 до 500	Св. 500 до 800	До 120	Св. 120 до 260	Св. 260 до 500	Св. 500 до 800	
	25	32	40	50	60	80	100	120	160	200	250	320	400	500	630	800	
	32	40	50	60	80	100	120	160	200	250	320	400	500	630	800	1000	
	Св. 35 до 55	40	50	60	80	100	120	160	200	250	320	400	500	630	800	1000	
Диаметр окружности выступов D_e		h_{11}															
Диаметр окружности впадин D_i и наибольшая хорда L_x		h_{10}															
Диаметр впадины зуба $2r$		h_{11}															
Ширины b_m зуба и B_n венца		h_{11}															
Радиальное биение окружности впадин и торцовое биение зубчатого венца		80	100	120	160	200	250	320	400	500	630	800	1000				

4.5.6. Шероховатость поверхностей

Поверхности элементов звездочек цепных передач обрабатываются со следующей шероховатостью, нормируемой параметром Ra , мкм:

торцы ступиц	3,2
рабочая поверхность зубьев	3,2
поверхности выступов зубьев	6,3
фаски на ступице	6,3
рабочие поверхности шпоночных пазов	1,6
нерабочие поверхности шпоночных пазов	3,2
посадочные поверхности отверстий звездочек при квалитете 7 и диаметрах, мм:	
≤ 50 мм	0,8
> 50 мм	1,6

При выполнении рабочих чертежей звездочек для приводных роликовых и втулочных цепей следует руководствоваться стандартом ЕСКД (ГОСТ 2.408–68).

На изображении звездочки указывают:

- а) ширину зуба звездочки;
- б) ширину венца (для многорядной звездочки);
- в) радиус закругления зуба (в осевой плоскости);
- г) расстояние от вершины зуба до линии центров дуг закруглений (в осевой плоскости);
- д) диаметр обода (наибольший);
- е) радиус закругления и границы обода (при необходимости);
- ж) диаметр окружности выступов;
- з) шероховатость поверхности профиля зубьев, торцовых поверхностей зубьев, поверхности выступов и шероховатость поверхностей закругления зубьев (в осевой плоскости).

На чертеже звездочки в правом верхнем углу помещают таблицу параметров. Размеры граф таблицы, а также размеры, определяющие расположение таблицы на поле чертежа, приведены на рис. 4.18.

Таблица параметров зубчатого венца звездочки состоит из трех частей:

- первая — основные данные (для изготовления);
- вторая — данные для контроля;
- третья — справочные данные.

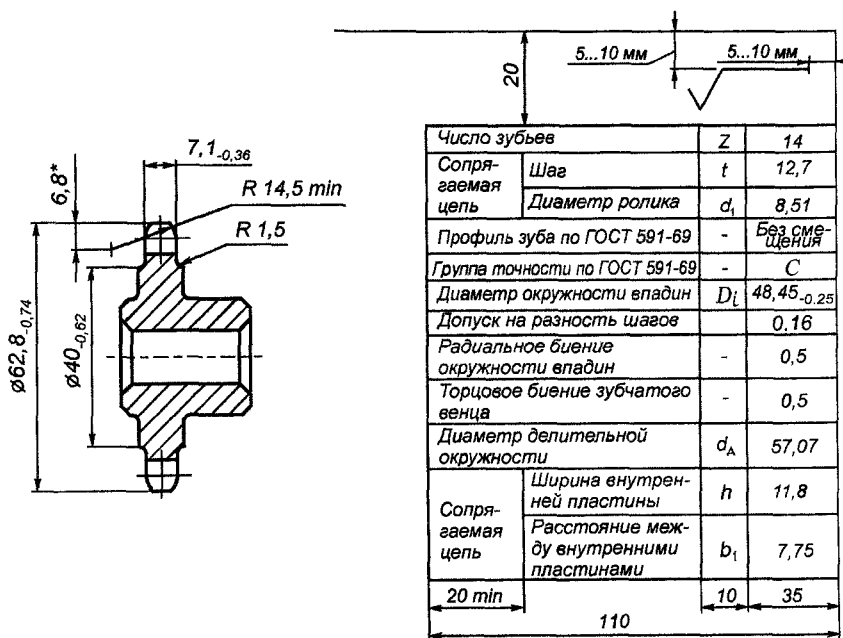


Рис. 4.18. Пример выполнения чертежа зубчатого венца звездочки для приводной роликовой однорядной цепи (ГОСТ 2.408-68, переизд. 1996 г.)

В первой части таблицы параметров приводят:

- а) число зубьев звездочки z ;
- б) параметры сопрягаемой цепи: шаг t и диаметр ролика d_1 ;
- в) профиль зуба по ГОСТ 591-69 (в ред. 1989 г.) надписью: «Со смещением» или «Без смещения» (центров дуг впадин);
- г) группа точности по ГОСТ 591-69 (в ред. 1989 г.).

Во второй части таблицы приводят:

- а) размер диаметра окружности впадин D_f и предельные отклонения (для звездочек с четным числом зубьев) или размер наибольшей хорды L_x и предельные отклонения (для звездочек с нечетным числом зубьев);
- б) допуск на разность шагов;
- в) предельное значение радиального биения окружности впадин;
- г) предельное значение торцового биения зубчатого венца.

В третьей части таблицы параметров приводят:

- а) диаметр делительной окружности d_d ;
- б) ширину внутренней пластины цепи h ;
- в) расстояние между внутренними пластинами цепи b_1 ;
- г) для многорядной цепи расстояние между рядами цепи A ;
- д) число рядов цепи.

Неиспользуемые графы таблицы параметров исключают или делают прочерк.

4.5.7. Допуски форм и расположения поверхностей

На рис. 4.19 показана звездочка с условными обозначениями баз и допусков форм и расположения поверхностей, а в табл. 4.18 дано указание по определению допусков формы и расположения поверхностей звездочки.

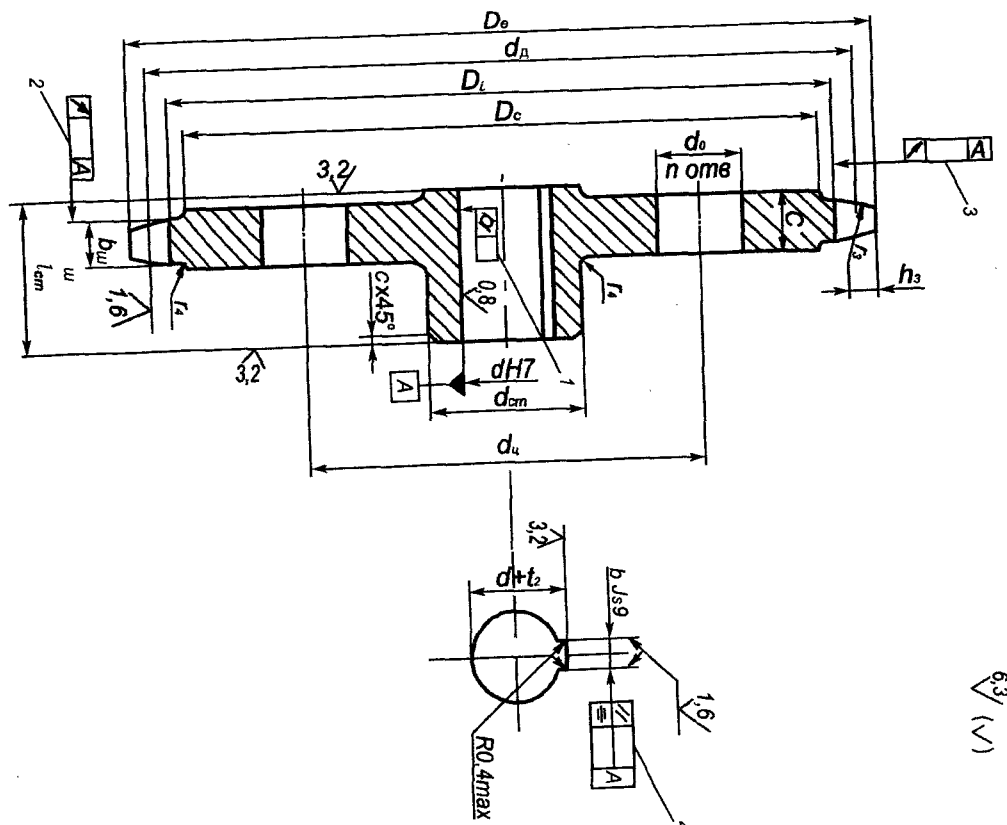
Таблица 4.18

Указания по определению допусков форм и расположения поверхностей

Позиция	Допуск
1	$T_{\phi/}$ – допуск цилиндричности посадочной поверхности, $T_{\phi/} \approx 0,3JT$, где JT – допуск размера отверстия, определяется по табл. 2.20
2	T_{\nearrow} – допуск торцового биения зубчатого венца звездочки, определяется по табл. 4.17
3	T_{\nearrow} – допуск радиального биения окружности впадин звездочки, определяется по табл. 4.17
4	$T_{//}$ – допуск параллельности шпоночных пазов, $T_{//} = 0,6 t_{шп}$, где $t_{шп}$ – допуск ширины шпоночного паза
	T_{\equiv} – допуск симметричности шпоночного паза, $T_{\equiv} = 4 t_{шп}$

Примеры рабочих чертежей звездочек для однорядной и двухрядной роликовых цепей, а также для зубчатой цепи даны соответственно на рис. 4.20–4.22.

Рис. 4.19. Звездочка с условными обозначениями баз и допусков форм и расположения поверхностей



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

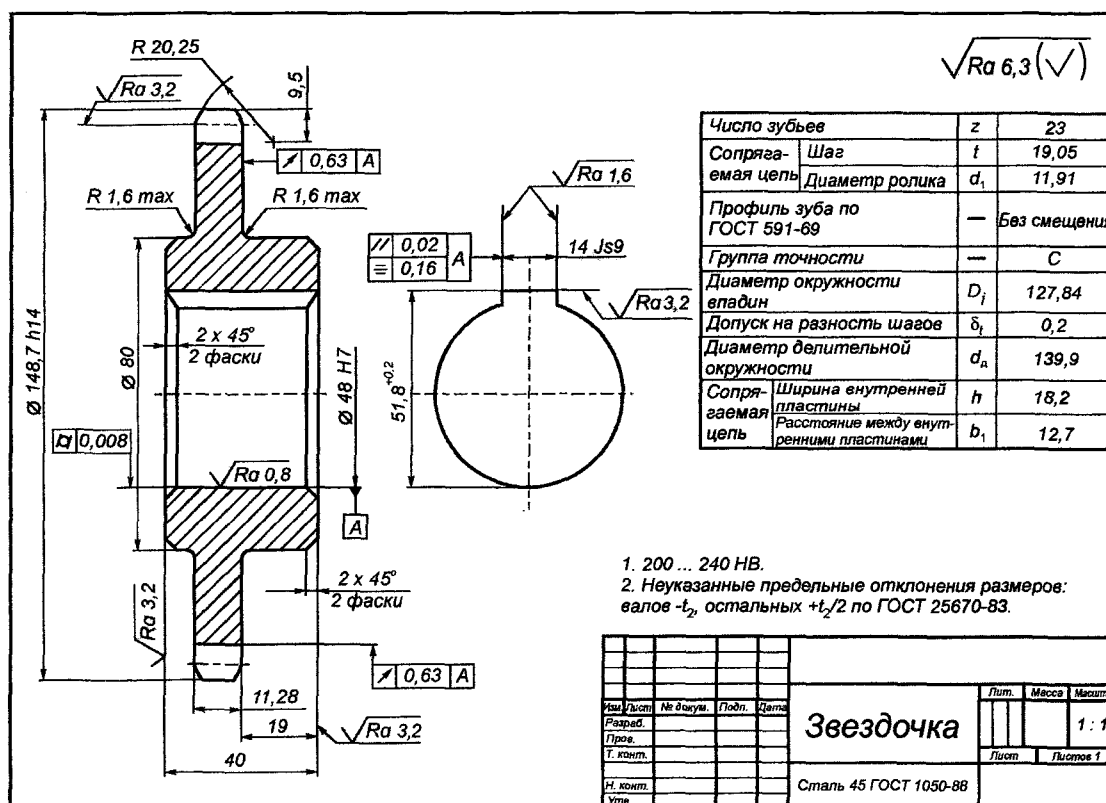


Рис. 4.20. Пример выполнения рабочего чертежа звездочки однорядной роликовой цепи

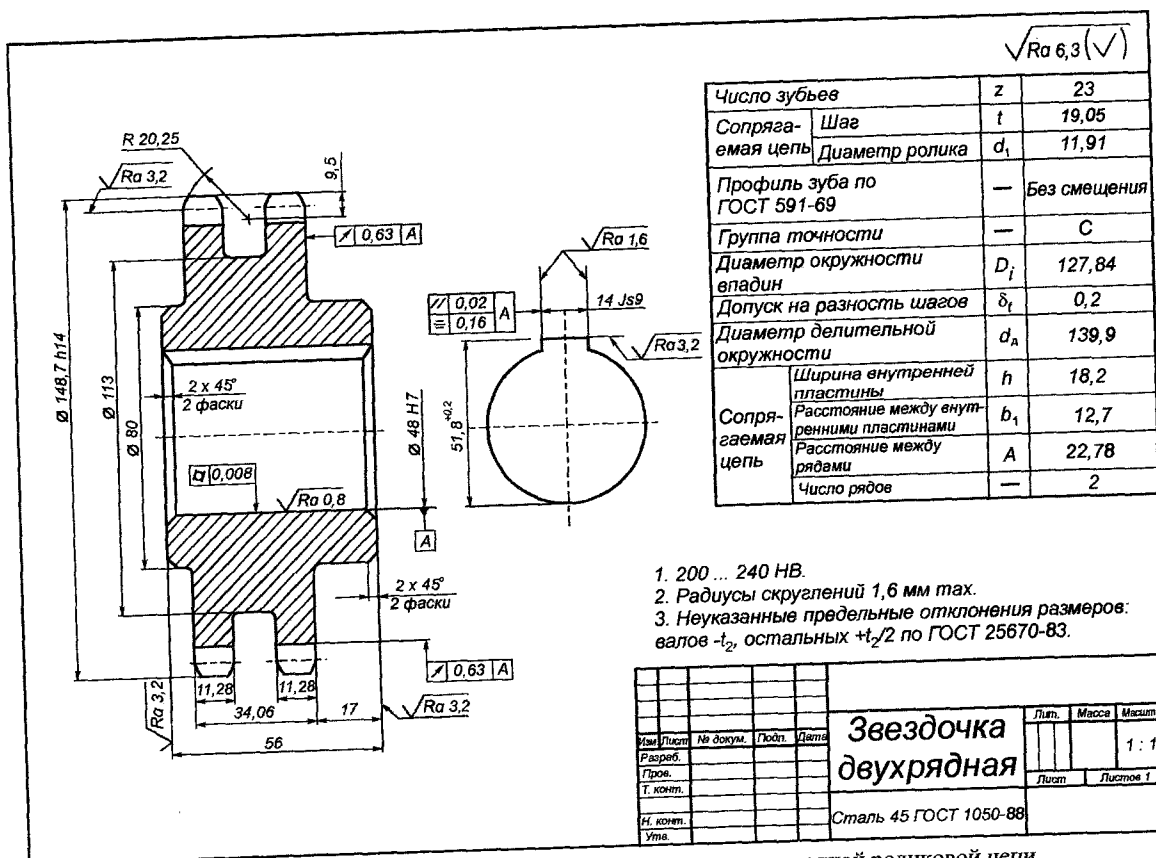


Рис. 4.21. Пример выполнения рабочего чертежа звездочки двухрядной роликовой цепи

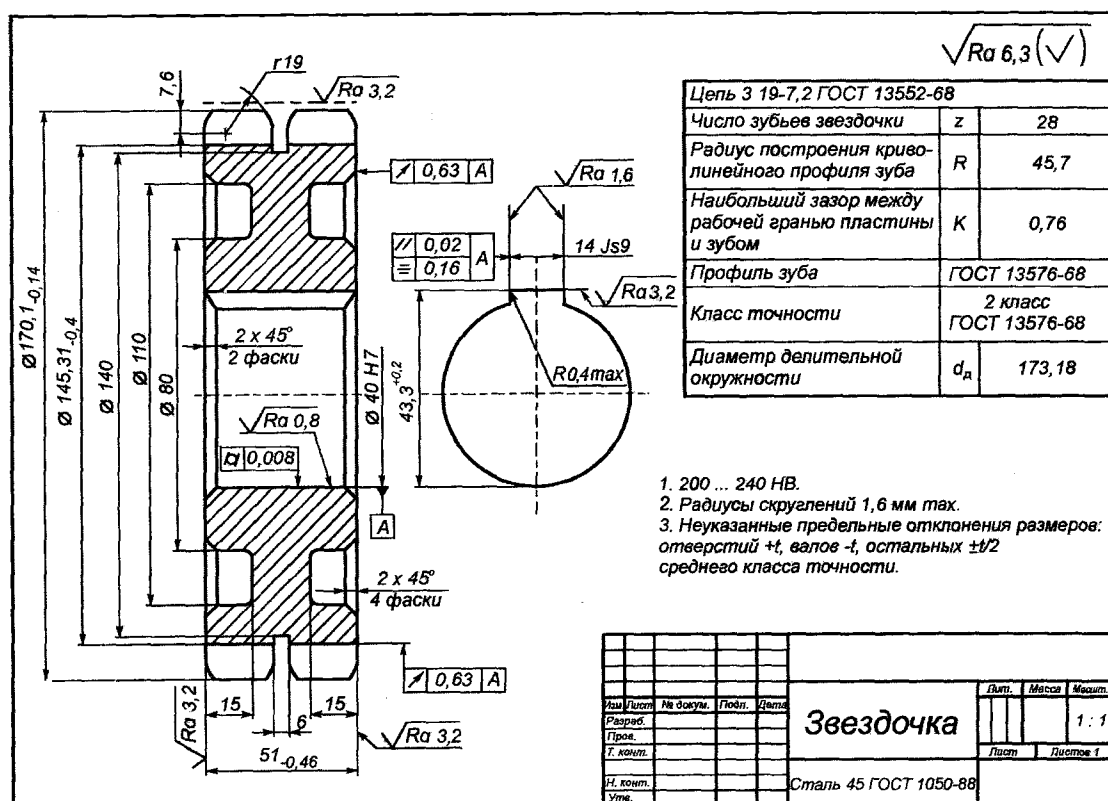


Рис. 4.22. Пример выполнения рабочего чертежа звездочки зубчатой цепи

5. ОСОБЕННОСТИ МОНТАЖА И ЭКСПЛУАТАЦИИ ПЕРЕДАЧ С ГИБКОЙ СВЯЗЬЮ

5.1. Монтаж и эксплуатация ременных передач

Шкивы ременных передач изготавливают из чугуна, стали, легких сплавов и пластических масс. Шкив, устанавливаемый на конце вала, изготавливают неразъемным. В тех случаях, когда его необходимо установить между опорами вала, он выполняется разъемным. При больших размерах шкивов их также делают разъемными, даже если они установлены на конце вала. Разъем шкива со спицами может быть выполнен или по спицам или между ними, первый вариант предпочтителен.

Неразъемные шкивы ременных передач монтируют на концах валов с использованием посадок с натягом. Шейка вала под установку шкива может быть выполнена конической или цилиндрической. На цилиндрические шейки шкивы устанавливают с помощью клиновых (рис. 5.1, а) или призматических (рис. 5.1, б) шпонок. При установке шкива на призматическую шпонку на валу выполняют буртик 1, фиксирующий положение шкива в осевом направлении. Во избежание перемещения в осевом направлении в процессе работы шкив дополнительно крепят гайкой или шайбой 2 со стопорным винтом 3. Такое же дополнительное крепление применяют при установке шкива на коническую шейку вала (рис. 5.1, в). В случае использования клиновых шпонок дополнительного крепления шкивов не требуется.

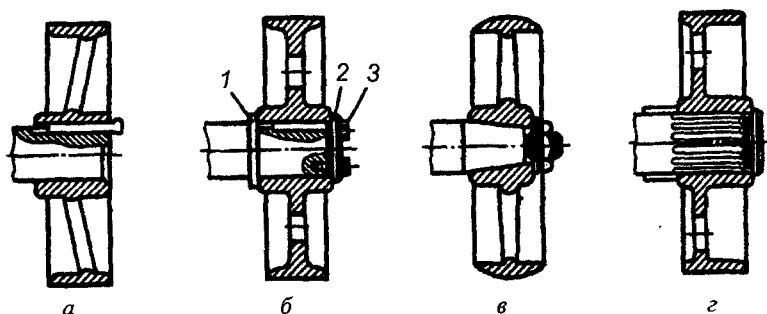


Рис. 5.1. Установка шкивов ременной передачи на валу с помощью клиновой (а) и призматической (б) шпонки, на конической шейке вала (в) и с помощью шлицевого соединения (г)

Клиновые шпонки для установки шкивов применяют только в тихоходных передачах, так как они вызывают смещение оси ступицы относительно оси вала, что недопустимо в быстроходных передачах. При небольшой длине ступицы такое смещение может привести к перекосу шкива на валу. В случае использования призматических шпонок также происходит некоторое смещение ступицы относительно вала, но оно значительно меньше, чем при использовании клиновых шпонок, поэтому передачи с призматическими шпонками обеспечивают большую точность.

Если требуется повышенная точность расположения шкива относительно вала передачи, то при установке шкива на шейке вала применяют шлицевое соединение (рис. 5.1, а): оно обеспечивает значительно большую точность центрирования, чем шпоночное, и меньший износ посадочных мест в процессе эксплуатации.

Для установки шкивов на вал применяют различные винтовые приспособления. Одним из них является винтовая скоба (рис. 5.2), служащая для установки шкива на вал с помощью призматической шпонки. Разъемный хомутик 1 приспособления надевают на вал и упирают в буртик. Тяги 2 приспособления пропускают между спицами шкива, а на его ступицу устанавливают прокладку 4. При вращении винта 3 шкив постепенно напрессовывается на вал. Во избежание перекоса при напрессовке одновременно с вращением винта наносят легкие удары по прокладке, установленной на ступицу.

Перед установкой на вал составной шкив проверяют на биение, вызывающее повышенную интенсивность износа подшипниковых опор. Кроме того, при больших частотах вращения биение шкивов приводит к возникновению вибраций, отрицательно влияющих на работу механизма.

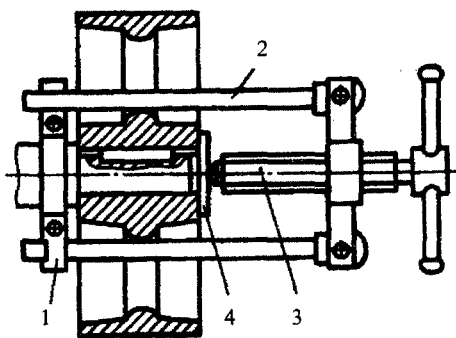


Рис. 5.2. Приспособление для напрессовки шкива ременной передачи на вал

Причинами биения шкива на валу могут быть изгиб вала, некачественная механическая обработка шкива, неправильная посадка последнего

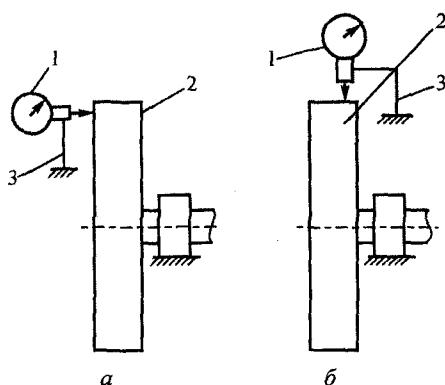


Рис. 5.3. Схемы замеров шкивов:
а – торцового; б – радиального;
1 – индикатор часового типа; 2 – шкив;
3 – индикаторная стойка

на вал при сборке. Проверку на радиальное и торцовое биение осуществляют с помощью индикатора часового типа, установленного на стойку (рис. 5.3). Указания по определению допускаемых значений радиального и торцового биения шкивов приведены в табл. 2.21, 2.22.

Для нормальной работы ременной передачи необходимо, чтобы оси ведущего и ведомого шкивов были параллельны друг другу и торцы шкивов находились в одной плоскости.

Параллельность осей шкивов может быть проверена с помощью струны и хомута-стрелки (рис. 5.4). На валы вместо шкивов устанавливают хомуты-стрелки 2. Натягивают струну 1 таким образом, чтобы конец хомута-стрелки одного из валов касался ступицы в исходном положении и при повороте вала на 180° . Если конец хомута-стрелки, насаженной на второй вал, также будет касаться струны при повороте на 180° , то можно считать, что валы параллельны. После проверки параллельности валов и устранения переноса проверяют, находятся ли торцы шкивов в одной плоскости.

Если шкивы расположены на большом расстоянии друг от друга, то проверку выполняют с помощью струны (рис. 5.5, а), а если шкивы находятся на незначительном расстоянии – с помощью линейки (рис. 5.5, б).

В первом случае необходимо, чтобы струна касалась одного из шкивов в двух крайних точках торца, и по расстоянию от струны до торца второго шкива определяют его смещение. Аналогично выполняется проверка с помощью линейки. Погрешности установки шкивов устраняются путем осевого смещения одного из шкивов.

Точность монтажа шкивов имеет большое значение для клиноременных передач. Для нормальной работы клиноременных передач требуется, чтобы непараллельность валов не превышала 1 мм на длине 100 мм, а взаимное смещение шкивов было не более 2 мм на 1000 мм межосевого расстояния.

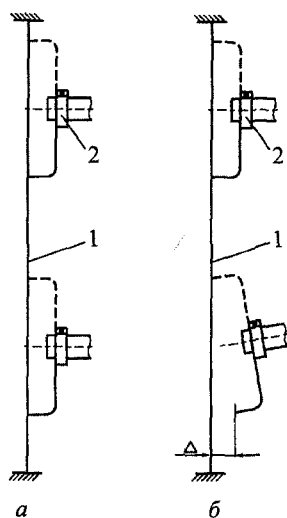


Рис. 5.4. Схема проверки параллельности валов:
а – валы параллельны; б – валы не параллельны; 1 – струна;
2 – хомут-стрелка

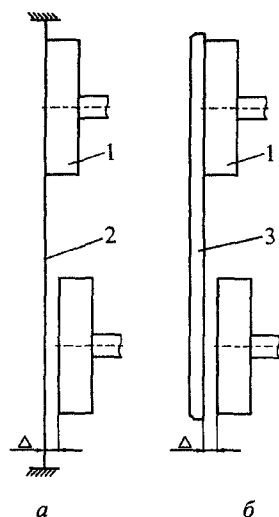


Рис. 5.5. Схемы проверки взаимного расположения шкивов:
а – с помощью струны; б – с помощью линейки; 1 – шкив; 2 – струна;
3 – линейка

Если шкив установлен на валу, цапфы которого свободно вращаются в подшипниках, и стремится остановиться после окончания вращения в одном определенном положении, то это свидетельствует о том, что его центр тяжести не совпадает с геометрической осью вращения. Такое явление называется неуравновешенностью шкива. Неуравновешенность шкивов возникает из-за неоднородности материала, из которого они изготавливаются; отклонений в размерах, допущенных при их изготовлении; различных деформаций, полученных в результате термической обработки, и т.д. Эта неуравновешенность при вращении шкивов вызывает появление центробежных сил, создающих вибрацию механизма, что может привести к его поломке. Технологическая операция по устранению неуравновешенности (дисбаланса), называемая балансировкой, является одной из ответственных технологических операций сборки шкивов.

Существуют два вида балансировки – статическая и динамическая. Обычно, если нет специальных указаний, для деталей, длина которых не превышает 2,5...3 диаметров (шкивы, звездочки и т.д.), применяют статическую балансировку. Статической балансировке подвергают окончательно обработанные шкивы. Осуществляют эту балансировку на призмах, роликах и дисках.

Установка с параллельными призмами (рис. 5.6, а) представляет собой две расположенные на плите параллельно друг другу стойки (тумбы), на которых закреплены призматические направляющие. Принцип балансировки на призмах основан на том, что если неуравновешенную деталь (шків) установить на стенд так, чтобы ось ее вращения была перпендикулярна призмам, то сила тяжести неуравновешенной массы создаст вращающий момент, который заставит деталь перекатываться по призмам. Когда неуравновешенная масса займет крайнее нижнее положение, деталь будет находиться в состоянии покоя.

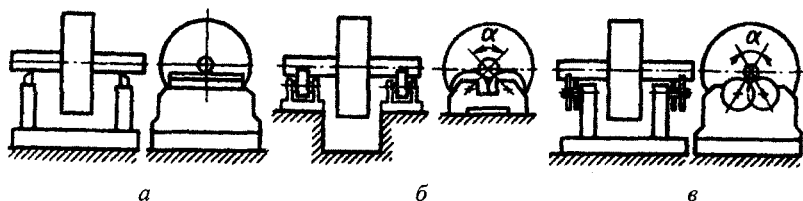


Рис. 5.6. Устройства для статической балансировки шкивов ременных передач: а – с параллельными призмами; б – роликовое; в – дисковое

Для проведения балансировки на роликовых приспособлениях (рис. 5.6, б) деталь (шків) устанавливают на оправку. На роликовых приспособлениях балансировке подвергают, как правило, шкивы больших размеров, поэтому для ее осуществления необходимо использовать сборочно-испытательные стенды.

Балансировка на стенде с вращающимися дисками (рис. 5.6, в) является наиболее совершенной, так как благодаря расположению дисков в разных плоскостях удастся значительно уменьшить угол α и, следовательно, повысить точность балансировки. На обод шкива наносят риску и несколько раз вращают шків на ножевых опорах, которые должны быть тщательно отшлифованы, закалены и выверены в горизонтальной плоскости. Если в процессе проверки шків останавливается так, что риска занимает каждый раз новое положение, то это значит, что шків сбалансирован и может быть установлен на вал. Если риска после остановки шкива занимает каждый раз одно и то же положение, то это свидетельствует о дисбалансе, т.е. нижняя часть шкива в момент остановки тяжелее верхней. В этом случае шків следует отбалансировать, используя два способа – уменьшая вес нижней части путем высверливания отверстий или увеличивая вес верхней части путем высверливания отверстий и заливки их свинцом. Этот метод балансировки позволяет уравновесить деталь относительно оси ее вращения, но не устраняет действие сил, стремящихся повернуть продольную ось шкива.

Натяжение ремней должно производиться во время их установки и в процессе эксплуатации, так как при работе ременной передачи в результате воздействия передаваемых нагрузок ремень растягивается, уменьшаются его натяжение, а следовательно, и сила сцепления со шкивом, что ведет к проскальзыванию ремня.

Натяжение ремня передачи осуществляется за счет перемещения ведущего шкива, расположенного на электродвигателе, совместно с последним. Чтобы обеспечить перемещение электродвигателя, его устанавливают на специальных салазках либо на плите (рис. 5.7, а). В первом случае при вращении винта 2 электродвигатель перемещается по направляющим плиты 1. Если натяжение ремня осуществляют с помощью электродвигателя, расположенного на качающейся плите (рис. 5.7, б), вращают одну из гаек винта 5 и заставляют электродвигатель вместе с плитой 3 поворачиваться вокруг оси. После того как будет обеспечено заданное натяжение ремня, положение двигателя фиксируют второй гайкой винта 5.

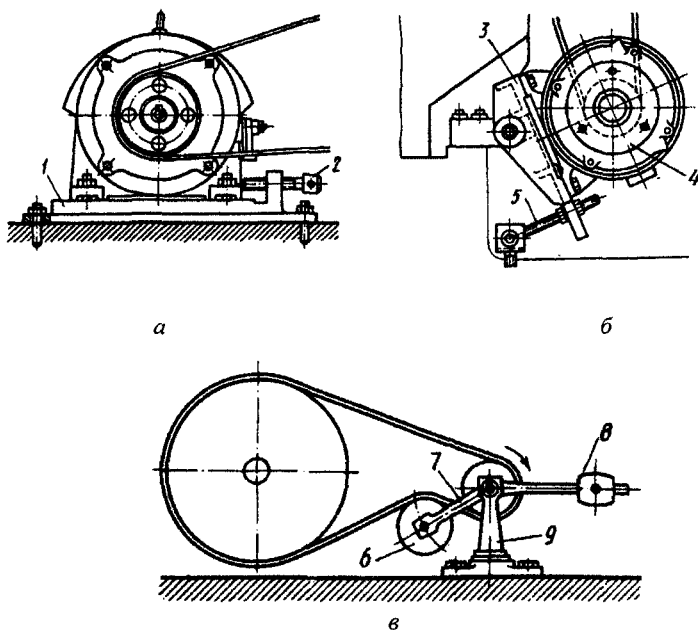


Рис. 5.7. Способы натяжения ремней ременной передачи:
 а – перемещением электродвигателя; б – угловым перемещением электродвигателя со шкивом; в – с помощью натяжного ролика;
 1, 3 – плиты, 2, 5 – винты, 4 – электродвигатель, 6 – натяжной ролик, 7 – рычаг, 8 – груз, 9 – стойка

Если в передаче для натяжения ремней используют ролики (рис. 5.7, в), регулировку натяжения осуществляют следующим образом. Груз перемещают вдоль рычага, на котором закреплен натяжной ролик. Изменением положения груза относительно оси рычага обеспечивают различное натяжение ремня. Для этой же цели можно использовать ролики, оси которых после регулирования натяжения ремня закрепляют неподвижно. Такие устройства просты и дешевы в изготовлении. Однако устройства с качающимся роликом обеспечивают автоматическое натяжение ремня в процессе работы передачи, хотя и являются более сложными и дорогими.

Натяжные ролики применяют главным образом для плоскоременных передач. При использовании клиноременных передач такие устройства находят применение в тех случаях, когда при малом межосевом расстоянии и большом передаточном отношении необходимо увеличить угол обхвата ремнем малого шкива. Применение натяжных роликов в ременных передачах позволяет без увеличения габаритных размеров обеспечить передачу большей мощности, уменьшить давление на опоры валов, продлить срок службы ремня, облегчить установку последнего на шкив.

Так как ременная передача состоит из вращающихся деталей, необходимо обеспечить безопасность ее эксплуатации. После монтажа передачи, ее регулирования и проверки необходимо предусмотреть установку ограждений, исключающих возможность попадания рабочего в зону работы передачи. В качестве ограждений используют, как правило, кожухи различных конструкций.

Натяжение ремня оказывает большое влияние на тяговую способность ременной передачи. Слабо натянутый ремень обладает низкой тяговой способностью, поэтому проскальзывает, нагревается и быстро изнашивается. Чрезмерно натянутый ремень быстро натягивается, теряет эластичность, увеличивает нагрузку на подшипники, изнашиваются шейки

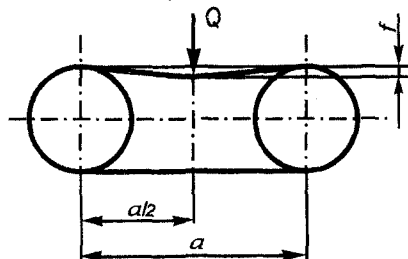


Рис. 5.8. Схема контроля предварительного натяжения ремня

вала и шкивы.

Натяжение клинового ремня согласно ГОСТ 1284.2-89 контролируется по прогибу ветви f под воздействием силы Q (рис. 5.8).

Прогиб ветви f , мм,

$$f = 1,55 \frac{a}{100},$$

где a – межосевое расстояние, мм.

Сила Q , Н:

для нового ремня

$$Q = \frac{CF_0 + C_0}{16},$$

для приработанного ремня

$$Q = \frac{F_0 + C_0}{16},$$

где C — коэффициент, равный 1,2 ... 1,4;

C_0 — дополнительное натяжение, зависящее от сечения ремня, конструкции и применяемых материалов ремня;

F_0 — предварительное натяжение ветви одного ремня, Н, определяется по формуле, приведенной в п.19 разд. 2.7.

Рекомендуемые значения C_0 :

Сечение ремня	Z(0)	A	B(Б)	C(В)	D(Г)	E(Д)	E0(E)
C_0 , Н	20	40	60	150	320	470	780

При работе комплектами в случае отказа одного из ремней снимают весь комплект. Комплектация новых ремней с ремнями, бывшими в употреблении, не допускается. Ремни, бывшие в употреблении, подбираются отдельными комплектами.

Критериями отказа и предельного состояния клиновых ремней следует считать обрыв, трещины глубиной до несущего слоя, расслоение более чем на 1/3 длины и невозможность компенсации удлинения в приводе машины.

Не рекомендуется оставлять ремни в натянутом положении в промышленном оборудовании при его транспортировании и хранении. При длительном хранении промышленного оборудования в зимний период при минусовых температурах клиновые ремни следует снимать со шкивов и хранить в закрытых помещениях на полках, стеллажах или вешалках при температуре от 0 до 30 °С и относительной влажности не более 85 % на расстоянии не менее 1 м от нагревательных приборов.

5.2. Монтаж и эксплуатация цепных передач

При сборке и эксплуатации цепной передачи необходимо соблюдать следующие рекомендации.

1. Оси валов должны быть параллельны друг другу (допускается отклонение от параллельности не более 0,1 мм на каждые 1000 мм межосевого расстояния). Схема проверки такая же, как у ременных передач (см. рис. 5.4).

2. Звездочки должны находиться в одной плоскости (допускается смещение одной звездочки по отношению к другой для втулочных и роликовых цепей при межосевом расстоянии до 500 мм, от 500 до 1000 мм и свыше 1000 мм соответственно 1; 1,5 и 2 мм).

3. Цепь, устанавливаемая на звездочках, должна быть отрегулирована на натяжение. Натяжение считается нормальным, если при межосевом расстоянии звездочек 1000 мм стрела провисания ведомой ветви цепи составляет (40 ± 10) мм при приложении усилия (160 ± 10) Н. При увеличении или уменьшении межосевого расстояния на каждые 100 мм стрелу провисания соответственно увеличивают или уменьшают на (4 ± 1) мм. При угле наклона передачи более 45° должна быть принята нижняя граница указанных величин. Стрелу провисания измеряют для двухзвездочной цепной передачи посередине ведомой ветви, при многозвездочной передаче – посередине цепи между ведущей и ведомой звездочками.

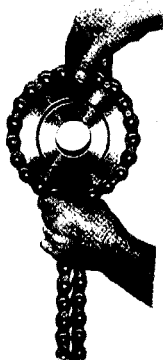
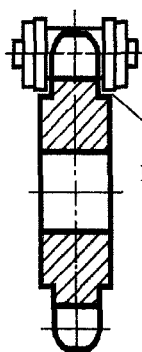


Рис. 5.9. Проверка правильности нарезки зубьев звездочки

Чрезмерное натяжение цепи приводит к её нагреву, быстрому износу и значительному удлинению. Слабо натянутые цепи имеют большой провес и могут сходиться со звездочек при работе.

Шаг цепи должен точно соответствовать шагу зубьев звездочек. Если изношенные звездочки заменяются новыми, то необходимо проверить правильность нарезки зубьев звездочки. При правильно нарезанных зубьях цепь можно легко наложить на звездочку по всему её обхвату так, как показано на рис. 5.9.

5. Для правильной работы зубчатой передачи необходимо, чтобы пластины цепи не соприкасались с ободом звездочек (рис. 5.10).



Пластины цепи не должны соприкасаться с ободом

Рис. 5.10. Проверка правильности конструкции обода звездочки

6. Нельзя надевать новую цепь на изношенную звездочку.

7. Количество зубьев ведущей звездочки оказывает большое влияние на срок службы цепной передачи и уровень её шума. Число зубьев меньшей звездочки должно быть не менее 17. Звездочки с числом зубьев меньше 17 могут быть использованы только в тихоходных малонагруженных приводах. Для лучшей приработки зубьев звездочек и цепи рекомендуется выбирать четное число звеньев и нечетное число зубьев звездочек (особенно малой). Так, число зубьев малой звездочки рекомендуется принимать 17, 19, 21, 23, 25, 27.

Во избежание нарушения нормального зацепления цепи со звездочкой по мере износа рекомендуется не применять ведомые звездочки с числом зубьев более 120.

8. Угол наклона цепной передачи может быть любым от 0 до 90° , но предпочтение следует отдавать горизонтальной передаче или наклонной с углом наклона до 45° к горизонту. Вертикальная цепная передача требует регулировки натяжения цепи.

9. Ведущей в цепных передачах может быть как верхняя, так и нижняя ветви. Выполнение в качестве ведущей верхней ветви цепной передачи более предпочтительно.

Звездочки после установки и закрепления на валах проверяют на радиальное и торцовое биение. Указания по определению торцового и радиального биения звездочек даны в табл. 4.17.

Длина цепи и число соединительных и переходных звеньев определяются заказчиком. Цепи могут состоять из:

- отрезков определенной длины (заказ в метрах) без соединительных звеньев;
- отрезков с определенным числом звеньев (заказ по числу звеньев) с соединительным или соединительным и переходным звеньями;
- отрезков с определенным числом звеньев (заказ по числу звеньев) с двойным переходным и двумя соединительными звеньями;
- замкнутых отрезков с неразъемным соединением (бесконечными).

Перед началом монтажа новой цепи необходимо удалить с нее консервирующую смазку, затем цепь следует промыть и просушить. В соответствии с размерами цепной передачи отсоединяют группу лишних звеньев. После этого приступают к монтажу цепи, который осуществляется с помощью соединительного звена при четном числе звеньев или переходного

звена при нечетном числе звеньев. Соединение концов цепи производится или на верстаке или непосредственно на механизме. Последний способ применяют в том случае, если собранную цепь нельзя надеть на звездочки. При соединении концов роликовых и втулочных цепей непосредственно на механизм применяют рычажные (рис. 5.11, *а*) или винтовые (рис. 5.11, *б* и *в*) стяжки.

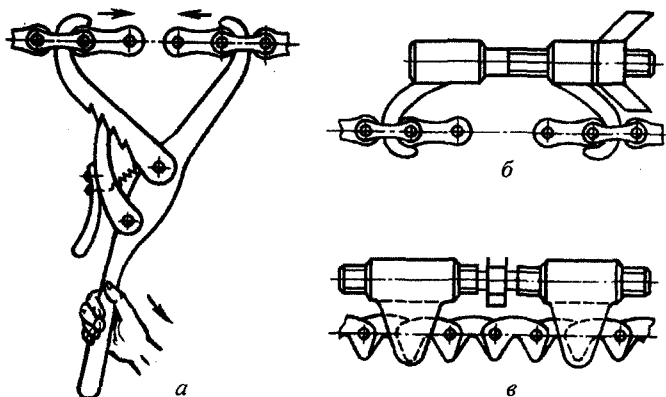


Рис. 5.11. Стяжки для соединения концов цепи:
а – рычажная; *б* – винтовая для роликовых и
 втулочных цепей; *в* – винтовая для зубчатой цепи

5.3. Смазывание цепных передач

С целью предупреждения износа цепей их необходимо смазывать. Для ответственных силовых передач может быть использовано картерное смазывание методом погружения звеньев цепи в масляную ванну. Во избежание недопустимого взбалтывания масла глубина погружения звеньев цепи в нижней точке холостой ветви не должна превышать ширины пластины и скорость цепи не должна превышать 9 м/с.

В мощных скоростных ($v > 9$ м/с) цепных передачах целесообразно использовать циркуляционное струйное смазывание с помощью масляного насоса.

При среднескоростных передачах и недостаточной герметичности картера можно применять внутришарнирное смазывание пластичной смазкой.

Смазывание осуществляют периодически через 120...180 ч работы. Для этого цепь погружают в масло, нагретое до температуры, обеспечивающей его разжижение.

В том случае, когда окружная скорость не превышает 4 м/с, а передача работает с перерывами, применяют периодическое (через 6...8 ч работы) смазывание звеньев цепи ручными масленками. Масло подается на нижнюю ветвь цепи у входа в зацепление со звездочкой.

Особое внимание следует уделять тому, чтобы смазочный материал попадал непосредственно на все детали, подверженные износу (рис. 5.12).

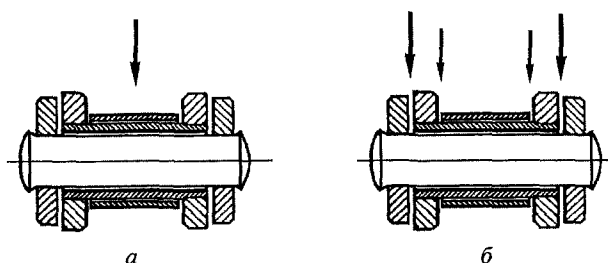


Рис. 5.12. Смазка звеньев цепи:

a – неправильная; *б* – правильная

Для смазывания цепных передач в зависимости от нагрузки применяют индустриальные масла И-Г-А-46 – И-Г-А-68.

6. ЗУБЧАТЫЕ ПЕРЕДАЧИ

6.1. Основные сведения

Зубчатая передача относится к передачам зацеплением с непосредственным контактом между ведущим и ведомым звеньями. Она состоит из двух колёс, на поверхности которых имеются зубья, причём зубья ведущего зубчатого колеса входят в зацепление с зубьями ведомого и при вращении первого колеса происходит вращение второго. Меньшее зубчатое колесо передачи называется шестерней, а большее – колесом. Термин «зубчатое колесо» относится как к шестерне, так и к колесу.

Достоинства: компактность, высокий КПД, постоянное передаточное отношение, долговечность и надёжность в работе, небольшая нагрузка на валы, простота обслуживания.

Недостатки: высокие требования к точности изготовления и монтажа, повышенный шум при работе на больших скоростях.

Основным материалом зубчатых колёс являются термически обрабатываемые стали, реже чугуны и пластмассы.

При штучном и мелкосерийном производстве, а также при мало- и средненагруженных передачах зубчатые колеса изготавливают с твердостью их рабочих поверхностей $HV \leq 350$ (твердость по Бринеллю), причем для равномерного изнашивания и лучшей прирабатываемости зубьев твердость шестерни HV_1 принимают больше твердости колеса HV_2 на 20...50 единиц HV. После термообработки заготовки (нормализация, улучшение) производится чистовое нарезание зубьев.

При крупносерийном производстве и передачах больших нагрузок для повышения контактной прочности и износостойкости зубчатые колеса изготавливают на машиностроительных заводах с твердостью рабочих поверхностей зубьев $HV > 350$. Так как нарезка зубьев на закаленной заготовке затруднена, то её производят до термообработки с припуском на шлифование, которое выполняют после закалки. Вместо поверхностной закалки могут быть выполнены цементация, азотирование, цианирование. Твердость шестерни и колеса принимается одинаковой.

Основные виды зубчатых передач показаны на рис. 6.1.

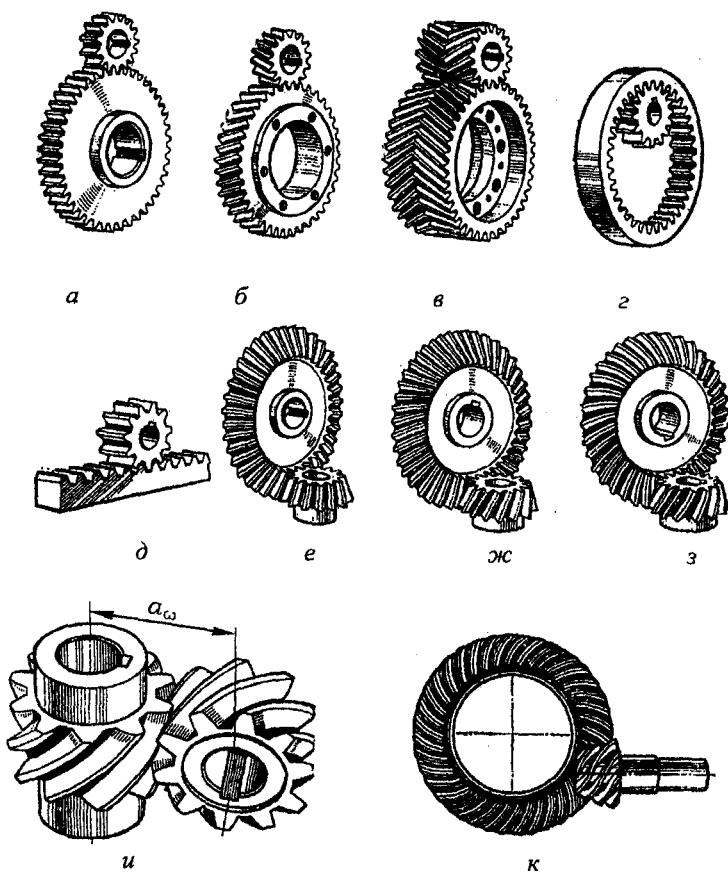


Рис. 6.1. Виды зубчатых передач:

а — цилиндрическая прямозубая; *б* — цилиндрическая косозубая;
в — цилиндрическая шевронная; *г* — цилиндрическая прямозубая
с внутренним зацеплением; *д* — реечная; *е* — коническая прямозубая;
ж — коническая косозубая; *з* — коническая с круговыми зубьями;
и — винтовая цилиндрическая; *к* — коническая гипоидная

Классификация зубчатых передач приведена на рис.6.2. Обозначения зубчатых цилиндрических и конических передач на кинематических схемах приведены на рис. 6.3 и 6.4.

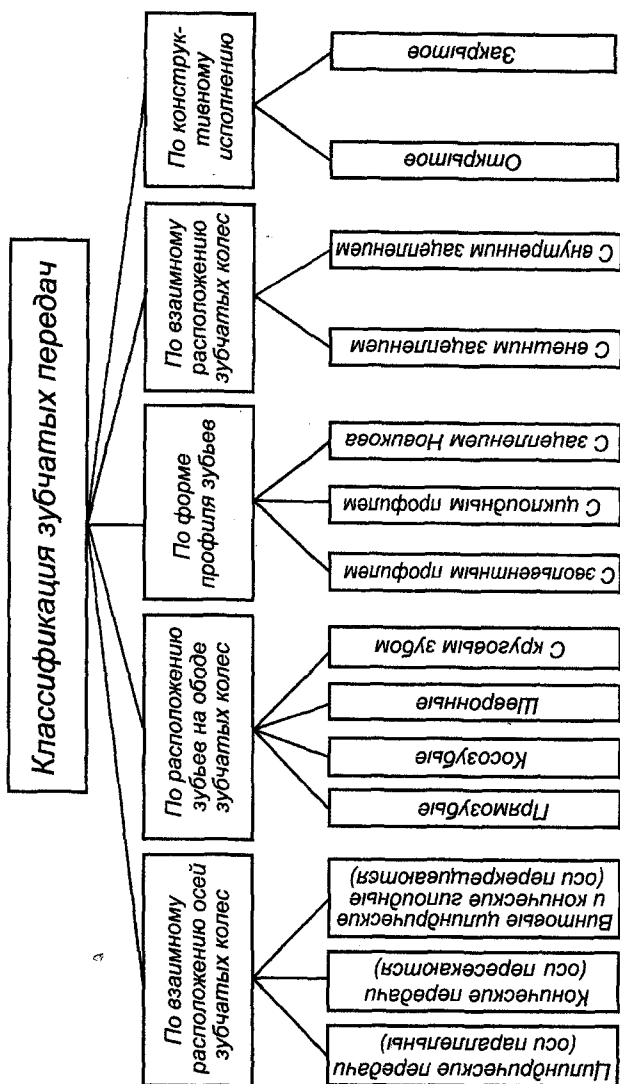


Рис. 6.2. Классификация зубчатых передач

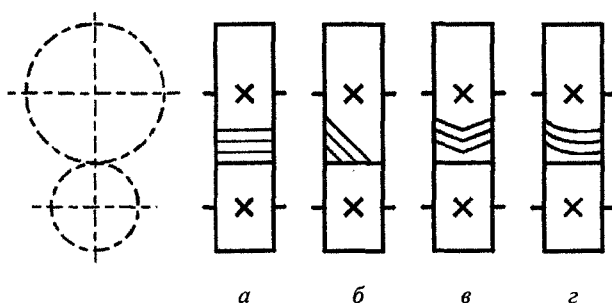


Рис. 6.3. Обозначение зубчатых цилиндрических передач на кинематических схемах:

a – прямозубая; *б* – косозубая; *в* – шевронная; *г* – с круговыми зубьями

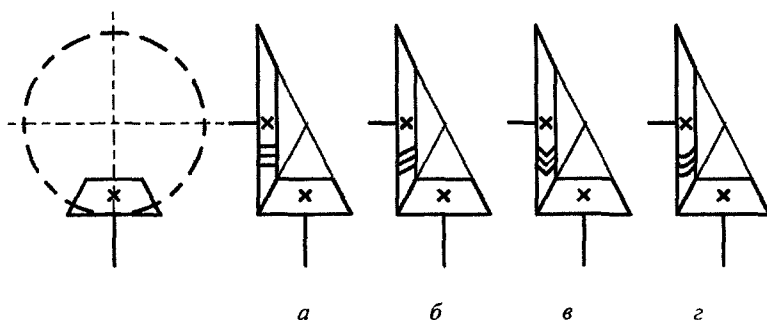


Рис. 6.4. Обозначение зубчатых конических передач на кинематических схемах:

a – прямозубая; *б* – косозубая; *в* – шевронная; *г* – с круговыми зубьями

6.1.1. Цилиндрическая прямозубая передача

Прямозубыми называются колеса, зубья которых расположены параллельно образующим делительного цилиндра. В прямозубой передаче зубья входят в зацепление сразу по всей длине. Прямозубые передачи применяют при невысоких и средних окружных скоростях. Открытые зубчатые передачи обычно делают прямозубыми.

В машиностроении наибольшее применение нашло эвольвентное зацепление. Основные параметры и обозначения элементов, относящихся к геометрии зубчатой передачи, приведены на рис. 6.5 (индекс «1» относится к параметрам шестерни, индекс «2» – к параметрам колеса).

Модуль является основной характеристикой размеров зубьев; значения модулей стандартизованы (табл. 6.1).

Таблица 6.1

Значения модулей зубьев (ГОСТ 9563-60)

Ряд	Модуль m , мм
1-й	1,0; 1,25; 1,5; 2,0; 2,5; 3,0; 4,0; 5,0; 6,0; 8,0; 10; 12; 16
2-й	1,125; 1,375; 1,75; 2,25; 2,75; 3,5; 4,5; 5,5; 7,0; 9,0; 11; 14

Пара зубчатых колес сопрягается в полюсе зацепления. Для цилиндрических зубчатых передач начальные окружности проходят через полюс зацепления и перекатываются друг по другу без скольжения.

Диаметры начальных окружностей шестерни и колеса обозначаются соответственно d_{w1} и d_{w2} .

Делительные окружности совпадают с начальными окружностями, если межосевое расстояние a_w пары зубчатых колес равно сумме радиусов делительных окружностей:

$$a_w = \frac{d_1 + d_2}{2}. \quad (6.3)$$

У большинства зубчатых передач, которые изготавливаются без смещения инструмента, диаметры делительных и начальных окружностей равны: $d_1 = d_{w1}$ и $d_2 = d_{w2}$.

Делительная окружность делит зуб по высоте на головку и ножку, высоты которых обозначаются соответственно h_a и h_f . При этом для эвольвентного зацепления принимается $h_a = m$ и $h_f = 1,25 m$. Тогда высота зуба

$$h = h_a + h_f = 2,25 m. \quad (6.4)$$

Диаметр делительной окружности шестерни и колеса

$$d_i = m z_i, \quad (6.5)$$

где $i = 1, 2$.

Диаметр окружности:

вершин зубьев

$$d_{ai} = d_i + 2 m, \quad (6.6)$$

впадин зубьев

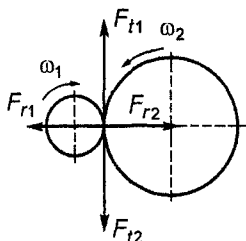
$$d_{fi} = d_i - 2,5 m. \quad (6.7)$$

Для уменьшения габаритных размеров зубчатой передачи необходимо стремиться к уменьшению числа зубьев, но при $z < z_{\min}$ при нарезании наблюдается явление подрезания основания ножки зубьев, что уменьшает их прочность. Минимальное число зубьев шестерни $z_{\min} = 17$.

Передаточное число понижающей зубчатой передачи

$$u = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{d_2}{d_1} \quad (6.8)$$

У открытой зубчатой передачи передаточное число может быть принято нестандартным, а у закрытой понижающей зубчатой передачи (редуктор), выпускаемой серийно, — стандартным.



В прямозубой цилиндрической зубчатой передаче действуют силы (рис. 6.6):
окружные

$$F_{t1} = F_{t2} = \frac{2T_1}{d_1}; \quad (6.9)$$

радиальные

$$F_{r1} = F_{r2} = F_t \operatorname{tg} \alpha_w, \quad (6.10)$$

Рис. 6.6. Схема сил, действующих в прямозубой цилиндрической передаче

где $\alpha_w = 20^\circ$ — угол зацепления.

6.1.2. Цилиндрическая косозубая передача

Косозубыми называются колеса, зубья которых расположены под углом β к образующим делительного цилиндра. В отличие от прямозубой передачи в косозубой передаче зубья входят в зацепление не сразу по всей длине, а постепенно. Благодаря наклону зубьев возрастает суммарная длина линии контакта зубьев. *Достоинства* по сравнению с прямозубой передачей: плавность зацепления, меньший шум, снижение динамических нагрузок. *Недостаток* — наличие осевой силы, стремящейся сдвинуть зубчатое колесо с валом вдоль оси. В косозубом колесе (рис. 6.7) следует различать окружной шаг зубьев p_t , измеренный по дуге окружности, и нормальный шаг зубьев p_n , измеренный в направлении, перпендикулярном линии зуба. Следует различать два модуля: $m_t = p_t/\pi$ — окружной и $m_n = p_n/\pi$ — нормальный. Нормальный модуль соответствует стандартному (табл. 6.1).

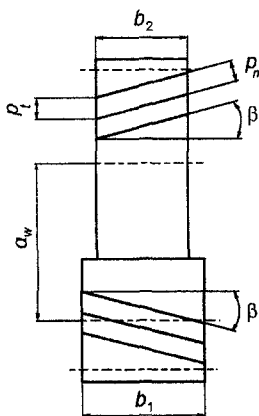


Рис. 6.7. Схема косозубой цилиндрической передачи

Угол наклона зубьев $\beta = 8 \dots 18^\circ$. Угол $\beta < 8^\circ$ брать нецелесообразно, так как в этом случае не имеем существенных преимуществ косозубых передач перед прямозубыми. При $\beta > 18^\circ$ возникают большие осевые силы, что усложняет работу подшипниковых узлов.

Косозубые передачи нарезают методом обкатки тем же инструментом, что и прямозубые, но под углом β .

Диаметр делительной окружности

$$d = m_t z = \frac{m_n z}{\cos \beta} \quad (6.11)$$

Диаметр окружности:

вершин зубьев

$$d_a = d + 2 m_n, \quad (6.12)$$

впадин зубьев

$$d_f = d - 2,5 m_n. \quad (6.13)$$

В косозубой цилиндрической передаче действуют следующие силы (рис. 6.8):

окружные

$$F_{t1} = F_{t2} = \frac{2T_1}{d_1}; \quad (6.14)$$

радиальные

$$F_{r1} = F_{r2} = F_t \operatorname{tg} \alpha_w / \cos \beta; \quad (6.15)$$

осевые

$$F_{a1} = F_{a2} = F_t \operatorname{tg} \beta. \quad (6.16)$$

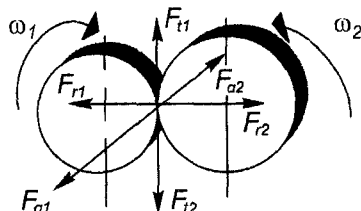


Рис. 6.8. Схема сил, действующих в косозубой передаче

6.1.3. Цилиндрическая шевронная передача

Цилиндрическая шевронная передача представляет собой сдвоенную косозубую передачу с противоположным наклоном зубьев под углом β , у которой каждое сдвоенное косозубое колесо выполнено как одно целое. Осевые силы $F_a / 2$ (рис. 6.9) взаимно уравновешиваются на зубчатых колесах и на подшипники не передаются. Угол наклона зубьев $\beta = 25 \dots 40^\circ$, поэтому шевронные колеса имеют высокую прочность и обеспечивают плавность работы зубчатой передачи.

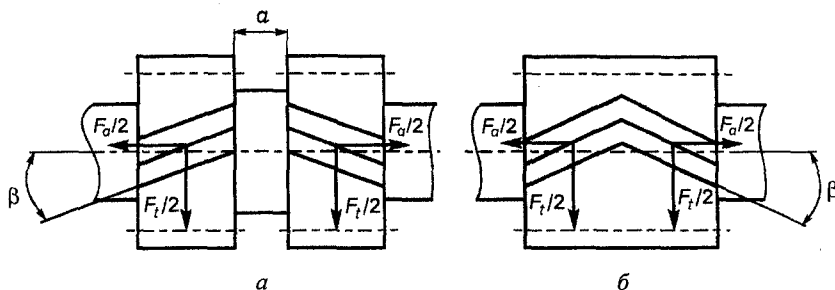


Рис. 6.9. Шевронные колеса:
а – с дорожкой; б – без дорожки

Шевронные колеса изготавливают с дорожкой в середине колеса или без дорожки. Последние нарезают на специальных малопроизводительных и дорогостоящих станках, поэтому их изготовление обходится дороже, но они обеспечивают более компактную передачу. Ширина дорожки $a = (10 \dots 15) m$. Так как каждый шевронный зуб одного зубчатого колеса должен точно базироваться рабочими поверхностями по рабочим поверхностям шевронного зуба другого зубчатого колеса, то один из валов должен устанавливаться в подшипниках, позволяющих колесам самоустанавливаться в осевом направлении. Такими подшипниками являются роликовые с короткими цилиндрическими роликами.

Геометрический и силовой расчеты шевронной передачи аналогичны расчетам косозубой передачи, так как шевронные колеса можно рассматривать как два косозубых колеса со встречными углами наклона зубьев, соединенных между собой. При расчете каждого полушеврона принимают половину мощности, передаваемой передачей.

6.1.4. Коническая зубчатая передача

Конические зубчатые колеса применяют в передачах, когда оси валов пересекаются под углом Σ (сигма). Наибольшее распространение имеют передачи с углом $\Sigma = 90^\circ$. Конические колеса бывают с прямыми, косыми, шевронными и круговыми зубьями. Наибольшее распространение получили прямозубые конические передачи, поэтому они и будут рассмотрены ниже. Основное *достоинство* конической передачи – возможность передачи вращающего момента под углом. По сравнению с цилиндрической передачей коническая имеет следующие *недостатки*: сложнее в изготовлении и при монтаже; шестерня, как правило, располагается консольно, что снижает

жесткость вала и увеличивает неравномерность распределения нагрузки по длине зуба; снижается нагрузочная способность передачи; зубчатые колеса работают с большим шумом.

Зубья конических колес в зависимости от изменения размеров сечений по длине выполняются трех форм (рис. 6.10). При единичном и мелкосерийном производстве конических колес с прямыми зубьями применяются *пропорционально понижающиеся зубья* (рис. 6.10, а), у которых вершины делительного конуса и конуса впадин совпадают. Именно такие зубья будут рассматриваться в дальнейшем. В массовом производстве конических колес при одновременной обработке обеих боковых поверхностей зубьев одним инструментом за один проход получают *понижающиеся по высоте зубья*, при этом вершины делительного конуса и конуса вершин зубьев не совпадают (рис. 6. 10, б и в).

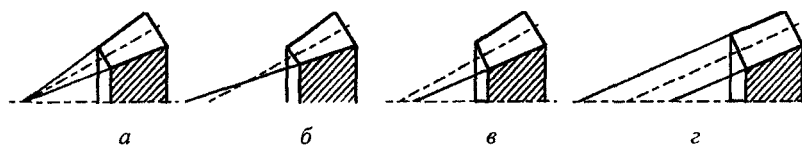


Рис. 6.10. Формы зубьев конических колес:

а – форма I (пропорционально понижающиеся зубья); б, в – форма II (понижающиеся зубья); г – форма III (равновысокие зубья)

Когда требуется изготовить круговые зубья при $\sqrt{z_1^2 + z_2^2} > 100$, изготавливают конические зубчатые колеса, у которых образующие конусов – делительного, вершин и впадин зубьев параллельны, а *высота зубьев постоянна* по всей длине (рис. 6.10, г).

Основные геометрические параметры конического зубчатого колеса показаны на рис. 6.11.

Аналогично делительным цилиндрам цилиндрических зубчатых передач конические шестерни и колесо имеют делительные конусы соответственно с углами δ_1 и δ_2 . Ширина венца конического зубчатого колеса ограничена дополнительными внутренним и внешним конусами. По длине зуба модуль переменный. Для удобства измерения размеры конических зубчатых колес принято определять по их внешнему торцу, образованному внешним дополнительным конусом. Модуль, полученный по внешнему торцу прямозубого колеса, называется внешним окружным модулем m_e .

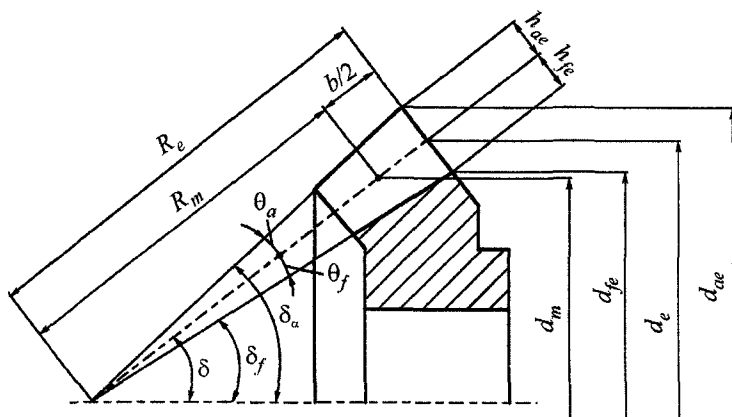


Рис. 6.11. Основные геометрические параметры конического зубчатого колеса

Внешний делительный диаметр

$$d_e = m_e z. \quad (6.17)$$

Внешняя высота головки зуба $h_{ae} = m_e$, а внешняя высота ножки зуба $h_{fe} = 1,2m_e$.

Внешний диаметр:
вершин зубьев

$$d_{ae} = d_e + 2 m_e \cos \delta; \quad (6.18)$$

впадин зубьев

$$d_{fe} = d_e - 2,4 m_e \cos \delta. \quad (6.19)$$

Внешнее конусное расстояние

$$R_e = \frac{d_e}{2 \sin \delta} = \frac{m_e z}{2 \sin \delta}. \quad (6.20)$$

Среднее конусное расстояние

$$R_m = R_e - b/2. \quad (6.21)$$

Средний делительный диаметр

$$d_m = m_m z = d_e - b \sin \delta, \quad (6.22)$$

где m_m — средний модуль зубьев.

Углы делительных конусов δ_1 и δ_2 связаны с передаточным числом u :

$$u = \frac{d_{e2}}{d_{e1}} = \frac{2R_e \sin \delta_2}{2R_e \sin \delta_1} = \frac{\sin(90^\circ - \delta_1)}{\sin \delta_1} = \frac{\cos \delta_1}{\sin \delta_1} = \frac{1}{\operatorname{tg} \delta_1}$$

Аналогично можно получить $u = \operatorname{tg} \delta_2$. Таким образом, угол делительного конуса:

шестерни

$$\delta_1 = \operatorname{arctg} 1/u, \quad (6.23)$$

колеса

$$\delta_2 = \operatorname{arctg} u. \quad (6.24)$$

В зубчатом зацеплении конической зубчатой передачи действуют следующие силы:

окружные силы на шестерне и колесе

$$F_{t1} = F_{t2} = \frac{2T_1}{d_{m1}}. \quad (6.25)$$

осевая сила на шестерне (радиальная на колесе)

$$F_{a1} = F_{r2} = F_t \operatorname{tg} \alpha_w \sin \delta_1, \quad (6.26)$$

где $\alpha_w = 20^\circ$ — угол зацепления;

радиальная сила на шестерне (осевая на колесе)

$$F_{r1} = F_{a2} = F_t \operatorname{tg} \alpha_w \cos \delta_1. \quad (6.27)$$

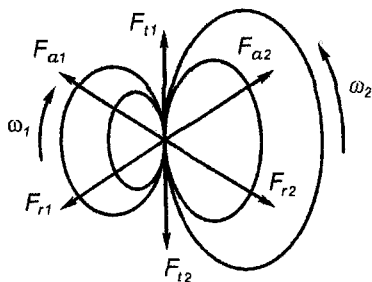


Рис. 6.12. Схема сил, действующих в конической зубчатой передаче

6.2. Расчет зубчатых передач

6.2.1. Виды разрушения зубьев

Решающее влияние на работоспособность зубьев оказывают два вида основных напряжений: контактные напряжения σ_H и напряжения изгиба σ_F . Эти напряжения изменяются по прерывистому отнулевому циклу.

Поломка зубьев чаще носит усталостный характер и возникает под действием переменных изгибных напряжений σ_F . Она является весьма опасным видом разрушения вследствие её внезапности. Напряжения при изгибе, превышающие предел выносливости, вызывают появление микротрещин, которые возникают в зоне максимальной концентрации напряжений. Появившиеся трещины при дальнейшей работе передачи распространяются вглубь зуба по нормали к переходной кривой (рис. 6.13, *а*). Причиной поломки зубьев также могут оказаться возникшие в процессе эксплуатации перегрузки отдельных участков зубьев вследствие неравномерности распределения нагрузки по ширине зубчатого венца из-за перекоса осей зубчатых колес (люфт в подшипниках, шлицевых или шпоночных соединениях, деформация валов) или производственных дефектов (низкая точность изготовления, раковины при отливке, трещины при термообработке, шлифовочные прижоги, остаточные напряжения у переходной кривой при закалке ТВЧ и т.д.).

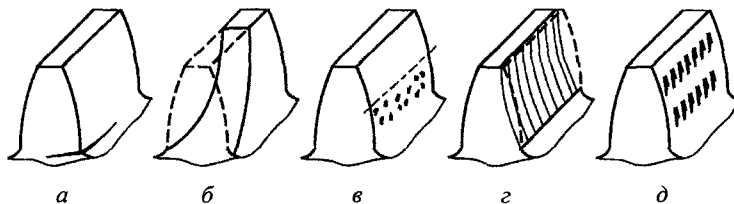


Рис. 6.13. Виды разрушения зубьев:
а – поломка зубьев прямозубых колес; *б* – поломка зубьев косозубых колес;
в – усталостное выкрашивание зубьев; *г* – абразивный износ;
д – задиры на зубьях при заедании

При усталостном разрушении излом имеет вогнутую форму на теле колеса, при разрушении от перегрузки – выпуклую.

При изломе зубьев косозубых и шевронных колес трещина появляется в торцевой поверхности колес у основания зуба (рис. 6.13, *б*) и распространяется по длине зуба наклонно к его вершине.

Увеличение изгибной усталостной прочности может быть достигнуто за счет следующих мероприятий: увеличения радиуса кривизны пере-

ходных кривых у основания зуба с целью уменьшения концентрации напряжений, повышения механических характеристик материала зубчатых колес; применения механических, термических и химико-термических методов упрочнения поверхностей зубьев, повышения точности изготовления зубчатых колес и монтажа зубчатых передач.

Выкрашивание рабочих поверхностей зубьев происходит под действием переменных контактных напряжений. На поверхностях контакта зубьев в результате действия переменных контактных напряжений в поверхностном слое возникают усталостные трещины, последующее развитие которых приводит к отделению (выкрашиванию) частиц металла. Выкрашивание может быть ограниченным или прогрессирующим. Ограниченное выкрашивание имеет место при невысокой твердости поверхности зубьев ($HВ < 360$); начинается в зонах концентрации нагрузки и спустя непродолжительное время прекращается (происходит приработка зубьев), причем оно практически не отражается на работе передачи, так как образовавшиеся ямки постепенно завальцовываются. При высокой твердости зубьев ($HВ > 360$) происходит прогрессирующее выкрашивание зубьев (рис. 6.13, в). По мере увеличения числа циклов нагружения (времени работы) число раковин (ямок) и их размеры увеличиваются и выкрашивание распространяется на всю поверхность ножек зубьев (поверхность головок зубьев выкрашивается крайне редко), нарушаются условия образования сплошной масляной пленки, появляется металлический контакт с последующим быстрым износом и задирам поверхности.

Усталостное выкрашивание является наиболее распространенным видом повреждения зубьев для большинства закрытых хорошо смазываемых и защищенных от загрязнения зубчатых колес. В открытых передачах, работающих со значительным износом, выкрашивание не происходит.

В развитии выкрашивания существенную роль играет смазка. При образовании усталостных микротрещин масло при движении зубьев запрессовывается в эти трещины, создавая расклинивающий эффект, способствующий их развитию и прогрессирующему выкрашиванию.

Увеличение контактной усталостной прочности может быть достигнуто за счет следующих мероприятий: повышения механических характеристик материалов зубчатых колес; применения механического, термического и химико-термического методов упрочнения рабочих поверхностей зубьев; повышения точности изготовления зубчатых колес и зубчатых передач; правильного подбора смазки.

Возможны разрушения зубьев в виде слома или смятия от пиковых статических нагрузок, но их можно избежать путем применения предохранительных муфт.

Абразивный износ зубьев (рис. 6.13, з) происходит в передачах недостаточно защищенных от загрязнения абразивными частицами при плохой смазке или ее отсутствии. Часто происходит в зубчатых передачах горных, дорожных, строительных, сельскохозяйственных, транспортных и других машин. Абразивный износ неравномерен по профилю зубьев в связи с неодинаковой скоростью скольжения и неодинаковыми контактными напряжениями. Изношенные зубья имеют специфическую заостренную форму. Износ приводит к повышению динамических нагрузок и шума, ослаблению зубьев и в конечном результате к их поломкам. Основные методы предупреждения износа – повышение твердости поверхности зубьев, защита от загрязнения, применение специальных масел.

Отслаивание поверхностных слоев зубьев наблюдается в тех случаях, когда под упрочненным поверхностным слоем (азотирование, цементирование, закалка ТВЧ) контактные напряжения достаточно велики. Этот вид разрушения наблюдается при перегрузках при недостаточно высоком качестве термической обработки, когда внутренние напряжения не сняты отпуском или когда твердая хрупкая корка зубьев не имеет под собой прочной основы.

Заедание зубьев (рис. 6.13, д) наблюдается преимущественно в высоконагруженных и высокоскоростных передачах. При большом давлении и высокой температуре происходит разрыв масляной пленки между зубьями, образование металлического контакта и схватывание частиц металла с последующим отрывом их от менее прочной поверхности. Образовавшиеся наросты задирают рабочие поверхности зубьев в направлении скольжения. Явление заедания часто наблюдается у крупномодульных высокоскоростных зубчатых передач с малым числом зубьев, что связано с большими скоростями относительного скольжения зубьев, а также когда рабочие поверхности зубьев выполнены незакаленными из однородных материалов. К мерам борьбы с заеданием относятся: повышение вязкости смазки, применение противозадирных присадок, увеличение твердости рабочих поверхностей зубьев.

Основными видами разрушения зубьев при правильном проектировании, изготовлении и эксплуатации зубчатых передач являются усталостная поломка от переменных напряжений изгиба σ_F (чаще происходит в открытых зубчатых передачах) и усталостное выкрашивание от переменных контактных напряжений σ_H (чаще происходит в закрытых зубчатых передачах).

6.2.2. Выбор материала зубчатых колес, термообработки и твердости

При изготовлении зубчатых колес, с целью обеспечения контактной усталостной прочности и усталостной изгибной прочности, целесообразно использовать термически обрабатываемые стали. Материалы, используемые при изготовлении зубчатых колес, и их механические характеристики могут быть выбраны по табл. 6.2.

Без термообработки механические характеристики сталей близки по величине, поэтому у конструкционных углеродистых и легированных сталей термообработка обязательна. Чем больше твердость рабочих поверхностей, тем выше допускаемые напряжения и ниже значения геометрических параметров зубчатых передач.

6.2.3. Определение числа циклов нагружения зубьев

Число циклов нагружения зубьев при стационарном (постоянном) нагружении механизма:

для зубьев шестерни

$$N_1 = 60 n_1 t_p,$$

для зубьев колеса

$$N_2 = 60 n_2 t_p,$$

где n_1 , n_2 – частота вращения соответственно шестерни и колеса, об/мин;
 t_p – срок службы механизма, ч.

Обычно срок службы (ресурс) L_T задают в годах.

Срок службы механизма в часах определяется по формуле

$$t_p = 365 L_T z_{cm} t_{cm} K_T K_{cm}, \quad (6.28)$$

где z_{cm} – число рабочих смен в сутках;

t_{cm} – продолжительность смены, ч;

K_T – коэффициент использования времени в течение года; для предприятий с непрерывным процессом $K_T = 0,9$; с одним выходным в неделю $K_T = 0,75$; с двумя выходными в неделю $K_T = 0,62$;

K_{cm} – коэффициент использования времени в течение смены; при отсутствии данных, по которым может быть определен коэффициент K_{cm} , принимают $K_{cm} = 0,85$.

Таблица 6.2

Механические характеристики сталей

Марка стали	Диаметр заготовки $D_{\text{пред}}$	Толщина заготовки $S_{\text{пред}}$	Термо-обработка	Твердость заготовки		Предел прочности σ_b , МПа	Предел текучести σ_T , МПа	Предел выносливости σ_{-1} , МПа
				поверхности	сердцевины			
35	Любой	Любая	Н	163...192 HB		550	270	235
40	120	60	У	192...228 HB		700	400	300
45	Любой	Любая	Н	179...207 HB		600	320	260
45	125	80	У	235...262 HB		780	540	335
40Х	200	125	У	235...262 HB		790	640	375
40Х	125	80	У+ТВЧ	45...50 HRC	269...302 HB	900	750	410
40ХН	315	200	У	235...262 HB		800	630	380
40ХН	200	125	У+ТВЧ	48..53 HRC	269...302 HB	920	750	420
35ХМ	315	200	У	235...262 HB		800	630	380
35ХМ	200	125	У+ТВЧ	48..53 HRC	269...302 HB	920	750	420
40Л	Любой	Любой	Н	163...207 HB		550	320	220

Примечание. У – улучшение (закалка с последующим высокотемпературным отпуском); Н – нормализация (закалка на воздухе); ТВЧ – закалка с нагревом током высокой частоты.

При нестационарном (переменном) нагружении механизма изменение нагрузки (например, вращающего момента T) может быть представлено плавной кривой (рис. 6.14).

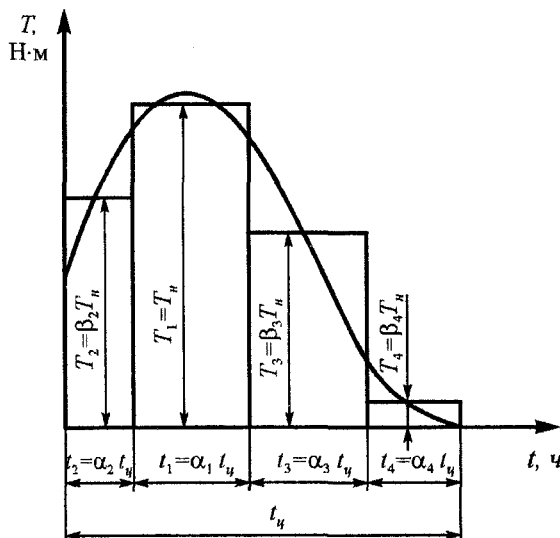


Рис. 6.14. Замена плавного изменения нагрузки ступенчатым

Переменные нагрузки обычно принято представлять в виде ряда прямоугольников, высота каждого из которых соответствует нагрузке T , а ширина – времени действия этой нагрузки. Нагрузку, представленную в виде прямоугольников, обозначают в порядке убывания T_1, T_2, T_3 и т.д. Наибольшую нагрузку называют номинальной, то есть $T_1 = T_n$. Остальные нагрузки T_i выражают через коэффициенты β_i , показывающие, какую долю эти нагрузки составляют от номинальной, то есть $\beta_i = T_i / T_n$. Доля времени t_i , в течение которого действует нагрузка T_i , от времени цикла $t_{\text{ц}}$ выражается коэффициентом $\alpha_i = t_i / t_{\text{ц}}$.

Переменные (нестационарные) нагрузки в заданиях задают в виде ступенчатых графиков (рис. 6.15). Обычно берут три ступени, но может быть принято и большее число ступеней. Время действия нагрузки T_i в течение всего срока службы механизма обозначается t_i и определяется $t_i = \alpha_i / t_p$.

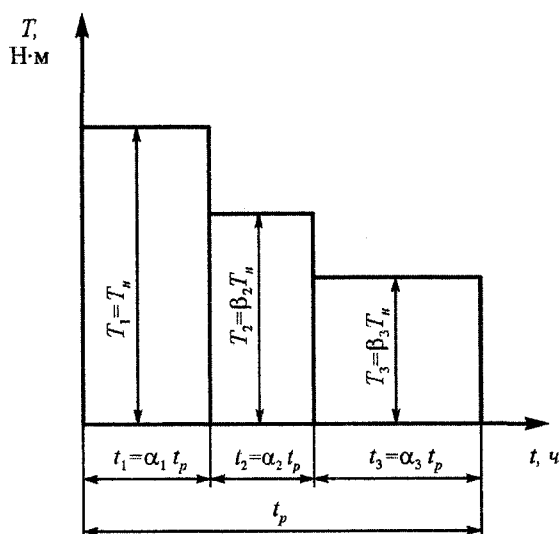


Рис. 6.15. Представление нестационарного нагружения механизма

Эквивалентное число циклов нагружения при расчете на изгибную выносливость:

для шестерни

$$N_{FE1} = 60 n_1 t_p \sum \beta_i^6 \alpha_i ; \quad (6.29)$$

для колеса

$$N_{FE2} = 60 n_2 t_p \sum \beta_i^6 \alpha_i . \quad (6.30)$$

Эквивалентное число циклов нагружения при расчете зубьев на контактную выносливость:

для шестерни

$$N_{HE1} = 60 n_1 t_p \sum \beta_i^3 \alpha_i ; \quad (6.31)$$

для колеса

$$N_{HE2} = 60 n_2 t_p \sum \beta_i^3 \alpha_i . \quad (6.32)$$

6.2.4. Определение допускаемых напряжений

Допускаемые напряжения при расчете зубьев на усталостную контактную прочность:

для шестерни

$$[\sigma_H]_1 = \frac{\sigma_{H \text{ lim } b1}}{S_H} K_{HL1}; \quad (6.33)$$

для колеса

$$[\sigma_H]_2 = \frac{\sigma_{H \text{ lim } b2}}{S_H} K_{HL2}. \quad (6.34)$$

Здесь $\sigma_{H \text{ lim } b}$ — предел выносливости зубьев при контактном нагружении, МПа. При термообработке нормализация или улучшение:

для шестерни

$$\sigma_{H \text{ lim } b1} = 2 HB_1 + 70; \quad (6.35)$$

для колеса

$$\sigma_{H \text{ lim } b2} = 2 HB_2 + 70; \quad (6.36)$$

при термообработке объемная или поверхностная закалка твердость зубьев шестерни и колеса

$$\sigma_{H \text{ lim } b} = 2HRC + 200; \quad (6.37)$$

S_H — коэффициент безопасности, для зубчатых колес с однородной структурой материала (термообработка — нормализация, улучшение, закалка) $S_H = 1,1$; для колес с поверхностным упрочнением зубьев (термообработка — цементация, азотирование) $S_H = 1,2$; K_{HL} — коэффициент долговечности:

для шестерни

$$K_{HL1} = \sqrt[6]{\frac{N_{HO1}}{N_1}}; \quad (6.38)$$

для колеса

$$K_{HL2} = \sqrt[6]{\frac{N_{HO2}}{N_2}}; \quad (6.39)$$

$N_{HO} = 30HB^{2,4} \leq 12 \cdot 10^7$ — базовое число циклов нагружения зубьев; N — число циклов нагружения зубьев; при нестационарном нагружении вместо N берут эквивалентное N_{HE} по формулам (6.31) и (6.32).

Коэффициент долговечности принимается в диапазоне:
для зубчатых колес с однородной структурой материала

$$1,0 \leq K_{HL} \leq 2,6;$$

для зубчатых колес с поверхностным упрочнением

$$1,0 \leq K_{HL} \leq 1,8.$$

В качестве допускаемого контактного напряжения принимают для прямозубых передач меньшее из $[\sigma_H]_1$ и $[\sigma_H]_2$ (при термообработке нормализация или улучшение $[\sigma_H]_{\min} = [\sigma_H]_2$); для косозубых и шевронных передач — эквивалентное, определяемое по формуле

$$[\sigma_H] = 0,45 ([\sigma_H]_1 + [\sigma_H]_2). \quad (6.40)$$

Полученное значение $[\sigma_H]$ не должно превышать $1,23 [\sigma_H]_{\min}$.

Допускаемые напряжения при расчете зубьев на усталостную изгибную прочность:

для шестерни

$$[\sigma_F]_1 = \frac{\sigma_{F \lim b1}}{S_F} K_{FL1} K_{FC}; \quad (6.41)$$

для колеса

$$[\sigma_F]_2 = \frac{\sigma_{F \lim b2}}{S_F} K_{FL2} K_{FC}. \quad (6.42)$$

Здесь $\sigma_{F \lim b}$ — предел выносливости зубьев при изгибном нагружении, МПа; при термообработке нормализация или улучшение:

для шестерни

$$\sigma_{F \lim b1} = 1,75 \text{ HB}_1; \quad (6.43)$$

для колеса

$$\sigma_{F \lim b2} = 1,75 \text{ HB}_2; \quad (6.44)$$

при термообработке объемная закалка до твердости 45...55HRC для шестерни и колеса $\sigma_{F \lim b} = 580$ МПа; $S_F = 1,4...1,7$ — коэффициент безопасности; K_{FC} — коэффициент реверсивности, при нереверсивной передаче $K_{FC} = 1,0$, при реверсивной $K_{FC} = 0,75$.

Для зубчатых колес с однородной структурой металла (нормализация, улучшение, закалка) коэффициент долговечности:

для шестерни

$$K_{FL1} = \sqrt[6]{\frac{N_{FO}}{N_1}}; \quad (6.45)$$

для колеса

$$K_{FL2} = \sqrt[6]{\frac{N_{FO}}{N_2}}, \quad (6.46)$$

K_{FL} принимается равным не менее 1,0 и не более 4,0.

Для зубчатых колес с поверхностным упрочнением (цементация, азотирование) коэффициент долговечности:

для шестерни

$$K_{FL1} = \sqrt[9]{\frac{N_{FO}}{N_1}}, \quad (6.47)$$

для колеса

$$K_{FL2} = \sqrt[9]{\frac{N_{FO}}{N_2}}, \quad (6.48)$$

K_{FL} принимается в диапазоне $1,0 \leq K_{FL} \leq 2,5$.

Здесь $N_{FO} = 4 \cdot 10^6$ — базовое число циклов нагружения, при нестационарном нагружении вместо N берут эквивалентное N_{FE} , рассчитанное по формулам (6.29) и (6.30).

6.2.5. Порядок расчета закрытой цилиндрической зубчатой передачи

Исходные данные: вращающий момент на ведомом валу передачи T_2 , угловые скорости ω_1 и ω_2 , передаточное число $u = \omega_1/\omega_2$ и условия эксплуатации (вид нагрузки, реверсивности, срок службы передачи, год).

1. Принимаются материал зубчатых колес, термообработка и твердость зубьев (разд. 6.2.2). Определяются число циклов нагружения зубчатых колес (разд. 6.2.3) и допускаемые напряжения при расчете на усталостную контактную $[\sigma_H]$ и усталостную изгибную $[\sigma_F]$ прочности (разд. 6.2.4).

2. Межосевое расстояние из условия контактной усталостной прочности, мм,

$$a_w = K_a (u \pm 1) \sqrt[3]{\frac{T_2 K_{H\beta}}{u^2 \Psi_{ba} [\sigma_H]_{\min}^2}}.$$

(Знак “плюс” — при внешнем зацеплении; знак “минус” — при внутреннем.)

Для передачи с внешним зацеплением и при термообработке зубьев в виде нормализации или улучшения

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

Здесь K_a – коэффициент, для прямозубых передач $K_a = 495$, для косозубых и шевронных $K_a = 430$; T_2 – вращающий момент на валу колеса, Н·м; для косозубых и шевронных колес вместо $[\sigma_H]_{\min}$ берется эквивалентное допускаемое контактное напряжение $[\sigma_H]$, определяемое по формуле (6.40).

Для понижающих передач передаточное число $u = z_2/z_1$ численно равно передаточному отношению $i = \omega_1/\omega_2$ и принимается из стандартных рядов (ГОСТ 2185–66):

1-й ряд – 1,0; 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.

В редукторах максимальные значения передаточного числа для тихоходной зубчатой передачи 5,6...6,3, быстроходной – 6,3...8,0.

Коэффициент ширины зубчатого венца $\Psi_{ba} = \frac{b_2}{a_w}$ принимается в

зависимости от расположения шестерни относительно опор (подшипников):

при симметричном расположении $\Psi_{ba} = 0,40 \dots 0,50$;

несимметричном $\Psi_{ba} = 0,25 \dots 0,40$;

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

Коэффициент $K_{H\beta}$ учитывает неравномерность распределения нагрузки по длине зуба: для прирабатывающихся зубчатых колес (термообработка – нормализация или улучшение) $K_{H\beta} = 1,0$; для неприрабатывающихся зубчатых колес (термообработка – закалка) $K_{H\beta}$ определяется по табл. 6.3.

Полученное по формуле межосевое расстояние a_w , мм, округляется до ближайшего большего значения по ГОСТ 2185–66:

1-й ряд – 40, 50, 63, 80, 100, 125, 160, 200, 250, 315, 400, 500, 630, 800, 1000;

2-й ряд – 71, 90, 112, 140, 180, 224, 280, 355, 450, 560, 710, 900, 1120.

Первый ряд предпочтителен.

Таблица 6.3

Значения коэффициентов $K_{H\beta}$ и $K_{F\beta}$ ($H\beta > 350$)

Расположение шестерни относительно опор	Коэффициент ширины зубчатого венца $\psi_{bd} = b_2/d_1 = 0,5\psi_{ba}(u+1)$					
	0,2	0,4	0,6	0,8	1,2	1,6
Консольное, опоры – шарикоподшипниковые	$\frac{1,22}{1,33}$	$\frac{1,44}{1,70}$	—	—	—	—
	$\frac{1,11}{1,20}$	$\frac{1,25}{1,44}$	$\frac{1,45}{1,71}$	—	—	—
Консольное, опоры – роликподшипниковые	$\frac{1,01}{1,02}$	$\frac{1,02}{1,04}$	$\frac{1,04}{1,08}$	$\frac{1,07}{1,14}$	$\frac{1,16}{1,30}$	$\frac{1,26}{—}$
	$\frac{1,03}{1,09}$	$\frac{1,05}{1,18}$	$\frac{1,07}{1,30}$	$\frac{1,12}{1,43}$	$\frac{1,19}{1,73}$	$\frac{1,28}{—}$

Примечание. Значения $K_{H\beta}$ даны в числителе, $K_{F\beta}$ – в знаменателе.

3. Модуль зубьев выбирается из выражения $m_n = (0,01 \dots 0,02)a_w$. Принимается стандартное значение модуля m (см. табл. 6.1). Для косозубых и шевронных колес стандартным модулем является нормальный модуль m_n . У прямозубых колес окружной и нормальный модули равны, поэтому стандартный нормальный модуль может браться без индекса n .

4. Суммарное число зубьев шестерни и колеса

$$z_{\Sigma} = \frac{2 a_w \cos \beta}{m_n},$$

где β – угол наклона зубьев, у прямозубых колес $\beta = 0^\circ$, косозубых $\beta = 8 \dots 18^\circ$, шевронных $\beta = 25 \dots 40^\circ$.

Принимается ближайшее целое число. При расчете прямозубой передачи ($\beta = 0$) модуль следует выбрать таким, чтобы можно было получить суммарное число зубьев без округления до целого.

5. Число зубьев шестерни

$$z_1 = \frac{z_{\Sigma}}{u+1}.$$

6. Число зубьев колеса

$$z_2 = z_{\Sigma} - z_1.$$

7. Фактическое передаточное число

$$u_{\phi} = z_2/z_1.$$

8. Фактический угол наклона зубьев (для косозубых и шевронных колес)

$$\beta = \arccos \frac{m_n z_{\Sigma}}{2a_w}.$$

9. Диаметр делительной окружности:
шестерни

$$d_1 = \frac{m_n z_1}{\cos \beta};$$

колеса

$$d_2 = \frac{m_n z_2}{\cos \beta}.$$

10. Диаметр окружности вершин зубьев:
шестерни

$$d_{a1} = d_1 + 2 m_n;$$

колеса

$$d_{a2} = d_2 + 2 m_n.$$

11. Диаметр окружности впадин зубьев:
шестерни

$$d_{f1} = d_1 - 2,5 m_n;$$

колеса

$$d_{f2} = d_2 - 2,5 m_n.$$

12. Ширина зубчатых венцов:
колеса

$$b_2 = \psi_{ba} a_w;$$

шестерни

$$b_1 = b_2 + 2...5 \text{ мм.}$$

Для шевронных передач с дорожкой шириной a (рис.6.9) $b_1 = b_2 = \psi_{ba} a_w + a$;
где $a = (10...15)m$.

13. Окружная скорость зубчатых колес, м/с,

$$v = \omega_1 \frac{d_1}{2},$$

где d_1 в м.

По полученному значению окружной скорости назначается степень точности передачи по табл. 6.4.

Таблица 6.4

Рекомендации по выбору степени точности передачи
(ГОСТ 1643–81 и ГОСТ 1758–81)

Степень точности	Окружная скорость u , м/с			
	Цилиндрическая передача		Коническая передача	
	прямозубая	косозубая	прямозубая	косозубая
6	15	30	12	20
7	10	15	8	10
8	6	10	4	7
9	2	4	1,5	3

14. Силы в зацеплении, Н:
окружные

$$F_{t1} = F_{t2} = \frac{2T_1 \cdot 10^3}{d_1};$$

радиальные

$$F_{r1} = F_{r2} = F_t \operatorname{tg} \alpha_w / \cos \beta;$$

осевые

$$F_{a1} = F_{a2} = F_t \operatorname{tg} \beta,$$

где T_1 – вращающий момент на ведущем валу передачи, Н·м;
 α_w – угол зацепления, при эвольвентном зацеплении $\alpha_w = 20^\circ$.

15. Контактное напряжение (проверочный расчёт), МПа,

$$\sigma_H = K'_a \sqrt{\frac{F_t(u_\phi + 1)}{d_1 b_2 u_\phi}} K_{H\alpha} K_{H\beta} K_{H\nu},$$

где K'_a – коэффициент, для прямозубых передач $K'_a = 436$, косозубых и шевронных $K'_a = 376$;

$K_{H\alpha}$ – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки между зубьями: для прямозубых передач $K_{H\alpha} = 1,0$, косозубых и шевронных $K_{H\alpha} = 1,1$;

$K_{H\beta}$ – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по длине зуба: для прирабатывающихся зубьев ($HV < 350$) $K_{H\beta} = 1,0$, для неприрабатывающихся ($HV > 350$) принимается по табл. 6.3;

$K_{H\nu}$ – коэффициент динамической нагрузки, зависящий от окружной скорости зубчатых колес и степени точности передачи (табл. 6.5).

Таблица 6.5

Значение коэффициентов $K_{H\beta}$ и $K_{F\beta}$ ($H\beta \leq 350$)

Степень точности	Кoeffи- циент	Окружная скорость v , м/с					
		1	2	4	6	8	10
6	$K_{H\beta}$	$\frac{1,03}{1,01}$	$\frac{1,06}{1,02}$	$\frac{1,12}{1,03}$	$\frac{1,17}{1,04}$	$\frac{1,23}{1,06}$	$\frac{1,28}{1,07}$
		$\frac{1,06}{1,02}$	$\frac{1,13}{1,05}$	$\frac{1,26}{1,10}$	$\frac{1,40}{1,15}$	$\frac{1,58}{1,20}$	$\frac{1,67}{1,25}$
	$K_{F\beta}$	$\frac{1,06}{1,02}$	$\frac{1,13}{1,05}$	$\frac{1,26}{1,10}$	$\frac{1,40}{1,15}$	$\frac{1,58}{1,20}$	$\frac{1,67}{1,25}$
		$\frac{1,06}{1,02}$	$\frac{1,13}{1,05}$	$\frac{1,26}{1,10}$	$\frac{1,40}{1,15}$	$\frac{1,58}{1,20}$	$\frac{1,67}{1,25}$
7	$K_{H\beta}$	$\frac{1,04}{1,02}$	$\frac{1,07}{1,03}$	$\frac{1,14}{1,05}$	$\frac{1,21}{1,06}$	$\frac{1,29}{1,07}$	$\frac{1,36}{1,08}$
		$\frac{1,08}{1,03}$	$\frac{1,16}{1,06}$	$\frac{1,33}{1,11}$	$\frac{1,50}{1,16}$	$\frac{1,67}{1,22}$	$\frac{1,80}{1,27}$
	$K_{F\beta}$	$\frac{1,08}{1,03}$	$\frac{1,16}{1,06}$	$\frac{1,33}{1,11}$	$\frac{1,50}{1,16}$	$\frac{1,67}{1,22}$	$\frac{1,80}{1,27}$
		$\frac{1,08}{1,03}$	$\frac{1,16}{1,06}$	$\frac{1,33}{1,11}$	$\frac{1,50}{1,16}$	$\frac{1,67}{1,22}$	$\frac{1,80}{1,27}$
8	$K_{H\beta}$	$\frac{1,04}{1,01}$	$\frac{1,08}{1,02}$	$\frac{1,16}{1,04}$	$\frac{1,24}{1,06}$	$\frac{1,32}{1,07}$	$\frac{1,40}{1,08}$
		$\frac{1,10}{1,03}$	$\frac{1,20}{1,06}$	$\frac{1,38}{1,11}$	$\frac{1,58}{1,17}$	$\frac{1,78}{1,23}$	$\frac{1,96}{1,29}$
	$K_{F\beta}$	$\frac{1,10}{1,03}$	$\frac{1,20}{1,06}$	$\frac{1,38}{1,11}$	$\frac{1,58}{1,17}$	$\frac{1,78}{1,23}$	$\frac{1,96}{1,29}$
		$\frac{1,10}{1,03}$	$\frac{1,20}{1,06}$	$\frac{1,38}{1,11}$	$\frac{1,58}{1,17}$	$\frac{1,78}{1,23}$	$\frac{1,96}{1,29}$
9	$K_{H\beta}$	$\frac{1,05}{1,01}$	$\frac{1,1}{1,03}$	$\frac{1,2}{1,05}$	$\frac{1,3}{1,07}$	$\frac{1,4}{1,09}$	$\frac{1,5}{1,12}$
		$\frac{1,13}{1,04}$	$\frac{1,28}{1,07}$	$\frac{1,50}{1,14}$	$\frac{1,77}{1,21}$	$\frac{1,98}{1,28}$	$\frac{2,25}{1,35}$
	$K_{F\beta}$	$\frac{1,13}{1,04}$	$\frac{1,28}{1,07}$	$\frac{1,50}{1,14}$	$\frac{1,77}{1,21}$	$\frac{1,98}{1,28}$	$\frac{2,25}{1,35}$
		$\frac{1,13}{1,04}$	$\frac{1,28}{1,07}$	$\frac{1,50}{1,14}$	$\frac{1,77}{1,21}$	$\frac{1,98}{1,28}$	$\frac{2,25}{1,35}$

Примечание. В числителе приведены значения коэффициентов для прямозубых колес, в знаменателе – для косозубых.

Сравнивается расчетное контактное напряжение σ_H с допускаемым $[\sigma_H]$ для косозубых и шевронных колес и с $[\sigma_H]_{\min}$ для прямозубых колес. Перегрузка более 5 % не допускается.

16. Напряжение изгиба (проверочный расчет):

для зубьев шестерни

$$\sigma_{F1} = \frac{F_t}{b_2 m_n} Y_\beta Y_{F1} K_{F\alpha} K_{F\beta} K_{F\gamma};$$

для зубьев колеса

$$\sigma_{F2} = \frac{F_t}{b_2 m_n} Y_\beta Y_{F2} K_{F\alpha} K_{F\beta} K_{F\gamma},$$

где Y_β – коэффициент, учитывающий наклон зубьев: для прямозубых зубчатых колес $Y_\beta = 1,0$, косозубых и шевронных $Y_\beta = 1 - \beta/140^\circ$;

Y_F – коэффициент формы зуба, определяется для зубьев шестерни и колеса по табл. 6.6 в зависимости от эквивалентного числа зубьев шестерни $z_{v1} = z_1/\cos^3 \beta$ и колеса $z_{v2} = z_2/\cos^3 \beta$;

$K_{F\alpha}$ – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки между зубьями, для прямозубых колес $K_{F\alpha} = 1,0$, для косозубых зависит от степени точности передачи:

Степень точности передачи	6	7	8	9
Коэффициент $K_{F\alpha}$	0,72	0,81	0,91	1,00

$K_{F\beta}$ – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по длине зуба: для прирабатывающихся зубьев ($HV \leq 350$) $K_{F\beta} = 1,0$, для неприрабатывающихся ($HV > 350$) $K_{F\beta}$ определяется по табл. 6.3;

K_{Fv} – коэффициент динамической нагрузки, определяется по табл. 6.5.

Таблица 6.6

Зависимость коэффициента Y_F от числа зубьев

z, z_v	17	20	22	24	26	28	30	35	40	45	50	65	≥ 80
Y_F	4,27	4,07	3,98	3,92	3,88	3,81	3,80	3,75	3,70	3,66	3,65	3,62	3,61

Сравниваются расчетные значения σ_{F1} и σ_{F2} с допускаемыми $[\sigma_{F1}]$ и $[\sigma_{F2}]$. Допускается перегрузка, не превышающая 5 %.

6.2.6. Порядок расчета открытой цилиндрической зубчатой передачи

Исходные данные: вращающий момент на ведущем валу передачи T_1 , передаточное число u , условия эксплуатации (вид нагрузки, реверсивность, число циклов нагружения шестерни и колеса).

1. Принимаются материал зубчатых колес, термообработка и твердость зубьев (разд. 6.2.2). Определяются число циклов нагружения зубчатых колес (разд. 6.2.3) и допускаемые напряжения при расчете на усталостную изгибную прочность $[\sigma_F]$ по методике, изложенной в разд. 6.2.4. Задаётся угол наклона зубьев для косозубой или шевронной передачи.

2. Нормальный модуль из условия изгибной усталостной прочности, мм,

$$m_n = 1,4 \sqrt[3]{\frac{T_1 \cdot 10^3 K_{F\beta} Y_F}{z_1^2 \psi_{bd} [\sigma_F] K_\beta}}$$

Здесь T_1 – вращающий момент на валу шестерни, Н·м; $K_{F\beta} = 1,0$, так как открытые зубчатые передачи являются прирабатывающимися при любой твердости зубьев; Y_F – коэффициент формы зуба, определяется для шестерни и колеса по табл. 6.6 по числу зубьев (прямозубая передача) или по эквивалентному числу зубьев шестерни $z_{v1} = z_1 / \cos^3 \beta$ и колеса $z_{v2} = z_2 / \cos^3 \beta$ (косозубая или шевронная передачи); z_1 – число зубьев шестерни, принима-

ется $z_1 = 17 \dots 19$; $z_2 = z_1$ и — число зубьев колеса; $\Psi_{bd} = b_2/d_1$ — коэффициент ширины зубчатого венца, принимается по табл. 6.7; K_3 — коэффициент, учитывающий повышение прочности зубьев на изгиб косозубых колес по сравнению с прямозубыми: для прямозубых $K_3 = 1,0$, косозубых $K_3 = 1,2 \dots 1,4$.

В формулу подставляется большее из отношений $\frac{Y_{F1}}{[\sigma_F]_1}$ и $\frac{Y_{F2}}{[\sigma_F]_2}$.

Принимается ближайшее большее стандартное значение модуля m (см. табл. 6.1). Для косозубых и шевронных колес стандартным модулем является нормальный модуль m_n . У прямозубых колес окружной и нормальные модули равны, поэтому стандартный модуль может браться без индекса n .

Таблица 6.7

Значения коэффициента ширины зубчатого венца Ψ_{bd}

Расположение шестерни относительно опор	Твердость рабочих поверхностей зубьев	
	HB ≤ 350	HB > 350
Симметричное	0,8...1,4	0,4 ... 0,9
Несимметричное	0,6...1,2	0,3 ... 0,6
Консольное	0,3...0,4	0,20 ... 0,25

3. Диаметр делительной окружности:
шестерни

$$d_1 = \frac{m_n z_1}{\cos \beta};$$

колеса

$$d_2 = \frac{m_n z_2}{\cos \beta}.$$

4. Диаметр окружности вершин зубьев:
шестерни

$$d_{a1} = d_1 + 2 m_n;$$

колеса

$$d_{a2} = d_2 + 2 m_n.$$

5. Диаметр окружности впадин зубьев
шестерни

$$d_{f1} = d_1 - 2,5 m_n;$$

колеса

$$d_{f2} = d_2 - 2,5 m_n.$$

6. Ширина зубчатого венца:
колеса

$$b_2 = \Psi_{bd} d_1,$$

шестерни

$$b_1 = b_2 + (2 \dots 5) \text{ мм.}$$

7. Межосевое расстояние

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

8. Окружная скорость зубчатых колес, м/с,

$$v = \omega_1 \frac{d_1}{2}.$$

По полученному значению окружной скорости принимают степень точности передачи (см. табл.6.4).

9. Силы в зацеплении, Н:
окружные

$$F_{t1} = F_{t2} = \frac{2T_1}{d_1};$$

радиальные

$$F_{r1} = F_{r2} = F_t \operatorname{tg} \alpha_w / \cos \beta$$

(α_w — угол зацепления, при эвольвентном зацеплении $\alpha_w = 20^\circ$);

осевые

$$F_{a1} = F_{a2} = F_t \operatorname{tg} \beta.$$

10. Напряжения изгиба (проверочный расчет), МПа:
шестерни

$$\sigma_{F1} = \frac{F_t}{b_2 m_n} Y_\beta Y_{F1} K_{F\alpha} K_{F\beta} K_{Fv};$$

колеса

$$\sigma_{F2} = \frac{F_t}{b_2 m_n} Y_\beta Y_{F2} K_{F\alpha} K_{F\beta} K_{Fv}.$$

Значения коэффициентов $Y_\beta, Y_{F1}, Y_{F2}, K_{F\alpha}, K_{F\beta}, K_{Fv}$, входящих в формулы для определения напряжений изгиба, и методы их определения даны в разд. 6.2.5.

Сравниваются расчетные напряжения изгиба σ_{F1} и σ_{F2} с допускаемыми. Перегрузка более 5 % не допускается.

6.2.7. Порядок расчёта закрытой конической прямозубой зубчатой передачи

Исходные данные: вращающий момент на ведомом валу передачи T_2 , частоты вращения n_1 и n_2 , угловые скорости ω_1 и ω_2 , передаточное число $u = \omega_1/\omega_2$ и условия эксплуатации (вид нагрузки, реверсивности, срок службы передачи, год).

1. Принимаются материал зубчатых колес, термообработка и твердость зубьев (разд. 6.2.2). Определяются число циклов нагружения зубчатых колес (разд. 6.2.3) и допускаемые напряжения при расчете на усталостную контактную $[\sigma_H]$ и усталостную изгибную $[\sigma_F]$ прочности (разд. 6.2.4).

2. Углы делительных конусов, ...°:
шестерни

$$\delta_1 = \arctg \frac{1}{u};$$

колеса

$$\delta_2 = \arctg u.$$

Принимается число зубьев шестерни $z_1 \geq 17$ и число зубьев колеса $z_2 = z_1 u$.

3. Внешний делительный диаметр колеса, мм,

$$d_{e2} = 165 \sqrt[3]{\frac{T_2 \cdot 10^3 u K_{H\beta}}{v_H [\sigma_H]_2^2}},$$

где T_2 – вращающий момент на валу колеса, Н·м;

u – передаточное число передачи;

$K_{H\beta}$ – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по длине зуба: для прирабатывающихся колес ($HВ \leq 350$) с прямыми зубьями $K_{H\beta} = 1,0$; для неприрабатывающихся ($HВ > 350$)

$K_{H\beta}$ принимается по табл.6.3 в зависимости от коэффициента ширины зубчатого венца $\Psi_{ba} = b/d_{m1} = 0,166 \sqrt{u^2 + 1}$;

v_H – коэффициент, учитывающий вид конических зубчатых колес; для прямозубых колес $v_H = 0,85$;

$[\sigma_H]_2$ – допускаемое контактное напряжение для зубьев колеса, МПа.

Принимаются стандартные значения внешнего делительного диаметра колеса d_{e2} и ширины зубчатого венца b конических зубчатых колес (табл. 6.8).

4. Внешнее конусное расстояние, мм,

$$R_e = \frac{d_{e2}}{2 \sin \delta_2}.$$

5. Среднее конусное расстояние, мм,

$$R = R_e - 0,5b.$$

6. Внешний окружной модуль, мм,

$$m_e = \frac{d_{e2}}{z_2}$$

Значение модуля m_e следует брать с точностью до двух знаков после запятой. До стандартного значения модуль m_e не округляется, так как одним и тем же инструментом можно нарезать зубья конических колес с разными модулями.

7. Средний окружной модуль, мм,

$$m_m = m_e - \frac{b \sin \delta_1}{z_1}.$$

8. Делительный диаметр шестерни, мм:
средний

$$d_{m1} = m_m z_1;$$

внешний

$$d_{e1} = m_e z_1.$$

9. Внешний диаметр окружности вершин зубьев, мм:
шестерни

$$d_{ae1} = d_{e1} + 2m_e \cos \delta_1;$$

колеса

$$d_{ae2} = d_{e2} + 2m_e \cos \delta_2.$$

10. Внешний диаметр окружности впадин зубьев, мм:
шестерни

$$d_{fe1} = d_{e1} - 2,4 m_e \cos \delta_1;$$

колеса

$$d_{fe2} = d_{e2} - 2,4 m_e \cos \delta_2.$$

Значения ширины зубчатого венца у конического зубчатого колеса
диаметра колеса d_{e2} и передаточного

Внешний делительный диаметр колеса d_{e2} , мм	Номинальные передаточные							
	1,00	(1,12)	1,25	(1,40)	1,60	(1,80)	2,00	(2,24)
50	10	9,5	9	9	8,5	-	-	-
(56)	11	10,5	10	10	9,5	-	-	-
63	13	12	11,5	11	10,5	10	10	-
(71)	14	14	13	12	12	11,5	11,5	-
80	16	15	15	14	13	13	13	12
(90)	18	17	16	16	15	15	14	14
100	20	19	18	18	17	16	16	16
(112)	22	21	20	20	19	18	18	17
125	25	24	22	22	21	20	20	19
(140)	28	26	26	24	24	22	22	22
160	32	30	30	28	28	26	25	25
(180)	36	34	32	32	30	30	28	28
200	40	38	38	34	34	32	32	32
(225)	45	42	40	38	36	36	36	34
250	50	48	45	45	42	40	40	40
280	55	52	52	50	48	45	45	45
315	65	60	60	55	52	52	50	50
355	70	70	65	63	60	60	55	55
400	80	75	75	70	70	65	63	63
450	90	85	80	80	75	75	70	70
500	100	95	90	90	85	80	80	80
560	-	-	-	-	-	90	90	90
630	-	-	-	-	-	100	100	100
710	-	-	-	-	-	120	110	110
800	-	-	-	-	-	130	130	125
960	-	-	-	-	-	-	-	140
1000	-	-	-	-	-	-	-	160

Примечание. Значения без скобок следует предпочитать значениям, заклю-

Таблица 6.8

в зависимости от номинального значения внешнего делительного
числа u (ГОСТ 12289-76)

числа								
2,50	(2,80)	3,15	(3,55)	4,00	(4,50)	5,00	(5,60)	6,30
-	-	-	-	-	-	-	-	-
-	-	-	-	-	-	-	-	-
-	-	-	-	-	-	-	-	-
-	-	-	-	-	-	-	-	-
12	-	-	-	-	-	-	-	-
14	-	-	-	-	-	-	-	-
15	15	15	-	-	-	-	-	-
17	17	17	-	-	-	-	-	-
19	19	19	19	18	-	-	-	-
21	21	21	21	21	20	-	-	-
25	24	24	24	24	24	24	24	24
28	28	26	26	26	26	26	26	26
30	30	30	30	30	30	30	30	30
34	34	34	34	32	32	32	32	32
38	38	38	38	36	36	36	36	36
42	42	42	42	42	40	40	40	40
48	48	48	48	45	45	45	45	45
55	55	55	52	52	52	52	52	52
60	60	60	60	60	60	60	60	60
70	70	67	65	65	65	65	65	65
75	75	75	75	75	75	75	75	75
85	85	85	85	80	80	80	80	80
95	95	95	95	90	90	90	90	90
110	110	105	105	105	105	105	105	105
125	125	120	120	120	120	120	120	120
140	140	130	130	130	130	130	130	130
150	150	150	150	150	150	150	140	140

ценным в скобки.

11. Окружная скорость зубчатых колес, м/с,

$$v = \omega_1 \frac{d_{m1}}{2}.$$

Степень точности передачи определяется по табл. 6.4.

11. Угол головки зуба, ...°,

$$\theta_a = \arctg \frac{m_e}{R_e}.$$

12. Угол ножки зуба, ...°,

$$\theta_f = \arctg \frac{1,2 m_e}{R_e}.$$

14. Углы конусов вершин зубьев (углы обточки), ...°:

шестерни

$$\delta_{a1} = \delta_1 + \theta_a;$$

колеса

$$\delta_{a2} = \delta_2 + \theta_a.$$

15. Углы конусов впадин, ...°:

шестерни

$$\delta_{f1} = \delta_1 - \theta_f;$$

колеса

$$\delta_{f2} = \delta_2 - \theta_f.$$

16. Окружная сила на шестерне и колесе, Н,

$$F_{t1} = F_{t2} = \frac{2T_1}{d_{m1}}.$$

17. Осевая сила на шестерне, радиальная сила на колесе, Н,

$$F_{a1} = F_{r2} = F_t \operatorname{tg} \alpha_w \sin \delta_1,$$

где α_w — угол эвольвентного зацепления, $\alpha_w = 20^\circ$.

18. Радиальная сила на шестерне, осевая сила на колесе, Н,

$$F_{r1} = F_{a2} = F_t \operatorname{tg} \alpha_w \cos \delta_1.$$

19. Расчетное контактное напряжение (проверочный расчет), МПа,

$$\sigma_H = 470 \sqrt{\frac{F_t \sqrt{u^2 + 1}}{v_H d_{e2} b} K_{H\beta} K_{H\alpha} K_{Hv}},$$

где $K_{H\beta}$ – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по длине зуба, для прирабатывающихся зубьев (HВ ≤ 350) $K_{H\beta} = 1,0$;

K_{Hv} – коэффициент динамической нагрузки, определяется по табл. 6.5 в зависимости от окружной скорости и степени точности передачи;

$K_{H\alpha}$ – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки между зубьями, для прямозубых колес $K_{H\alpha} = 1,0$;

v_H – коэффициент, учитывающий вид конических зубчатых колес, для прямозубых колес $v_H = 0,85$.

20. Расчетное напряжение изгиба (проверочный расчет), МПа:
для шестерни

$$\sigma_{F1} = \frac{F_t}{v_F b m_e} Y_{F1} K_{F\beta} K_{Fv} K_{F\alpha},$$

для колеса

$$\sigma_{F2} = \frac{F_t}{v_F b m_e} Y_{F2} K_{F\beta} K_{Fv} K_{F\alpha}.$$

Здесь Y_F определяется по табл. 6.6 для шестерни и колеса по эквивалентному числу их зубьев $z_{v1} = z_1 / \cos \delta_1$ и $z_{v2} = z_2 / \cos \delta_2$; $K_{F\beta} = 1,0$ для прирабатывающихся зубчатых колес (HВ ≤ 350), для неприрабатывающихся (термообработка – закалка) определяется по табл. 6.3; K_{Fv} определяется по табл. 6.5 в зависимости от окружной скорости и степени точности передачи; $K_{F\alpha} = 1,0$ для прямозубых колес; v_F – коэффициент вида конических зубчатых колес, для прямозубых колес $v_F = 0,85$.

6.2.8. Порядок расчета открытой конической прямозубой зубчатой передачи

Исходные данные: вращающий момент на ведущем валу передачи T_1 , частоты вращения n_1 и n_2 , угловые скорости ω_1 и ω_2 , передаточное число $u = \omega_1 / \omega_2$ и условия эксплуатации (вид нагрузки, реверсивности, срок службы передачи в годах).

1. Принимаются: материал зубчатых колес, термообработка и твердость зубьев (разд. 6.2.2). Определяются: число циклов нагружения зубча-

тых колес (разд. 6.2.3) и допускаемые напряжения при расчете на усталостную изгибную прочность $[\sigma_F]$ (разд. 6.2.4).

2. Углы делительных конусов, ...°
шестерни

$$\delta_1 = \arctg \frac{1}{u};$$

колеса

$$\delta_2 = \arctg u.$$

Принимается число зубьев шестерни $z_1 \geq 17$ и число зубьев колеса $z_2 = z_1 u$.

3. Средний модуль из условия изгибной выносливости, мм,

$$m_m = 1,4 \sqrt[3]{\frac{T_1 \cdot 10^3 Y_F K_{F\beta}}{v_F z_1^2 \Psi_{bd} [\sigma_F]}},$$

где T_1 — вращающий момент на валу шестерни, Н·м;

Y_F — коэффициент формы зуба, определяется для шестерни и колеса по табл. 5.6 по эквивалентному числу зубьев шестерни $z_{v1} = z_1 / \cos \delta_1$ и колеса $z_{v2} = z_2 / \cos \delta_2$;

$K_{F\beta} = 1,0$, так как открытые зубчатые передачи являются прирабатывающимися при любой твердости зубьев;

$\Psi_{bd} = \frac{b}{d_{m1}}$ — коэффициент ширины зубчатого венца, который определяется по формуле

$$\Psi_{bd} = 0,166 / \sin \delta_1 \text{ или } \Psi_{bd} = 0,166 \sqrt{u^2 + 1}.$$

В формулу подставляется большее из отношений $\frac{Y_{F1}}{[\sigma_F]_1}$ и $\frac{Y_{F2}}{[\sigma_F]_2}$, то

есть расчет модуля ведется по наиболее нагруженному зубу.

4. Средний диаметр шестерни, мм,

$$d_{m1} = m_m z_1.$$

5. Ширина зубчатых венцов колес, мм,

$$b = d_{m1} \Psi_{bd}.$$

6. Внешний модуль зацепления, мм,

$$m_e = m_m + \frac{b \sin \delta_1}{z_1}.$$

7. Внешний делительный диаметр колеса, мм,

$$d_{e2} = m_e z_2.$$

Принимается стандартное значение внешнего делительного диаметра колеса d_{e2} и ширины зубчатого венца b по табл. 6.8.

8. Уточняется внешний модуль, мм,

$$m_e = d_{e2}/z_2.$$

9. Уточняется средний модуль, мм,

$$m_m = m_e - \frac{b \sin \delta_1}{z_1}.$$

10. Уточняется средний диаметр шестерни, мм,

$$d_{m1} = m_m z_1.$$

11. Окружная скорость колес, м/с,

$$v = \omega \frac{d_{m1}}{2}.$$

Здесь d_{m1} в м.

По табл. 6.4 определяется степень точности передачи.

12. Внешний делительный диаметр шестерни, мм,

$$d_{e1} = m_e z_1.$$

13. Внешнее конусное расстояние, мм,

$$R_e = \frac{d_{e1}}{2 \sin \delta_1}.$$

14. Среднее конусное расстояние, мм,

$$R = R_e - 0,5b.$$

15. Внешний диаметр окружности вершин зубьев, мм:
шестерни

$$d_{ae1} = d_{e1} + 2 m_e \cos \delta_1;$$

колеса

$$d_{ae2} = d_{e2} + 2 m_e \cos \delta_2.$$

16. Внешний диаметр окружности впадин зубьев, мм:
шестерни

$$d_{fe1} = d_{e1} - 2,4 m_e \cos \delta_1;$$

колеса

$$d_{fe2} = d_{e2} - 2,4 m_e \cos \delta_2.$$

17. Угол головки зуба, ...°,

$$\theta_a = \operatorname{arctg} \frac{m_e}{R_e}.$$

18. Угол ножки зуба, ...°,

$$\theta_f = \operatorname{arctg} \frac{1,2 m_e}{R_e}.$$

19. Угол конуса вершин зубьев (углы обточки), ...°,
шестерни

$$\delta_{a1} = \delta_1 + \theta_a;$$

колеса

$$\delta_{a2} = \delta_2 + \theta_a.$$

20. Угол конусов впадин, ...°:
шестерни

$$\delta_{f1} = \delta_1 - \theta_f;$$

колеса

$$\delta_{f2} = \delta_2 - \theta_f.$$

21. Окружная сила на шестерне и колесе, Н,

$$F_{t1} = F_{t2} = \frac{2T_1}{d_{m1}}.$$

22. Осевая сила на шестерне, радиальная сила на колесе, Н,

$$F_{a1} = F_{r2} = F_t \operatorname{tg} \alpha_w \sin \delta_1,$$

где α_w – угол зацепления, при эвольвентном зацеплении $\alpha_w = 20^\circ$.

23. Радиальная сила на шестерне, осевая сила на колесе, Н,

$$F_{r1} = F_{a2} = F_t \operatorname{tg} \alpha_w \cos \delta_1.$$

24. Расчетные напряжения изгиба (проверочный расчет), МПа:
для шестерни

$$\sigma_{F1} = \frac{F_t}{v_F b m_e} Y_{F1}, K_{F\beta}, K_{Fv}, K_{Fa};$$

для колеса

$$\sigma_{F2} = \frac{F_t}{v_F b m_e} Y_{F2}, K_{F\beta}, K_{Fv}, K_{Fa}.$$

Определение коэффициентов Y_{F1} , Y_{F2} , $K_{F\beta}$, K_{Fv} , K_{Fa} дано в разд. 6.2.5,
 v_F – в разд. 6.2.7. Перегрузка более 5 % не допускается.

6.3. Конструирование зубчатых колес

Зубчатые колеса состоят из обода с зубьями; ступицы, которая насаживается на вал; диска, соединяющего обод со ступицей.

6.3.1. Конструирование цилиндрических зубчатых колес

Определим основные размеры цилиндрического зубчатого колеса (рис. 6.16). Ширина зубчатого венца b (как и d , d_a , d_f и m_n) определяется при расчёте зубчатых передач.

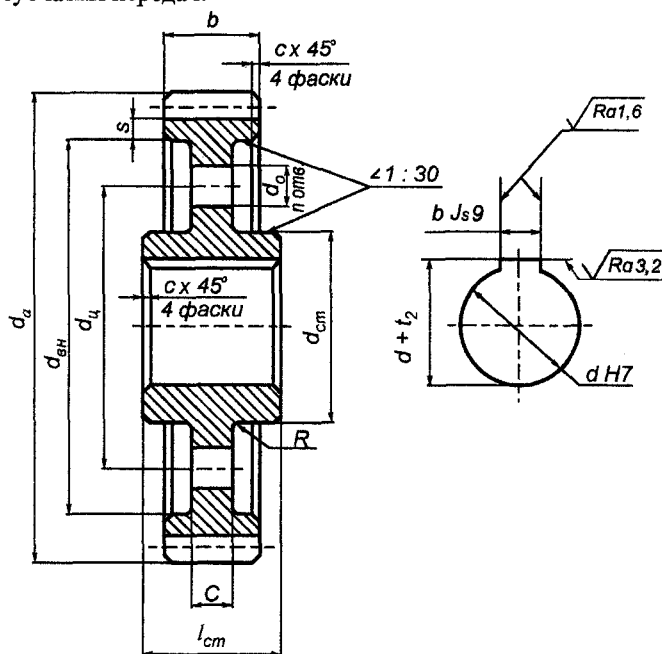


Рис. 6.16. Конструкция цилиндрического зубчатого колеса

6.3.1.1. Обод

Наибольший диаметр (диаметр окружности вершин зубьев)

$$d_a = d + 2m_n.$$

Толщина обода $S = (2,5 \dots 4,0) m_n$, но не менее 8 мм.

Внутренний диаметр зубчатого венца

$$d_{\text{вн}} = d_f - 2S,$$

где d_f – диаметр окружности впадин зубьев, мм.

Фаска на торце зубчатого колеса $c = 0,5m_n$. Остальные фаски принимаются по табл. 6.9 по соответствующим диаметрам.

Таблица 6.9

Рекомендуемые размеры фасок в зависимости от диаметра вала

d , мм	Св. 20	Св. 30 до 40	Св. 40 до 50	Св. 50 до 80	Св. 80 до 120	Св. 120 до 150	Св. 150 до 250	Св. 250 до 500
c , мм	1,0	1,2	1,6	2,0	2,5	3,0	4,0	5,0

Примечание. Согласно ГОСТ 10948–64 угол фасок принимают равным 45° . В обоснованных случаях допускается применять фаски с углами, отличными от 45° .

6.3.1.2. Ступица

Внутренний диаметр ступицы равен соответствующему диаметру вала d_v , который ориентировочно определяется по формуле

$$d_v = \sqrt[3]{\frac{T \cdot 10^3}{0,2 [\tau_{кр}]}}$$

где T – передаваемый валом вращающий момент, Н·м;

$[\tau_{кр}]$ – допускаемые напряжения кручения, МПа.

Для выполнения ориентировочного расчёта принимают пониженные значения допускаемых напряжений: $[\tau_{кр}] = 20 \dots 30$ МПа.

Окончательно значение диаметра вала принимают при его конструировании.

Наружный диаметр ступицы при изготовлении колёс:

$$\text{из стали} \quad d_{\text{ст}} = 1,6 d_v,$$

$$\text{из чугуна} \quad d_{\text{ст}} = 1,8 d_v.$$

Длина ступицы $l_{\text{ст}} = (1,0 \dots 1,5) d_v$ (предварительно). Окончательно длину ступицы принимают с учетом результатов расчета шпоночного или шлицевого соединений.

Желательно принимать $l_{\text{ст}} = b$, что позволяет одновременно нарезать зубья сразу нескольким колёсам пакетом.

При изготовлении заготовок зубчатых колёс литьём на ободке и ступице выполняются закругления с литейным радиусом $R = 2$ мм и литейными уклонами $\angle 1:20 \dots \angle 1:30$. При изготовлении заготовок зубчатых колёс штамповкой принимают штамповочные уклоны $\gamma \geq 7^\circ$ и радиусы закругления $R \geq 6$ мм.

6.3.1.3. Диск

Толщина диска колес:

кованых $C = 0,3 b$;
штампованных $C = (0,2 \dots 0,3)b$;
литых $C = 0,2b$ (но не менее 8 мм).

Диаметр центральной окружности

$$d_{ц} = (d_{вн} + d_{ст})/2.$$

Диаметр отверстий $d_o \geq 25$ мм.

Отверстия снижают металлоемкость колес и служат для установки в них захватов съемников при демонтаже с вала. Число отверстий $n = 4$ или $n = 6$. В зубчатых колёсах, имеющих малые диаметры или изготавливаемых ковкой, отверстия не делают.

Размеры шпоночного паза в ступице – ширина b и глубина t_2 определяются по табл. 6.10.

Таблица 6.10

Размеры призматических шпонок и пазов, выполненных в валу и ступице, мм (из ГОСТ 23360–78)

Диаметр вала или ступицы d	Сечение шпонки		Радиус закругления r или фаски c		Глубина паза		Длина шпонки l
	ширина b	высота h	для пазов	для шпонки	вала t_1	ступицы t_2	
Св. 12 до 17	5	5	0,16...0,25	0,25...0,40	3,0	2,3	10...56
» 17 » 22	6	6			3,5	2,8	14...70
» 22 » 30	8	7			4,0	3,3	18...90
» 30 » 38	10	8			5,0	3,3	22...110
» 38 » 44	12	8	0,25...0,40	0,40...0,60	5,0	3,3	28...140
» 44 » 50	14	9			5,5	3,8	36...160
» 50 » 58	16	10			6,0	4,3	45...180
» 58 » 65	18	11			7,0	4,4	50...200
» 65 » 75	20	12	0,40...0,60	0,60...0,80	7,5	4,9	56...220
» 75 » 85	22	14			9,0	5,4	63...250
» 85 » 95	25	14			9,0	5,4	70...280
» 95 » 110	28	16			10,0	6,4	80...320

Примечание. Длину шпонки l в указанных пределах следует брать из ряда, мм: 10, 12, 14, 16, 18, 20, 22, 25, 28, 32, 36, 40, 45, 50, 56, 63, 70, 80, 90, 100, 110, 125, 140, 160, 180, 200, 220, 250, 280, 320, 360.

6.3.1.4. Допуски и посадки

Зубчатые колеса насаживаются на вал по посадкам H7/p6 (прямозубые колеса) и H7/r6 (косозубые колеса).

На внешние диаметры зубчатого колеса задают предельные отклонения, соответствующие полям допусков:

при модуле до 2,5 мм — h12;
от 2,5 до 6,3 мм — h13;
свыше 6,3 мм — h14.

На ширину шпоночного паза чаще задается поле допуска J₉ (ГОСТ 23360–78). На глубину шпоночного паза $d_b + t_2$ — для цилиндрического посадочного отверстия и $d_b + t'_2$ — для конического посадочного отверстия) задаются предельные отклонения при сечении шпонки до 6х6... +0,1 мм; свыше 6х6 до 32х18... +0,2 мм.

6.3.1.5. Шероховатость поверхностей

Поверхности элементов зубчатых колес обрабатываются со следующей шероховатостью, нормируемой параметром R_a , мкм:

торцы ступиц, базирующихся по торцу заплечиков валов, при:

$l_{ст} / d_b \leq 0,8$	1,6
$l_{ст} / d_b > 0,8$	3,2

профили зубьев при степени точности:

6	0,4
7	0,8
8	1,6
9	3,2

поверхности выступов зубьев

6,3

фаски и выточки на колесах

6,3

рабочие поверхности шпоночных пазов

1,6

нерабочие поверхности шпоночных пазов

3,2

посадочные поверхности отверстий при квалитете 7 и диаметрах:

≤ 50 мм	0,8
> 50 мм	1,6

При выполнении рабочих чертежей цилиндрических и конических зубчатых колес следует руководствоваться стандартами ЕСКД (ГОСТ 2.403–75 и 2.405–75).

На изображении цилиндрического зубчатого колеса должны быть указаны:

- а) диаметр вершин зубьев d_a ;
- б) ширина зубчатого венца b ;
- в) размеры фасок c ;
- г) шероховатость боковых поверхностей зубьев.

Помимо изображения цилиндрического зубчатого колеса с разрезом, необходимыми размерами, допусками размеров, допусками формы и расположения поверхностей и параметрами шероховатости, в правом верхнем углу приводят таблицу параметров цилиндрического зубчатого колеса.

Таблица параметров должна состоять из трех частей:

- первая — основные данные;
- вторая — данные для контроля;
- третья — справочные данные.

В первой части таблицы параметров должны быть приведены:

а) для зубчатого колеса с прямыми зубьями — модуль m , для зубчатого колеса с косыми зубьями — нормальный модуль m_n ;

б) число зубьев z ;

в) угол наклона линии зуба β у косозубых и шевронных зубчатых колес;

г) направление линии косога зуба с надписью «Правое» или «Левое», для шевронных зубчатых колес с надписью «Шевронное»;

д) нормальный исходный контур со ссылкой на соответствующий стандарт (ГОСТ 13755–81);

е) коэффициент смещения x с соответствующим знаком (при отсутствии смещения следует проставить 0);

ж) степень точности и вид сопряжения по нормам бокового зазора по соответствующему стандарту и обозначение этого стандарта.

В проектах, выполняемых в учебных заведениях, вторую часть таблицы не приводят (данные для контроля взаимного положения разноименных профилей зубьев, для которых предназначена вторая часть таблицы, приведены в ГОСТ 16532–70).

В третьей части таблицы приводят делительный диаметр и обозначения чертежа сопряженного зубчатого колеса. Неиспользованные строки таблицы параметров следует исключить или сделать прочерк.

Пример указания параметров зубчатого венца на чертеже косозубого цилиндрического зубчатого колеса со стандартным исходным контуром приведен на рис. 6.17.

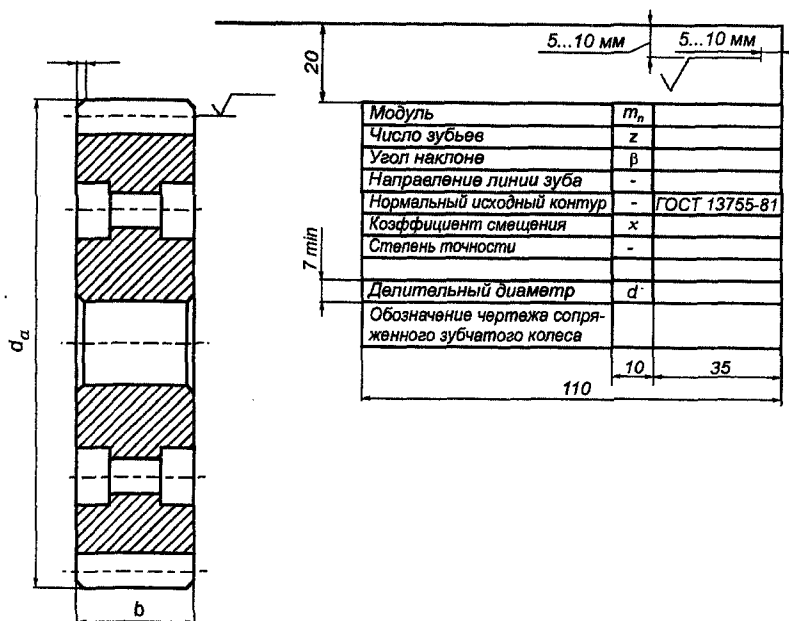


Рис. 6.17. Указание параметров зубчатого венца на чертеже косоугого цилиндрического зубчатого колеса

6.3.1.6. Допуски форм и расположения поверхностей

На рис. 6.18 показано цилиндрическое зубчатое колесо с условным обозначением баз и допусков расположения поверхностей, а в табл. 6.11 – указания по определению допусков формы и расположения поверхностей цилиндрических и конических колес.

Группа подшипников, по которой определяется степень точности допуска, принимается в зависимости от типа подшипника: шариковые радиальные и радиально-упорные – группа I, роликовые радиальные с короткими цилиндрическими роликами – II, роликовые конические – III.

Если у зубчатого колеса нет диска или выточек, то есть отсутствует размер $d_{ст}$, то допуск относится к условному диаметру измерения d' , который принимают $d' = (1,5...2,0) d_b$, например для $d' = 50$ мм:

//	0,016/50	B
----	----------	---

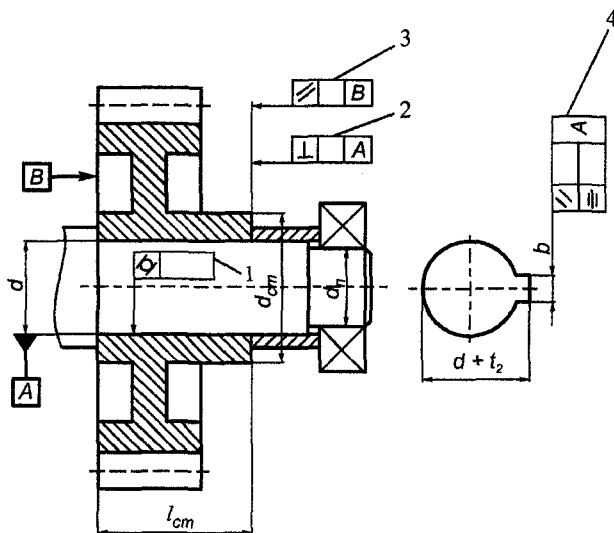


Рис. 6.18. Условные обозначения баз и допусков формы и расположения поверхностей зубчатых колёс:

- 1 – допуск цилиндричности посадочной поверхности;
 2 – допуск перпендикулярности торца ступицы посадочной поверхности;
 3 – допуск параллельности торцов ступицы;
 4 – допуск параллельности и симметричности шпоночного паза

Таблица 6.11

Определение допусков форм и расположения поверхностей цилиндрических зубчатых колёс

Позиция	Допуск
1	T_{ϕ} – допуск цилиндричности посадочной поверхности, $T_{\phi} \approx 0,3 IT$, где IT – допуск размера отверстия, определяется по табл. 6.12
2	T_{\perp} – допуск перпендикулярности торца ступицы посадочной поверхности. T_{\perp} на диаметре d_{ct} при $l_{cm}/d \geq 0,8$ определяется по табл. 6.13. Степень точности для групп подшипников: I – 8, II – 7, III – 6
3	T_{\parallel} – допуск параллельности торцов ступицы посадочной поверхности. T_{\parallel} на диаметре d_{ct} при $l_{cm}/d < 0,8$ определяется по табл. 6.13. Степень точности для групп подшипников: I – 7, II – 6, III – 5
4	T_{\parallel} – допуск параллельности шпоночных пазов. $T_{\parallel} \approx 0,6 t_{шп}$ – допуск ширины шпоночного паза. T_{\equiv} – допуск симметричности пазов, $T_{\equiv} \approx 4 t_{шп}$

Таблица 6.12

Значение допусков IT, мкм

Интервал значений размера, мм	Квалитет															
	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	
Св. 3 до 6	2,5	4	5	8	12	18	30	48	75	120	180	300	480	750	1200	
» 6 » 10	2,5	4	6	9	15	22	36	58	90	150	220	360	580	900	1500	
» 10 » 18	3	5	8	11	18	27	43	70	110	180	270	430	700	1100	1800	
» 18 » 30	4	6	9	13	21	33	52	84	130	210	330	520	840	1300	2100	
» 30 » 50	4	7	11	16	25	39	62	100	160	250	390	620	1000	1600	2500	
» 50 » 80	5	8	13	19	30	46	74	120	190	300	460	740	1200	1900	3000	
» 80 » 120	6	10	15	22	35	54	87	140	220	350	540	870	1400	2200	3500	
» 120 » 180	8	12	18	25	40	63	100	160	250	400	630	1000	1600	2500	4000	
» 180 » 250	10	14	20	29	46	72	115	185	290	460	720	1150	1850	2900	4600	
» 250 » 315	12	16	23	32	52	81	130	210	320	520	810	1300	2100	3200	5200	
» 315 » 400	13	18	25	36	57	89	140	230	360	570	890	1400	2300	3600	5700	
» 400 » 500	15	20	27	40	63	97	155	250	400	630	970	1550	2500	4000	6300	

Таблица 6.13

Допуск параллельности и перпендикулярности, мкм

Интервал значений размера, мм	Степень точности допуска					
	5	6	7	8	9	10
Св. 16 до 25	4	6	10	16	25	40
» 25 » 40	5	8	12	20	30	50
» 40 » 63	6	10	16	25	40	60
» 63 » 100	8	12	20	30	50	80
» 100 » 160	10	16	25	40	60	100
» 160 » 250	12	20	30	50	80	120
» 250 » 400	16	25	40	60	100	160

На рис. 6.19 показан вал-шестерня с цилиндрическим зубчатым колесом и условными обозначениями баз и допусков расположения поверхностей, а в табл. 6.14 даны указания по определению допусков формы и расположению поверхностей вала-шестерни с цилиндрическим зубчатым колесом.

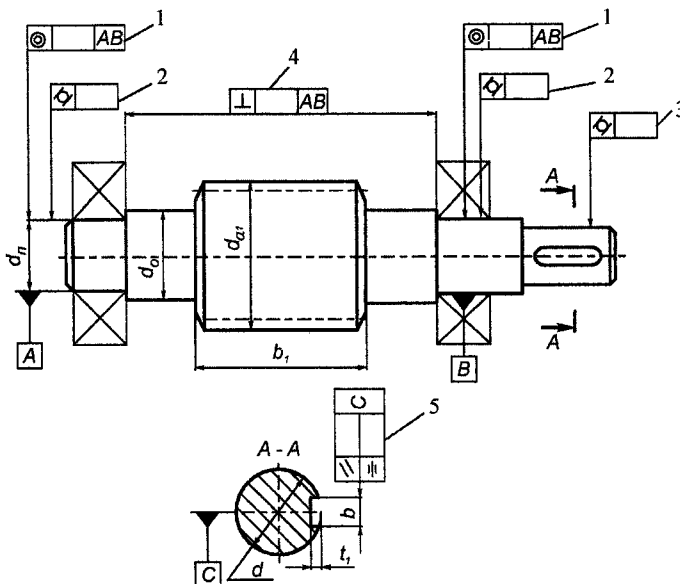


Рис. 6.19. Условные обозначения баз и допусков формы и расположения поверхностей вала-шестерни с цилиндрическим зубчатым колесом:

- 1 – допуск цилиндричности посадочных поверхностей для подшипников качения; 2 – допуск соосности посадочных поверхностей для подшипников;
- 3 – допуск цилиндричности посадочных поверхностей для полумуфты, шкива, звездочки, зубчатого колеса; 4 – допуск перпендикулярности боковых торцов вала; 5 – допуск параллельности и симметричности шпоночного паза

Таблица 6.14

Определение допусков форм и расположения поверхностей
вала-шестерни с цилиндрическим зубчатым колесом

№ позиции	Допуски, мкм
1	T_{\odot} – определяется по d_p по табл. 6.15. Степень точности для групп подшипников: I – 7, II – 6, III – 5
2, 3	$T_{f\phi} \approx 0,3 IT$, где IT – допуск вала; определяется по табл. 6.12
4	T_{\perp} на диаметре d_0 определяется по табл. 6.13. Степень точности для групп подшипников: I – 8, II – 7, III – 6
5	$T_{//} = 0,6 t_{шп}$, где $t_{шп}$ – допуск ширины шпоночного паза $T_{\equiv} \approx 4 t_{шп}$ – допуск симметричности шпоночного паза

Таблица 6.15

Допуск соосности, мкм

Интервал значений размера, мм	Степень точности				
	5	6	7	8	9
Св. 18 до 30	10	16	27	40	60
» 30 » 50	12	20	30	50	80
» 50 » 120	16	25	40	60	100
» 120 » 250	20	30	50	80	120
» 250 » 400	25	40	60	100	160

6.3.2. Конструирование конических зубчатых колес

Заготовки конических зубчатых колес могут быть изготовлены следующим образом: при внешнем диаметре вершин зубьев $d_{ae} \leq 120$ мм и угле делительного конуса $\delta \leq 30^\circ$ – путем точения из круглого проката на токарном станке (рис. 6.20, а); при $d_{ae} \leq 120$ мм и $\delta \geq 45^\circ$ – свободной ковкой без выемок в диске (рис. 6.20, б); при $d_{ae} \leq 120$ мм и $\delta = 30...45^\circ$ – одним из первых двух способов; при $d_{ae} \geq 120$ мм и единичном или мелкосерийном производстве – свободной ковкой с выполнением небольших (1...2 мм) выемок в диске и обработкой базового торца зубчатого венца шириной b_t (рис. 6.20, в); при $d_{ae} \geq 120$ мм и серийном производстве – ковкой с подкладными штампами (рис. 6.20, г). Реже, когда $d_{ae} > 180$ мм, зубчатые колеса могут быть выполнены литыми или составными.

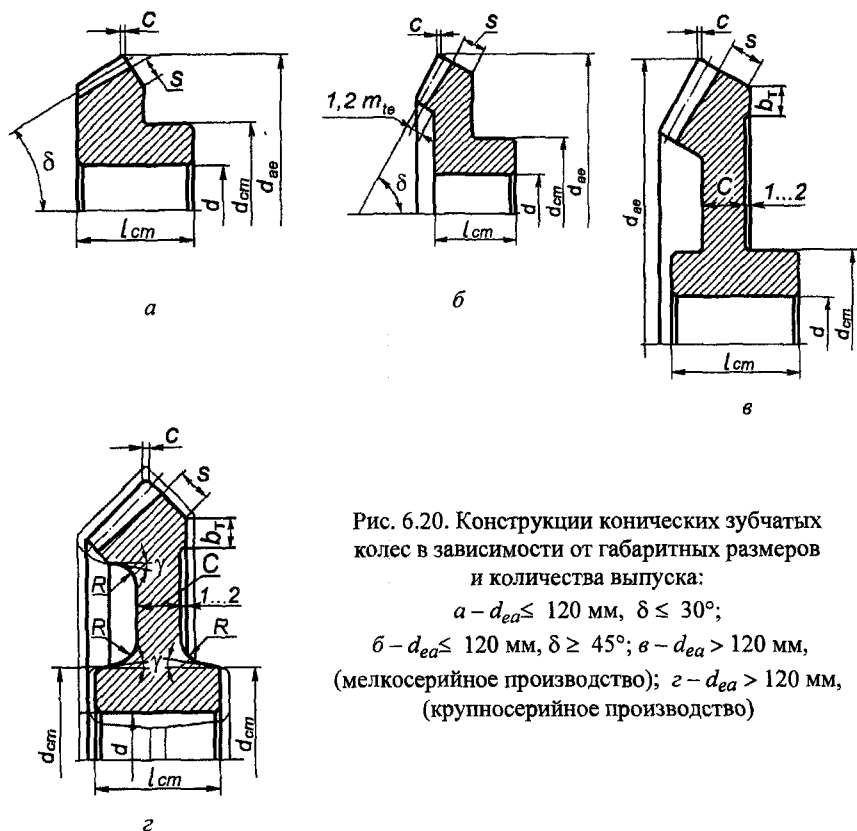


Рис. 6.20. Конструкции конических зубчатых колес в зависимости от габаритных размеров и количества выпуска:

$a - d_{ea} \leq 120 \text{ мм}, \delta \leq 30^\circ$;

$б - d_{ea} \leq 120 \text{ мм}, \delta \geq 45^\circ$; $в - d_{ea} > 120 \text{ мм}$,
(мелкосерийное производство); $г - d_{ea} > 120 \text{ мм}$,
(крупносерийное производство)

6.3.2.1. Обод

При любой форме конических зубчатых колес внешние углы зубьев притупляются фаской $s \approx 0,5 m_e$. Внешний диаметр вершин зубьев d_{ae} определяется по формуле (6.18), толщина S (рис.6.20) – по формуле $S = 2,5 m_e + 2 \text{ мм}$. Ширина базового торца зубчатого венца $b_T = (1,0 \dots 1,1)S$. Она определяется у зубчатых колес при $d_{ae} > 120 \text{ мм}$ для установки заготовок при нарезании зубьев (рис. 6.20, в и г). Рекомендации по определению ширины зубчатого венца b приведены в разд. 6.2.7 и 6.2.8.

6.3.2.2. Диск

Толщина диска C для конструкций зубчатых колес, показанных на рис. 6.20, a и b , определяется геометрически, а для конструкций зубчатых колес, показанных на рис. 6.20, $в$ и $г$, принимается из соотношения $C \geq 0,25b$. Радиусы закругления $R \geq 6$ мм (рис. 6.20, $г$), остальные радиусы закругления $r \geq 1$ мм. Угол наклона $\gamma = 7^\circ$ (рис. 6.20, $г$).

6.3.2.3. Ступица

Внутренний диаметр ступицы равен соответствующему диаметру вала. Наружный диаметр ступицы $d_{ст} = 1,55 d_b$. Длина ступицы $l_{ст} = (1,2 \dots 1,5) d_b$.

6.3.2.4. Допуски и посадки

При передаче вращающего момента шпоночным соединением конические зубчатые колеса насаживают на вал по посадкам H7/s6 (нереверсивная передача) и H7/t6 (реверсивная передача).

На ширину шпоночного паза отверстия конического зубчатого колеса чаще задают поле допуска Js9 (ГОСТ 23360-78) для нереверсивной передачи и поле допуска P9 для реверсивной передачи. На глубину шпоночного паза $d + t_2$ — для цилиндрического посадочного отверстия и $d + t'_2$ — для конического посадочного отверстия задаются предельные отклонения: при сечении шпонки до 6×6 мм ... +0,1 мм; свыше 6×6 мм до 32×18 мм ... +0,2 мм.

6.3.2.5. Шероховатость поверхностей

Поверхности элементов зубчатых колес обрабатываются со следующей шероховатостью, нормируемой параметром Ra , мкм:

торцы ступиц, базирующихся по торцу заплечиков валов, при:

$l_{ст} / d_b \leq 0,8$ 1,6

$l_{ст} / d_b > 0,8$ 3,2

профили зубьев при степени точности:

6 0,4

7 0,8

8 1,6

9 3,2

поверхности выступов зубьев 6,3

фаски и выточки на колесах 6,3

рабочие поверхности шпоночных пазов 1,6

нерабочие поверхности шпоночных пазов 3,2

посадочные поверхности отверстий при квалитете 7 и диаметрах:

≤ 50 мм	0,8
> 50 мм	1,6

На изображении конического зубчатого колеса в соответствии с ГОСТ 2.405–75 должны быть указаны:

- а) внешний диаметр вершин зубьев до притупления кромки d_{ae} ;
- б) внешний диаметр вершин зубьев после притупления кромки (при необходимости);
- в) расстояние от базовой плоскости до плоскости внешней окружности вершин зубьев;
- г) угол конуса вершин зубьев;
- д) угол внешнего дополнительного конуса;
- е) ширина зубчатого венца b ;
- ж) базовое расстояние;
- з) размеры фасок c ;
- и) положение измерительного сечения.

Помимо изображения конического зубчатого колеса с разрезом, необходимыми размерами, допусками размеров, допусками формы и расположения поверхностей, параметрами шероховатости, в правом верхнем углу приводят таблицу параметров конического зубчатого колеса.

Таблица параметров должна состоять из трех частей:

- первая – основные данные;
- вторая – данные для контроля;
- третья – справочные данные.

В первой части таблицы должны быть приведены:

- а) внешний окружной модуль m_e ;
- б) число зубьев z ; для зубчатого сектора – число зубьев секторного зубчатого колеса (на полной окружности);
- в) тип зуба – надписью “Прямой”;
- г) исходный контур; стандартный – со ссылкой на соответствующий стандарт;
- д) коэффициент смещения с соответствующим знаком; внешний окружной x_e – для зубчатого колеса с прямыми зубьями; при отсутствии смещения следует проставлять 0;

е) коэффициент изменения толщины зуба x_t с соответствующим знаком, при отсутствии изменения расчетной толщины следует проставлять 0;

ж) угол делительного конуса δ ;

з) степень точности и вид сопряжения по нормам бокового зазора по соответствующему стандарту и обозначение этого стандарта.

Во второй части таблицы параметров должны быть приведены размеры зуба в измерительном сечении:

толщина зуба по хорде \overline{s} или постоянная хорда \overline{s}_c ;

высота до хорды \overline{h}_a или до постоянной хорды \overline{h}_c .

На чертеже шестерни вместо размеров зуба в измерительном сечении допускается указывать боковой зазор в паре с сопряженным зубчатым колесом записью: "Допускаемый боковой зазор в паре".

В третьей части таблицы параметров должны быть приведены:

а) межосевой угол передачи Σ ;

б) средний окружной модуль m_m ;

в) внешнее конусное расстояние R_e ;

г) среднее конусное расстояние R ;

д) средний делительный диаметр d_m ;

е) угол конуса впадин δ_f ;

ж) внешняя высота зуба h_e ;

з) обозначение чертежа сопряженного зубчатого колеса.

Неиспользованные строки таблицы параметров следует исключать или ставить прочерк.

Пример указания параметров зубчатого венца на чертеже косозубого цилиндрического зубчатого колеса со стандартным исходным контуром приведен на рис. 6.21.

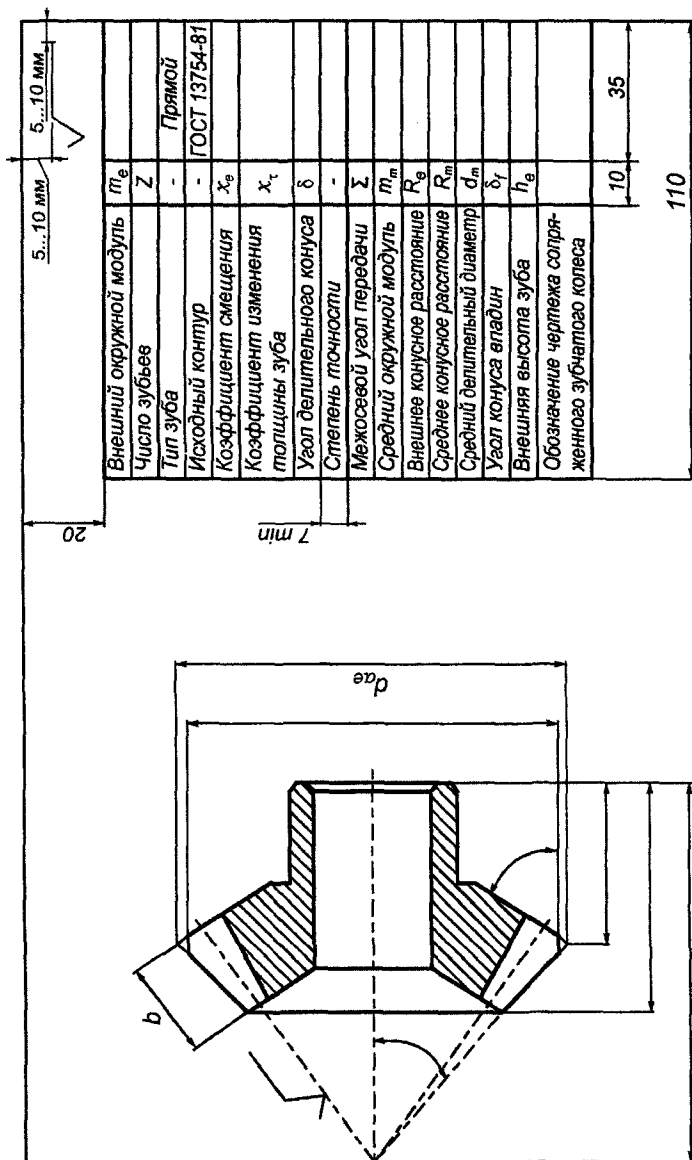


Рис. 6.21. Указание параметров зубчатого венца на чертеже прямозубого конического колеса

6.3.2.5. Допуски форм и расположения поверхностей

На рис. 6.22 показано коническое зубчатое колесо с условными обозначениями допусков форм и расположения поверхностей. Для определения допусков форм и расположения поверхностей конических колес для позиций, приведенных на рис. 6.22, можно использовать табл. 6.11, 6.12, 6.13.

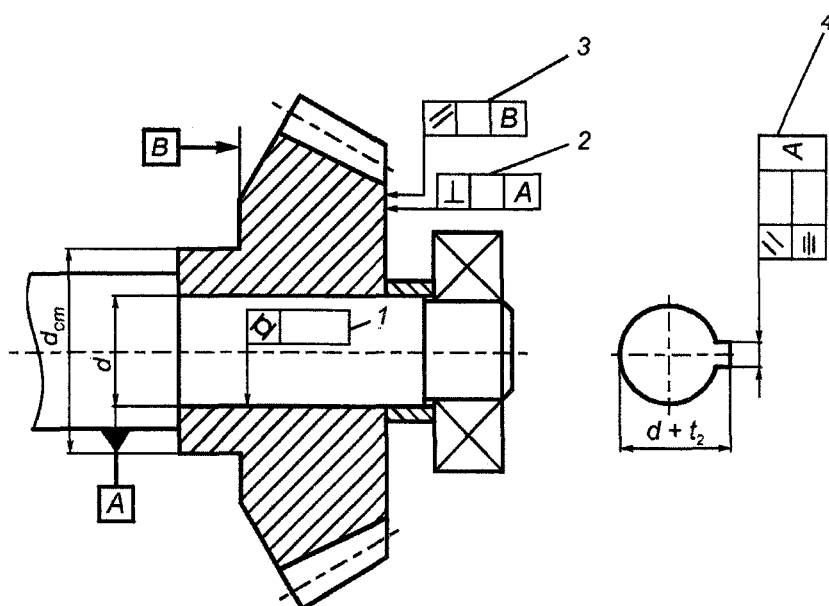


Рис. 6.22. Условное обозначение баз и допусков формы и расположения поверхностей конических зубчатых передач:

- 1 – допуск цилиндричности посадочной поверхности;
- 2 – допуск перпендикулярности торца ступицы посадочной поверхности;
- 3 – допуск параллельности торцов ступицы;
- 4 – допуск параллельности и симметричности шпоночных пазов

На рис. 6.23 показан вал-шестерня с коническим зубчатым колесом с условными обозначениями баз и допусков расположения поверхностей, а в табл. 6.16 даны указания по определению допусков формы и расположения его поверхностей.

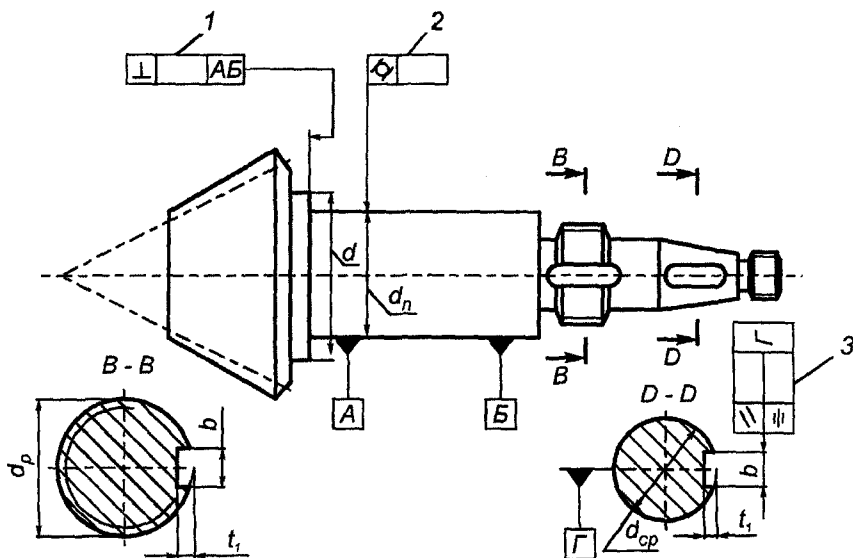


Рис. 6.23. Условные обозначения баз и допусков формы и расположения поверхностей вала-шестерни с коническим зубчатым колесом:

- 1 – допуск перпендикулярности базового торца вала-шестерни;
 2 – допуск цилиндричности посадочных поверхностей для подшипников качения; 3 – допуск параллельности и симметричности шпоночного паза

Таблица 6.16

Определение допусков форм и расположения поверхностей вала с коническим зубчатым колесом

№ позиции	Допуск, мкм
1	T_{\perp} определяется на диаметре d по табл. 6.13. Степень точности для групп подшипников: I – 8, II – 7, III – 6
2	$T_{cy} \approx 0,3 IT$, где IT – допуск вала диаметром d_b , определяется по табл. 6.12
3	$T_{\parallel} = 0,6 t_{шп}$ где $t_{шп}$ – допуск ширины шпоночного паза $T_{\equiv} \approx 4 t_{шп}$ – допуск симметричности шпоночного паза

Примеры выполнения рабочих чертежей зубчатых колес и валов-шестерен приведены на рис. 6.24 – 6.29.

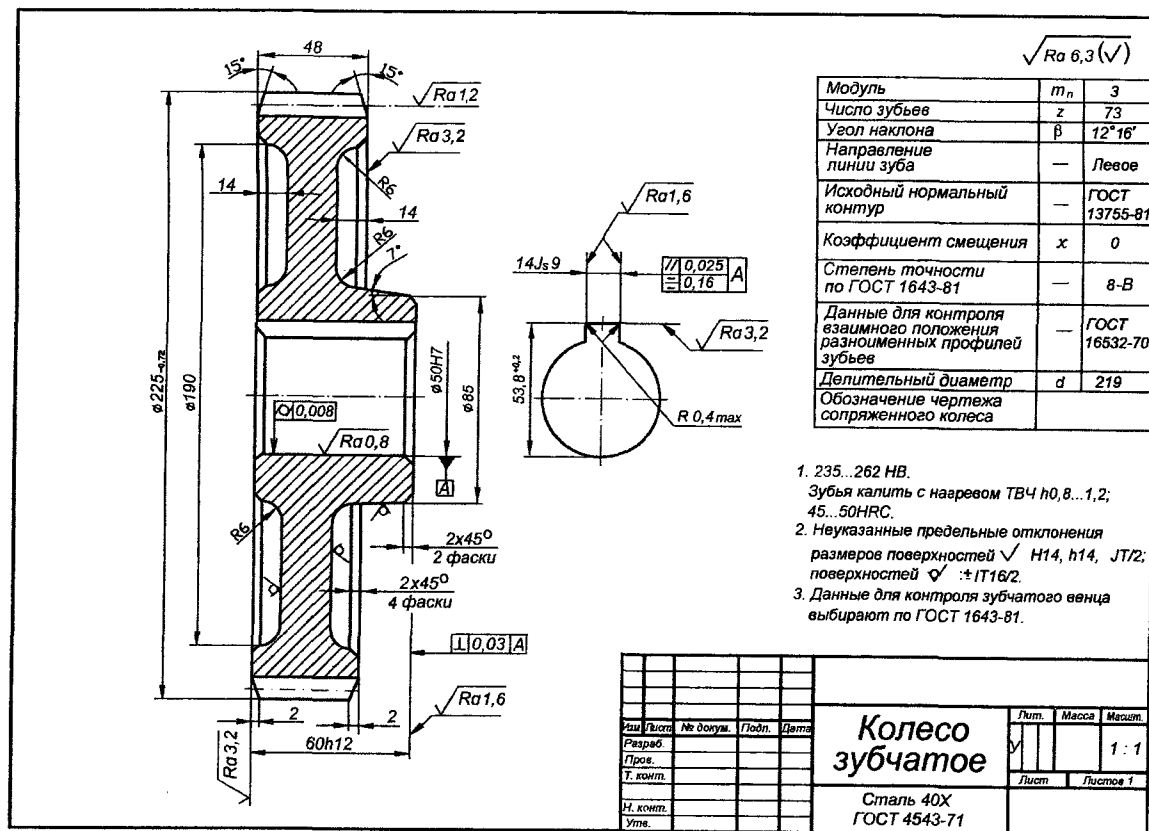


Рис. 6.24. Пример выполнения рабочего чертежа косозубого цилиндрического зубчатого колеса

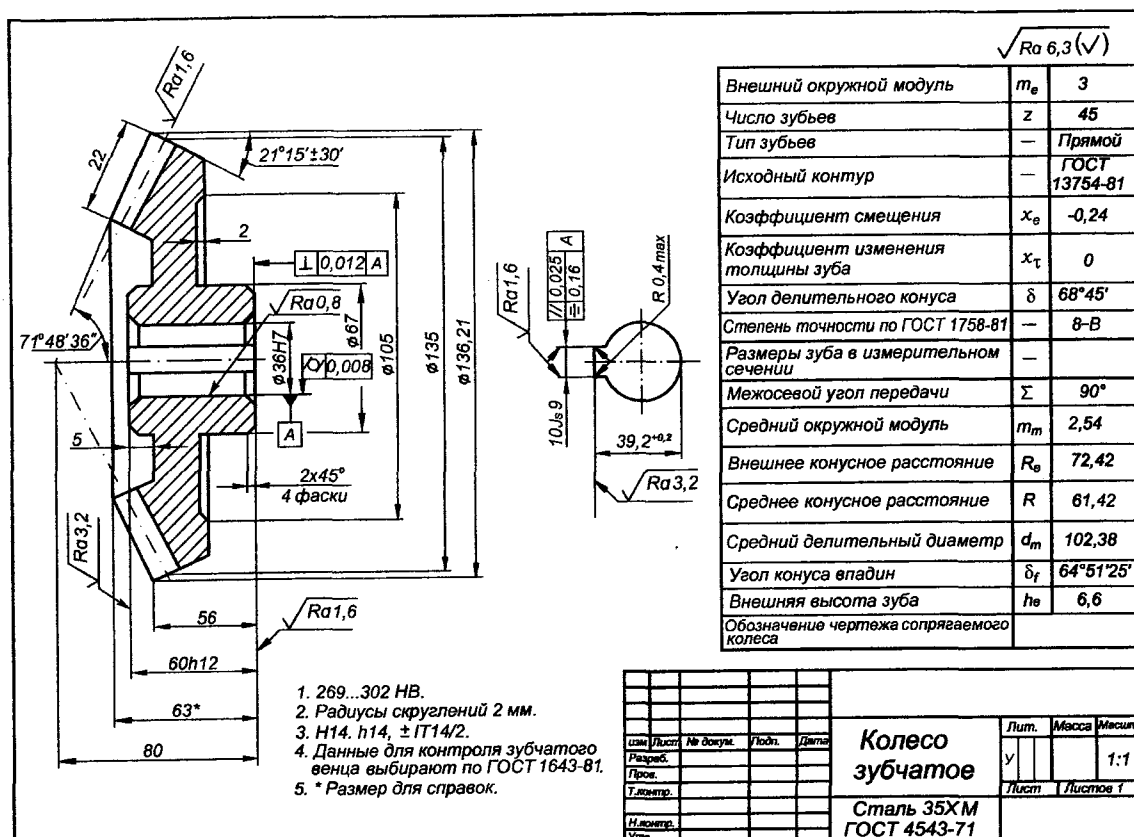


Рис. 6.25. Пример выполнения рабочего чертежа прямозубого конического зубчатого колеса

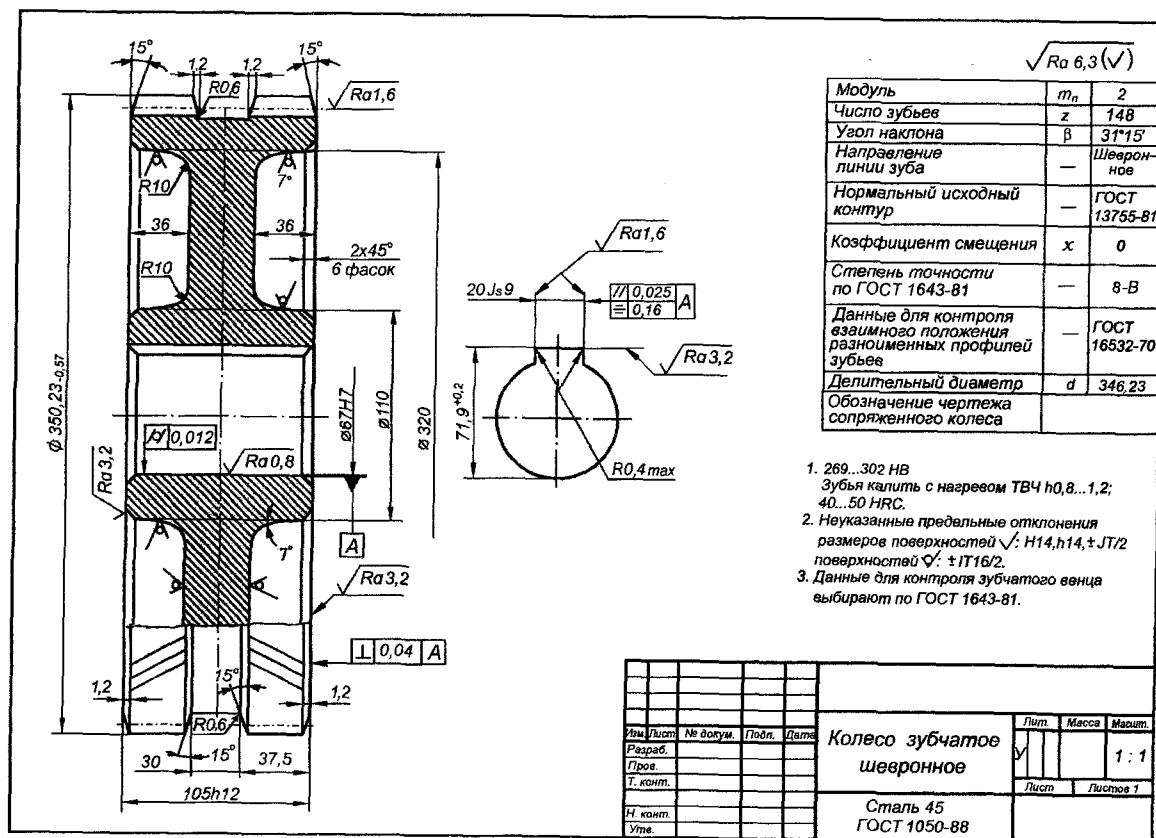


Рис. 6.26. Пример выполнения рабочего чертежа зубчатого колеса цилиндрической шевронной передачи

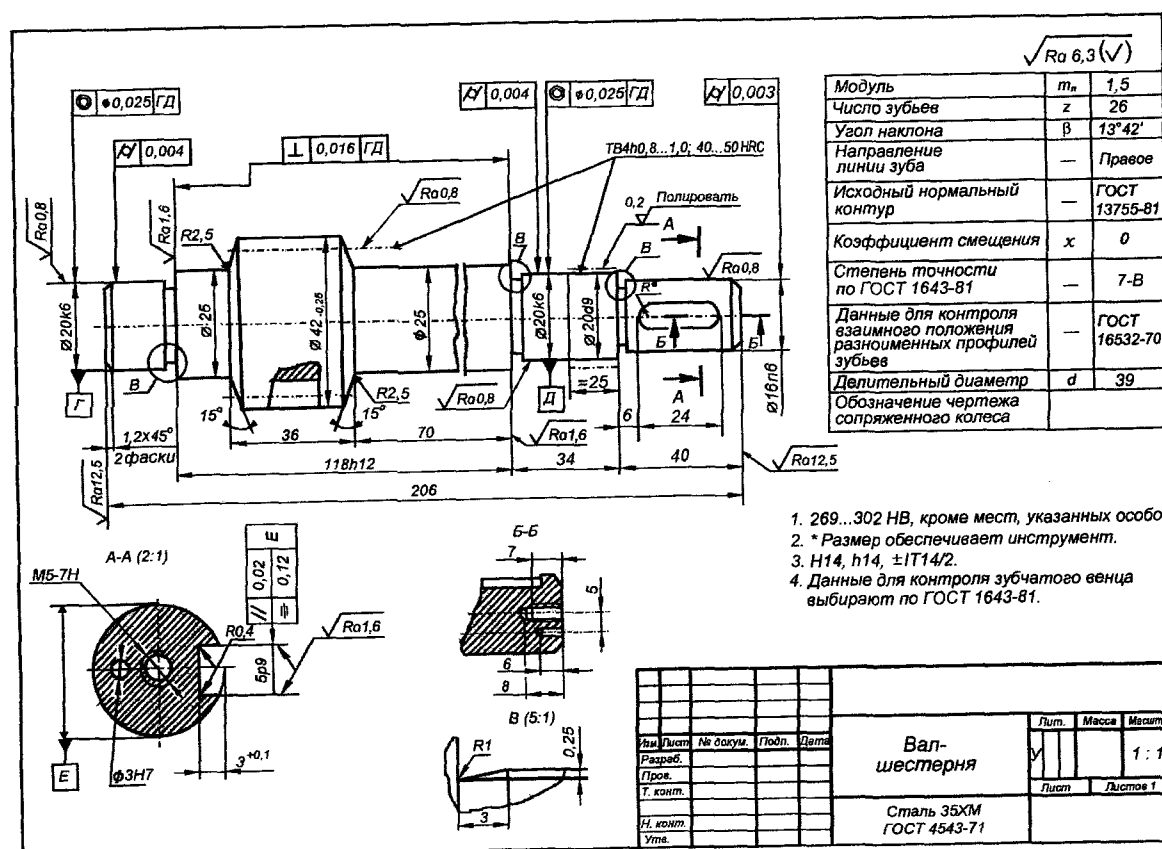


Рис. 6.27. Пример выполнения рабочего чертежа вала-шестерни цилиндрической косозубой передачи

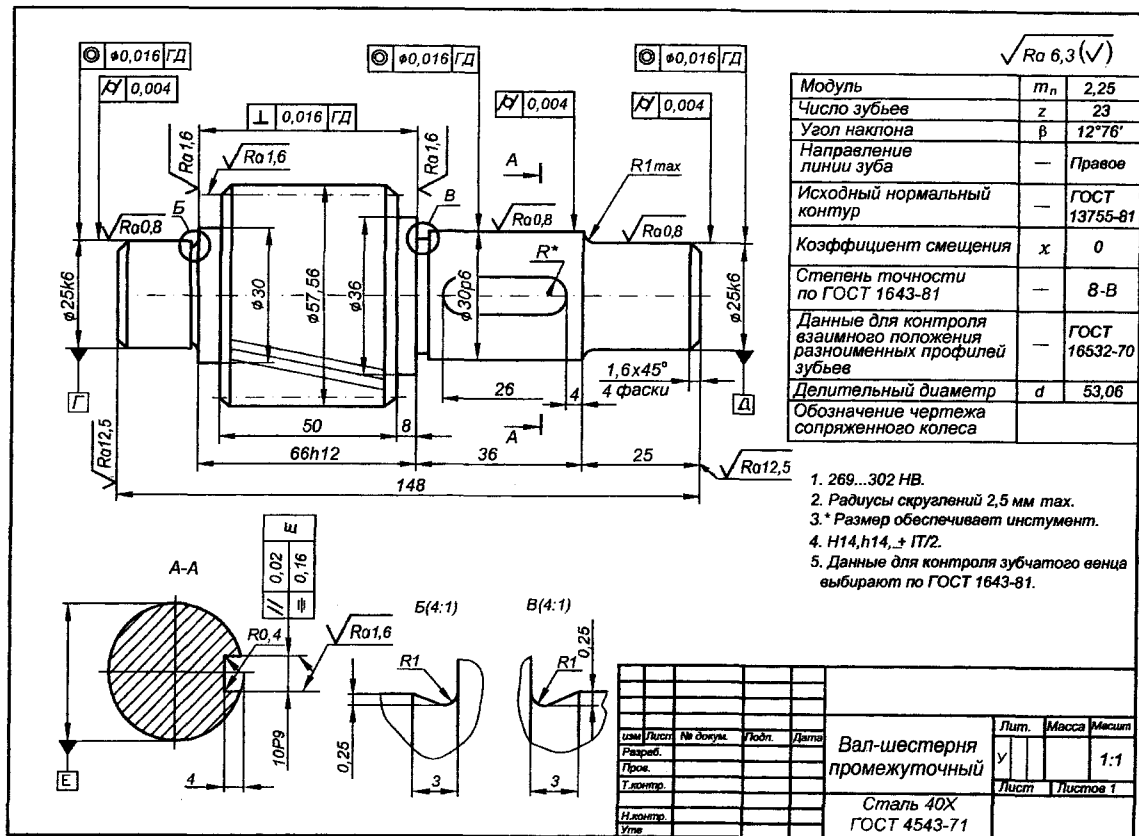


Рис. 6.28. Пример выполнения рабочего чертежа промежуточного вала-шестерни цилиндрической косозубой передачи

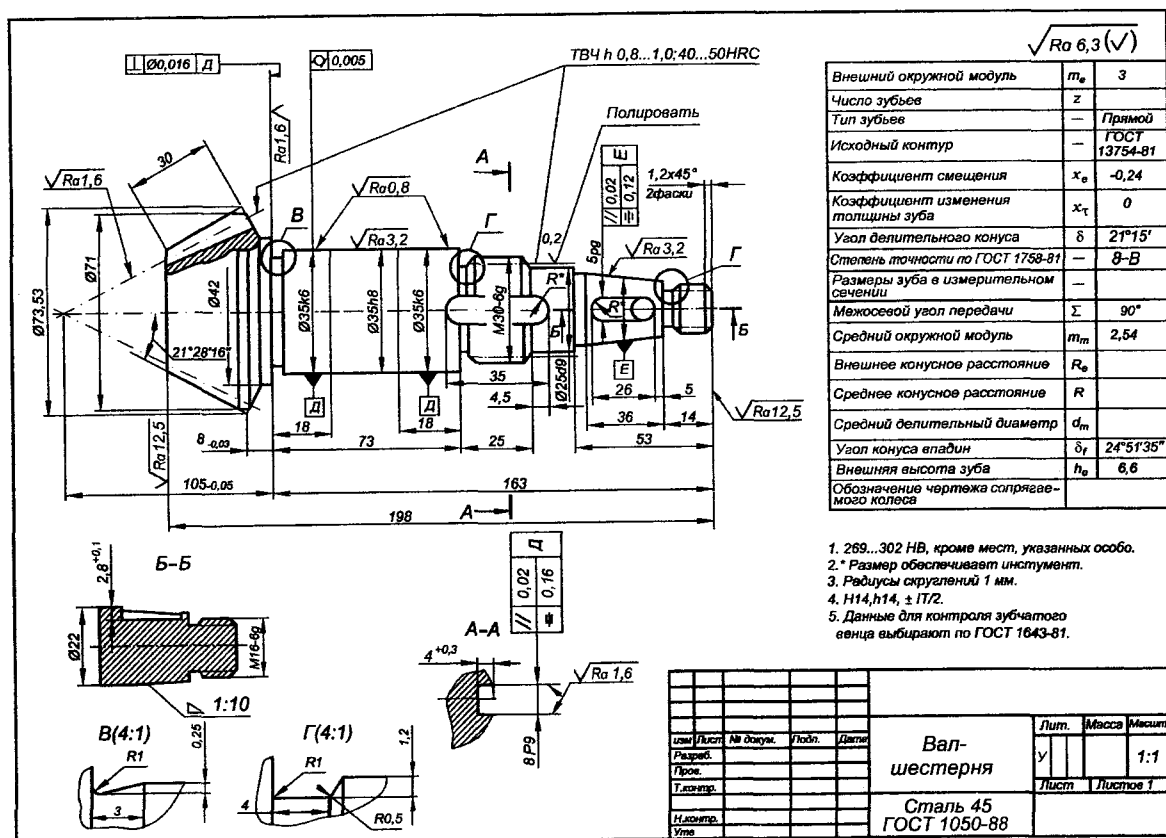


Рис. 6.29. Пример выполнения рабочего чертежа вала-шестерни конической косозубой передачи с круговыми зубьями

6.4. Изготовление зубчатых колес

Зубчатые колеса часто состоят из обода с зубьями, ступицы, которая насаживается на вал, и диска, соединяющего обод со ступицей. При малых диаметрах шестерни обод со ступицей может быть соединен непосредственно без диска. Шестерня может быть изготовлена отдельно от вала (насадная шестерня) и за одно целое с валом (вал-шестерня). Вал-шестерню выполняют в том случае, если расстояние от впадины зуба до шпоночного паза f меньше указанного на рис. 6.30.

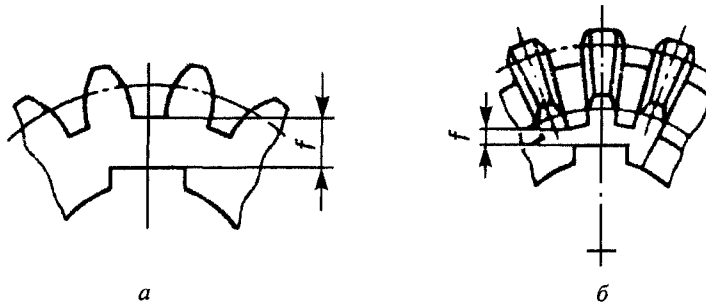


Рис. 6.30. Определение f :

а — для цилиндрических зубчатых колес $f < 2,5 m$;

б — для конических зубчатых колес $f < 1,6 m_t$

Основным материалом для изготовления зубчатых колес является сталь, реже чугун или пластмассы.

Зубчатые стальные колеса малых диаметров чаще изготавливают коваными; при диаметрах до 500 мм — коваными, штампованными или литыми; при диаметрах более 500 мм — литыми с диском или со спицами.

При диаметре вершин зубьев $d_a < 80$ мм цилиндрическое зубчатое кованое колесо выполняют плоским без диска и выступающей ступицы (рис. 6.31, а). Если $d_a > 80$ мм и количество изготавливаемых зубчатых колес больше 50 штук, цилиндрические зубчатые кованные колеса также могут быть выполнены без диска со ступицей или без ступицы, а при $d_a \geq 150$ мм для уменьшения площади обрабатываемых поверхностей на торцах делают небольшие углубления (рис. 6.31, б). При $d_a > 150$ мм и количестве колес более 50 штук следует изготавливать цилиндрические кованные зубчатые колеса в односторонних подкладных штампах (рис. 6.31, в).

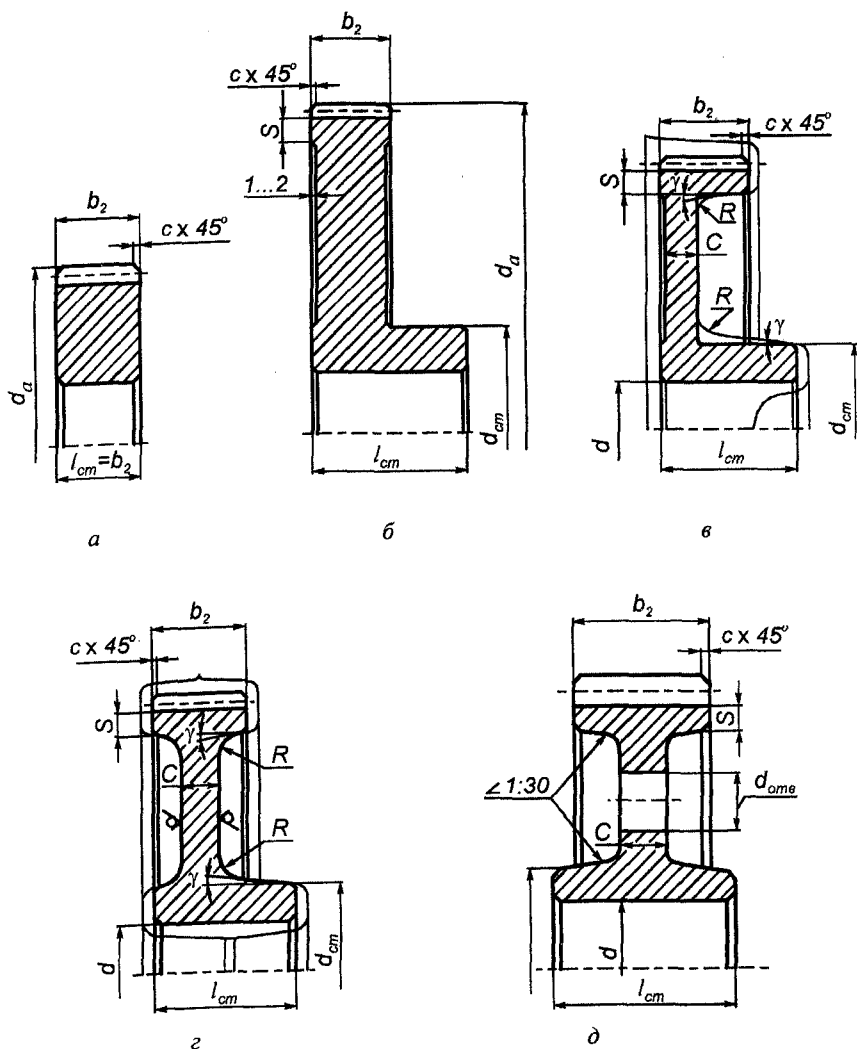


Рис. 6.31. Конструкции цилиндрических зубчатых колес:
 а – кованое плоское без диска и выступающей ступицы; б – кованое без
 диска с углублениями на торцах; в – кованое в одностороннем
 подкладном штампе; г – кованое в двустороннем штампе; д – литое

При годовом объеме выпуска более 100 штук применяют двусторонние штампы (рис. 6.31, з).

Для выемки заготовок из штампа принимают значения штамповочных уклонов $\gamma \geq 7^\circ$ и радиусов закругления $R \geq 6$ мм. Тонкими линиями показан профиль заготовки послековки в штампах, а толстыми линиями — конструкция зубчатого колеса после механической обработки.

В зависимости от материалов, формы и размеров заготовки зубчатых колес получают свободной ковкой, ковкой в штампах и литьем (см. разд. 6.3.2).

Существуют следующие методы изготовления зубьев: накатыванием, нарезанием и литьем.

При массовом производстве формообразование зубьев цилиндрических и конических колес производится горячим накатыванием. На венце стальной заготовки, нагретом до температуры примерно 1200°C , выдавливаются зубья путем обкатки заготовки зубчатыми колесами — накатниками. При последующей механической обработке удаляется припуск на доработку и повышается точность изготовления зубчатых колес. Для мелко-модульных колес ($m \leq 1$ мм) накатка зубьев может выполняться без нагревания венца заготовки. Преимущества этого метода: высокая производительность и экономия металла. Недостатки: довольно сложная технология изготовления, требуется специальное оборудование.

Нарезание зубьев может производиться одним из двух методов: копированием или обкаткой.

Метод копирования заключается в прорезании межзубовых впадин дисковыми (рис. 6.32, а) или концевыми (пальцевыми) (рис. 6.32, б) фрезами. При прорезании каждой впадины заготовка поворачивается на угол, равный

$360^\circ/z$. Размеры и форма межзубовых впадин определяются тремя параметрами: модулем m , числом зубьев z и смещением mx . Преимущества метода копирования: не требуется специального оборудования (может быть реализован на обычных фрезерных станках), простота. Недостатки: низкая производительность, малая точность, необходимость большого количества модульных фрез.

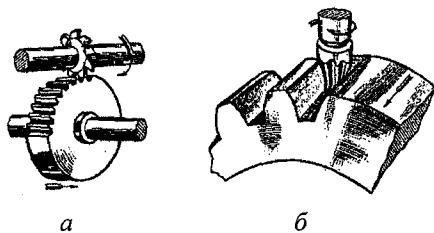


Рис. 6.32. Нарезание зубьев методом копирования модульными фрезами: а — дисковой; б — концевой (пальцевой)

При использовании метода обкатки заготовке и режущему инструменту дают такое относительное движение, какое имели бы зубчатые колеса в зацеплении. Кроме того, режущий инструмент совершает поступательное движение вдоль оси заготовки. Режущий инструмент при нарезании зубьев на зубчатых колесах методом обкатки может быть выполнен гребенкой в виде зубчатой рейки (рис. 6.33, а), долбяком, изготовленным в виде зубчатого колеса (рис. 6.33, б, в); червячной фрезой в виде червяка (рис. 6.33, г). Одним и тем же инструментом можно нарезать зубья колес одного модуля, но с разным числом зубьев.

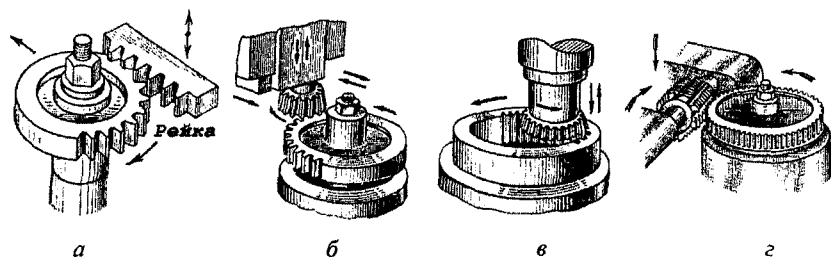


Рис. 6.33. Нарезание зубьев методом обкатки:
а – гребёнкой; б, в – долбяком; г – червячной фрезой

Долбяком можно нарезать зубья колёс как с внешним (рис. 6.33, б), так и с внутренним (рис. 6.27, в) зацеплением. Достоинства изготовления зубьев методом обкатки: высокая производительность, возможность автоматизации процесса, универсальность инструмента, возможность нарезания зубьев рационального профиля путём смещения режущего инструмента. Недостатки: для получения точного профиля зубьев необходимо выполнять большое количество резов; сложнее, чем при методе копирования, изготовление колёс наклёпом.

Описанные выше методы нарезки зубьев могут быть использованы при изготовлении зубчатых колес как с прямыми, так и с косыми зубьями. Разница заключается только в предварительной установке суппорта с режущим инструментом относительно заготовки.

Зубья шевронных колёс с дорожками нарезают методом копирования дисковыми модульными фрезами или методом обкатки гребенкой, червячной фрезой, долбяком. Зубья шевронных колёс без дорожки изготавливают методом копирования пальцевыми модульными фрезами.

Зубья конических зубчатых колёс нарезаются методом обкатки строганием (рис. 6.34, а) или фрезерованием (рис. 6.34, б). Круговые зубья конических зубчатых колёс также нарезают методом обкатки, но специальными резцовыми головками (рис. 6.35).

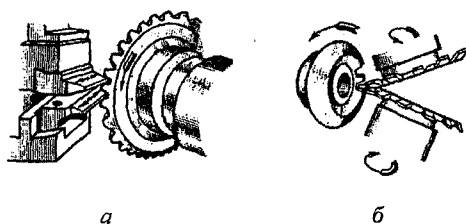


Рис. 6.34. Нарезание конических зубчатых колёс:

а – строганием;
б – фрезерованием

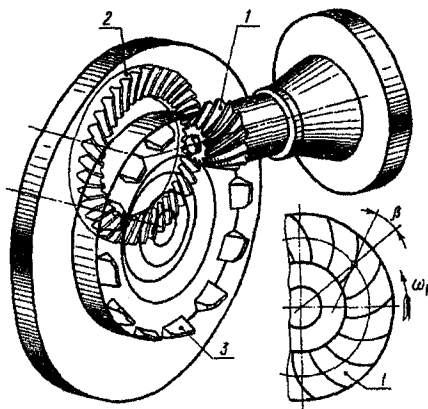


Рис. 6.35. Нарезание конических колёс с круговыми зубьями:

1 – заготовка; 2 – воображаемое колесо, зубья которого находятся в зацеплении с нарезаемыми; 3 – резцы

Зубья точных зубчатых колёс после нарезания подвергаются доводке, отделке шевингованием, шлифованием, хонингованием, притиркой или обкаткой.

Шевингование выполняется шевером, имеющим вид зубчатого колеса с узкими канавками на поверхности зубьев. Вращаясь в зацеплении с обрабатываемым колесом, шевер снимает режущими кромками канавок тонкие волосообразные стружки с зубьев колеса. Шевингование применяют для тонкой обработки незакалённых зубьев.

Доводку закалённых зубьев выполняют шлифованием или притиркой. Шлифование выполняется шлифовальными кругами методом копирования или обкатки, а притирка – чугуном точно изготовленным зубчатым колесом (притиром) с использованием притирочных абразивных паст.

Для сглаживания микронеровностей на рабочих поверхностях незакалённых зубьев колеса производится их обкатка под нагрузкой в течение 1...2 мин эталонным зубчатым колесом большой твёрдости.

ГОСТ 1643–81 на зубчатые цилиндрические колёса предусматривает 12 степеней точности: 1-я степень – наиболее точная, 12-я – наименее точная. Для степеней точности 1, 2 и 12 допуски и отклонения не предусмотрены. В зависимости от степени точности даются нормы точности, определяющие кинематическую точность зубчатого колеса, плавность его работы, величину контакта зубьев колеса (пятно контакта) и боковой зазор зубьев колеса в зацеплении. В зависимости от назначения к зубчатым колёсам предъявляются различные требования. Для точных делительных передач важна кинематическая точность, для реверсивных – боковой зазор, для быстроходных – плавность хода, для силовых – величина контакта зубьев.

7. ЧЕРВЯЧНЫЕ ПЕРЕДАЧИ

7.1. Основные сведения

7.1.1. Особенности передач и классификация

Червячные передачи представляют собой зубчато-винтовые передачи, сохраняя в своей конструкции свойства зубчатых и винтовых передач. Их

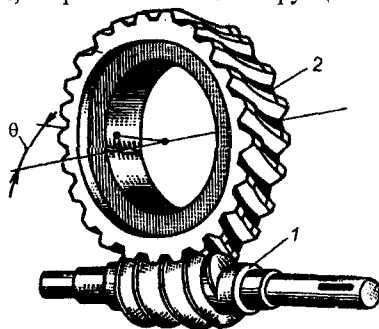


Рис. 7.1. Червячная передача:
1 — червяк; 2 — червячное колесо

применяют для передачи вращения между валами, оси которых пересекаются под углом θ , чаще всего $\theta = 90^\circ$ (рис. 7.1). Червячная передача состоит из червяка и червячного колеса. Ведущим является червяк.

Достоинства: возможность получения больших передаточных чисел ($i = 8 \dots 80$, в отдельных случаях и более); компактность и небольшая масса конструкции; плавность и бесшумность работы; возможность получения самотормозящей передачи.

Недостатки: сравнительно низкий КПД ($0,70 \dots 0,90$); значительное тепловыделение; необходимость изготовления венцов червячных колес из дорогостоящих материалов (бронз); повышенный износ и склонность к заеданию.

Червячные передачи применяют обычно для передачи мощности до 100 кВт, когда требуются при большом передаточном числе высокая кинематическая точность, компактность и малая металлоемкость конструкции.

При проектировании приводов, включающих червячную и зубчатую передачи, червячную передачу целесообразно принимать в качестве быстороходной для обеспечения лучшей смазки червячной пары. Классификация червячных передач дана на рис. 7.2.

В зависимости от формы внешней поверхности червяка передачи бывают с цилиндрическим (рис. 7.3, а) или глобоидным (рис. 7.3, б) червяком. Передача с глобоидным червяком имеет более высокие КПД и несущую способность, чем передача с цилиндрическим червяком, но сложнее в изготовлении и эксплуатации. В дальнейшем рассматриваются передачи с цилиндрическим червяком.

Червяки по направлению винтовой линии могут быть правыми и левыми. Наибольшее распространение нашли правые червяки.



Рис. 7.2. Классификация червячных передач

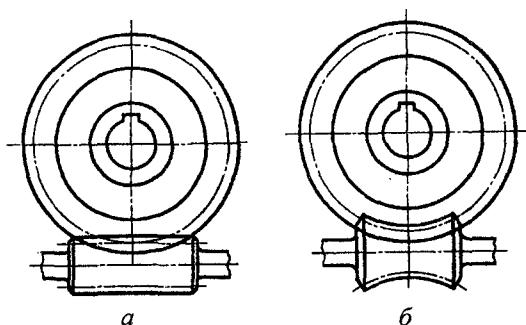


Рис. 7.3. Схемы червячных передач:

а – с цилиндрическим червяком; *б* – с глобoidным червяком

Число заходов червяка зависит от передаточного числа. Определение числа заходов червяка дано в разд. 7.1.2.

В зависимости от формы винтовой поверхности витков цилиндрические червяки бывают: архимедовы, конволютные и эвольвентные. Архиме-

дов червяк в осевом сечении имеет профиль трапеции. Резец расположен перпендикулярно оси червяка, и верхняя плоскость его проходит через эту ось (рис. 7.4, позиция 1). Угол между боковыми сторонами профиля витка $2\alpha = 40^\circ$. Если не требуется шлифование витков червяка, то целесообразно применять архимедов червяк. Его достоинства – простота конструкции и малая стоимость изготовления. Эвольвентные червяки применяют при необходимости получения высокой твердости и малой шероховатости рабочих поверхностей витков. Их шлифование после закалки плоской стороной круга на специальных червячно-шлифовальных станках не сопряжено с техническими трудностями. Шлифование рабочих поверхностей витков конволютных червяков осуществляется на резьбошлифовальных станках. Для их шлифования требуется специальное профилирование шлифовального круга, поэтому конволютные червяки применяются редко.

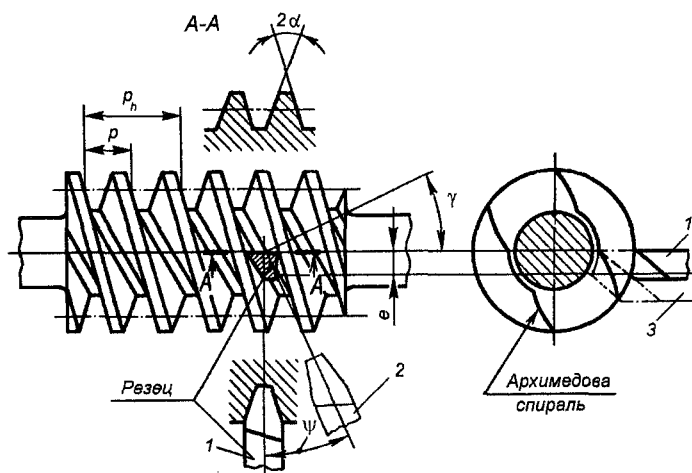


Рис. 7.4. Положения резца при нарезании со следующими формами винтовой поверхности червяка:
1 – архимедова; 2 – конволютного; 3 – эвольвентного

При одинаковом качестве изготовления работоспособность червячной передачи мало зависит от формы и профиля нарезки червяка. Наибольшее распространение получили архимедовы червяки.

Архимедовы червяки могут быть нарезаны резцом на токарном станке или модульной фрезой на резьбонарезном станке. Второй способ изготовления червяков является более производительным.

Если резец повернуть на угол подъема винтовой линии червяка γ (рис. 7.4, позиция 2), то получим конвольютный червяк. В нормальном сечении витков он имеет трапецидальный профиль. Если резец расположить перпендикулярно оси червяка, а его верхнюю плоскость сместить на величину e вниз от параллельной плоскости, проходящей через ось червяка, то при нарезке получим эвольвентный червяк.

В червячных редукторах червяк может располагаться под колесом (рис. 7.5, а), над колесом (рис. 7.5, б), вертикально сбоку колеса (рис. 7.5, в).

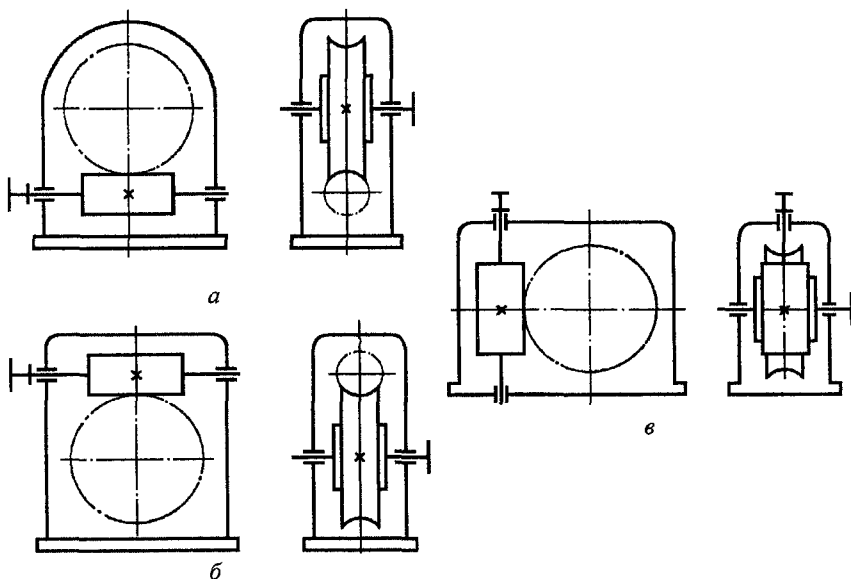


Рис. 7.5. Варианты расположения червяка относительно колеса

Расположение червяка под колесом применяют при окружных скоростях червяка до 4...5 м/с, при этом смазка передачи осуществляется за счет окунания червяка в масло. Расположение червяка над колесом применяют в быстроходных передачах, чтобы избежать сильного разбрызгивания масла и потерь мощности на его перемешивание. Смазка – окунанием червячного колеса в масло. Конструкцию червячной передачи с боковым вертикальным расположением червяка применять нежелательно, так как затрудняется смазка подшипников и происходит повышенный расход масла (применяется только по конструктивной необходимости).

Червячные колеса чаще всего нарезают червячными фрезами по форме аналогичными червякам, которые будут находиться в зацеплении с изготавливаемыми колесами (рис. 7.6).

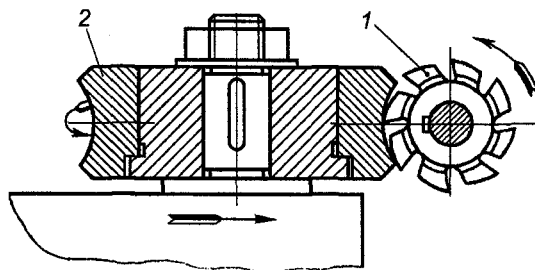


Рис. 7.6. Схема нарезания червячного колеса:
1 — червячная фреза; 2 — заготовка колеса

Червячные передачи с нижним расположением червяка применяют при окружной скорости червяка $v_1 = 4 \dots 5$ м/с для уменьшения потерь мощности на перемешивание масла.

7.1.2. Параметры червячной передачи

Так как червячные передачи являются понижающими передачами, то передаточное отношение i численно равно передаточному числу u , то есть

$$i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{z_2}{z_1} = u.$$

По ГОСТ 2144–76 номинальные передаточные числа u должны соответствовать значениям:

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; 35,5; 45; 56; 71.

Значения из 1-го ряда следует предпочитать значениям из 2-го ряда. Фактическое значение передаточных чисел не должно отличаться от номинальных более чем на 4 %.

Число заходов червяка выбирается в зависимости от передаточного числа: $z_1 = 4$ при $u = 8 \dots 14$; $z_1 = 2$ при $u = 15 \dots 30$ и $z_1 = 1$ при $u > 30$.

Число зубьев червячного колеса $z_2 = z_1 u$.

Коэффициент диаметра червяка определяется по соотношению $q \approx 0,25z_2$ и принимается ближайшее стандартное значение. ГОСТ 19672–74

предусматривает следующие значения коэффициента диаметра червяка:

1-й ряд – 6,3; 8; 10,0; 12,5; 16; 20; 25,0;

2-й ряд – 7,1; 9,0; 11,2; 14,0; 18,0; 22,4.

Значения из 1-го ряда следует предпочитать значениям из 2-го ряда.

В червячной передаче расчетным является осевой модуль червяка m , который равен торцовому модулю червячного колеса. Принимаются стандартные (ГОСТ 19672–74) значения модулей из рядов:

1-й ряд – 0,1; 0,125; 0,16; 0,20; 0,25; 0,315; 0,4; 0,50; 0,63; 0,80; 1,0; 1,25;

1,6; 2,0; 2,5; 3,15; 4,0; 5,0; 6,3; 8,0; 10; 12,5; 16; 20; 25 мм;

2-й ряд – 0,12; 0,15; 0,30; 0,60; 1,5; 3,0; 3,5; 6,0; 7,0; 12 мм.

Значения из 1-го ряда следует предпочитать значениям из 2-го ряда.

Для стандартных редукторов, выпускаемых серийно, межосевое расстояние $a_w = (q + z_2)m/2$ принимается стандартным (ГОСТ 2144–76), мм:

1-й ряд – 40; 50; 63; 80; 100; 125; 160; 200; 250; 315; 400; 500;

2-й ряд – 140; 180; 225; 280; 355; 450.

Значения из 1-го ряда следует предпочитать значениям из 2-го ряда.

Для нестандартных червячных редукторов, изготавливаемых в малом количестве, межосевое расстояние может быть нестандартным.

У стандартных червячных редукторов стандартное межосевое расстояние может быть достигнуто двумя способами: подбором параметров червячной передачи m , q , u (табл. 7.1) или путем радиального смещения режущего инструмента относительно заготовки червячного колеса при нарезании зубьев.

При стандартном межосевом расстоянии a_w коэффициент смещения

$$x = a_w / m - 0,5(q + z_2). \quad (7.1)$$

Для предотвращения подрезания зубьев необходимо выполнить условие $-1 \leq x \leq +1$. Если это условие не выполняется, то необходимо изменить на 1–2 зуба z_2 , но при этом фактическое передаточное число не должно отличаться от заданного стандартного более 4 %. При нарезании червячных колес со смещением у червяка основные размеры не изменяются (изменяется начальный диаметр $d_{w1} = (q + 2x)m$, но он на чертеже не проставляется). У червячного колеса, нарезанного со смещением,

$$d_{a2} = d_2 + m(2 + 2x), \quad d_{f2} = d_2 - m(2,4 - 2x).$$

Остальные размеры червячного колеса остаются неизменными.

Таблица 7.1

Параметры червячной передачи a_w , m , q , обеспечивающие стандартные значения передаточных чисел

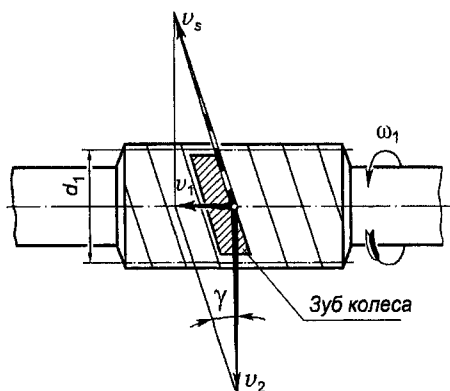
ν	m , мм	q	$z_2/z_1 = u$	a_w	m , мм	q	$z_2/z_1 = u$
40	1,6	10	40/4=10; 40/2=20; 40/1=40	180**	8	8	32/4=8; 32/2=16; 32/1=32*
	2,0	8	32/4=8; 32/2=16; 32/1=32*	200	8	10	40/4=10; 40/2=20; 40/1=40
50	2	10	40/4=10; 40/2=20; 40/1=40		10	8	32/4=8; 32/2=16; 32/1=32*
	2,5	8	32/4=8; 32/2=16; 32/1=32*	250	8	12,5	50/4=12,5; 50/2=25; 50/1=50
63	3,15	8	32/4=8; 32/2=16; 32/1=32*		10	10	40/4=10; 40/2=20; 40/1=40
80	4,0	8	32/4=8; 32/2=16; 32/1=32*	280**	12,5	8	32/4=8; 32/2=16; 32/1=32*
	4,0	10	40/4=10; 40/2=20; 40/1=40		10	10	46/4=11,5*; 46/2=23; 46/1=46
100	5,0	8	32/4=8; 32/2=16; 32/1=32*		10	16	40/4=10; 40/2=20; 40/1=40
	4,0	12,5	50/4=12,5; 50/2=25; 50/1=50*	400	16	10	40/4=10; 40/2=20; 40/1=40
125	5,0	10	40/4=10; 40/2=20; 40/1=40		20	8	32/4=8; 32/2=16; 32/1=32*
	5,0	10	46/4=11,5*; 46/2=23; 46/1=46	500	16	12,5	50/4=12,5; 50/2=25; 50/1=50
140	5,0	16	40/4=10; 40/2=20; 40/1=40		20	10	40/4=10; 40/2=20; 40/1=40

* Передаточные числа отличаются от стандартных менее 4 %, что допустимо.

** Межосевое расстояние из второго ряда.

Витки червяка при движении скользят по зубьям колеса, как в винтовой паре. Скорость скольжения v_s направлена по касательной к винтовой линии червяка и равна геометрической разности абсолютных скоростей червяка и червячного колеса (рис. 7.7).

Рис.7.7. Схема определения скорости скольжения в червячной передаче



Окружная скорость:
червяка

$$v_1 = \omega_1 \frac{d_1}{2}, \quad (7.2)$$

колеса

$$v_2 = \omega_2 \frac{d_2}{2}. \quad (7.3)$$

Скорость скольжения

$$v_s = \sqrt{v_1^2 + v_2^2}. \quad (7.4)$$

КПД червячной передачи

$$\eta = 0,95 \frac{\operatorname{tg} \gamma}{\operatorname{tg}(\gamma + \rho')}, \quad (7.5)$$

где 0,95 – коэффициент, учитывающий потери энергии в подшипниках, гидравлические потери при перемешивании и разбрызгивании масла и потери в зубчатом зацеплении;

γ – угол подъема линии витка червяка;

ρ' – приведенный угол трения при изготовлении зубчатого венца из оловянной бронзы; определяется по табл.7.2 в зависимости от скорости скольжения.

Таблица 7.2

Зависимость приведенного угла трения ρ' от скорости скольжения v_s

v_s , м/с	ρ'	v_s , м/с	ρ'
0,1	4°30'... 5°10'	2,5	1°40'... 2°20'
0,5	3°10'... 3°40'	3,0	1°30'... 2°00'
1,0	2°30'... 3°10'	4,0	1°20'... 1°40'
1,5	2°20'... 2°50'	7,0	1°00'... 1°30'
2,0	2°00'... 2°30'	10,0	0°55'... 1°20'

Средние значения КПД червячных передач, когда значения γ и v_s неизвестны, могут быть приняты для предварительных расчетов в зависимости от передаточного числа u :

u	> 30	15 ... 30	8 ... 14
η	0,70 ... 0,75	0,75 ... 0,82	0,82 ... 0,92

В червячной передаче нагрузка воспринимается не одним, а несколькими зубьями колеса. Для упрощения расчетов силу взаимодействия червяка и колеса F_n принимают сосредоточенной и приложенной в полюсе зацепления по нормали к рабочей поверхности витка. Силу F_n раскладывают на три взаимно перпендикулярные составляющие F_{t1} , F_{r1} и F_{a1} (рис.7.8). Для удобства изображения сил червяк и червячное колесо раздвинуты.

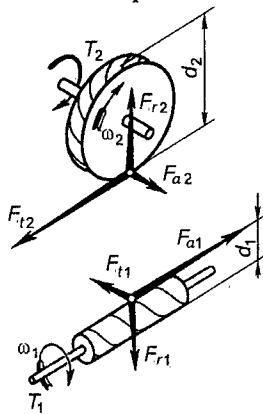


Рис.7.8. Схема сил, действующих в червячной передаче

Окружная сила на червяке F_{t1} (осевая сила на колесе F_{a2}):

$$F_{t1} = F_{a2} = \frac{2T_1}{d_1}. \quad (7.6)$$

Окружная сила на червячном колесе F_{t2} (осевая сила на червяке F_{a1}):

$$F_{t2} = F_{a1} = \frac{2T_2}{d_2} . \quad (7.7)$$

Радиальная сила на червяке (червячном колесе)

$$F_{r1} = F_{r2} = F_{t2} \operatorname{tg} \alpha / \cos \gamma . \quad (7.8)$$

7.1.3 Параметры червяка (рис. 7.9)

Шаг червяка

$$p = \pi m . \quad (7.9)$$

Ход витка червяка

$$p_z = p z_1 = \pi m z_1 \quad (7.10)$$

(z_1 – число заходов червяка).

Высота головки витка

$$h_{a1} = m . \quad (7.11)$$

Высота ножки витка

$$h_{f1} = 1,2 m . \quad (7.12)$$

Делительный диаметр червяка

$$d_1 = m q \quad (7.13)$$

(q – коэффициент диаметра червяка).

Диаметр вершин витков

$$d_{a1} = d_1 + 2 m . \quad (7.14)$$

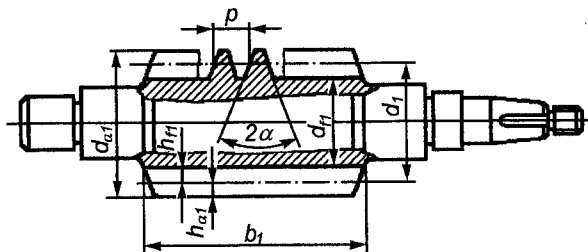


Рис. 7.9. Основные геометрические размеры цилиндрического червяка

Диаметр впадин витков

$$d_f = d_1 - 2,4 m. \quad (7.15)$$

Угол подъема линии витка червяка

$$\gamma = \arctg \frac{z_1}{q}. \quad (7.16)$$

Угол профиля витка в осевом направлении $2\alpha = 40^\circ$.

Длина нарезанной части червяка:

при $z_1 = 1; 2$

$$b_1 \geq m (11 + 0,06 z_2); \quad (7.17)$$

при $z_1 = 4$

$$b_1 \geq m (12,5 + 0,09 z_2). \quad (7.18)$$

7.1.4. Параметры червячного колеса (рис. 7.10)

Делительный диаметр

$$d_2 = m z_2. \quad (7.19)$$

Диаметр вершин зубьев

$$d_{a2} = d_2 + 2 m. \quad (7.20)$$

Диаметр впадин зубьев

$$d_f = d_2 - 2,4 m. \quad (7.21)$$

Наибольший диаметр

$$d_{aM2} = d_{a2} + 6 m / (z_1 + 2). \quad (7.22)$$

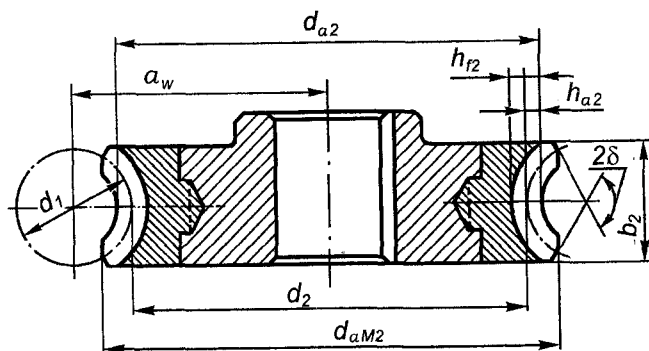


Рис. 7.10. Основные геометрические размеры червячного колеса

Ширина венца колеса:

при $z_1 = 1; 2$

$$b_2 \leq 0,75d_{a1}; \quad (7.23)$$

при $z_1 = 4$

$$b_2 \leq 0,67d_{a1}. \quad (7.24)$$

Угол обхвата червяка венцом колеса

$$\delta = 2 \arcsin \frac{b_2}{d_{a1} - 0,5m}. \quad (7.25)$$

7.2. Расчет червячных передач

7.2.1. Виды разрушения зубьев червячных колес

Расчетным элементом зацепления являются зубья червячного колеса, так как они имеют меньшую прочность, чем витки червяка. Зубья колес могут иметь все виды разрушений, встречающиеся в зубчатых передачах: усталостное выкрашивание, изнашивание, заедание, поломки зубьев.

Основными видами разрушения зубьев колес являются усталостное выкрашивание от переменных контактных напряжений σ_H и реже усталостная поломка от переменных напряжений изгиба σ_F .

Расчет на контактную усталостную прочность является проектным, он используется при определении межосевого расстояния a_w . Расчет на изгибную усталостную прочность используется в качестве проверочного.

7.2.2. Материалы червячной пары (передачи)

Так как в червячном зацеплении преобладает трение скольжения, то материалы червячной пары должны обладать низким коэффициентом трения и хорошей износостойкостью. Червяки изготавливают из среднеуглеродистой (например, сталь 40, 45, 50) или легированной (например, 40X, 40XH) стали с поверхностной или объемной закалкой до твердости 45...53 HRC и последующей шлифовкой и полировкой рабочих поверхностей.

Зубья червячных колес должны обладать хорошими антифрикционными и противозадирными свойствами. Такими свойствами обладают бронзы. Лучшими из них являются оловянистые бронзы (например, бронзы БрО10Ф1, БрОНФ), но они дорогие, поэтому применяются в венцах червячных колес при высоких скоростях скольжения ($v_s = 6...30$ м/с). При

средних скоростях скольжения ($v_s = 2 \dots 6$ м/с) зубчатые венцы изготавливают из более дешевых алюминиевых бронз (например, бронзы БрА9ЖЗЛ). Если скорости скольжения малые ($v_s < 2$ м/с), червячные колеса можно целиком изготавливать из серого чугуна (например, из чугуна СЧ12, СЧ15, СЧ18).

При выборе материала колеса предварительно определяют ожидаемую скорость скольжения по эмпирической формуле

$$v_s \approx \frac{4,3}{10^3} \frac{\omega_2 u}{\sqrt[3]{T_2}},$$

где T_2 – вращающий момент на валу червячного колеса, Н·м.

Механические характеристики венцов червячных колес зависят от материала и способа отливки заготовок. Для наиболее распространенных материалов венцов червячных колес механические характеристики приведены в табл. 7.3.

Таблица 7.3

Механические характеристики материалов венцов червячных колес

Марка бронзы, чугуна	Способ отливки	Предел прочности при растяжении σ_b , МПа	Предел текучести σ_t , МПа	Предел прочности при изгибе $\sigma_{b,из}$, МПа
БрО10Ф1	В песок*	200	120	—
БрО10Ф1	В кокиль**	260	150	—
БрОНФ	Центробежный	290	170	—
БрА9ЖЗЛ	Центробежный	530	245	—
БрА9ЖЗЛ	В кокиль	500	230	—
СЧ12	В землю	—	—	280
СЧ15	В землю	—	—	315
СЧ18	В землю	—	—	355

* Литье в песчаные формы – способ получения отливок в формах, изготовленных из песчано-глинистых формовочных материалов. Применяется в мелкосерийном и единичном производствах.

** Литье в кокиль – способ получения фасонных отливок в металлических формах в серийном и массовом производствах.

7.2.3. Определение допускаемых напряжений

Для червячных колес, зубчатый венец которых выполнен из оловянистых бронз (например, БрО10Ф1, БрОНФ), контактные напряжения определяются по формуле

$$[\sigma_H]_2 = (0,75 \dots 0,90) \sigma_B K_{HL}, \quad (7.26)$$

где σ_B – предел прочности бронзы при растяжении (табл.7.3), МПа;

K_{HL} – коэффициент долговечности,

$$K_{HL} = \sqrt[8]{N_{H0} / N_{HE}}; \quad (7.27)$$

$N_{H0} = 10^7$ – базовое число циклов нагружения зубьев червячного колеса;

$N_{HE} = 60 n_2 t_p$ – эквивалентное число циклов нагружения зубьев червячного колеса; если $N_{HE} > 25 \cdot 10^7$, то принимают $N_{HE} = 25 \cdot 10^7$ и соответственно $K_{HL} = 0,67$;

t_p – время работы передачи за расчетный срок службы (наработка), ч; если в исходных данных для расчета величина t не задана, то

$$t_p = 365 L_T z_{cm} t_{cm} K_T K_{cm}, \quad (7.28)$$

L_T – срок службы (ресурс), в годах;

z_{cm} – число рабочих смен в сутках;

t_{cm} – продолжительность смены, ч;

K_T – коэффициент использования времени в течение года; для предприятий с непрерывным процессом $K_T = 0,9$; с одним выходным в неделю $K_T = 0,75$; с двумя выходными в неделю $K_T = 0,62$;

K_{cm} – коэффициент использования времени в течение смены; при отсутствии данных, по которым может быть определен коэффициент K_{cm} , принимают $K_{cm} = 0,85$.

Для червячных колес, зубчатый венец которых выполнен из безоловянистых бронз (например, БрА9ЖЗЛ),

$$[\sigma_H]_2 = (250 \dots 300) - 25 v_s. \quad (7.29)$$

Бóльшие значения принимаются при твердости витков червяка больше 45HRC.

Для червячных колес, изготовленных из чугуна,

$$[\sigma_H]_2 = 175 - 35 v_s. \quad (7.30)$$

При верхнем и боковом расположениях червяка относительно колес значение $[\sigma_H]$ следует уменьшить на 15 %.

Допускаемые изгибные напряжения для червячных колес, зубчатые венцы которых выполнены из бронзы:

при нереверсивной передаче

$$[\sigma_F]_2 = (0,08 \sigma_b + 0,25 \sigma_T) K_{FL}; \quad (7.31)$$

при реверсивной передаче

$$[\sigma_F]_2 = 0,16 \sigma_b K_{FL}. \quad (7.32)$$

Для червячных колес, изготовленных из чугуна:

при нереверсивной передаче

$$[\sigma_F]_2 = 0,12 \sigma_{в.н} K_{FL}; \quad (7.33)$$

при реверсивной передаче

$$[\sigma_F]_2 = 0,075 \sigma_{в.н} K_{FL}. \quad (7.34)$$

Значения пределов прочности при растяжении σ_b , изгибе $\sigma_{в.н}$ и текучести σ_T даны в табл. 7.3.

Коэффициент долговечности при расчете зубчатых колес на изгиб

$$K_{FL} = \sqrt[9]{N_{F0} / N_{FE}}. \quad (7.35)$$

Здесь $N_{F0} = 10^6$; $N_{FE} = 60 n_2 t$. Если $N_{FE} > 25 \cdot 10^7$, то принимают $N_{FE} = 25 \cdot 10^7$ и соответственно $K_{FL} = 1,0$. Значение коэффициента долговечности находится в интервале $0,54 \leq K_{FL} \leq 1,0$.

7.2.4. Порядок расчета закрытой червячной передачи

Исходные данные: вращающий момент на ведомом валу передачи T_2 , угловые скорости ω_1 и ω_2 , передаточное число $u = \omega_1/\omega_2$, условия эксплуатации (вид нагрузки, реверсивности, срок службы передачи, год).

1. Межосевое расстояние, мм,

$$a_w = 31(z_2 + q) \sqrt[3]{\frac{T_2 \cdot 10^3}{z_2^2 q [\sigma_H]_2^2}},$$

где $T_2 = P_2/\omega_2$ — вращающий момент на валу червячного колеса, Н·м;

$z_2 = z_1 u$ — число зубьев червячного колеса;

z_1 — число заходов червяка, принимается по передаточному числу u (см. разд. 7.1.2);

$u = z_2/z_1$ — передаточное число, в понижающих передачах численно равно передаточному отношению $i = \omega_1/\omega_2$;

q — коэффициент диаметра червяка, принимается $q \approx 0,25z_2$ и округляется до стандартного значения (см. табл. 7.1);

$[\sigma_H]_2$ — допускаемое контактное напряжение червячного колеса, МПа (см. разд. 7.2.3).

2. Модуль зацепления, мм,

$$m = \frac{2a_w}{q + z_2}.$$

Принимается ближайшее большее стандартное значение m (см. разд. 7.1.2).

3. Фактическое межосевое расстояние,

$$a_w^\phi = \frac{m(q + z_2)}{2}.$$

Желательно, чтобы фактическое межосевое расстояние было равно стандартному, но для нестандартных редукторов, выпускаемых в малом количестве, эта рекомендация может не выполняться. При серийном производстве стандартных редукторов межосевое расстояние должно быть стандартным a_w^{ct} . Это достигается путем выбора основных параметров червячной передачи в соответствии с табл. 7.1 или путем радиального смещения режущего инструмента относительно заготовки червячного колеса при нарезании зубьев.

4. Для серийных редукторов, если $a_w^\phi \neq a_w^{ct}$, определяется коэффициент смещения режущего инструмента

$$x = \frac{a_w^{ct}}{m} - 0,5(q + z_2) \leq \pm 1,0.$$

5. Делительный диаметр червяка, мм,

$$d_1 = m q.$$

6. Диаметр вершин витков, мм,

$$d_{a1} = d_1 + 2m.$$

7. Диаметр впадин витков, мм,

$$d_{f1} = d_1 - 2,4m.$$

8. Угол подъема линии витка червяка, ...°,

$$\gamma = \arctg \frac{z_1}{q}.$$

9. Окружная скорость червяка, м/с,

$$v_1 = \omega_1 \frac{d_1}{2},$$

где d_1 – делительный диаметр червяка, м.

10. Длина нарезанной части червяка, мм:

$$\text{при } z_1 = 1; 2 \quad b_1 \geq m(11 + 0,06z_2);$$

$$\text{при } z_1 = 4 \quad b_1 \geq m(12,5 + 0,09z_2).$$

11. Диаметр делительной окружности колеса, мм,

$$d_2 = m z_2.$$

12. Диаметр вершин зубьев колеса, мм:

без смещения режущего инструмента

$$d_{a2} = d_2 + 2m;$$

со смещением режущего инструмента

$$d_{a2} = d_2 + m(2 + 2x).$$

13. Диаметр впадин зубьев колеса, мм:

без смещения режущего инструмента

$$d_{f2} = d_2 - 2,4m;$$

со смещением режущего инструмента

$$d_{f2} = d_2 - m(2,4 - 2x).$$

14. Наибольший диаметр колеса, мм,

$$d_{aM2} = d_{a2} + \frac{6m}{z_1+2}.$$

15. Окружная скорость червячного колеса, м/с,

$$v_2 = \omega_2 \frac{d_2}{2},$$

где d_2 – делительный диаметр колеса, м.

16. Ширина зубчатого венца червячного колеса, мм:

$$\text{при } z_1 = 1; 2 \quad b_2 \leq 0,75 d_{a1};$$

$$\text{при } z_1 = 4 \quad b_2 \leq 0,67 d_{a1}.$$

17. Скорость скольжения, м/с,

$$v_s = \sqrt{v_1^2 + v_2^2}.$$

По полученному значению скорости скольжения назначают степень точности передачи:

Максимальная скорость v_s , м/с	10	5	2
Степень точности	7	8	9

18. КПД червячной передачи

$$\eta = 0,95 \frac{\operatorname{tg} \gamma}{\operatorname{tg}(\gamma + \rho')},$$

где ρ' – приведенный угол трения (см. табл. 7.2).

19. Уточненный крутящий момент на валу червяка, Н·мм,

$$T_1' = \frac{T_2}{u_{\phi} \eta}.$$

20. Окружная сила на червяке (осевая на колесе), Н,

$$F_{t1} = F_{a2} = \frac{2T_1'}{d_1}.$$

21. Окружная сила на колесе (осевая на червяке), Н,

$$F_{t2} = F_{a1} = \frac{2T_2}{d_2}.$$

22. Радиальная сила на червяке (колесе), Н,

$$F_{r1} = F_{r2} = F_{t2} \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\cos \gamma}.$$

23. Расчетные контактные напряжения (проверочный расчет), МПа,

$$\sigma_{H2} = 340 \sqrt{\frac{F_{t2} K}{d_1 d_2}} \leq [\sigma_H]_2,$$

где $K = K_{H\beta} K_{H\alpha}$ — коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по длине зуба ($K_{H\beta}$) и динамическую нагрузку ($K_{H\alpha}$). Для практических расчетов принимают при $v_2 \leq 3$ м/с $K = 1$, а при $v_2 > 3$ м/с $K = 1,1 \dots 1,3$.

24. Расчетные напряжения изгиба у основания зубьев червячного колеса (проверочный расчет), МПа,

$$\sigma_{F2} = 0,7 \frac{F_{t2}}{b_2 m} Y_{F2} K \leq [\sigma_F]_2,$$

где Y_{F2} — коэффициент формы зуба; определяется по табл. 7.4 в зависимости от эквивалентного числа зубьев z_{v2} , вычисляемого по формуле

$$z_{v2} = \frac{z_2}{\cos^3 \gamma};$$

$[\sigma_F]_2$ — допускаемое изгибное напряжение (см. разд. 7.2.3).

Таблица 7.4

Коэффициент формы зуба для червячных колес Y_{F2}

z_{v2}	28	32	35	40	45	50	65	80	100	150
Y_{F2}	1,80	1,71	1,64	1,55	1,48	1,45	1,40	1,34	1,30	1,27

25. Температура масла в редукторе (проверочный расчет)

$$t_m = t_b + \frac{P_1(1 - \eta)}{K_r A} \leq [t_m],$$

где t_b — температура окружающего воздуха, $t_b = 20$ °С;

P_1 — мощность на червяке, Вт;

η — КПД передачи (уточненное значение см. в п.18);

$K_r = 11 \dots 17$ Вт/(м²·°С);

A — площадь поверхности охлаждения корпуса (площадь днища редуктора не учитывается), м²; $A \approx 20 \alpha_w^2$ (более точно — по размерам корпуса);

$[t_m]$ — допускаемая температура масла, $[t_m] = 80 \dots 90$ °С.

Если $t_m > [t_m]$, то необходимо увеличить площадь теплоотдачи редуктора за счет применения ребер или использовать искусственное охлаждение, которое может быть осуществлено следующими способами:

1) обдувом корпуса воздухом с помощью вентилятора, в этом случае $K_r = 20...24 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C})$ (рис. 7.11, а);

2) охлаждением масла водой, проходящей через змеевик, при этом $K_r = 90...180 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C})$ (рис. 7.11, б);

3) применением циркуляционной системы смазки со специальным холодильником (рис. 7.11, в).

Циркуляционную смазку используют при $v_s > 7...10 \text{ м/с}$ и верхнем расположении червяка.

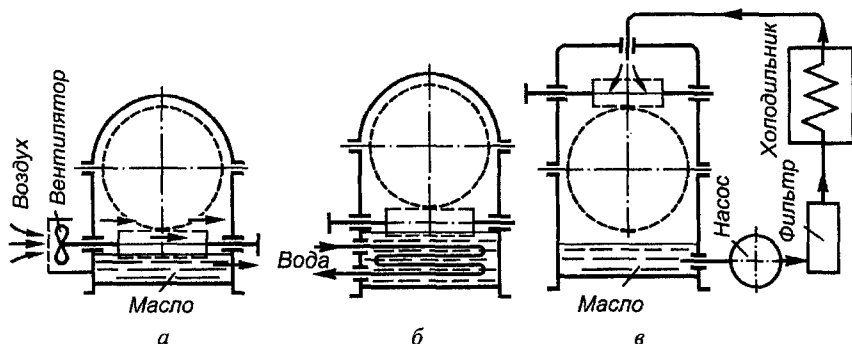


Рис. 7.11. Способы искусственного охлаждения масла в редукторе:

а – обдув корпуса воздухом; б – охлаждение змеевиком;

в – использование циркуляционной системы смазки

7.3. Конструирование червячных колес и червяков

7.3.1. Конструирование червячных колес

Червячное колесо состоит из зубчатого венца и колесного центра (в дальнейшем – центра). При скорости скольжения $v_s < 2 \text{ м/с}$ центр и венец могут быть выполнены как одно целое из серого чугуна. Если $v_s \geq 2 \text{ м/с}$, зубчатый венец, на котором нарезаны зубья, изготавливают из бронзы, а центр, состоящий из обода, диска и ступицы, изготавливают из стали или серого чугуна.

Скорость вращения червячных колес невелика, поэтому их нерабочие поверхности не обрабатываются.

Основные размеры червячного колеса показаны на рис. 7.12.

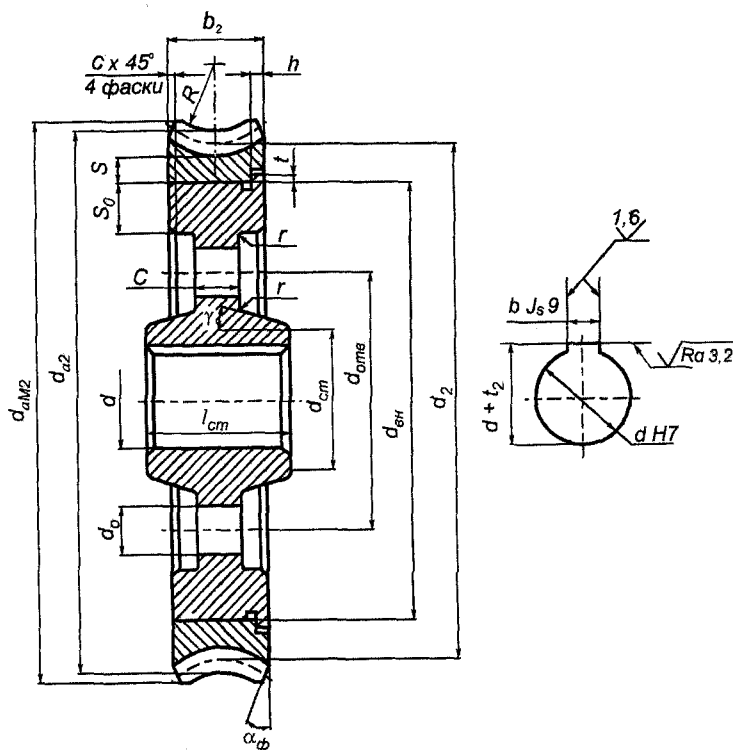


Рис. 7.12. Конструкция червячного колеса

7.3.1.1. Зубчатый венец

Наибольший диаметр d_{aM2} определяется по формуле (7.22).

Диаметр вершин зубьев d_{a2} определяется по формуле (7.20).

Ширина зубчатого венца b_2 определяется по формулам (7.23)–(7.24).

Наименьшая толщина зубчатого венца

$$S = 2m + 0,05b_2.$$

Внутренний диаметр зубчатого венца

$$d_{вн} = 0,9 d_2 - 2,5 m.$$

Фаска зубчатого венца $c = 0,5 m$ (с округлением до стандартного значения по ГОСТ 10948–64).

7.3.1.2. Обод центра

Номинальное значение наружного диаметра центра равно внутреннему диаметру зубчатого венца $d_{\text{вн}}$.

Толщина обода

$$S_0 \approx 1,25S.$$

Ширина буртика

$$h = 0,15 b_2.$$

Высота буртика

$$t = 0,8 h.$$

7.3.1.3. Диск центра

Толщина

$$C = 0,3 b_2.$$

Радиус выемки поверхностей вершин зубьев

$$R = (0,5 d_1 - m).$$

Диаметр отверстий

$$d_0 \geq 25 \text{ мм.}$$

Число отверстий $n = 4$ или $n = 6$.

Диаметр центральной окружности

$$d_{\text{отв}} = 0,5(d_{\text{вн}} - 2S_0 + d_{\text{ст}}).$$

7.3.1.4. Ступица

Диаметр внутренний $d = d_{\text{в}}$.

Наружный диаметр:

при изготовлении центра из стали $d_{\text{ст}} = 1,55 d$;

при изготовлении центра из чугуна $d_{\text{ст}} = 1,60 d$.

Длина ступицы $l_{\text{ст}} = (1,0 \dots 1,5)d$. Длину $l_{\text{ст}}$ уточняют после расчета шпоночного соединения.

Размеры шпоночного паза в ступице (ширина b и глубина t_2) определяются по табл. 6.10.

Фаски на ободе и ступице центра определяются по табл. 6.9.

При изготовлении центра литьем на ободе и ступице выполняются

закругления с радиусом $r \geq 2$ мм и литейными уклонами $\angle 1:20 \dots \angle 1:30$. При изготовлении центра принимают штамповочные уклоны $\gamma \geq 7^\circ$ и радиусы закругления $r \geq 6$ мм. В этом случае отверстия в диске центра, как правило, не делают.

7.3.1.5. Допуски и посадки

Допуск отверстия ступицы принимается Н7. Посадка ступицы на вал Н7/г6.

Зубчатый венец насаживается на ступицу центра с посадкой Н7/р6.

Допуск на ширину шпоночного паза в ступице задают J_s9.

Предельные отклонения глубины паза в ступице t_2 или $d + t_2$ (допускается контролировать вместо t_2) принимаются при высоте шпонки h до 6 мм ... $\pm 0,1$ мм, свыше 6 мм до 18 мм ... $\pm 0,2$ мм.

7.3.1.6. Шероховатость поверхностей

Поверхности элементов червячных колес обрабатываются со следующей шероховатостью, нормируемой параметром Ra , мкм:

торцы ступиц, базирующихся по торцу заплечиков, при отношении длины ступицы к диаметру:	
$l_{ст} / d_a \leq 0,8$	1,6
$l_{ст} / d_a > 0,8$	3,2
торцы ступиц, по которым базируются	
подшипники качения	1,6
свободные (нерабочие) торцовые поверхности	6,3
профили зубьев при степени точности:	
6	0,4
7	0,8
8	1,6
9	3,2
поверхности выступов зубьев	6,3
поверхности фасок	6,3
поверхности шпоночных пазов:	
рабочие	1,6
нерабочие	3,2
посадочные поверхности отверстий при квалитете и диаметрах:	
≤ 50 мм	0,8
> 50 мм	1,6

Нерабочие поверхности центра могут не обрабатываться.

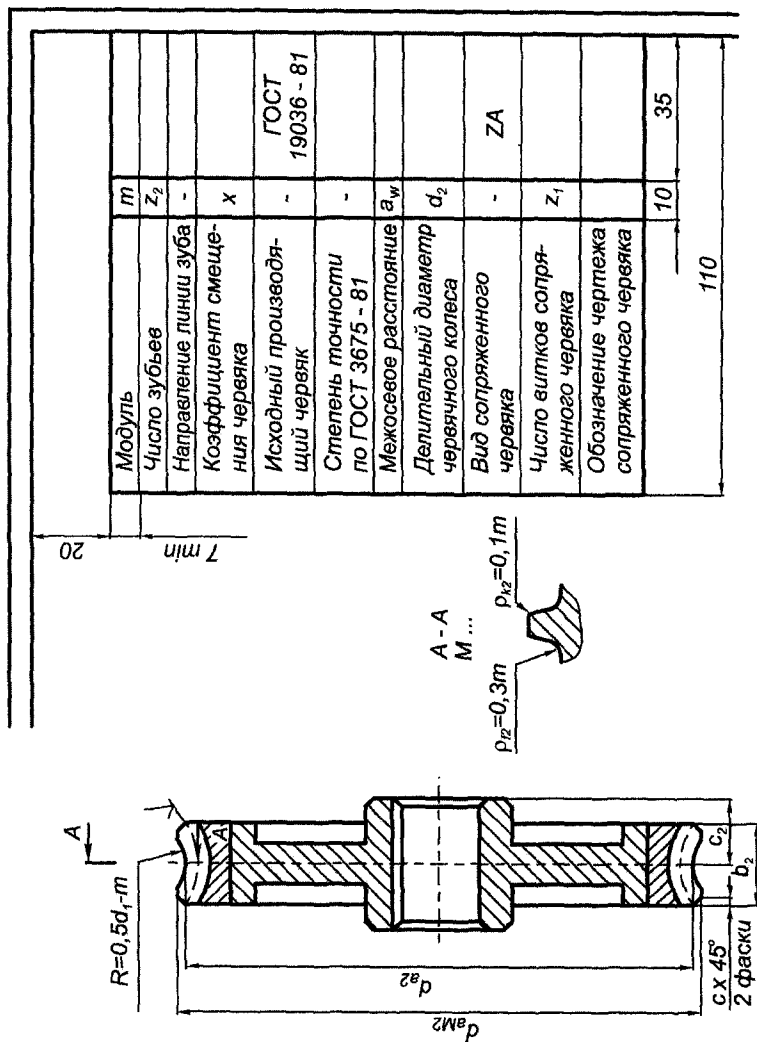


Рис. 7.13. Указание параметров зубчатого венца на чертеже червячного колеса, сопряженного с червяком вида ZA (архимедовым червяком)

На чертеже червячного колеса должна быть помещена таблица параметров зубчатого венца (рис. 7.13). Она должна состоять из трех частей:

- первая – основные данные;
- вторая – данные для контроля;
- третья – справочные данные.

В первой части таблицы параметров зубчатого венца червячного колеса должны быть приведены:

- а) модуль m ;
- б) число зубьев z_2 ;
- в) направление линии косога зуба – надписью «Правое» или «Левое»;
- г) коэффициент смещения червяка x ;
- д) исходный червяк; при стандартном червяке делается ссылка на ГОСТ 19036–94;
- е) степень точности по ГОСТ 3675–81.

Во второй части таблицы параметров венца на чертеже червячного колеса должны быть приведены:

- а) межосевое расстояние a_w ;
- б) делительный диаметр червячного колеса d_2 ;
- в) вид сопряженного червяка (для архимедова червяка ZA);
- г) число витков сопряженного червяка z_1 .

Пример указания параметров зубчатого венца червячного колеса, сопрягаемого с червяком вида ZA (архимедовым червяком) приведен на рис. 7.13.

7.3.1.7. Допуски формы и расположения поверхностей червячных колес

На рис. 7.14 показано червячное колесо с условными обозначениями базы, допусков формы и расположения поверхностей, а в табл. 7.5 – числовые значения допусков.

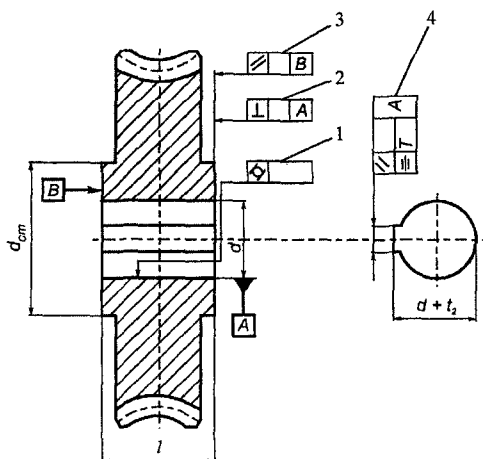


Рис. 7.14. Червячное колесо с обозначениями базы, допусков формы и расположения поверхностей

Таблица 7.5

Указания по определению допусков формы и расположения поверхностей

Позиция	Допуск, мкм
1	T_{ϕ} – допуск цилиндричности посадочной поверхности. $T_{\phi} \approx 0,3 IT$, где IT – допуск размера отверстия, определяется по табл. 6.12
2	T_{\perp} – допуск перпендикулярности торца ступицы посадочной поверхности. T_{\perp} на диаметре $d_{ст}$ при $l_{ст} / d \geq 0,8$ определяется по табл. 6.13. Степень точности для групп подшипников: I – 8, II – 7, III – 6
3	T_{\parallel} – допуск параллельности торцев ступицы посадочной поверхности. T_{\parallel} на диаметре $d_{ст}$ при $l_{ст} / d < 0,8$ определяется по табл. 6.13. Степень точности для групп подшипников: I – 7, II – 6, III – 5
4	T_{\parallel} – допуск параллельности шпоночных пазов, $T_{\parallel} \approx 0,6 t_{шп}$ – допуск ширины шпоночного паза. T_{\equiv} – допуск симметричности пазов, $T_{\equiv} \approx 4 t_{шп}$

7.3.2. Конструирование червяков

Определение параметров червяка дано в разд. 7.1.2. Расчет диаметров хвостовика червяка и цапф приведен в разд. 9.2.

7.3.2.1. Допуски и посадки

Внутренние кольца подшипников червяка подвержены циркуляционному нагружению, наружные – местному. Рекомендуется внутренние кольца подшипников качения насаживать на цапфы червяка диаметром до 100 мм с посадкой к6, а при диаметре цапф червяка свыше 100 мм применяются посадки т6, п6. На хвостовике червяка чаще бывают посажены муфты или шкивы и звездочки. Муфты насаживаются на хвостовике червяка с посадками $\frac{H7}{n6}$; $\frac{H7}{m6}$; $\frac{H7}{k6}$, а шкивы и звездочки – с посадками $\frac{H7}{js6}$; $\frac{H7}{h6}$.

Поверхность червяка под уплотнением должна быть закаленной и допуск диаметра червяка под манжетным уплотнением соответствовать h11.

Предельные отклонения шпоночного паза t_1 (на цилиндрическом хвостовике) и t_1' (на коническом хвостовике) при сечении шпонки до 6х6 мм ... $t_1 + 0,1$ мм; свыше 6х6 мм до 32х18 мм ... $t_1 + 0,2$ мм. На размер $d - t_1$ предельные отклонения задаются соответственно $-0,1$ и $-0,2$.

7.3.2.2. Шероховатость поверхностей

Поверхности элементов червяка обрабатываются со следующей шероховатостью, нормируемой параметром Ra , мкм:

торцы заплечиков для базирования подшипников	1,6
поверхность под резиновые манжеты.....	0,2
поверхности шпоночных пазов:	
рабочие	1,6
нерабочие	3,2
витки червяков при степени точности:	
6	0,2
7	0,4
8	0,8
9	1,6
поверхности выступов витков червяка	6,3
поверхности цапф под подшипники качения	0,8
торцовые (нерабочие) поверхности червяка	6,3

На изображении цилиндрического червяка в соответствии с ГОСТ 2406–76 должны быть указаны:

диаметр вершин витка d_{a1} ;

длина нарезанной части червяка b_1 ;

линейные и угловые размеры фаски;
радиус кривизны переходной кривой витка ρ_d ;
радиус кривизны притупления витка ρ_{k1} ;
шероховатость боковых поверхностей витка.

На чертеже червяка должна быть помещена таблица параметров червяка. Она должна состоять из трех частей:

первая – основные данные;
вторая – данные для контроля;
третья – справочные данные.

В первой части таблицы должны быть приведены:

- а) модуль m ;
- б) число витков (заходов) z_1 ;
- в) вид червяка – записью ZA (архимедов червяк), ZI (эвольвентный червяк) и т.д.;
- г) делительный угол подъема линии витка γ ;
- д) направление линии витка – надписью «Правое» или «Левое»;
- е) исходный червяк, для стандартного червяка делается ссылка на ГОСТ 19036-94;
- ж) степень точности по ГОСТ 3675-81.

Во второй части таблицы параметров зубчатого венца приводятся данные для контроля взаимного положения разноименных профилей витка: делительная толщина по хорде витка $\overline{s_{a1}}$, высота до хорды $\overline{h_{a1}}$. Вторую часть таблицы допускается исключить или поставить прочерк.

В третьей части таблицы должны быть приведены:

- а) делительный диаметр червяка d_1 ;
- б) ход витка p_{z1} ;
- в) при необходимости – прочие справочные данные, например:
 - межосевое расстояние a_w ;
 - коэффициент диаметра червяка q ;
 - высота витка червяка h_1 ;
 - число зубьев сопряженного червячного колеса z_2 ;
 - обозначение чертежа сопряженного колеса.

Пример указания параметров зубчатого венца червяка вида ZA (архимедова червяка) приведен на рис. 7.15.

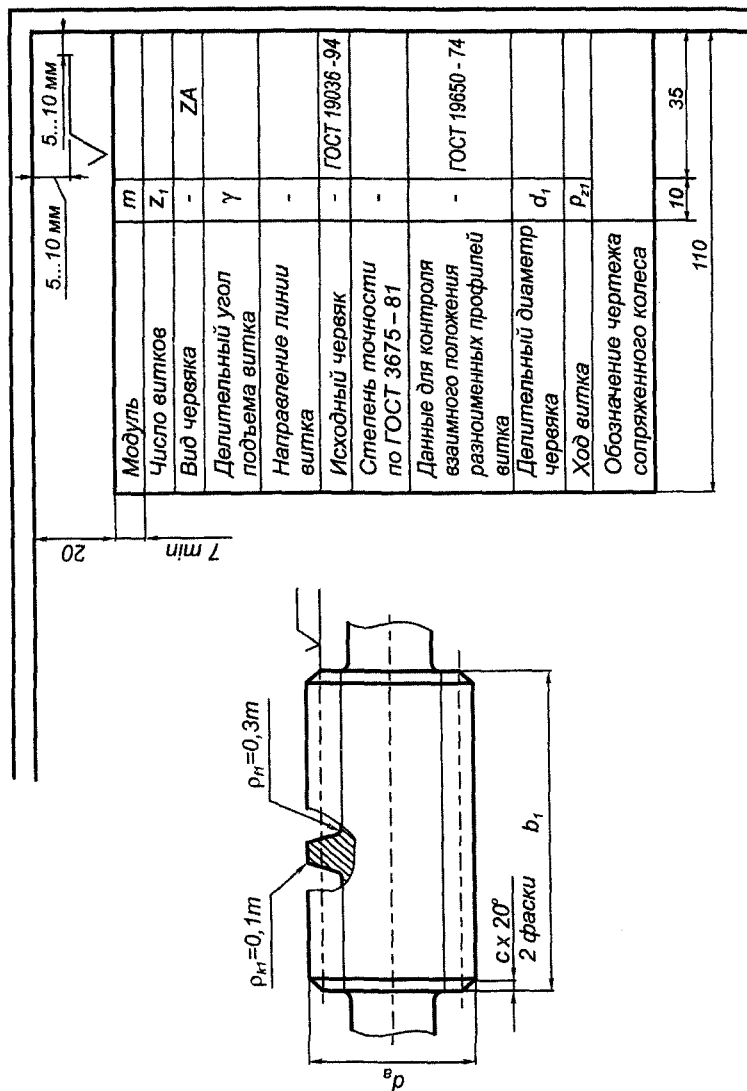


Рис. 7.15. Указание параметров зубчатого венца на чертеже червяка вида ZA (архимедова червяка)

7.3.2.3. Допуски формы и расположения поверхностей червяков

На рис. 7.16 показан червяк с условными обозначениями базы, допусков формы и расположения поверхностей. Рабочей осью червяка является общая ось посадочных поверхностей для подшипников качения, поэтому измерительной базой для поверхностей червяка является ось АВ (рис. 7.16).

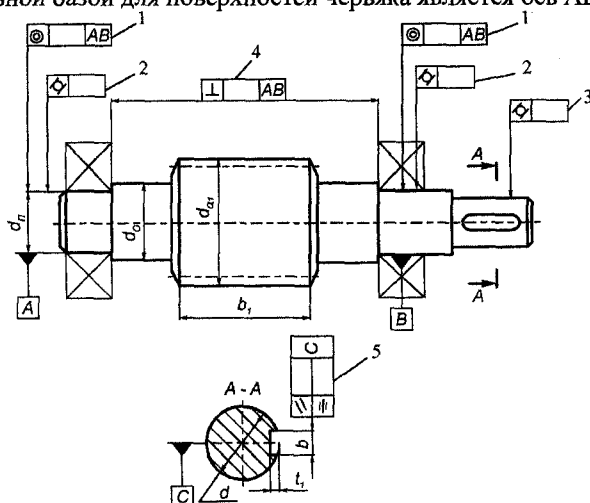


Рис. 7.16. Червяк с обозначениями баз, допусков формы и расположения поверхностей

В табл. 7.6 в соответствии с позициями, указанными на рис. 7.16, приведены указания по определению допусков формы и расположения поверхностей.

Таблица 7.6

Указания по определению допусков формы и расположения поверхностей

№ позиции	Допуски, мкм
1	T_{\odot} – на диаметре $d_{ст}$ при $l/d \geq 0,8$ определяется по табл. 6.15. Степень точности для групп подшипников: I – 8, II – 7, III – 6
2, 3	$T_{\odot} \approx 0,3 IT$, где IT – допускаемый размер отверстия; определяется по табл. 6.12
4	T_{\perp} на диаметре $d_{ст}$ при $l/d \geq 0,8$ определяется по табл. 6.13. Степень точности для групп подшипников: I – 7, II – 6, III – 5
5	$T_{\parallel} = 0,6 t_{шп}$, где $t_{шп}$ – допуск ширины шпоночного паза
	$T_{\equiv} \approx 4 t_{шп}$ – допуск симметричности шпоночного паза

Примеры выполнения рабочих чертежей червяка и червячного колеса приведены на рис. 7.17 и 7.18.

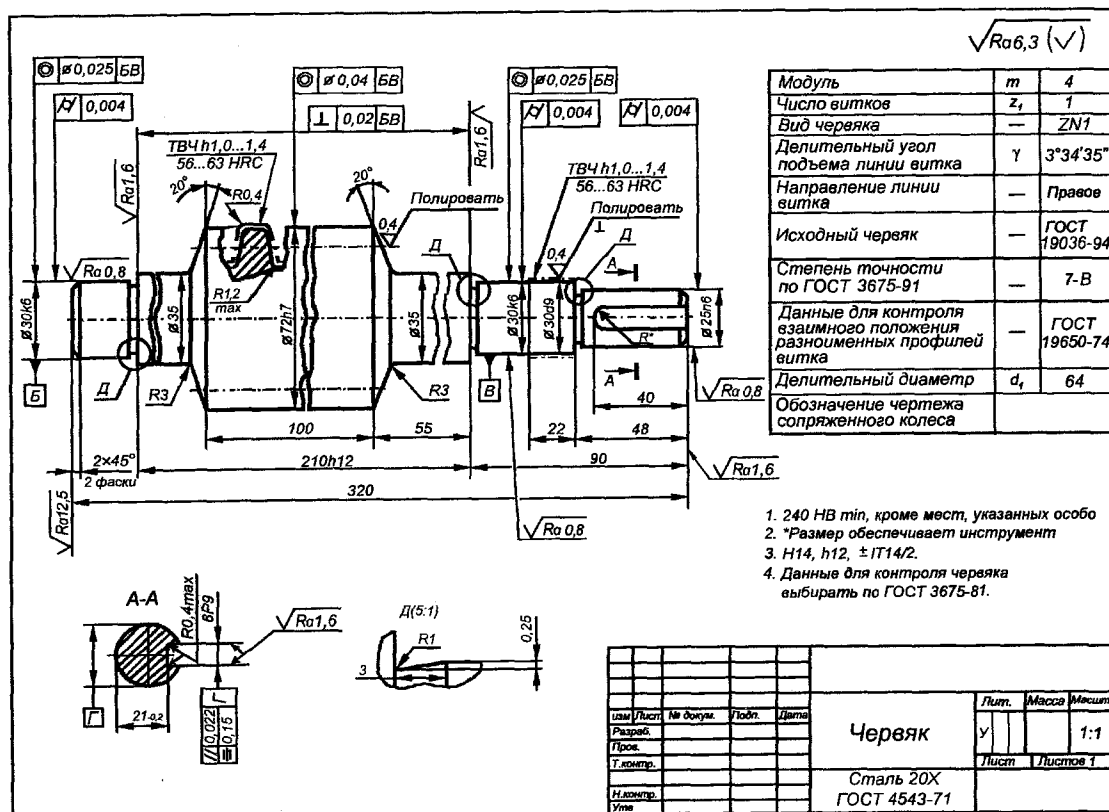


Рис.7.17. Пример выполнения рабочего чертежа цилиндрического червяка

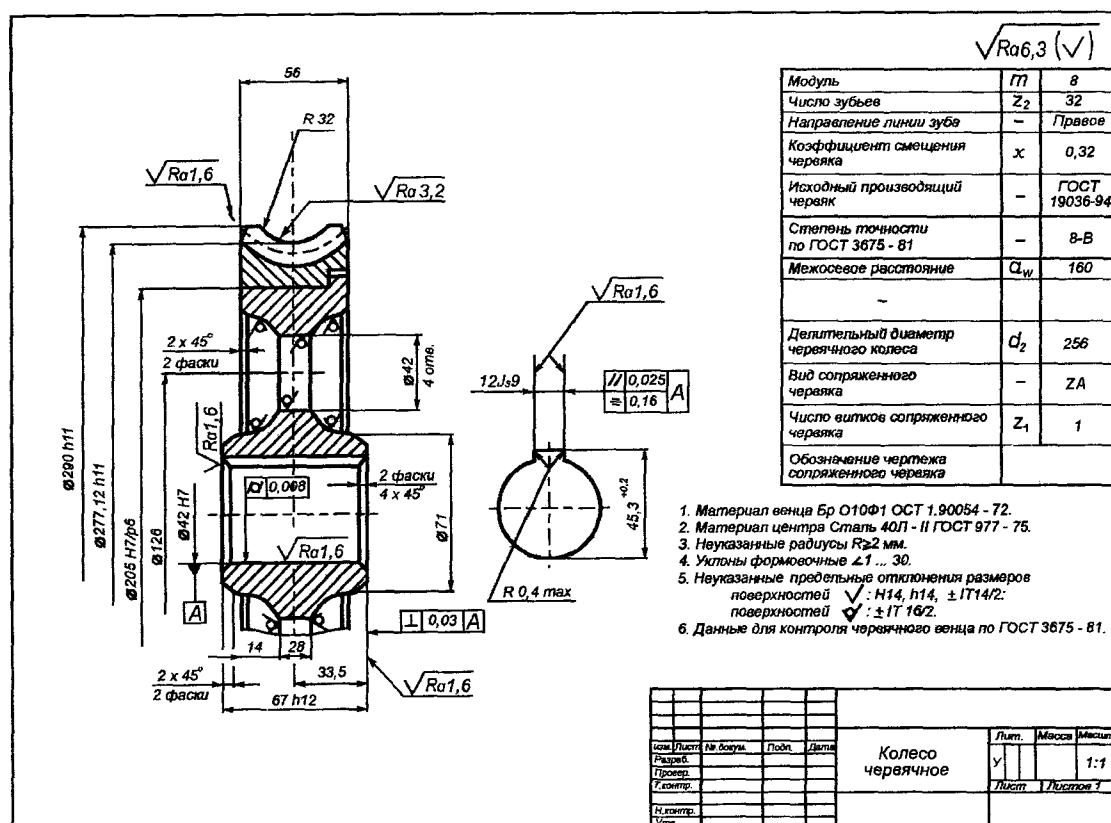


Рис.7.18. Пример выполнения рабочего чертежа червячного колеса

8. СМАЗЫВАНИЕ ЗУБЧАТЫХ И ЧЕРВЯЧНЫХ ПЕРЕДАЧ В РЕДУКТОРАХ

Открытые зубчатые передачи обычно периодически смазываются маслами повышенной вязкости или пластическими смазками (например, ЦИАТИМ-201, ЛИТОЛ-24).

Механизм, состоящий из зубчатых или червячных передач, помещённых в отдельном корпусе, служащий для уменьшения угловых скоростей и соответственно увеличения вращающего момента, называется редуктором. Смазывание зубчатых и червячных редукторов осуществляется для решения следующих задач: уменьшения потери мощности на трение, снижения износа трущихся поверхностей передач, предохранения передач от заедания и коррозии, отвода теплоты и продуктов износа от трущихся поверхностей передач, уменьшения шума. В редукторах наибольшее применение нашла картерная смазка окунанием. В корпус редуктора заливают масло так, чтобы в него были погружены венцы зубчатых колёс или витки червяков. При работе передач масло захватывается зубьями колеса или витками червяка и разбрызгивается, смазывая подвижные детали, стекает в нижнюю часть редуктора.

Картерную смазку применяют при окружной скорости зубчатых колёс зубчатых передач от 0,3 до 12,5 м/с и скорости скольжения червяков червячных передач до 10 м/с. При более высоких скоростях масло сбрасывается с зубьев колёс и витков червяка и зацепление не получает необходимой смазки, кроме этого, при таких скоростях имеем значительные потери мощности на перемешивание масла, повышается его нагрев и снижается вязкость.

Требуемая вязкость масла определяется в зависимости от контактного напряжения и окружной скорости зубчатых колёс и скорости скольжения червячных передач (табл. 8.1). Чем меньше окружная скорость зубчатой передачи или скорость скольжения червячной передачи и чем больше контактные напряжения на поверхности зубьев, тем большей вязкостью должно обладать масло.

При смазывании окунанием объём масляной ванны редуктора принимают из расчёта 0,5...0,8 л масла на 1 кВт передаваемой мощности.

Зубчатые и червячные колеса при $v < 0,5$ м/с погружают в масло на высоту зуба, а его червяк при нижнем расположении по отношению к червячному колесу погружают на высоту витка, но не выше центра нижнего

тела качения подшипника. Если последнее условие выполнить невозможно и червяк оказывается не погруженным в масло, то применяются установленные на червяк разбрызгиватели, забрасывающие масло на червячную передачу (рис. 8.1).

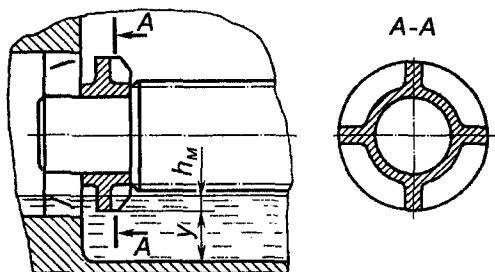


Рис. 8.1. Смазка зацепления разбрызгивателями

Зубья конических колёс погружают в масло на всю длину. При окружных скоростях $v < 0,5$ м/с колесо может быть погружено в масло до $1/6$ его радиуса.

Таблица 8.1

Рекомендуемые марки смазочных масел для передач (ГОСТ 17479.4)

Передача	Контактные напряжения σ_H , Н/мм ²	Окружная скорость зубчатых передач v , м/с (скорость скольжения червячных передач v_s , м/с)		
		До 2	Св. 2 до 5	Св. 5
Зубчатая	До 600	И-Г-А-68	И-Г-А-46	И-Г-А-32
	Св. 600 до 1000	И-Г-С-100	И-Г-С-68	И-Г-С-46
	Св. 1000	И-Г-С-150	И-Г-С-100	И-Г-С-48
Червячная	До 200	И-Т-Д-220	И-Т-Д-100	И-Т-Д-68
	Св. 200 до 250	И-Т-Д-460	И-Т-Д-220	И-Т-Д-100
	Св. 250	И-Т-Д-680	И-Т-Д-460	И-Т-Д-220

Примечание. Первая буква И обозначает масло индустриальное, вторая – назначение (Г – для гидравлических систем, Т – для тяжелонагруженных узлов); третья – принадлежность к подгруппе по эксплуатационным свойствам (А – масло без присадок; С – масло с антиокислительными, антикоррозионными и противоизносными присадками; Д – масло с антиокислительными, антикоррозионными, противоизносными и противозадирными присадками); цифра – класс кинематической вязкости (табл. 8.2).

Таблица 8.2

Зависимость кинематической вязкости масла
от класса вязкости при 40° С, мм²/с

Класс вязкости	32	46	68	100	150	220	460	680
Кинематическая вязкость, мм ² /с	29...35	41...51	61...75	90...100	135...165	198...242	414...506	612...748

В многоступенчатых редукторах, когда не удаётся погрузить зубья всех колёс в масло, так как в этом случае необходимо устанавливать слишком высокий уровень масла, что может привести к слишком большому погружению в масло колеса тихоходной ступени и подшипников, необходимо устанавливать смазочные шестерни (рис. 8.2). Обычно их изготавливают из текстолита.

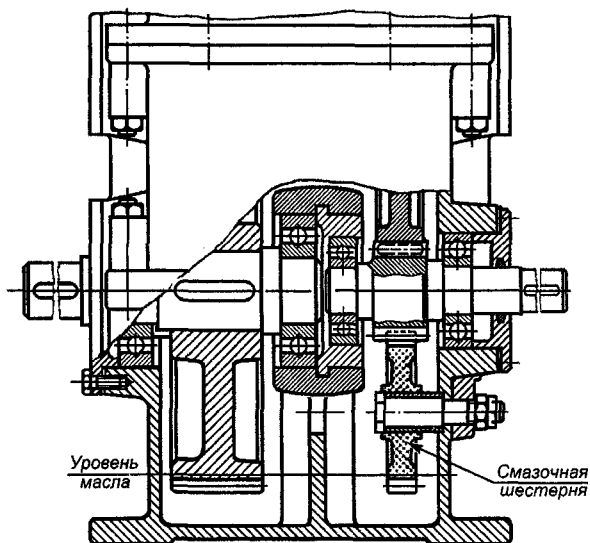


Рис. 8.2. Применение смазочной шестерни для смазывания быстроходной передачи двухступенчатого редуктора

Циркуляционное смазывание может быть использовано при окружной скорости $v \geq 8$ м/с. Масло из картера или бака подаётся насосом в места смазывания по трубопроводу через сопла или коллекторы (рис. 8.3).

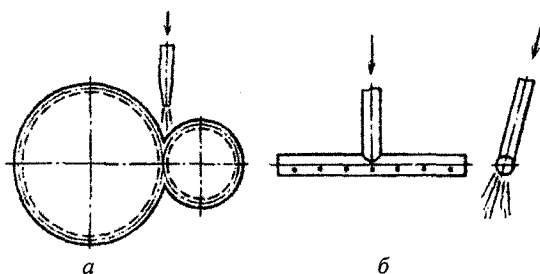
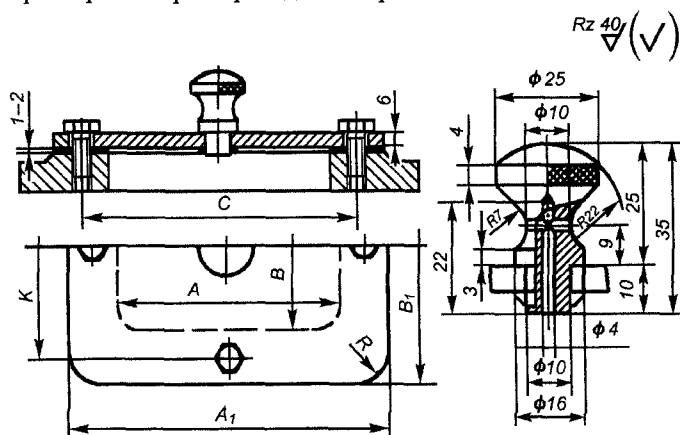


Рис. 8.3. Циркуляционное смазывание зацепления:
а — через сопла; б — через коллекторы

Масло в редуктор чаще всего заливается через смотровое отверстие, выполненное в крышке корпуса редуктора. Смотровое отверстие служит также для осмотра элементов передачи. Оно закрывается крышкой, конструкция и размеры которой приведены на рис. 8.4.



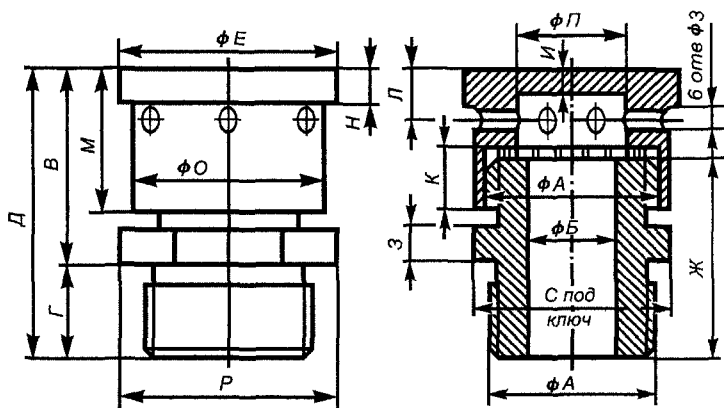
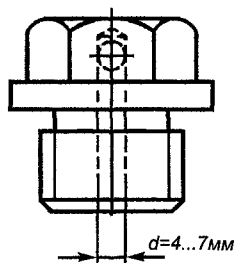
Размеры, мм

A	B	A ₁	B ₁	C	K	R	Размер винта	Число винтов
100	75	150	120	125	100	12	M8x22	4
150	100	190	140	175	120	12	M8x22	4
200	150	250	200	230	180	15	M10x22	6

Рис. 8.4. Конструкция и размеры крышки смотрового
отверстия и ручки-отдушины

В редукторах, в которых при работе происходит выделение большого количества теплоты, предусматривают установку в крышку смотрового отверстия пробки-отдушины (рис. 8.5), ручки-отдушины (рис. 8.4) или пробки-отдушины с сетчатым фильтром (рис. 8.6), соединяющих внутреннюю полость редуктора с атмосферой.

Рис. 8.5. Пробка-отдушина



Размеры, мм

А	Б	В	Г	Д	Е	Ж	З	И	К	Л	М	Н	О	П	Р	С
M27x2	15	~ 30	15	~ 45	36	32	6	4	10	8	22	6	32	18	36	32
M48x3	35	~ 45	25	~ 70	62	52	10	5	15	13	52	10	56	36	62	55

Рис. 8.6. Конструкция и размеры пробки-отдушины с сетчатым фильтром

В редукторах, где смотровое отверстие не предусмотрено, масло заливают через специальное отверстие, выполненное в верхней части крышки редуктора.

Контроль уровня масла в редукторе проверяется с помощью маслоуказателей. Наиболее простыми, надёжными и удобными являются жезловый (рис. 8.7) и фонарный (рис. 8.8) маслоуказатели. Через нижнее отверстие масло из редуктора проходит в полость маслоуказателя, а через верхнее отверстие маслоуказатель сообщается с воздухом в корпусе редуктора.

На рис. 8.9 показан трубчатый маслоуказатель. Он работает по принципу сообщающихся сосудов, уровень масла в стеклянной трубке соответствует уровню масла в редукторе. Масло сливается через маслоспускное отверстие, которое выполняется на уровне днища или немного ниже него. Для лучшего стекания масла к маслоспускному отверстию в днище обычно делается уклон $1...2^\circ$. В отверстии нарезана внутренняя резьба, в которую ввернута пробка с цилиндрической или конической резьбой. Конструкции и размеры пробок с цилиндрической и конической резьбами приведены соответственно на рис. 8.10 и 8.11. Под пробку с цилиндрической резьбой ставят уплотнительную прокладку из маслостойкой резины, кожи, алюминия или меди. Пробка с конической резьбой даёт надёжное уплотнение без прокладок.

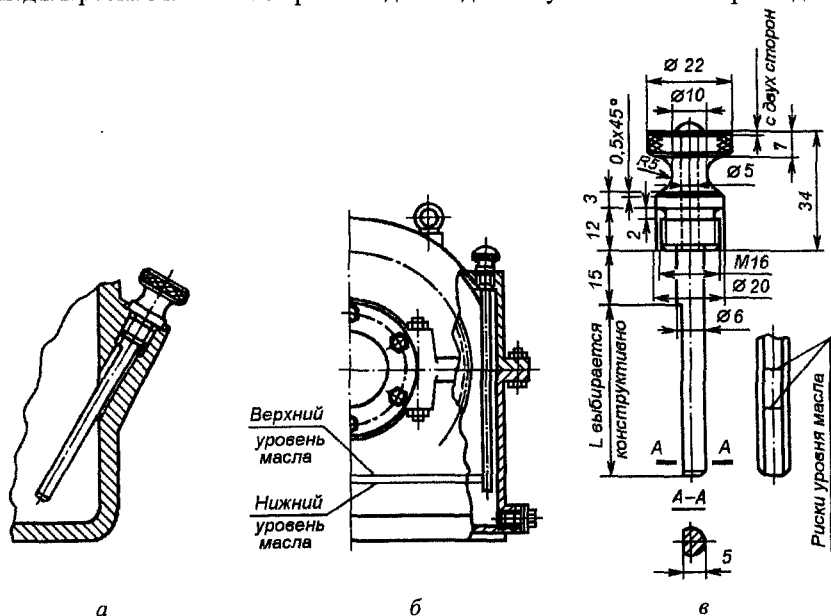
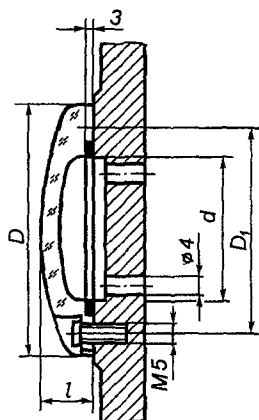


Рис. 8.7. Жезловый маслоуказатель:

а – установка в нижней части корпуса редуктора; *б* – установка в крышке корпуса; *в* – конструкция и размеры для небольших редукторов



Размеры, мм

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

Рис. 8.8. Конструкция и размеры фонарного маслоуказателя

Размеры, мм		
Δh	< 35	< 80
H	80	125

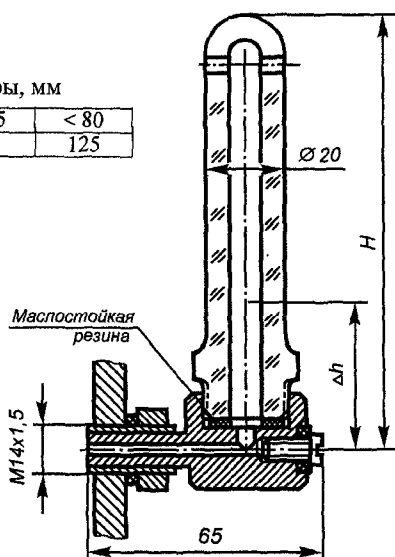
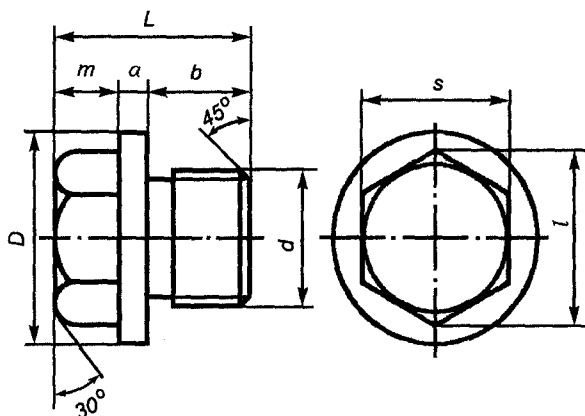
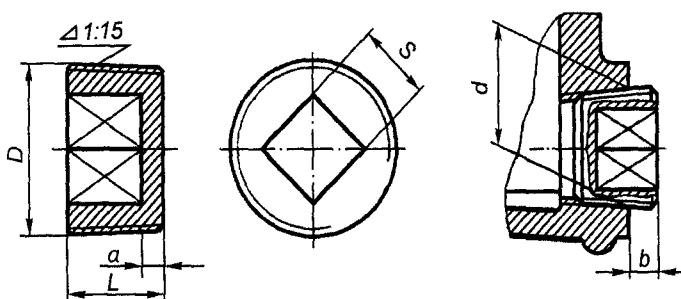


Рис. 8.9. Трубчатый маслоуказатель



d	b	m	a	L	D	s	l	
M16x1,5	12	8	3	23	26	17	19,6	
M20x2	15	9	4	28	30	22	25,4	
M22x2	18	10		29	32	27	31,2	
M27x2		12		34	38			
M30x2	20	14		36	45	32	36,9	
M33x2				38	48			

Рис. 8.10. Конструкция и размеры пробки с цилиндрической резьбой



D	D	L	b	a	S
К 1/2" труб	20,9	15	7,5	4	8
К 1/2" труб	26,4	17	7,5	4,5	12

Рис. 8.11. Конструкция и размеры пробки с конической резьбой

9. ВАЛЫ И ОСИ

9.1. Основные сведения

На валах устанавливают вращающиеся детали: зубчатые колеса, шкивы, звездочки и т.д.

Вал передает вращающий момент и поддерживает сидящие на нем детали, поэтому работает на кручение и изгиб. Некоторые типы валов не поддерживают вращающихся деталей (карданные валы, соединительные валы) и работают только на кручение.

По геометрической форме валы делятся на прямые (рис. 9.1, в и г), коленчатые (рис. 9.1, д) и гибкие (рис. 9.1, е).

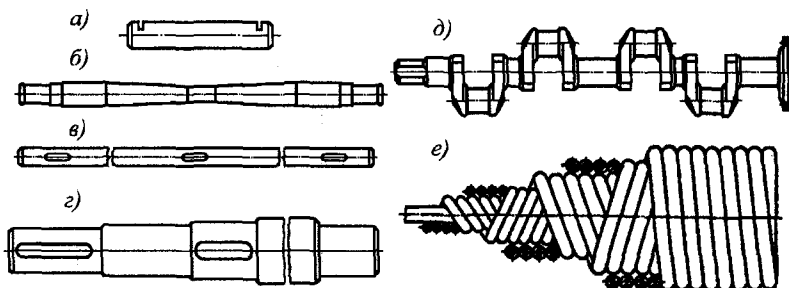


Рис. 9.1. Конструкции валов и осей:

а — ось постоянного сечения; б — ось переменного сечения;
в — прямой вал постоянного сечения; г — прямой вал переменного сечения
(ступенчатой формы); д — коленчатый вал; е — гибкий вал

Коленчатые валы (рис. 9.1, д) служат для преобразования возвратно-поступательного движения во вращательное или, наоборот, вращательного движения в возвратно-поступательное (двигатели внутреннего сгорания, поршневые компрессоры, лесопильные рамы).

Гибкие валы (рис. 9.1, е) применяются для передачи вращения под разными углами. Они состоят из нескольких стальных плотно наложенных друг на друга проволочных слоев с чередующимся направлением наливки (рис. 9.2). Каждый слой наливки гибкого вала состоит из 4...12 проволоки, диаметр которых выбирают в зависимости от назначения вала в пределах 0,5...2,6 мм.

Гибкие валы могут быть нормального типа (В1) без сердечника и усиленные (В2) с сердечником, а также правого и левого вращения, причем у валов правого вращения наружный слой проволоки навивается в левую сторону, а у валов левого вращения – в правую сторону.

Диаметры гибких валов могут изменяться от 3 до 40 мм; длина валов достигает 7,5 м, но чаще всего применяются валы длиной от 1,5 до 2,5 м; КПД выпрямленных гибких валов равен 0,93, изогнутых – 0,89.

Гибкие валы закрывают предохранительной оболочкой (гибкой броней), изготавливаемой большей частью из оцинкованной стали марки 10 или 08. Предохранительная оболочка, помимо того, что увеличивает прочность вала, защищает его от пыли и влаги, облегчает обращение с ним.

В отличие от валов оси служат только для поддержания сидящих на них вращающихся деталей. Оси не передают вращающие моменты и не испытывают кручение. Этим они отличаются от валов. Оси работают на изгиб. Оси могут быть неподвижными (рис. 9.3, а) или вращающимися с насаженными на них деталями (рис. 9.3, б). По типу сечения валы и оси могут быть сплошными и полыми.

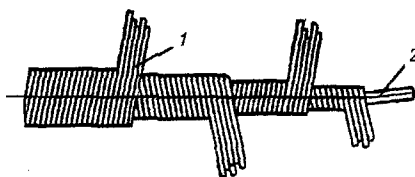


Рис. 9.2. Навивка стальных проволоочных слоев в гибком валу:

1 – проволоочный слой; 2 – сердечник

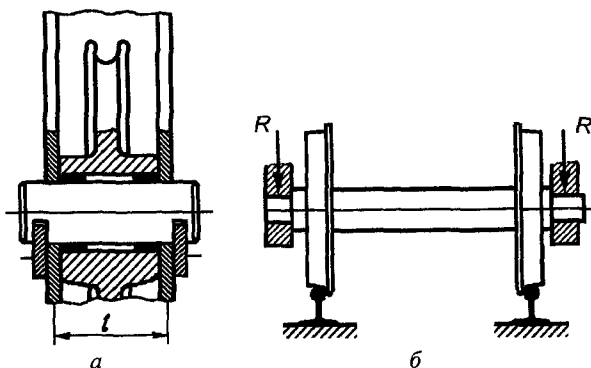


Рис. 9.3. Конструкции осей:
а – неподвижная; б – подвижная

9.1.1. Конструктивные элементы валов и осей

Участки валов и вращающихся осей, которыми они опираются на подшипники, называются *цапфами*. Цапфы по форме могут быть цилиндрическими, реже коническими и сферическими. Существуют три типа цапф: шипы, шейки и пяты.

Шип (рис. 9.4) – это цапфа, расположенная на конце вала или оси и передающая на опору (подшипник) преимущественно радиальную нагрузку.

Шейка (рис. 9.4) – это цапфа, расположенная на некотором расстоянии от конца вала и передающая на опору преимущественно радиальную нагрузку. Опорами для шипов и шеек служат подшипники.

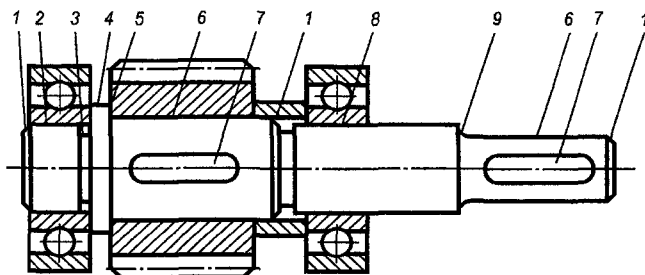


Рис. 9.4. Вал с конструктивными элементами:

1 – фаска; 2 – шип; 3 – канавка; 4 – буртик; 5 – заплечик; 6 – посадочная поверхность; 7 – шпоночный паз; 8 – шейка; 9 – галтель

Пятой называют цапфу, передающую на опору осевую нагрузку. Опорами для пят служат подшипники скольжения (подпятники) или упорные подшипники качения. Пяты по форме могут быть сплошными, кольцевыми и гребенчатыми (рис. 9.5).

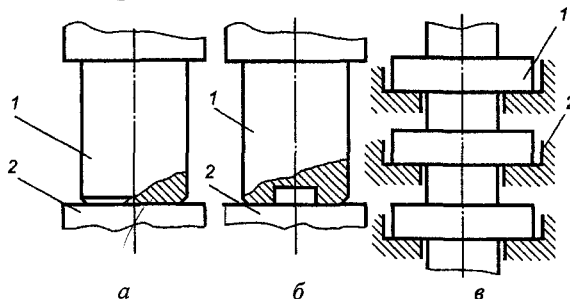


Рис. 9.5. Пяты и подпятники:

1 – пяты (а – сплошная; б – кольцевая; в – гребенчатая);
2 – подпятники

Посадочными поверхностями валов (рис. 9.4) называют поверхности, на которые насаживают ступицы шкивов, зубчатых колес, звездочек, полу-муфт. Они бывают цилиндрическими и коническими.

Валы чаще изготавливают ступенчатыми (рис. 9.4), значительно реже одинакового сечения по длине. Более широкое применение ступенчатых валов объясняется разным нагружением отдельных сечений, условиями изготовления, удобством посадки на них деталей и сборочных единиц. Переходные участки между двумя ступенями выполняют с помощью галтелей или канавок (рис. 9.4).

Галтель — это плавный переход от одного диаметра к другому. Она уменьшает концентрацию напряжений. Чаще галтель делают постоянного радиуса r , но в случае, когда концентрация напряжений должна быть снижена значительно, галтель может иметь переменный радиус. Если и этого недостаточно, то галтель обкатывают закаленным роликом для образования наклепа.

Канавка представляет углубление определенного профиля. Она облегчает выход режущего инструмента при изготовлении ступеней валов, но повышает концентрацию напряжений.

Кольцевое утолщение на валу называют *буртиком* (рис. 9.4). Плоские поверхности буртика называют *запличиками* (рис. 9.4). Они позволяют фиксировать положение деталей на валу и вала в подшипниках и воспринимают осевые силы.

Скошенная часть поверхности вала у торцев, а также в местах перехода ступеней, называется *фаской* (рис. 9.4). Она облегчает посадку деталей на вал и предохраняет руки от повреждений.

Для установки шпонок, служащих для передачи вращающегося момента от вала на ступицу шкива (зубчатого колеса, червячного колеса, звездочки, полумуфты) или, наоборот, в валу фрезеруют шпоночные пазы (рис. 9.4).

Формы и размеры валов могут быть разнообразными в зависимости от технологии их изготовления и монтажа, конструкций механизмов, в которые они входят, условий эксплуатации, величины и характера нагрузки.

Оси, предназначенные для работы в механизмах общего назначения, изготавливают диаметром $d = 3...100$ мм и длиной $l = 6...300$ мм по ГОСТ 9650–80, соответствующему ИСО 2340–72 (A) и 2341–72 (A). Их конструкции показаны на рис. 9.6.

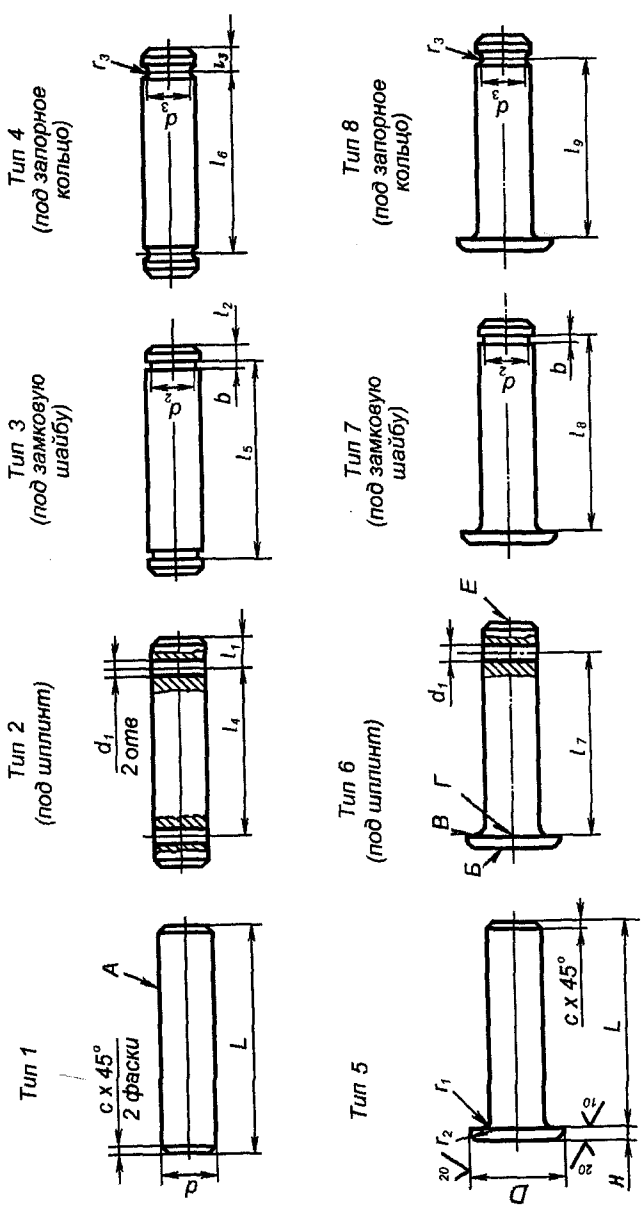


Рис. 9.6. Конструкции осей общего назначения

Пример обозначения оси типа 1 диаметром $d = 20$ мм, с полем допуска h8, длиной $L = 55$ мм, из стали Ст3сп, без термообработки и без покрытия:

Ось 1 – 20 h8 x 55. Ст3сп ГОСТ 9650–80.

То же, типа 2 из стали 40Х с цинковым покрытием толщиной 15 мкм:

Ось 2 – 20 h8 x 55. 40Х. Ц15 ГОСТ 9650–80.

То же, типа 6 с увеличенным буртиком $D = 30$ мм, из стали 20, с цементацией на глубину 0,8...1,5 мм, с твердостью HRC 57...63, с окисным покрытием по ГОСТ 9.306–85:

Ось 6 – 20h8 x 55. 30. 20. 4. 08 – 1,5. 57...63. ОК. ГОСТ 9650–80.

Обозначение видов термообработки и шкалы твердости, по которым указывают твердость осей, должны соответствовать приведенным в табл. 9.1.

Таблица 9.1

Условное обозначение термообработки осей

Вид термообработки	Обозначение вида термообработки	Шкала твердости
Улучшение	1	По Бринеллю (HB)
Закалка объемная	2	По Роквеллу (HRC)
Закалка ТВЧ	3	
Цементация	4	
Азотирование	5	По Виккерсу (HV)

9.1.2. Материалы валов и осей

Валы и оси должны быть прочными, жесткими, упругими и хорошо обрабатываться. Их изготавливают из углеродистых и легированных сталей. Для валов и осей, не подвергающихся термической обработке, применяют углеродистые стали Ст3, Ст4, Ст5, сталь 25; для термообрабатываемых валов широкое применение нашли среднеуглеродистые стали 45, 50 и легированные 40Х, 40ХН. Для высоконагруженных валов, работающих в ответственных механизмах, применяют легированные стали 12ХН3А, 18ХГТ, 20ХН2М. Валы и оси подвергают следующим видам термообработки: закалке с высокотемпературным отпуском (улучшение) или поверхностной закалке ТВЧ с низкотемпературным отпуском.

В качестве заготовок для стальных валов диаметром до 150 мм обычно используют круглый прокат, а для валов диаметром более 150 мм и сложной формы – поковки. Тяжело нагруженные коленчатые валы сложной формы иногда изготавливают из высокопрочного чугуна, например из чугуна ВЧ-50-2.

Валы и оси подвергают обработке на токарных станках с последующим шлифованием цапф и посадочных поверхностей. Механические характеристики некоторых сталей, применяемых для изготовления валов и осей, приведены в табл. 9.2.

Таблица 9.2

Механические характеристики основных материалов валов

Марка стали	Диаметр заготовки, мм	Твердость НВ, не менее	Механические характеристики, МПа				
			σ_b	σ_T	τ_T	σ_{-1}	τ_{-1}
Ст5	Любой	190	520	280	150	220	130
45	≤ 120	240	780	540	290	360	200
45	≤ 80	270	900	650	390	410	230
40Х	≤ 200	240	790	640	380	370	210
40Х	≤ 120	270	900	750	450	410	240
40ХН	≤ 200	270	920	750	450	420	230
20Х	≤ 120	197	650	400	240	310	170
12ХН3А	≤ 120	260	950	700	490	430	240
18ХГТ	≤ 60	330	1150	950	660	500	280

9.2. Проектный расчет вала

9.2.1. Критерии работоспособности

Валы при работе испытывают циклически изменяющиеся напряжения. Основными критериями работоспособности валов являются усталостная прочность, жесткость и виброустойчивость.

Прочность – способность детали сопротивляться разрушению (при хрупких материалах, например чугуна) или возникновению пластических деформаций (при пластичных материалах, например сталь) под действием приложенных к ней нагрузок. Прочность вала считается обеспеченной, если расчетные напряжения σ не больше допускаемых $[\sigma]$, то есть $\sigma \leq [\sigma]$, или расчетный коэффициент запаса прочности n не меньше требуемого $[n]$, то есть $n \geq [n]$.

Жесткость – способность детали сопротивляться изменению её размеров и формы под действием нагрузки. Недостаточная изгибная жесткость валов нарушает надежную работу передач и приводит к снижению работоспособности механизма. Жесткость вала считается обеспеченной, если её расчетная величина j не меньше требуемой $[j]$, то есть $j \geq [j]$. Это условие выполняется, если прогиб вала y и угол поворота θ в местах посадок вращающихся деталей меньше допускаемых $[y]$ и $[\theta]$, то есть $y \leq [y]$ и $\theta \leq [\theta]$.

Виброустойчивость – способность детали или конструкции работать в заданном диапазоне режимов без недопускаемых колебаний. Вибрация валов снижает качество работы механизма, создает шум, уменьшает долговечность подшипников и передач. Условие виброустойчивости

$$f \neq f_{кр}, \quad (9.1)$$

где f – частота собственных колебаний вала, установленного в подшипниках, с насаживаемыми на него деталями;

$f_{кр}$ – частота вынужденных колебаний вала, определяемая частотой его вращения.

Для выбора основных конструктивных элементов вала предварительно из условия статической прочности определяются диаметры вала в характерных сечениях. Для этих расчетов необходимо знать: схему сил и вращающихся моментов, действующих на вал; значения сил и вращающих моментов; расстояния между опорами и от опор до точек приложения сил; допускаемые напряжения для выбранных материалов валов.

После этих проектных расчетов и конструирования вала выполняются проверочные расчеты на усталостную прочность, жесткость и виброустойчивость.

Различают три способа расчета валов на прочность:

ориентировочный (на кручение);

приближенный по эквивалентному моменту;

проверочный (уточнённый) по коэффициенту запаса прочности.

9.2.2. Ориентировочный расчет

При ориентировочном расчете определяется диаметр вала из условия работы его на кручение. При этом не учитывают деформацию изгиба, концентрацию напряжений и характер нагрузки, поэтому допускаемые напряжения принимаются пониженными – $[\tau] = 20 \dots 30$ МПа.

Из условия прочности

$$\tau_{кр} = \frac{M_{кр}}{W_p} \leq [\tau_{кр}] \quad (9.2)$$

диаметр вала определяется по формуле

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{M_{кр}}{0,2 [\tau_{кр}]}} \quad (9.3)$$

где $M_{кр}$ — крутящий момент, Н·мм;

W_p — полярный момент сопротивления рассматриваемого сечения вала, мм³,

$$W_p = \frac{\pi d^3}{16} \approx 0,2d^3.$$

При ориентировочном расчете по формуле (9.3) обычно определяют диаметр концов валов. Полученное значение диаметра должно быть округлено до ближайшего большего из рядов 1 и 2 (ГОСТ 12080–66 и ГОСТ 12081–72). После этого диаметры остальных участков валов назначают по конструктивным соображениям с учетом удобства посадки на них подшипников качения, зубчатых колес и т.д. и необходимости фиксации этих деталей на валу в осевом направлении заплечиками.

При подборе подшипников качения (в основном у быстроходного вала редуктора) диаметры вала следует увеличить по сравнению с полученными при ориентировочном расчете так, чтобы их значения оканчивались на 0 или 5.

Диаметры валов на других участках, кроме концевых и цапф, принимаются из ряда $Ra\ 40$ (ГОСТ 6636–69): 10; 10,5; 11; 11,5; 12; 13; 14; 15; 16; 17; 18; 19; 20; 21; 22; 24; 25; 28; 30; 32; 34; 36; 38; 40; 42; 45; 48; 50; 53; 56; 60; 63; 67; 71; 75; 80; 85; 90; 95; 100; 105; 110; 120; 125; 130; 150; 160.

Если применение размеров из ряда $Ra\ 40$ не обеспечивает требований, предъявляемых к механизмам, то допускается использовать дополнительные размеры (ГОСТ 6636–69), мм: 10,2; 10,8; 11,8; 12,5; 13,5; 14,5; 15,5; 16,5; 17,5; 18,5; 19,5; 20,5; 21,5; 23; 27; 29; 31; 33; 35; 37; 39; 41; 44; 46; 49; 52; 55; 58; 62; 65; 70; 73; 78; 82; 88; 92; 102; 108; 112; 115; 118; 135; 145; 155.

Ориентировочный расчет целесообразно использовать при проектировании ответственных механизмов при единичном их производстве, когда не требуется проверочный расчет вала.

9.2.3. Приближенный расчет

Приближенный расчет вала является проектным, так как при его выполнении из условия прочности определяются диаметры вала в характерных сечениях. Этот расчет выполняется по эквивалентному (приведенному) моменту, определяемому из выражения

$$M_{эв} = \sqrt{M_n^2 + M_{кр}^2} = \sqrt{(M_n^p)^2 + (M_n^r)^2 + M_{кр}^2}, \quad (9.4)$$

где M_n — суммарный изгибающий момент, Н·мм;

$M_{кр}$ — крутящий момент, Н·мм;

M_n^p — изгибающий момент от сил, действующих на вал в вертикальной плоскости;

M_n^r — изгибающий момент от сил, действующих на вал в горизонтальной плоскости.

Данный расчет более точен, чем ориентировочный, так как при выборе допускаемых напряжений учитываются механические характеристики выбранного материала вала: предел выносливости при симметричном цикле нагружения σ_{-1} и предел прочности σ_B .

Диаметр вала определяется по формуле

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{M_{\text{экр}}}{0,1[\sigma_n]}}, \quad (9.5)$$

где $[\sigma_n]$ – допускаемое напряжение изгиба, МПа,

$$[\sigma_n] = \frac{\sigma_{-1}}{[n]K_\sigma}, \quad (9.6)$$

σ_{-1} – предел выносливости материала вала при симметричном цикле нагружения, МПа; определяется по табл. 9.2 для принятого материала вала;

$[n] = 1,5 \dots 2,5$ – требуемый коэффициент запаса прочности; при выборе учитывается точность определения нагрузок, действующих на деталь, однородность материала, особенности работы механизма и особые требования безопасности;

$K_\sigma = 1,5 \dots 2,0$ – коэффициент концентрации напряжений.

Вычисленные суммарные реакции опор, равные радиальным силам, действующим на подшипники, используются при подборе подшипников, а крутящие и суммарные изгибающие моменты используются при проведении последующего проверочного расчета вала.

9.2.4. Предварительная компоновка редуктора

Предварительная компоновка редуктора выполняется для определения расстояния между опорами валов и между опорами и точками приложения сил. Примеры компоновки редукторов приведены на рис. 9.7. Размеры даны в миллиметрах. Буквами B_1 и B_2 обозначены ширины деталей (шкивов, звездочек, зубчатых колес), консольно насаженных на входной и выходной концы валов редуктора. Муфты в основном передают крутящие моменты. Радиальными силами, передающимися от муфт на валы, пренебрегают из-за малости возникающих изгибающих моментов, поэтому при наличии на концах валов муфт величины B_1 и B_2 и длины хвостовиков можно не учитывать. На схемах, представленных на рис. 9.7, б, буквами b_1 и b_2 обозначены ширины шестерен соответственно быстроходной и тихоходной ступеней редуктора.

Для расчета вала необходимо знать величины и направления сил, действующих на валы редуктора. Примеры схем нагружения валов редукторов приведены на рис. 9.8. Они соответствуют схемам, приведенным на рис. 9.7. На входных валах редукторов (рис. 9.8, а и д) установлены полумуфты, поэтому силы, действующие на концы этих валов, не показаны.

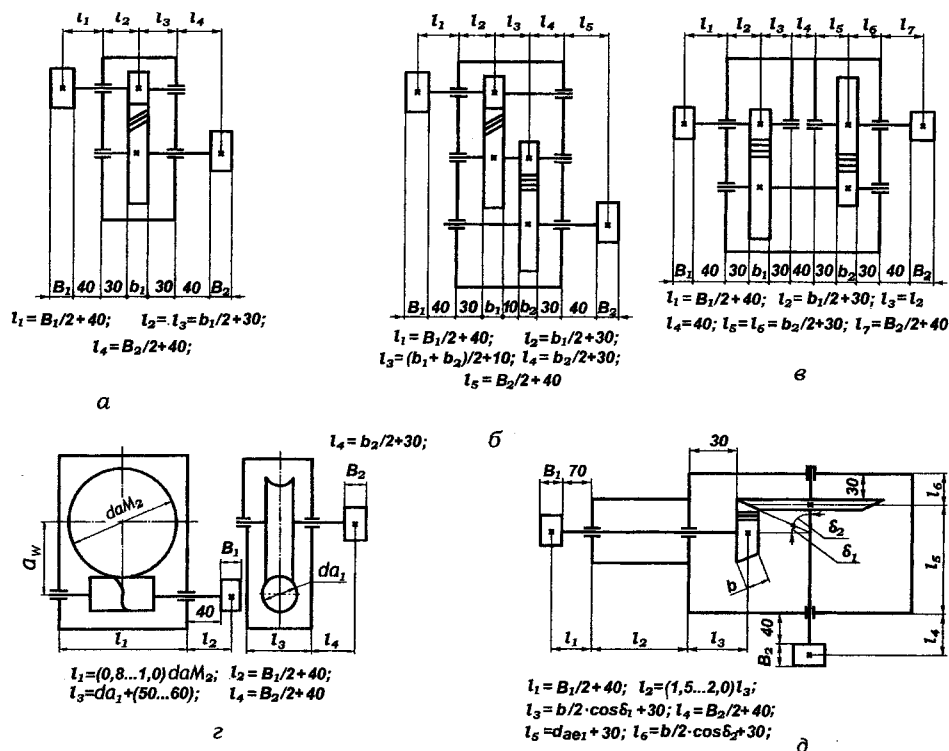


Рис. 9.7. Примеры компоновки редукторов:
 а – одноступенчатого цилиндрического; б – двухступенчатого цилиндрического по развнутой схеме;
 в – двухступенчатого соосного цилиндрического; г – червячного; д – конического

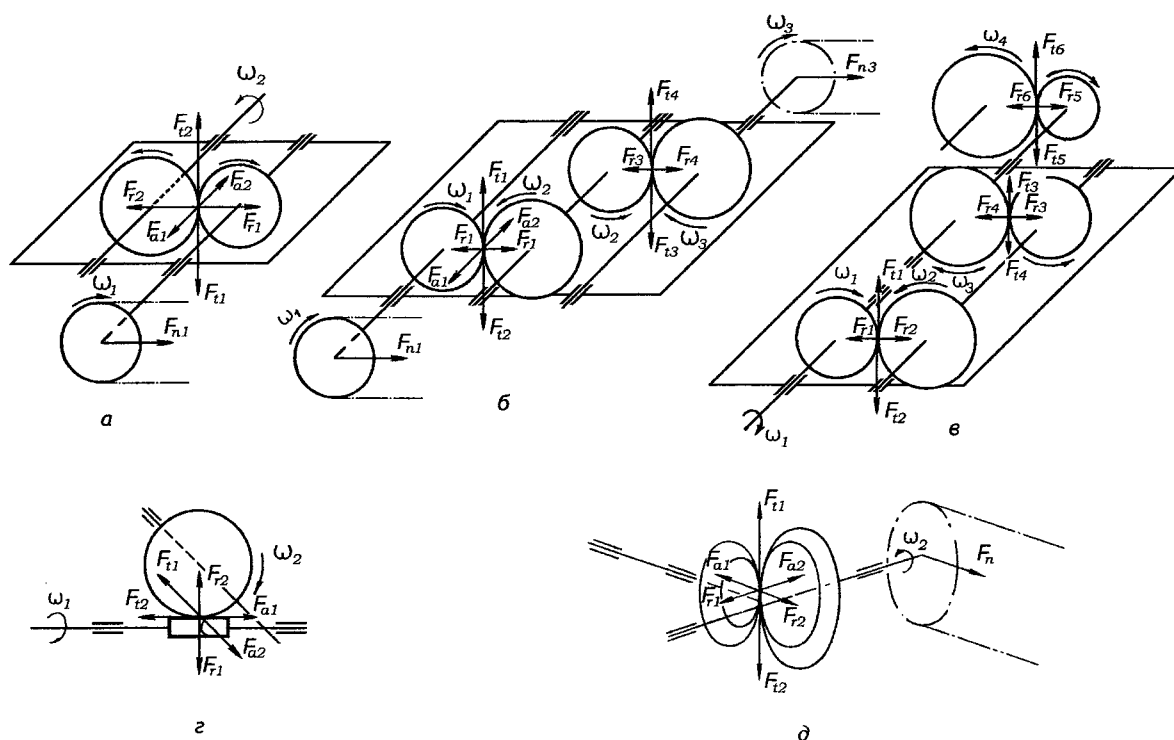


Рис. 9.8. Схемы сил, действующих в передачах приводов:
 а – с двухступенчатым цилиндрическим редуктором, выполненным по развнутой схеме; б – с двухступенчатым соосным цилиндрическим редуктором; в – с червячной передачей; г – с конической зубчатой передачей

9.2.5. Определение эквивалентных моментов и расчет диаметров вала

Для определения диаметров вала в любом сечении по формуле (9.5) необходимо построить эпюру эквивалентных моментов. Определение эквивалентных моментов выполняется в следующей последовательности.

1. Вычерчивается вал в виде круглого бруса на двух подшипниках, нагруженного силами и моментами, с указанием расстояний между характерными точками (точками опор и приложения нагрузок). Выписываются исходные данные для расчетов.

2. Вычерчивается расчетная схема вала в виде балки на двух точечных шарнирных опорах, причем одна опора неподвижная (опора A), а другая (опора B) подвижная. Все силы и сосредоточенные изгибающие моменты, действующие на вал в вертикальной плоскости, прикладываются к соответствующим точкам вала.

3. Определяются реакции опор R_A^B и R_B^B и сосредоточенные изгибающие моменты, действующие на вал в вертикальной плоскости, и строится эпюра изгибающих моментов $M_{\text{и}}^B$.

4. Вычерчивается расчетная схема вала, нагруженного в горизонтальной плоскости.

5. Определяются реакции опор R_A^r и R_B^r и сосредоточенные изгибающие моменты, действующие на вал в горизонтальной плоскости, и строится эпюра изгибающих моментов $M_{\text{и}}^r$.

6. Определяются суммарные реакции опор

$$R_A = \sqrt{(R_A^B)^2 + (R_A^r)^2}; \quad (9.7)$$

$$R_B = \sqrt{(R_B^B)^2 + (R_B^r)^2}. \quad (9.8)$$

7. Строится суммарная эпюра изгибающих моментов $M_{\text{и}}$ путем геометрического сложения эпюр $M_{\text{и}}^B$ и $M_{\text{и}}^r$:

$$M_{\text{и}} = \sqrt{(M_{\text{и}}^B)^2 + (M_{\text{и}}^r)^2}. \quad (9.9)$$

8. Строится эпюра крутящих моментов $M_{\text{кр}}$, численно равных передаваемому вращающему моменту T .

9. Строится эпюра эквивалентных моментов $M_{\text{экв}}$. Для этого в каждой характерной точке производится геометрическое сложение суммарного изгибающего и крутящего моментов:

$$M_{\text{экв}} = \sqrt{M_{\text{и}}^2 + M_{\text{кр}}^2}. \quad (9.10)$$

10. Определяются диаметры вала в характерных сечениях, начиная с его конца, передающего вращающий момент, по формуле (9.5). Если вал является промежуточным, то сначала определяется диаметр вала в сечении, соответствующем месту посадки зубчатого колеса.

11. Уточняются значения диаметров вала в соответствии со стандартными и с учетом конструктивных особенностей вала, связанных с удобством посадок на него деталей вращения (шкивов, муфт, подшипников и т.д.) и необходимостью их фиксации в осевом направлении.

9.2.6. Пример приближенного расчета вала

Выполним приближенный расчет быстроходного вала одноступенчатого редуктора с цилиндрической косозубой передачей. Схема и исходные данные, необходимые для расчета, приведены на рис. 9.9.

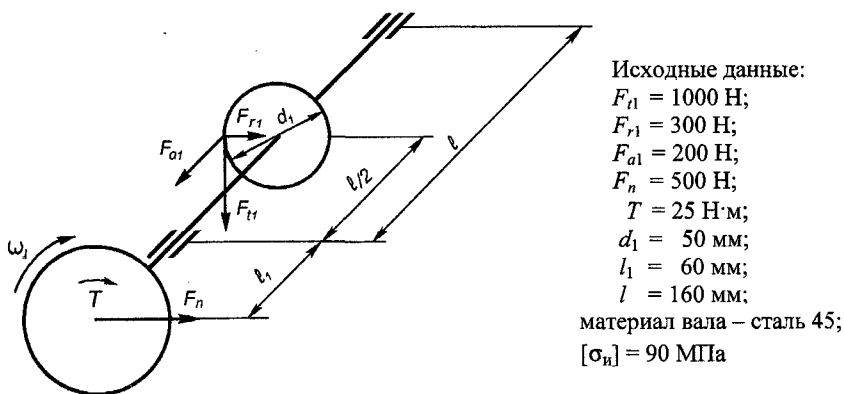


Рис. 9.9. Схема вала с указанием приложенных нагрузок

Окружная F_{t1} , радиальная F_{r1} и осевая F_{a1} силы, действующие через шестерню на вал, а также диаметр делительной окружности шестерни d_1 получены в результате расчета зубчатой передачи. Сила, действующая на вал от натяжения ремня F_n , определена при расчете ременной передачи. Расстояния от центра шкива до первого подшипника l_1 и между подшипниками l получены при компоновке редуктора. Шестерня находится на одинаковом расстоянии от подшипников. Материал вала – сталь 45, имеющая предел выносливости $\sigma_{-1} = 360 \text{ МПа}$ при твердости HB 240. По формуле (9.6) при принятых требуемом коэффициенте запаса прочности $[n] = 2$ и коэффициенте концентрации напряжений $K_\sigma = 2,0$ рассчитано допускаемое напряжение изгиба $[\sigma_{\text{н}}] = 90 \text{ МПа}$.

Схема сил, действующих на вал в вертикальной и горизонтальной плоскостях, и эпюры, полученные в результате приближенного расчета вала, приведены на рис. 9.10.

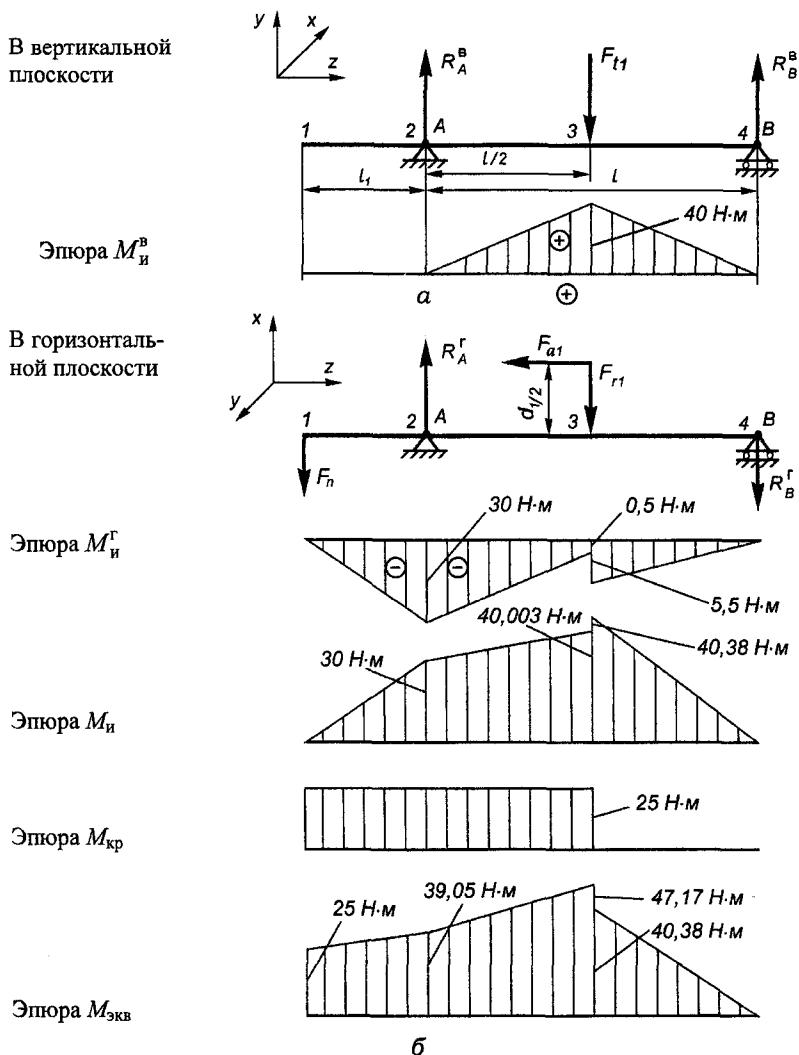


Рис. 9.10. Схема сил, действующих на вал в вертикальной и горизонтальной плоскостях, и эпюры, полученные в результате расчетов

Вертикальная плоскость. Определяем реакции опор:

$R_A^B = R_B^B = F_{t1}/2 = 1000/2 = 500$ Н (так как F_{t1} расположена на равном расстоянии от опор А и В).

Проверка: $\Sigma y = 0$, $R_A^B - F_{t1} + R_B^B = 500 - 1000 + 500 = 0$.

Строим эпюру изгибающих моментов $M_{и}^B$ от сил, действующих в вертикальной плоскости:

$$M_{и1}^B = M_{и2}^B = M_{и4}^B = 0; \quad M_{и3}^B = R_A^B \cdot l/2 = 500 \cdot 80 = 40000 \text{ Н}\cdot\text{мм} = 40 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Горизонтальная плоскость. Определяем реакции опор:

$$\Sigma M_A = 0; \quad F_n \cdot l_1 - R_B^r \cdot l - F_{r1} \cdot l/2 + F_{a1} \cdot d_1/2 = 0;$$

$$R_B^r = \frac{F_n \cdot l_1 + F_{a1} \cdot d_1/2 - F_{r1} \cdot l/2}{l} = \frac{500 \cdot 60 + 200 \cdot 50/2 - 300 \cdot 80}{160} = 68,75 \text{ Н};$$

$$\Sigma M_B = 0; \quad F_n \cdot (l_1 + l) - R_A^r \cdot l + F_{a1} \cdot d_1/2 + F_{r1} \cdot l/2 = 0;$$

$$R_A^r = \frac{F_n \cdot (l_1 + l) + F_{a1} \cdot d_1/2 + F_{r1} \cdot l/2}{l} = \frac{500 \cdot 220 + 200 \cdot 50/2 + 300 \cdot 80}{160} = 868,75 \text{ Н}.$$

Проверка: $\Sigma X = 0$; $-F_n + R_A^r - F_{r1} - R_B^r = 500 + 868,75 - 300 - 68,75 = 0$.

Строим эпюру изгибающих моментов $M_{и}^r$ от сил, действующих в горизонтальной плоскости:

$$M_{и1}^r = M_{и4}^r = 0; \quad M_{и2}^r = -F_n \cdot l_1 = 500 \cdot 60 = -30000 \text{ Н}\cdot\text{мм} = -30 \text{ Н}\cdot\text{м};$$

$$M_{и3сп}^r = -F_n \cdot (l_1 + l/2) + R_A^r \cdot l/2 = -500 \cdot 140 + 868,75 \cdot 80 = -500 \text{ Н}\cdot\text{мм} = -0,5 \text{ Н}\cdot\text{м};$$

$$M_{и3сп}^r = -R_B^r \cdot l/2 = -68,75 \cdot 80 = -5500 \text{ Н}\cdot\text{мм} = -5,5 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Проверка: $M_{и3сп}^r - M_{и3сп}^r = F_{a1} \cdot d_1/2$;

$$M_{и3сп}^r - M_{и3сп}^r = -0,5 - (-5,5) = 5,0 \text{ Н}\cdot\text{м};$$

$$F_{a1} \cdot d_1/2 = 200 \cdot 50/2 = 5000 \text{ Н}\cdot\text{мм} = 5,0 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Суммарные реакции опор определяем по формулам (9.7), (9.8):

$$R_A = \sqrt{(R_A^B)^2 + (R_A^r)^2} = \sqrt{500^2 + 868,75^2} = 1002,36 \text{ Н};$$

$$R_B = \sqrt{(R_B^B)^2 + (R_B^r)^2} = \sqrt{500^2 + 68,75^2} = 504,70 \text{ Н}.$$

Строим эпюру суммарных изгибающих моментов:

$$M_{изсл} = \sqrt{(M_{из}^B)^2 + (M_{изсл}^r)^2} = \sqrt{40^2 + 0,5^2} = 40,00 \text{ Н·м};$$

$$M_{изсп} = \sqrt{(M_{из}^B)^2 + (M_{изсп}^r)^2} = \sqrt{40^2 + 5,5^2} = 40,38 \text{ Н·м}.$$

Строим эпюру крутящих моментов, действующих от точки 1 до точки 3:

$$M_{кр} = F_{t1} \frac{d_1}{2} = 1000 \frac{50}{2} = 25000 \text{ Н·мм} = 25 \text{ Н·м}.$$

Строим эпюру эквивалентных моментов:

$$M_{эkv4} = 0; M_{эkv1} = M_{кр} = 25 \text{ Н·м}; M_{эkv2} = \sqrt{M_{из2}^2 + M_{кр}^2} = \sqrt{30^2 + 25^2} = 39,05 \text{ Н·м};$$

$$M_{эkv3сл} = \sqrt{M_{из3сл}^2 + M_{кр}^2} = \sqrt{40,003^2 + 25^2} = 47,17 \text{ Н·м};$$

$$M_{эkv3сп} = M_{из3сп} = 40,38 \text{ Н·м}.$$

Определяем диаметры вала в сечениях по формуле (9.5):

$$d_1 = \sqrt[3]{\frac{25,00 \cdot 10^3}{0,1 \cdot 90}} = 14,06 \text{ мм};$$

$$d_2 = \sqrt[3]{\frac{39,05 \cdot 10^3}{0,1 \cdot 90}} = 16,30 \text{ мм};$$

$$d_3 = \sqrt[3]{\frac{47,17 \cdot 10^3}{0,1 \cdot 90}} = 17,30 \text{ мм}.$$

С учетом удобства посадок на вал шкива, подшипников, шестерни и необходимости фиксации этих деталей на валу в осевом направлении, а также принимая, что в точках 2 и 4 вала устанавливаются одинаковые подшипники качения, принимаем: $d_1 = 16 \text{ мм}$; $d_2 = d_4 = 20 \text{ мм}$; $d_3 = 24 \text{ мм}$.

Конструкция рассчитанного вала приведена на рис. 9.11.

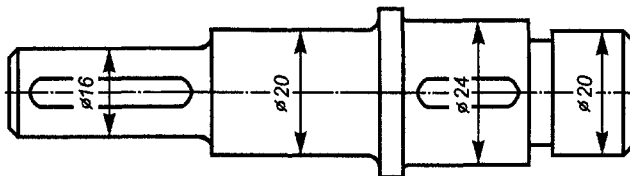


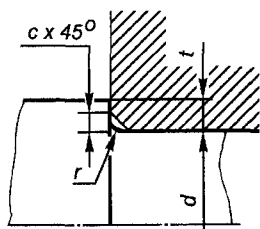
Рис. 9.11. Конструкция рассчитанного вала

9.3. Конструирование валов

9.3.1. Размеры конструктивных элементов валов

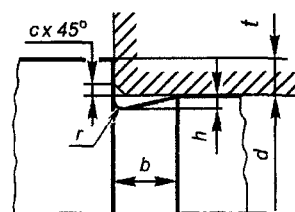
Определение диаметров вала в характерных точках, а также расстояний между опорами вала и от опор до мест приложения нагрузок, действующих на вал от элементов передач, рассмотрено в разд. 9.2.

Как отмечалось в разд. 9.1, переходные участки между двумя ступенями вала выполняют с помощью галтелей или канавок. Конструкция и размеры переходного участка вала, выполненного с помощью галтели и канавки, приведены соответственно на рис. 9.12 и рис. 9.13.



d	мм		
	r	c	t
20...28	1,6	2,0	2,2
32...45	2,0	2,5	2,5
50...70	2,5	3,0	3,0
80...90	3,0	4,0	3,5

Рис. 9.12. Размеры переходного участка вала с галтелью



d	мм		
	b	h	r
10...50	3,0	0,25	1,0
50...100	5,0	0,50	1,6
> 100	8,0	0,50	2,0

Рис. 9.13. Размеры переходного участка вала с канавкой
(значение t принимается в соответствии с рис. 9.12)

Канавки выполнить проще и они облегчают выход инструмента (особенно шлифовального круга при обработке цапф и посадочных поверхностей), но дают большую концентрацию напряжений. Галтели дают меньшую концентрацию напряжений, но они сложнее в изготовлении. Их целесообразно использовать при недостаточной прочности валов.

Концы валов могут быть двух типов: цилиндрические и конические.

Цилиндрические концы валов могут быть без резьбового конца (рис. 9.14, а), с наружной цилиндрической резьбой (рис. 9.14, б). Цилиндрические концы валов первого типа могут быть двух исполнений: 1 – длинные; 2 – короткие. Их размеры приведены в табл. 9.3. Размеры цилиндрического конца вала второго типа даны в табл. 9.4.

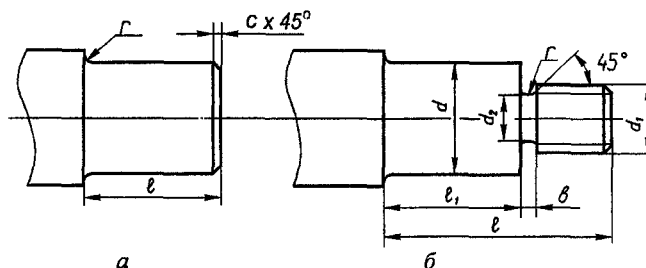


Рис. 9.14. Цилиндрический выходной конец вала:
а – без резьбы; б – с наружной резьбой

Таблица 9.3

Размеры цилиндрических концов
валов без резьбового конца, мм (ГОСТ 12080–66)

d	l		r	c	d	l		r	c
	Исполнение	Исполнение				Исполнение	Исполнение		
12; 14	30	25	1,0	0,6	50;(53);55;(56)	110	82	2,5	2,0
16; 18; (19)	40	28			60;(63);(65);70; (71);(75)	140	105		
20; 22; (24)	50	36	1,6	1,0	80;(85);90;(95)	170	130	3,0	2,5
25; 28	60	42			100;(105);110; (120);125	210	165		
(30); 32; (35);36; (38)	80	58	2,0	1,6	(130);140;(150)	250	200	4,0	3,0
40; (42); 45; (48)	110	82			160;(170);180; (190);200;(210); 220	300	240		

Примечание. Размеры, стоящие в скобках, менее предпочтительны.

Таблица 9.4

Размеры цилиндрических концов валов
с резьбовым концом, мм (ГОСТ 12080–66)

d	l	l ₁	Резьба d ₁	r	с	d ₂
12; 14	30	18	M8 x 1,0	2,0	3,6	d ₁ – 1,5
16; 18; 19	40	28	M10 x 1,25		4,4	d ₁ – 1,8
20; 22; 24	50	36	M12 x 1,25	2,5	4,6	d ₁ – 2,2
25; 28	60	42	M16 x 1,5		4,6	d ₁ – 2,2
30; 32; 36	80	58	M20 x 1,5	3,0	5,6	d ₁ – 3,0
38			M24 x 2			
40; 42	110	82	M30 x 2			
45; 48			M36 x 2			
50; (52); 55; (56)	140	105	M42 x 3	4	7,6	d ₁ – 4,5
60; 63; 65			M48 x 3			
70; (71); 75						

Применение конических концов валов позволяет обеспечить монтаж и демонтаж тяжелых деталей, создать требуемый натяг, повысить быстроту монтажа деталей на вал и точность их центрирования относительно вала. Конические концы валов изготавливаются двух типов: с наружной резьбой (рис. 9.15, а, б) и с внутренней резьбой (рис. 9.15, в).

Конические концы валов имеют конусность 1:10. Шпоночные пазы для конических концов валов с диаметром $d_1 \leq 220$ мм изготавливаются параллельно оси вала (рис. 9.15, а), с диаметром $d_1 > 220$ мм – параллельно образующей конуса (рис. 9.15, б). Конические концы валов изготавливаются двух исполнений: 1 – длинные; 2 – короткие.

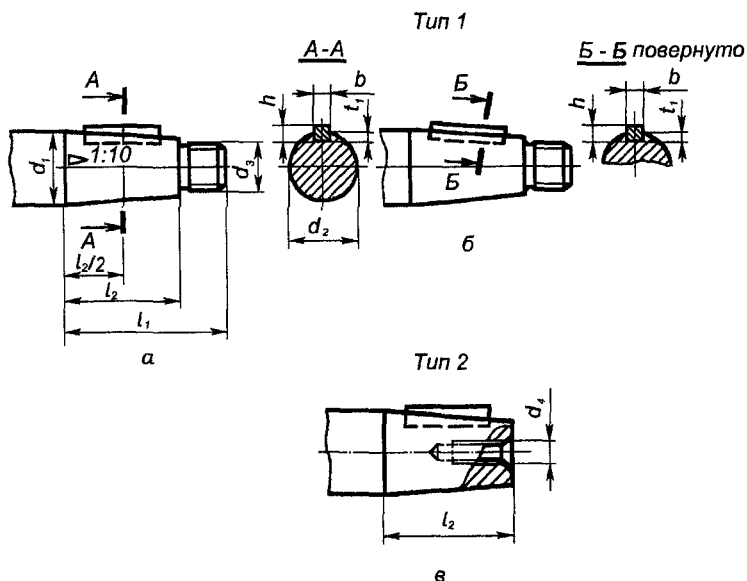


Рис. 9.15. Конические концы валов:
 а – с крупной резьбой и шпоночным пазом, параллельным оси вала;
 б – с наружной резьбой и шпоночным пазом, параллельным образующей конуса; в – с внутренней резьбой

В технически обоснованных случаях допускается изготовление конических концов валов:

- а) без шпоночных пазов;
- б) с левой резьбой.

Размеры конических концов валов приведены в табл. 9.5.

Таблица 9.5

Размеры конических концов валов, мм (ГОСТ 12081-72)

Номинальный диаметр d_1		l_1		l_2		d_2		b	h	t_1	t_2	d_3	d_4
1-й ряд	2-й ряд	1	2	1	2	Исполнение							
1-й ряд	2-й ряд					1	2						
16	—	40	28	28	16	14,60	15,20	3	3	1,8	1,4	M10x1,25	M4
18	—					16,60	17,20	4	4	2,5	1,8		
—	19					17,60	18,20						
20	—	50	36	36	22	18,20	18,90	5	5	3,0	2,3	M12x1,25	M6
22	—					20,20	20,90						
—	24					22,20	22,90						
25	—	60	42	42	24	22,90	23,80	6	6	3,5	2,8	M16x1,5	M8
28	—					25,90	26,80						
—	30					27,10	28,20						
32	—	80	58	58	36	29,10	30,20	10	8	5,0	3,3	M20x1,5	M10
—	35					32,10	33,20						
36	—					33,10	34,20						
—	38	110	82	82	54	35,10	36,20	12	9	5,5	3,8	M24x2	M12
40	—					37,90	39,30						
—	42					40,90	42,30						
45	—	140	105	105	70	43,90	45,30	14	10	6,0	4,3	M30x2	M16
—	48					45,90	47,30						
50	—					50,90	52,30						
—	55	170	130	130	90	51,90	53,30	16	11	7,0	4,4	M36x3	M20
56	—					54,75	56,50						
—	60					57,75	59,50						
63	—	210	165	165	120	59,75	61,50	18	12	7,5	4,9	M42x3	M24
—	65					64,75	66,50						
—	70					65,75	67,50						
71	—	210	165	165	120	69,75	71,50	20	14	9	5,4	M48x3	M30
—	75					73,50	75,50						
80	—					78,50	80,50						
—	85	210	165	165	120	83,50	85,50	22	16	10	6,4	M56x4	M36
90	—					88,50	90,50						
—	95					91,75	94,00						
100	—	210	165	165	120	101,75	104,00	25	18	12	7,5	M64x4	M42
—	110					107,75	110,00						
—	120					111,75	114,00						
125	—	210	165	165	120	116,75	119,00	28	16	10	6,4	M72x4	M48
—	125					121,75	124,00						
—	130					126,75	129,00						

Для посадки детали на цилиндрическом или коническом конце вала и её осевой фиксации на нем может быть использована концевая шайба. Конструкция шайбы и пример применения показаны на рис. 9.16. Размеры концевых шайб и элементов их крепления на торце вала приведены в табл. 9.6.

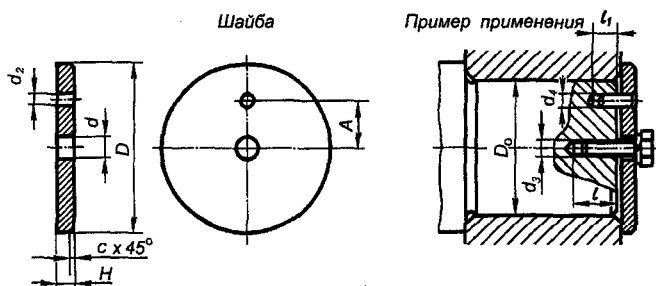


Рис. 9.16. Конструкция концевой шайбы и пример её применения для осевой фиксации детали на конце вала

Таблица 9.6

Размеры концевых шайб и элементов их крепления на торце вала, мм (ГОСТ 14734-69)

Обозначение шайбы	D	H	A	d	d ₂	c	D ₀	d ₃	d ₄	l	l ₁	Болт*	Штифт**
7019-0623	32		9				24...28						
7019-0625	36		10				28...32						
7019-0627	40	5	10	6,6	4,5	1,0	32...36	M6	4K7	18	12	M6x16	4m6x12
7019-0629	45		12				36...40						
7019-0631	50		16				40...45						
7019-0633	56		16				45...50						
7019-0635	63		20				50...55						
7019-0637	67		20				55...60						
7019-0639	71	6	25	9,0	5,5	1,6	60...65	M8	5K7	22	16	M8x20	5m6x16
7019-0641	75		25				65...70						
7019-0643	85		28				70...75						
7019-0645	90		28				75...80						

* Болт – по ГОСТ 7798-70.

** Штифт – по ГОСТ 3128-70.

Пример условного обозначения концевой шайбы диаметром D = 50 мм:

Шайба 7019-0631 ГОСТ 14734-69.

9.3.2. Допуски и посадки

Прямозубые колеса цилиндрических передач насаживаются на вал по посадке $\frac{H7}{r6}$, косозубые колеса цилиндрических передач и червячные колеса

са — $\frac{H7}{r6}$, конические зубчатые колеса — $\frac{H7}{s6}$ (нереверсивная передача) и $\frac{H7}{t6}$ (реверсивная передача).

Полумуфты насаживаются на цилиндрические концы валов по переходным посадкам $\frac{H7}{k6}$ или $\frac{H7}{m6}$, если направление валов постоянное, передаваемая нагрузка незначительная и используется шпоночное соединение. Если работа механизма реверсивная и передается значительная нагрузка, то полумуфты могут устанавливаться на цилиндрические концы валов с использованием шпоночных соединений с посадкой $\frac{H7}{n6}$ или шлицевых соединений с посадками по центрирующим поверхностям $\frac{H7}{js6}$ или $\frac{H7}{n6}$ для прямобочных зубьев и $\frac{7H}{7n}$ или $\frac{7H}{9r}$ для эвольвентных зубьев.

При установке звездочек цепных передач и шкивов ременных передач на цилиндрические концы валов применяют следующие посадки: при нереверсивной работе без толчков и ударов — $\frac{H7}{k6}$; при нереверсивной работе с умеренными толчками — $\frac{H7}{m6}$; при реверсивной работе с большими толчками — $\frac{H7}{n6}$.

Установка подшипников качения на вал осуществляется с посадками: для шариковых подшипников — $\frac{L0}{k6}$ (L — обозначение основного отклонения для диаметра отверстия внутреннего кольца подшипника качения; 0, 6, 5, 4, 2 — класс точности подшипника; приведен пример обозначения посадки подшипника для наиболее распространенного в общем машиностроении случая применения подшипника класса точности 0); для роликовых подшипников в зависимости от вида нагружения и режима работы подшипника — $\frac{L0}{k6}$, $\frac{L0}{n6}$, $\frac{L0}{m6}$.

Допускается на сборочных чертежах подшипниковых узлов при классе точности подшипников 0 указывать только допуски вида: $k6$; $n6$; $m6$.

Допуск на ширину шпоночного паза в валу для призматической шпонки задают Р9, для сегментной — N9 (ГОСТ 23360—78). Предельные отклонения глубины шпоночного паза t_1 : при сечении шпонки до 6×6 мм ... + 0,1 мм; при 6×6...32×18 мм ... + 0,2 мм.

На размер $d - t_1$ предельные отклонения задаются соответственно $-0,1$ и $-0,2$ мм.

9.3.3. Шероховатость поверхностей

Поверхности элементов валов обрабатываются со следующей шероховатостью, нормируемой параметром Ra , мкм:

заплечики валов для базирования:

подшипников качения.....	1,6
зубчатых, червячных колёс при отношении длины отверстия к диаметру $l/d < 0,8$	1,6
то же, при отношении $l/d > 0,8$	3,2
поверхности валов под резиновые манжеты	0,4
канавки, фаски, галтели	6,3

поверхности шпоночных пазов:

рабочая.....	1,6
нерабочая.....	3,2

цилиндрические посадочные поверхности валов:

для неподвижного соединения.....	0,8
для подвижного соединения.....	0,4

торцы валов 12,5

9.3.4. Допуски формы и расположения поверхностей валов

На чертежах валов, кроме размеров, их предельных отклонений и шероховатости поверхностей, приводят условные обозначения баз, допуски форм и расположения поверхностей.

Вал вращается в подшипниках качения. Пренебрегая погрешностями изготовления подшипников качения, принимают за рабочую ось вала общую ось, обозначенную на рис. 9.17 буквами A и B . В табл. 9.7 в соответствии с позициями, указанными на рис. 9.17, приведены указания по определению допусков формы и расположения поверхностей.

Назначения допусков формы и расположения поверхностей следующие:

допуск цилиндричности T_{ϕ} посадочных поверхностей под подшипники качения (поз.1) позволяет ограничить отклонение геометрической формы дорожек качения колец подшипников;

допуск цилиндричности T_{ϕ} посадочных поверхностей под зубчатые и червячные колеса (поз.2) позволяет ограничить концентрацию напряжений на эти поверхности;

допуск соосности T_{\odot} посадочных поверхностей под подшипники качения (поз.3) позволяет ограничить перекося колец подшипников качения;

допуск соосности T_{\odot} посадочных поверхностей для зубчатых и червячных колес (поз.4) обеспечивает выполнение норм кинематической точности и норм контакта зубчатых и червячных колес;

допуск соосности T_{\odot} посадочных поверхностей под полумуфту, шкив, звездочку (поз.5) назначается для уменьшения дисбаланса вала и насаженных на него деталей. Этот допуск назначают, если частота вращения вала превышает 1000 мин^{-1} ;

допуск перпендикулярности T_{\perp} базового торца вала (поз.6) служит для уменьшения перекося колец подшипников и искажения геометрической формы дорожки качения внутреннего кольца подшипника;

допуск перпендикулярности T_{\perp} базового торца вала (поз.7) задают только при установке на вал узких зубчатых колес ($l/d < 0,7$), чтобы обеспечить выполнение нормы контакта зубьев в передаче;

допуски симметричности $T_{//}$ и параллельности T_{\equiv} шпоночного паза (поз.8) необходимы для обеспечения возможности сборки вала с устанавливаемой на нём деталью и равномерного контакта поверхностей шпонки и вала.

Таблица 9.7

Определение допусков форм и расположения поверхностей валов

Позиция на рис. 9.17	Допуск
1, 2	$T_{\phi} \approx 0,5 \text{ IT}$, где IT – допуск размера поверхности, определяется по табл. 9.8
3	T_{\odot} определяется в зависимости от типа подшипника по табл. 9.9
4	T_{\odot} на диаметре d определяется по табл. 9.11; степень точности допуска – по табл. 9.10
5	$T_{\odot} \approx 60/n$ для $n > 1000 \text{ мин}^{-1}$; допуск в мм
6	T_{\perp} на диаметре d_0 определяется по табл. 9.12; степень точности допуска при базировании подшипников: шариковых – 8; роликовых – 7
7	T_{\perp} на диаметре d_0 при $l/d < 0,7$ определяется по табл. 9.12; степень допуска – по табл. 9.13
8	$T_{//} \approx 0,5 t_{\text{шп}}$, $T_{\equiv} \approx 2 t_{\text{шп}}$, где $t_{\text{шп}}$ – допуск ширины шпоночного паза

Примечание. Вычисленные значения допусков формы расположения поверхностей следует округлять в ближайшую сторону до стандартных значений ряда, мкм: 1; 1,2; 1,6; 2; 2,5; 3; 4; 5; 6; 8; 10; 12; 16; 20; 25; 30; 40; 50; 60; 80.

Таблица 9.8

Допуск IT размера, мкм

Интервал значений размера, мм	Квалитет														
	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17
Св. 3 до 6	2,5	4	5	8	12	18	30	48	75	120	180	300	480	750	1200
» 6 » 10	2,5	4	6	9	15	22	36	58	90	150	220	360	580	900	1500
» 10 » 18	3	5	8	11	18	27	43	70	110	180	270	430	700	1100	1800
» 18 » 30	4	6	9	13	21	33	52	84	130	210	330	520	840	1300	2100
» 30 » 50	4	7	11	16	25	39	62	100	160	250	390	620	1000	1600	2500
» 50 » 80	5	8	13	19	30	46	74	120	190	300	460	740	1200	1900	3000
» 80 » 120	6	10	15	22	35	54	87	140	220	350	540	870	1400	2200	3500
» 120 » 180	8	12	18	25	40	63	100	160	250	400	630	1000	1600	2500	4000
» 180 » 250	10	14	20	29	46	72	115	185	290	460	720	1150	1850	2900	4600
» 250 » 315	12	16	23	32	52	81	130	210	320	520	810	1300	2100	3200	5200
» 315 » 400	13	18	25	36	57	89	140	230	360	570	890	1400	2300	3600	5700
» 400 » 500	15	20	27	40	63	97	155	250	400	630	970	1550	2500	4000	6300

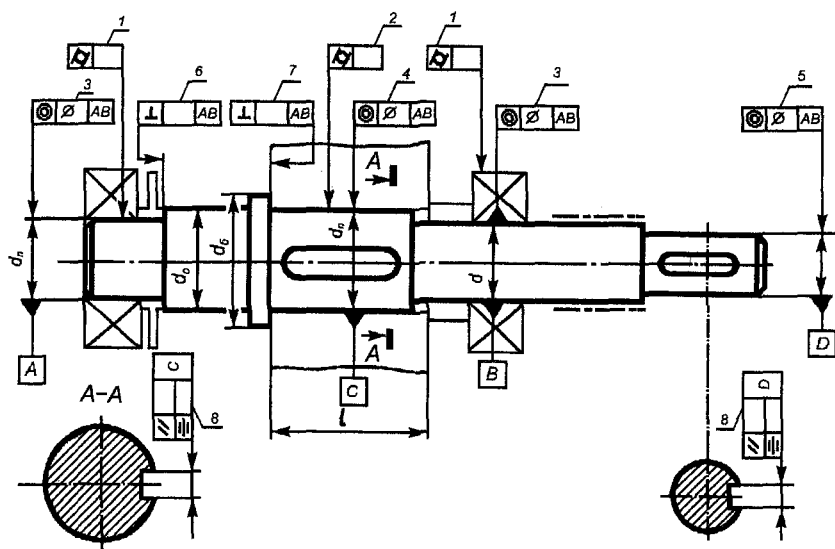


Рис. 9.17. Указание на чертеже вала допусков формы и расположения посадок

Таблица 9.9

Допуск соосности T_0 посадочных поверхностей подшипников качения для различных типов подшипников

Тип подшипника	Допуск, мкм
Радиальный шариковый однорядный	4,0
Радиально-упорный шариковый однорядный с углом контакта α , ...°:	
12	3,0
26	2,4
36	2,0
Роликовый конический	2,0
Радиальный с короткими цилиндрическими роликами	1,0
Радиальный шариковый и роликовый двухрядные сферические	6,0

Примечание. Значения допуска соосности даны для длины посадочной поверхности (ширины внутреннего кольца подшипника) $B = 10$ мм. Для другой длины B_1 для получения соответствующего допуска соосности необходимо табличное значение умножить на $0,1B_1$.

Таблица 9.10

Степень точности допусков соосности посадочных поверхностей зубчатых (числитель) и червячных (знаменатель) колес в зависимости от диаметров их делительных окружностей и степеней кинематической точности передач

Степень кинематической точности передачи	Диаметр делительной окружности, мм		
	Св. 50 до 125	Св. 125 до 280	Св. 280 до 560
6	5/6	5/6	6/7
7	6/7	6/7	7/8
8	7/8	7/8	8/9
9	7/8	8/9	8/9

Таблица 9.11

Допуск соосности, мкм

Интервал значений размеров, мм	Степень точности допуска				
	5	6	7	8	9
Св. 18 до 30	10	16	25	40	60
» 30 » 50	12	20	30	50	80
» 50 » 120	16	25	40	60	100
» 120 » 250	20	30	50	80	120
» 250 » 400	25	40	60	100	160

Таблица 9.12

Допуски параллельности и перпендикулярности, мкм

Интервал значений размера, мм	Степень точности допуска					
	5	6	7	8	9	10
Св. 16 до 25	4	6	10	16	25	40
» 25 » 40	5	8	12	20	30	50
» 40 » 63	6	10	16	25	40	60
» 63 » 100	8	12	20	30	50	80
» 100 » 160	10	16	25	40	60	100
» 160 » 250	12	20	30	50	80	120
» 250 » 400	16	25	40	60	100	160

Таблица 9.13

Степень точности допуска перпендикулярности в зависимости от типа колес и степени точности передачи

Тип колес	Степень точности передачи		
	6	7, 8	9
Зубчатые	5	6	7
Червячные	0	7	8

Пример выполнения рабочего чертежа вала приведен на рис. 9.18.

9.4. Проверочные расчеты валов

Проверочный расчёт вала является уточнённым, так как учитывает характер динамической нагрузки, концентрацию напряжений, влияние абсолютных размеров вала, качество обработки поверхностей. Расчёт сводится к определению запаса прочности n . Условие прочности выполнено, если $n \geq [n]$. Требуемый коэффициент запаса прочности принимается $[n] = 1,5 \dots 2,5$. Меньшие значения относятся к приводам менее ответственных механизмов. Проверочный расчёт вала выполняется для сечений, наиболее нагруженных и имеющих концентратор напряжения (шпоночный паз, галтель, канавку). Перед проверочным расчётом на основании ориентировочного или приближенного расчётов выполняется конструирование вала с выбором шпоночных пазов, канавок, галтелей, фасок и т.д.

9.4.1. Проверочный расчёт на усталостную прочность

Проверочный расчет вала на усталостную прочность выполняется в следующей последовательности.

1. Нормальные напряжения вала изменяются по симметричному циклу, поэтому средние напряжения цикла $\sigma_m = 0$, а амплитуда σ_a определяется по формулам:

для сплошного сечения вала

$$\sigma_a = \sigma_n = \frac{M_n}{W};$$

для вала со шпоночным пазом

$$\sigma_a = \sigma_n = \frac{M_n}{W_{\text{нетто}}},$$

где M_n — суммарный изгибающий момент в рассматриваемом сечении вала, Н·мм;
 $W \approx 0,1d^3$ — осевой момент сопротивления сплошного сечения вала, мм³;
 $W_{\text{нетто}}$ — осевой момент сопротивления сечения вала со шпоночным пазом, мм³,

$$W_{\text{нетто}} \approx 0,1d^3 - \frac{bt_1(d - t_1)^2}{2d};$$

b — ширина шпоночного паза, мм;

t_1 — глубина шпоночного паза в валу, мм.

2. Касательные напряжения вала изменяются по отнулевому циклу, поэтому средние напряжения цикла τ_m и амплитуда цикла τ_a равны и определяются по формулам:

для сплошного сечения вала

$$\tau_m = \tau_a = \frac{\tau_{кр}}{2} = \frac{M_{кр}}{2W_{\rho}};$$

для вала со шпоночным пазом

$$\tau_m = \tau_a = \frac{\tau_{кр}}{2} = \frac{M_{кр}}{2W_{\rho \text{ нетто}}},$$

где $M_{кр}$ – крутящий момент, передаваемый валом, Н·мм;

$W_{\rho} = 0,2 d^3$ – полярный момент сопротивления сплошного сечения вала, мм³;

$W_{\rho \text{ нетто}}$ – полярный момент сопротивления сечения вала со шпоночным пазом, мм³,

$$W_{\rho \text{ нетто}} \approx 0,2d^3 - \frac{bt_1(d-t_1)^2}{2d}.$$

3. По табл. 9.14 и 9.15 определяются коэффициенты концентрации нормальных K_{σ} и касательных K_{τ} напряжений.

Таблица 9.14

Эффективные коэффициенты концентрации напряжений K_{σ} и K_{τ}
для ступенчатого перехода вала с галтелью

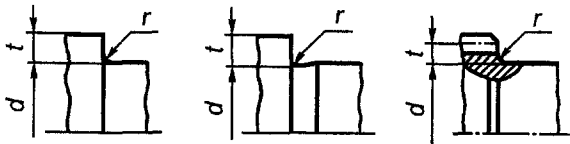
Параметры		K_{σ} при σ_b , МПа				K_{τ} при σ_b , МПа			
		500	700	900	1200	500	700	900	1200
$\frac{t}{r}$	$\frac{r}{d}$								
1	0,01	1,35	1,40	1,45	1,45	1,30	1,30	1,30	1,35
	0,02	1,45	1,50	1,55	1,55	1,35	1,35	1,40	1,45
	0,03	1,65	1,70	1,80	1,80	1,40	1,45	1,45	1,50
	0,05	1,60	1,70	1,80	1,84	1,45	1,45	1,55	1,60
	0,1	1,45	1,55	1,65	1,70	1,40	1,40	1,45	1,45
2	0,01	1,55	1,60	1,65	1,70	1,40	1,40	1,45	1,45
	0,02	1,80	1,90	2,00	2,00	1,55	1,60	1,65	1,70
	0,03	1,80	1,95	2,05	2,25	1,55	1,60	1,65	1,70
	0,05	1,75	1,90	2,00	2,20	1,60	1,60	1,65	1,75
3	0,01	1,9	2,00	2,10	2,20	1,55	1,60	1,65	1,75
	0,02	1,95	2,10	2,20	2,40	1,60	1,70	1,75	1,85
	0,03	1,95	2,10	2,25	2,45	1,65	1,75	1,75	1,90
5	0,01	2,10	2,25	2,35	2,50	2,20	2,30	2,40	2,60
	0,02	2,15	2,30	2,45	2,65	2,10	2,15	2,25	2,50

Таблица 9.15

Эффективные коэффициенты концентрации напряжений K_σ и K_τ
для шпоночных пазов, шлицев и резьбы

Конструктивный элемент	K_σ при σ_b , МПа				K_τ при σ_b , МПа			
	500	700	900	1200	500	700	900	1200
Пазы, выполненные фрезой: концевой дисковой	1,8	2,0	2,2	2,65	1,4	1,7	2,05	2,4
	1,5	1,55	1,7	1,9				
Шлицы: прямобоочные эвольвентные	1,45	1,60	1,70	1,75	2,25	2,50	2,65	2,80
					1,43	1,49	1,55	1,60
Резьбы	1,80	2,20	2,45	2,90	1,35	1,70	2,10	2,35

4. По табл. 9.16 определяются масштабные коэффициенты для нормальных ϵ_σ и касательных ϵ_τ напряжений.

Таблица 9.16

Значения масштабных коэффициентов $\epsilon_\sigma, \epsilon_\tau$

Сталь		Диаметр вала d , мм						
		20	30	40	50	70	100	200
Углеродистая	ϵ_σ	0,92	0,88	0,85	0,82	0,76	0,70	0,61
	ϵ_τ	0,83	0,77	0,73	0,70	0,65	0,59	0,52
Легированная	$\epsilon_\sigma, \epsilon_\tau$	0,83	0,77	0,73	0,70	0,65	0,59	0,52

5. По табл. 9.17 определяется коэффициент шероховатости, учитывающий влияние шероховатости на усталостную прочность вала.

Таблица 9.17

Коэффициент шероховатости β

Вид механической обработки	Параметр шероховатости поверхности вала Ra , мкм	β при σ_b , МПа		
		500	700	900
Шлифование	0,32... 0,16	1,00	1,00	1,00
Обточка	2,5... 0,63	1,05	1,10	1,15

6. По табл. 9.18 определяется коэффициент поверхностного упрочнения.

Таблица 9.18

Коэффициент влияния поверхностного упрочнения на усталостную прочность K_y

Вид упрочнения	σ_b , МПа	K_y		
		для гладких валов	при $K_\sigma \leq 1,5$	при $K_\sigma = 1,8...2,0$
Закалка с нагревом ТВЧ	600...800	1,5...1,7	1,6...1,7	2,4...2,8
	800...1000	1,3...1,5	—	—
Дробеструйный наклеп	600...1500	1,1...1,25	1,5...1,6	1,7...2,1
Накатка роликом		1,1...1,3	1,3...1,5	1,6...2,0
Цементация	700...800	1,4...1,5	—	—

7. Вычисляются коэффициенты снижения предела выносливости:
по нормальным напряжениям

$$K_{\sigma D} = \left(\frac{K_{\sigma}}{\varepsilon_{\sigma}} + \beta - 1 \right) \frac{1}{K_V};$$

по касательным напряжениям

$$K_{\tau D} = \left(\frac{K_{\tau}}{\varepsilon_{\tau}} + \beta - 1 \right) \frac{1}{K_V}.$$

8. Для стали коэффициент асимметрии цикла изменения касательных напряжений τ принимается: при $\sigma_b = 550 \dots 750$ МПа $\psi_{\tau} = 0$; при $\sigma_b = 750 \dots 1000$ МПа $\psi_{\tau} = 0,05$; при $\sigma_b = 1000 \dots 1200$ МПа $\psi_{\tau} = 0,10$. Коэффициент асимметрии изменения нормальных напряжений ψ_{σ} не определяется, так как они изменяются по симметричному циклу и $\sigma_m = 0$, а в формулу для определения коэффициента запаса прочности n_{σ} подставляется произведение $\psi_{\sigma} \sigma_m$.

9. Коэффициент запаса прочности по нормальным напряжениям

$$n_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1}}{K_{\sigma D} \sigma_a + \psi_{\sigma} \sigma_m},$$

где σ_{-1} — предел выносливости при симметричном цикле изгиба, МПа (см. разд. 9.1.2).

Произведение $\psi_{\sigma} \sigma_m$, как отмечалось выше, при симметричном цикле изменения нормальных напряжений равно нулю и не учитывается. Исключение составляет случай, когда вал испытывает большие осевые силы и $\sigma_m = \sigma_{сж}$.

10. Коэффициент запаса прочности по касательным напряжениям

$$n_{\tau} = \frac{\tau_{-1}}{K_{\tau D} \tau_a + \psi_{\tau} \tau_m},$$

где τ_{-1} — предел выносливости при симметричном цикле кручения, МПа; определяют по табл. 9.2 для выбранного материала вала.

11. Расчетный коэффициент запаса прочности

$$n = \frac{n_{\sigma} n_{\tau}}{\sqrt{n_{\sigma}^2 + n_{\tau}^2}}.$$

12. Сравнивают расчётный коэффициент запаса прочности n с требуемым $[n] = 1,5 \dots 2,5$. Условие прочности выполнено, если $n \geq [n]$.

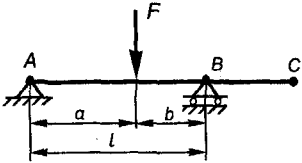
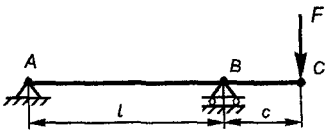
9.4.2. Проверочный расчёт на жёсткость

Для обеспечения правильной работы передач и подшипников валы должны иметь достаточную жёсткость. Она характеризуется углом поворота поперечного сечения вала θ и прогибом вала y от действия приложенных к нему нагрузок. Для обеспечения требуемой жёсткости вала необходимо, чтобы действительные значения θ и y не превышали допускаемых $[\theta]$ и $[y]$, то есть должны быть выполнены условия: $\theta \leq [\theta]$; $y \leq [y]$.

Действительные значения θ и y определяют по соответствующим формулам сопротивления материалов. Для наиболее часто встречающихся случаев нагружения валов в табл. 9.19 приведены формулы расчёта θ и y . Существуют следующие рекомендации по выбору допускаемых значений угла поворота и прогиба вала. Допускаемый угол поворота под шестерней и в подшипниках скольжения $[\theta] \leq 0,001$ рад, в радиальном шарикоподшипнике $[\theta] = 0,01$ рад, в сферическом $[\theta] \leq 0,05$ рад. Допускаемый прогиб вала в месте установки зубчатого колеса $[y] \leq (0,01 \dots 0,03) m$ (m – модуль зубьев).

Таблица 9.19

Формулы для определения углов и прогибов двухопорных валов

Углы поворота и прогиб		
θ_A	$\frac{Fab(l+b)}{6EI l}$	$-\frac{Fcl}{6EI}$
θ_B	$-\frac{Fab(l+a)}{6EI l}$	$\frac{Fcl}{3EI}$
θ_F	$\frac{Fab(b-a)}{3EI l}$	$\frac{Fc(2l+3c)}{6EI}$
y_F	$\frac{Fa^2b^2}{3EI l}$	$\frac{Fc^2(l+c)}{3EI}$

Примечание. В формулах E – модуль упругости материала вала; I – осевой момент инерции поперечного сечения вала.

Расчёт валов на жесткость производят после расчёта их на прочность, когда формы и все размеры валов известны.

9.4.3. Проверочный расчёт на виброустойчивость

При совпадении или кратности частоты возмущающих сил и частоты собственных колебаний вала наступает резонанс, амплитуда колебаний вала резко возрастает и может достигнуть тех значений, при которых вал разрушается. Частоту вращения вала, при которой наступает резонанс, называют критической $n_{кр}$. Она может быть определена по формуле, мин⁻¹,

$$n_{кр} = 300 \sqrt{\frac{1}{f}},$$

где f – прогиб вала под действием сосредоточенной силы, которая равна весу G сидящей на валу вращающейся детали, см.

Для расчёта прогиба вала f можно использовать формулы сопротивления материалов, например формулы, приведённые в табл. 9.19, взяв вместо y_F обозначение прогиба f и вместо силы F вес G . Прогиб вала f подставляется в приведённую выше формулу в см.

Целесообразно обеспечить работу валов в докритической области и выполнить условие $n \leq 0,7 n_{кр}$. В некоторых быстроходных машинах, например центрифугах, турбинах, валы должны работать в закритической области. В этом случае должно быть выполнено условие $n \geq 1,3 n_{кр}$.

10. ПОДШИПНИКИ

Опоры валов и вращающихся осей называют подшипниками. Они воспринимают нагрузки, приложенные к валу или оси, и передают их на корпус машины. В зависимости от направления воспринимаемой нагрузки подшипники бывают:

- 1) радиальные, воспринимающие в основном радиальные нагрузки, перпендикулярные оси цапфы;
- 2) радиально-упорные, воспринимающие радиальные и осевые нагрузки;
- 3) упорные, воспринимающие осевые нагрузки.

В зависимости от вида трения подшипники делятся на подшипники скольжения и подшипники качения.

10.1. Подшипники скольжения

10.1.1. Основные сведения

В подшипнике скольжения поверхность цапфы вала или вращающейся оси скользит по его рабочей поверхности.

Достоинства подшипников скольжения:

- высокая работоспособность при больших скоростях (подшипники скольжения с газовой смазкой);
- надежная работа при вибрационных и ударных нагрузках;
- бесшумность работы;
- простота конструкции;
- разъемные подшипники скольжения позволяют осуществлять монтаж и демонтаж коленчатых валов.

Недостатки:

- необходимость постоянного наблюдения за их работой;
- большой расход смазки;
- значительные потери энергии на трение при пуске;
- сравнительно большая длина в осевом направлении.

Области применения:

- для высокоскоростных ($v > 30$ м/с) валов (подшипники качения непригодны; с газовой смазкой), когда подшипники качения непригодны;
- для валов с ударными и вибрационными нагрузками;
- для валов больших диаметров, для которых отсутствуют подшипники качения;
- для валов точных механизмов;
- когда по условию сборки требуются разъемные подшипники, например для коленчатых валов;
- в простых и дешевых тихоходных механизмах;
- при работе в особых условиях (воде, агрессивных средах и т.п.), в которых подшипники качения неспособны.

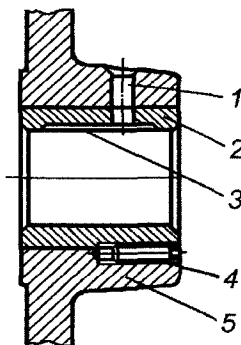


Рис. 10.1. Неразъемный подшипник скольжения, встроенный в станину машины: 1 – смазочное отверстие; 2 – втулка; 3 – смазочная канавка; 4 – стопорный винт; 5 – станина машины

Основным элементом подшипников скольжения являются вкладыши. Их применяют для того, чтобы не выполнять корпус подшипников из дорогих антифрикционных материалов. При износе они легко могут быть заменены. Подшипники скольжения бывают неразъемными и разъемными. Вкладыши в неразъемных подшипниках изготавливают в виде втулок, а в разъемных – из двух половин. Вкладыши неразъемных подшипников могут устанавливаться непосредственно в станину машины (рис. 10.1) или в отдельные корпуса, устанавливаемые на станине машины (рис. 10.2). Опорная поверхность корпуса неразъемного подшипника может быть параллельна оси вкладыша (корпус на лапах с двумя крепежными отверстиями по ГОСТ 11521–82 показан на рис. 10.2, а) или перпендикулярна оси вкладыша (фланцевые корпуса по ГОСТ 11522–

82 – ГОСТ 11524–82 с двумя, тремя и четырьмя крепежными отверстиями показаны соответственно на рис. 10.2, б, в, г).

Достоинствами неразъемных подшипников скольжения являются простота конструкции и дешевизна изготовления. Вместе с этим они неудобны при монтаже и демонтаже валов и не позволяют компенсировать зазор по мере износа вкладыша, выполненного в виде втулки. Их применяют главным образом в тихоходных механизмах с ручным приводом.

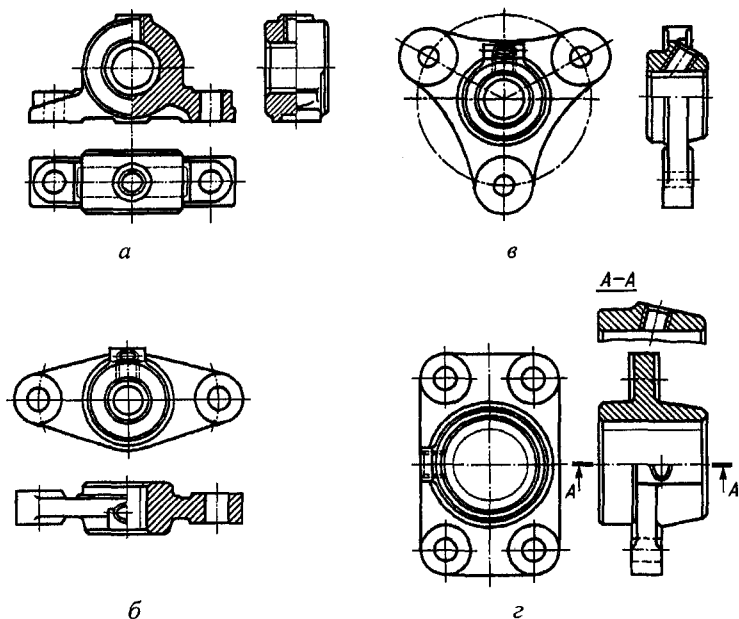


Рис. 10.2. Неразъемные подшипники скольжения с отдельными корпусами:
а — на лапках с двумя крепежными отверстиями; *б, в, г* — фланцевые
 соответственно с двумя, тремя и четырьмя крепежными отверстиями

Разъемные подшипники скольжения сложнее по конструкции и дороже, чем подшипники неразъемные, но они облегчают монтаж и демонтаж валов и допускают регулировку зазора между валом и вкладышами, поэтому нашли основное применение в общем и, особенно, тяжелом машиностроении. Конструкции разъемных подшипников скольжения приведены на рис. 10.3.

Для предотвращения бокового смещения крышки относительно основания корпуса разъем корпуса подшипника выполняется ступенчатым. Разъем корпуса может выполняться параллельно плоскости основания по ГОСТ 11607–82 (рис. 10.3, *а*). Более целесообразно разъем корпуса выполнять перпендикулярно линии действия на подшипник радиальной силы по ГОСТ 11609–82 (рис. 10.3, *б*).

Вкладыши подшипников скольжения могут быть монолитными из антифрикционного чугуна или биметаллическими из стали или чугуна с заливкой антифрикционными материалами. Монолитные вкладыши (рис. 10.4) по ГОСТ 1978–81 выпускаются или без буртика, когда на подшипник

действует только радиальная нагрузка (тип А), или с буртиком (тип В), когда кроме радиальной силы на подшипник действует осевая сила.

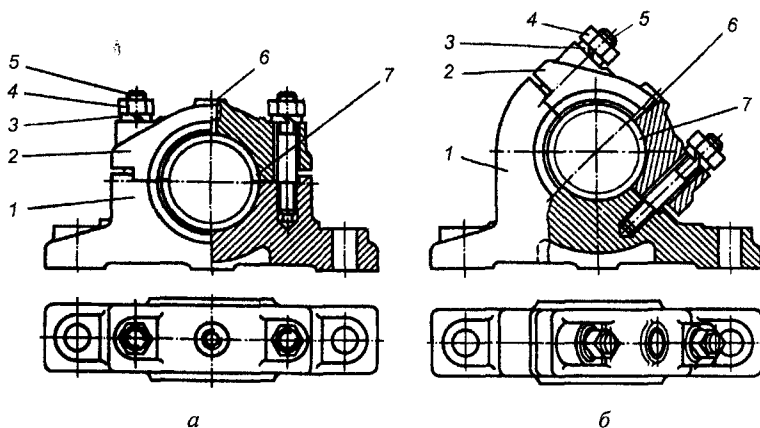


Рис. 10.3. Конструкция разъемных подшипников скольжения:
 а – с плоскостью разъема, параллельной плоскости основания;
 б – с плоскостью разъема, наклонной к плоскости основания:
 1 – основание корпуса; 2 – крышка; 3 – шайба; 4 – гайка;
 5 – шпилька; 6 – смазочное отверстие; 7 – вкладыш

Тип А

Тип В

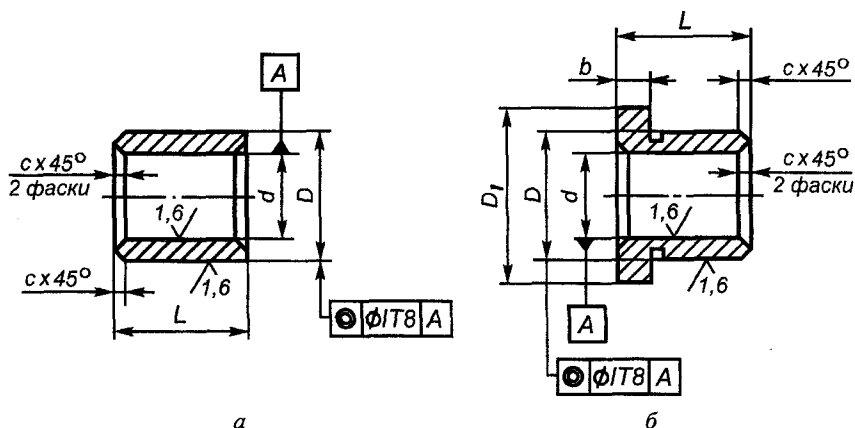


Рис. 10.4. Монолитные вкладыши в виде втулок:
 а – без буртика (тип А); б – с буртиком (тип В)

Размеры чугунных втулок типа А со смазочной канавкой для неразъемных корпусов (рис. 10.5) приведены в рис. 10.1.

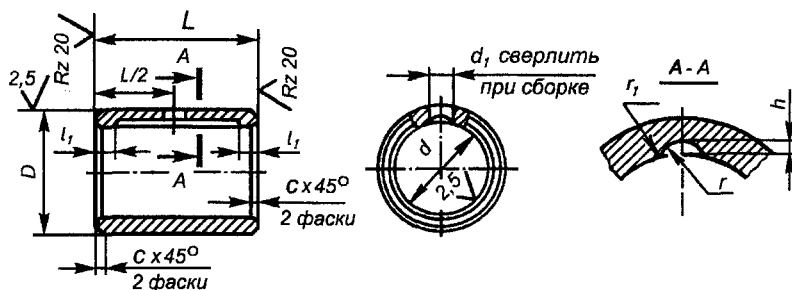


Рис. 10.5. Простановка размеров втулки типа А и смазочной канавки неразъемных подшипников скольжения

Таблица 10.1

Размеры втулок типа А, мм

Обозначение втулки	<i>d</i>	<i>D</i>	<i>d</i> ₁	<i>L</i>	<i>l</i> ₁	<i>h</i>	<i>r</i>	<i>r</i> ₁	<i>c</i>
12×16; 12×20	12	18	5	16	3	1	2	7	1,6
14×16; 14×20	14	20		20					
16×20; 16×25	16	22							
18×20; 18×25	18	24		25	1,5	3			
20×25; 20×32	20	26							
22×25; 22×32	22	28		32; 40			4		
25×32; 25×40	25	32							
28×32; 28×40	28	36		40; 50			5		
32×40; 32×50	32	40							
36×40; 36×50	36	45							
40×50; 40×63	40	50	8	50	2,5	5	9	2,5	
45×50; 45×63	45	55							
50×63; 50×80	50	60							
55×63; 55×80	55	65		63					6
63×80; 63×100	63	73							
70×80; 70×100	70	85							
80×100; 80×125	80	95		80				8	
90×100; 90×125	90	105							
100×125	100	115							

При посадке втулок в станину или корпус неразъемного подшипника с предельными отклонениями по к6 и п6 необходимо дополнительное крепление их одним или двумя винтами, при этом резьбовое отверстие следует

располагать под углом 180 или 90° к смазочной канавке. Размеры дополнительного крепления втулок в корпусах неразъемных подшипников (рис. 10.6) приведены в рис. 10.2.

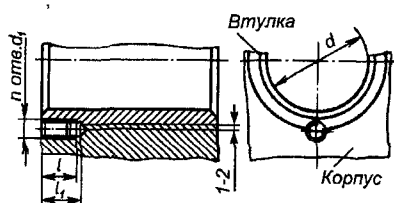


Рис. 10.6. Простановка размеров дополнительного крепления втулок в станине или корпусах неразъемных подшипников скольжения

Таблица 10.2

Размеры крепления втулок
в неразъемных подшипниках скольжения

Внутренний диаметр втулки d , мм	Длина отверстия l_1 , мм	Длина резьбы в отверстии крепления l_2 , мм	Число резьбовых отверстий n	Диаметр винта d_1 , мм (ГОСТ 1476-93)
12...20	9	7	1	M4×6
22...28	12	10	1	M4×8
30...36	18	14	1	M5×12
40...85	18	14	1	M6×16
90...125	21	17	2	M8×20

В случае большой деформации вала или невозможности осуществления точного монтажа применяют самоустанавливающиеся подшипники скольжения, вкладыши которых выполняют со сферическими опорными поверхностями (рис. 10.7, а) или с опорными поверхностями в виде узкого пояса с малой угловой жесткостью (рис. 10.7, б).

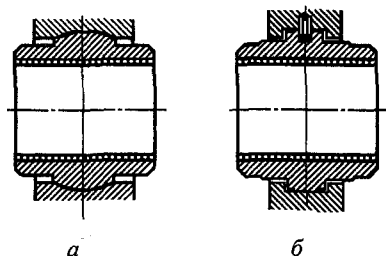


Рис. 10.7. Самоустанавливающиеся подшипники скольжения:
а – со сферическими опорными поверхностями; б – с опорными поверхностями в виде узкого пояса с малой угловой жесткостью

Корпус и вкладыш неразъемного подшипника цельные, а у разъемного подшипника они состоят из двух частей. В разъемном подшипнике предусмотрено регулирование зазора между цапфой вала и вкладышем по мере износа подшипника. Наибольшее распространение нашли два способа регулировки зазора: регулирование подбором прокладок (обычно листки латуни толщиной ~ 0,05 мм), которые устанавливают между крышкой и корпусом подшипника, или с помощью затяжных 1 и распорных винтов 2 (рис. 10.8).

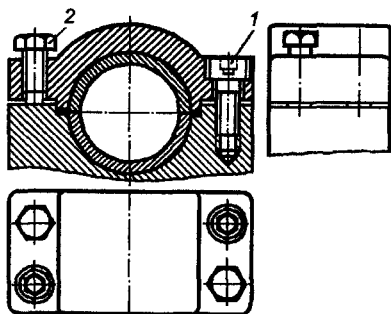


Рис. 10.8. Конструкция разъемного подшипника скольжения с регулировкой зазора между цапфой вала и вкладышем затяжными 1 и распорными 2 винтами

10.1.2. Материалы вкладышей

Трение между цапфой вала и подшипником скольжения зависит от смазки, материалов вала и вкладыша подшипника. Валы в основном изготавливают из стали, из чугуна крайне редко. Так как валы значительно дороже вкладышей, то они должны изнашиваться менее интенсивно по сравнению с вкладышами. Для повышения износостойкости цапфы валов часто подвергают термической или химико-термической обработке до твердости HRC 55...60.

Наиболее ответственной деталью подшипника скольжения является вкладыш. К его материалу предъявляются следующие требования: высокая износостойкость; низкий коэффициент трения в паре с материалом цапфы вала; высокая сопротивляемость заеданию; хорошая теплопроводность, обеспечивающая интенсивный отвод тепла от поверхностей трения; малый коэффициент линейного расширения, чтобы избежать значительных изменений зазоров между цапфой вала и вкладышем; хорошая смачиваемость маслом и способность образовывать на поверхностях стойкие и быстро восстанавливаемые масляные пленки; коррозионная стойкость; хорошая обрабатываемость резанием и высокие литейные свойства.

Вкладыши изготавливают металлическими (ГОСТ 1978–81), биметаллическими (ГОСТ 24832–81), из порошковых материалов (ГОСТ 24833–81), а также из пластмасс, древесных пластиков, резины. При выборе материала

вкладышей необходимо учитывать условия эксплуатации, характер нагрузки, скорость вращения вала и способ смазывания.

Вкладыши подшипников скольжения изготавливают из материалов, которые можно подразделить на три группы: металлические (чугуны, бронзы, баббиты); металлокерамические; неметаллические (пластмассы, деревянные пластики, твердые породы дерева, резина).

Металлические материалы. Для подшипников тихоходных малонагруженных валов применяются *антифрикционные чугуны* (ГОСТ 1585-79): серый чугун (с пластинчатым графитом) АЧС, ковкий (с хлопковидным графитом) АЧК, высокопрочный (с шаровидным графитом) АЧВ.

Для работы в паре с термически обработанными валами (закалка или нормализация) рекомендуется использовать антифрикционные чугуны следующих марок: АЧС-1 (перлитный, легированный хромом и медью); АЧС-2 (перлитный, легированный хромом, никелем, титаном и медью); АЧС-4 (перлитный, легированный сурьмой); АЧС-5 (аустенитный, легированный марганцем и алюминием); АЧВ-1 (перлитный); АЧК-1 (перлитный, легированный медью).

Для работы в паре с "сырыми" (термически не обработанными) валами могут быть использованы антифрикционные чугуны следующих марок: АЧС-3 (перлитно-ферритный, легированный титаном и медью); АЧС-6 (перлитный пористый чугун, легированный свинцом и фосфором); АЧВ-2 (перлитно-ферритный чугун); АЧК-2 (ферритно-перлитный и перлитно-ферритный).

Основное достоинство антифрикционных чугунов – являются дешевыми заменителями бронз*. При использовании антифрикционных чугунов в узлах трения следует соблюдать следующие условия: тщательный монтаж, исключая перекос вала относительно подшипника; обеспечение непрерывного тщательного смазывания; отсутствие нагрева узла трения; увеличение зазора по сравнению с рекомендуемым для бронз на 15...30 %; приработку на холостом ходу и постепенное увеличение рабочей нагрузки.

Бронзовые вкладыши широко используют при небольших скоростях и больших нагрузках.

Хорошими антифрикционными свойствами обладают оловянные бронзы БрОФ10-1 (10 % олова и 1 % железа), БрОЦС5-7-12 (5 % олова, 7 % цинка, 12 % свинца), БрОЦС6-6-3 (6 % олова, 6 % цинка и 3 % свин-

* Бронзами называют сплавы меди с оловом (оловянные бронзы) и сплавы меди с алюминием, бериллием, кремнием, марганцем и другими элементами, кроме цинка, которые являются главными и в соответствии с которыми бронзы получили названия.

ца). Оловянные бронзы типа БрОФ особенно эффективны при средних скоростях и высоких давлениях. Их применение сдерживается из-за значительного содержания дорогого олова. Наибольшее применение нашли оловянно-цинково-свинцовые бронзы типа БрОЦС, у которых содержание дорогого олова снижено до 2...6 %. Пластичность их выше, чем у оловянных бронз; твердость HB 50...70. Эти бронзы часто применяют в виде холоднокатаных лент для изготовления тонкостенных втулок.

Алюминиево-железные бронзы, например БрАЖ9-4 (9 % алюминия, 4 % железа), применяют для изготовления втулок, работающих при высоких нагрузках и малых скоростях в условиях полужидкостной и граничной смазки.

При высоких скоростях и давлениях (до $p = 30$ МПа) и переменных нагрузках (например, у двигателей внутреннего сгорания) применяют свинцовую бронзу БрС30 (30 % свинца, остальное медь), обладающую повышенной прочностью.

Баббиты – это высокоэффективные сплавы на основе олова или свинца с добавками сурьмы, меди и других элементов, применяемые для заливки подшипников, работающих со смазкой при высоких нагрузках и скоростях скольжения. Они характеризуются хорошей прирабатываемостью, низкой температурой заливки, малым коэффициентом трения и высокой износостойкостью.

Недостаток баббитов – низкое сопротивление усталости, особенно при низких температурах. Хорошо работают в паре с термообработанными валами (HRC 30...50).

Наиболее высокими антифрикционными свойствами обладают высокооловянные баббиты Б83, Б89, содержащие соответственно 83 и 89 % олова. Баббиты заливают при нагреве до температуры 440...470 °С (выше температуры плавления примерно на 60 °С) на вкладыши, предварительно нагретые до 250 °С. Толщина слоя заливки в подшипниках обычной конструкции 1...3 мм. Так как сопротивляемость усталости баббитовой заливки повышается с уменьшением ее слоя, то в современных подшипниках ее доводят до 0,25...0,4 мм. В некоторых случаях (при электролитическом нанесении слоя баббита) она может достигать 0,01...0,02 мм.

С целью экономии дорогого олова разработаны и используются в промышленности низкооловянные баббиты. К ним относятся свинцово-оловянные баббиты Б16, БН6 (содержание олова соответственно 16 и 6 %). Антифрикционные свойства свинцово-оловянных баббитов в условиях по-

лужидкостной смазки ниже, чем высокооловянных, но они дешевле. Значительно ниже у таких баббитов и коррозионная стойкость.

Металлокерамические материалы. Изготавливают из порошков железа или бронзы с добавлением графита (железографитные или бронзографитные) путем прессования под давлением 150...200 МПа и последующего спекания при температуре 1050...1100 °С в течение 2...3 ч. Достоинство металлокерамических вкладышей – высокая микропористость (объем пор 20...40 %), благодаря чему они пропитываются маслом и могут в течение продолжительного времени работать без смазки. Подшипники из этих материалов перед применением пропитывают турбинным маслом при температуре 100...120 °С. Этого запаса масла хватает на несколько месяцев без смазки. Пропитку необходимо периодически повторять. Наиболее высокими качествами обладают железографитные металлокерамические вкладыши, состоящие из смеси железа (97...98 %) и графита (2...3 %) с добавками меди, свинца и никеля.

Для легких, средних и тяжелых нагрузок применяют железографитные металлокерамические материалы соответствующих марок: ЖГ-3-30, ЖГ-7-25 и ЖГ-3-20. Первая цифра обозначает количество графита в %, а вторая – объем пор в %. Железографитные металлокерамические подшипники рекомендуется использовать при небольших окружных скоростях, умеренных нагрузках и температурах, не превышающих 50...60 °С.

Неметаллические материалы. Применяют для вкладышей подшипников в паре с валами повышенной твердости ($> \text{HRC } 50$). В качестве таких материалов используют пластики, твердые породы древесины, резину, графит. Эти материалы хорошо прирабатываются, обладают низкой теплопроводностью, имеют высокую износостойкость, могут смазываться водой.

Пластмассовые подшипники изготавливают из фенопластов (текстолит), поликарбонатов (дифлон), полиамидов (капрон, нейлон), фторопластов (тефлон). Они применяются преимущественно при полужидкостной смазке, но при малых нагрузках и окружных скоростях могут работать с периодической смазкой и даже без смазки.

Древесина твердых пород (гваяковое дерево (бакаут), самшит), пропитанная маслом, также может быть использована в подшипниковых узлах. Более высокими свойствами обладают древесные пластики. Они хорошо работают при смазывании водой и могут быть использованы в подшипниках гидравлических машин. Вкладыши из древеснослоистых пластиков на-

бирают из брусков с расположением слоев перпендикулярно к поверхности трения и крепят в металлических корпусах.

Резиновые подшипники представляют собой металлические втулки, облицованные натуральными или синтетическими каучуками. Они применяются с водяной смазкой. Такие подшипники используются в гидравлических машинах, для подводных механизмов, в концевых установках гребных валов судов. Подшипники из мягкой резины обеспечивают самоустанавливаемость вала и амортизируют его колебания, но их несущая способность мала ($p = 0,1 \dots 0,2$ МПа). Подшипники из твердой резины имеют несущую способность до $3 \dots 5$ МПа.

Графитовые подшипники применяются в основном для работы без смазочного материала, при высоких температурах, в химически агрессивных средах. Наибольшее применение нашли при изготовлении подшипников графитофторопластовые (из графита и фторопласта) и графитопластовые (из графита и фенолформальдегидной смолы) материалы. Недостатком этих материалов является хрупкость. Они используются в тех случаях, когда смазка затруднена или недоступна. Графитовые подшипники могут быть использованы в подшипниках быстроходных машин с газовой смазкой.

10.1.3. Виды трения и расчет подшипников скольжения

Различают следующие виды трения скольжения: сухое, полусухое, граничное, полужидкостное и жидкостное.

При *сухом трении* между трущимися поверхностями отсутствует промежуточный слой смазки, поэтому происходит зацепление и деформации взаимно внедрившихся выступов соприкасающихся поверхностей. При низкой шероховатости поверхностей трения происходит и молекулярное взаимодействие материалов подшипника и вала.

При *полусухом трении* имеет место как сухое, так и граничное трение, но с преобладанием сухого. При сухом и полусухом трении происходит значительный износ трущихся поверхностей.

Граничное трение возникает, когда трущиеся поверхности не разделены слоем смазывающего материала, но на поверхностях вала и вкладыша подшипника имеется тонкая адсорбированная масляная пленка толщиной не менее $0,1$ мкм. Граничные пленки устойчивы и могут выдержать большие распределенные нагрузки, но при сосредоточенной нагрузке они разрушаются, происходит соприкосновение материалов вала и вкладыша, схватывание и отрыв частиц материалов при относительном движении.

Полужидкостное трение – это смешанное трение, жидкостное и граничное одновременно. После пуска при увеличении окружной скорости цапфа вала всплывает и толщина смазывающего слоя возрастает, но отдельные выступы трущихся поверхностей остаются неразделенными смазочным материалом. Такое трение имеет место при пуске и останове машин, а также при недостаточном поступлении смазки при работе машины.

Жидкостное трение имеет место, когда рабочие поверхности вала и подшипника полностью разделяет слой смазки. Это достигается в том случае, если толщина смазывающего слоя больше суммы неровностей поверхностей вала и вкладыша подшипника. При жидкостном трении обеспечивается самый благоприятный режим работы подшипника скольжения, так как отсутствует износ вкладыша подшипника и обеспечивается высокий КПД. Для обеспечения жидкостного трения в масляном слое должно быть гидродинамическое (создаваемое вращением вала) или гидростатическое (создаваемое маслом, подаваемым насосом) избыточное давление. Для получения жидкостного трения обычно применяют подшипники с гидродинамической смазкой, сущность которой следует пояснить. В состоянии покоя между

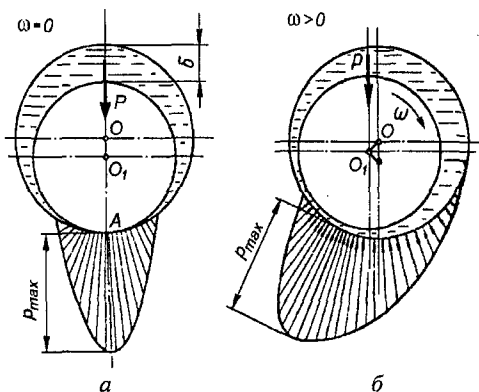


Рис. 10.9. Схемы положения цапфы вала во вкладыше подшипника:
а – в состоянии покоя ($\omega = 0$); б – при вращении цапфы ($\omega > 0$)

цапфой вала и ненагруженным вкладышем подшипника имеются зазор δ и точка А, в которой они соприкасаются. При вращении вала цапфа увлекает масло в клиновой зазор между ней и валом и создает гидродинамическую силу, под действием которой цапфа всплывает по мере увеличения скорости, и толщина смазывающего слоя возрастает (рис.10.9,б). При полном отделении вала от вкладыша подшипник выходит на режим чисто жидкостного трения.

Расчет радиальных подшипников скольжения ведут обычно упрощенно.

1. Осуществляют проверку вкладыша подшипника на износ по среднему давлению, обеспечивающему невыдавливание смазки,

$$p = \frac{F}{dl} \leq [p], \quad (10.1)$$

где F – радиальная нагрузка на подшипник, Н;

d – диаметр цапфы вала, мм;

l – длина вкладыша или цапфы вала, мм;

p , $[p]$ – расчетное и допускаемое среднее давления, МПа.

Значения допускаемого среднего давления для различных материалов вкладыша подшипника даны в рис. 10.3.

2. Осуществляют проверку на нагрев:

$$pv = [pv], \quad (10.2)$$

где $[pv]$ – допускаемое произведение среднего давления на окружную скорость поверхности цапфы, определяемое по рис. 10.3.

Таблица 10.3

Допускаемые параметры $[p]$ и $[pv]$ для подшипников скольжения

Материал вкладыша	$[p]$, МПа	$[pv]$, МПа·м/с
Чугун АЧС–1 при $v = 2$ м/с	0,05	0,1
Чугун АЧС–1 при $v = 0,2$ м/с	9	1,8
Чугун АЧС–2; АЧС–3 при $v = 3$ м/с	0,1	0,3
Чугун АЧС–2; АЧС–3 при $v = 0,75$ м/с	6,0	4,5
Чугун АЧВ–1; АЧВ–2 при $v = 5$ м/с	0,5	2,5
Чугун АЧВ–1; АЧВ–2 при $v = 1$ м/с	12	12
Бронза БрОЦС–6–6–3	4...6	4...6
Бронза БрАЖ9–4; БрОФ10–1	15...20	8...12
Баббиты Б16; Б83	6...10	15...25

Окружная скорость определяется по формуле

$$v = \frac{\pi dn}{60 \cdot 1000}, \quad (10.3)$$

где n – частота вращения вала, мин⁻¹.

Диаметр цапфы вала определяется из условия прочности, а длина цапфы (равная ширине вкладыша подшипника) принимается $l = (0,5 \dots 1,2)d$. Более предпочтительно отношение $l/d = 0,5 \dots 0,9$, так как с увеличением этого отношения возрастают требования к соосности вкладышей и жесткости вала, чтобы избежать кромочных давлений на вкладышах. Если по условиям эксплуатации отношение l/d должно быть значительным, то необходимо использовать подшипники скольжения с самоустанавливающимися вкладышами.

Части валов, передающие осевые силы на корпус машины, называются пятами, а упорные подшипники скольжения, служащие опорами для пят – подпятниками. Пяты по форме могут быть сплошными (рис. 10.10, *а*), кольцевыми (рис. 10.10, *б*) и гребенчатыми (рис. 10.10, *в*).

Рабочие поверхности подпятников изготавливают из тех же антифрикционных материалов, что и вкладыши радиальных подшипников скольжения. У таких подшипников трудно создать масляный клин между трущимися поверхностями, поэтому они работают в основном в условиях граничного или полужидкостного трения. Для облегчения попадания смазки в зону трения на рабочих поверхностях подпятника выполняют смазочные канавки (рис. 10.10, *з*).

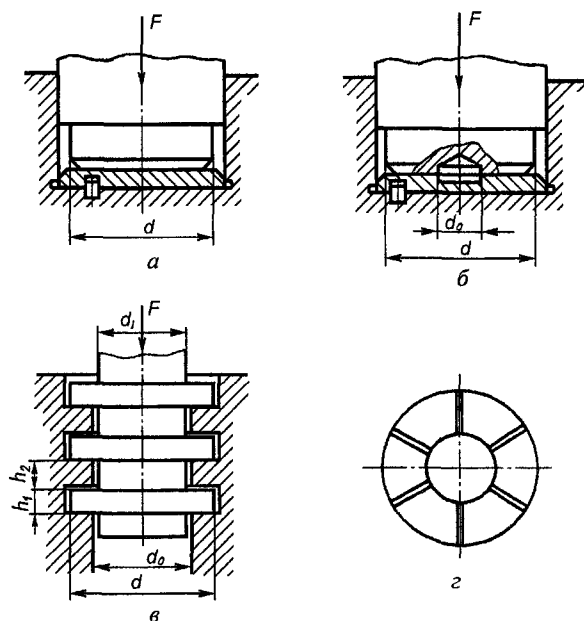


Рис. 10.10. Схемы упорных подшипников скольжения:
а – сплошная пята; *б* – кольцевая пята; *в* – гребенчатая пята;
з – смазочные канавки на опорной поверхности подпятника

Расчеты подпятников выполняют аналогично радиальным подшипникам, то есть для обеспечения надежности работы подшипника должны быть выполнены условия (10.1) и (10.2). В этих соотношениях среднее давление

$$p = \frac{F}{Sk}, \quad (10.4)$$

где S – площадь опорной поверхности пяты, мм;
 $k \approx 0,8 \dots 0,9$ – коэффициент, учитывающий уменьшение опорной поверхности из-за смазочных канавок.

Площадь опорной поверхности подпятника:
 для сплошной пяты

$$S = \frac{\pi d^2}{4};$$

для кольцевой пяты

$$S = \frac{\pi}{4}(d^2 - d_0^2);$$

для гребенчатой пяты при числе гребней z

$$S = \frac{\pi}{4}(d^2 - d_0^2)z.$$

Для гребенчатой пяты значения $[p]$ и $[pv]$ берут, с учетом неравномерного распределения нагрузки по гребням, на 20...40 % меньше, чем для радиальных подшипников.

Величина диаметрального зазора Δ ($\Delta = D - d$, где D – диаметр отверстия вкладыша, d – диаметр цапфы вала) оказывает большое влияние на работоспособность подшипника, но более важное значение имеет относительный зазор $\psi = \frac{\Delta}{d}$, который может быть определен по эмпирической формуле [2, 13]

$$\psi = 0,8 \cdot 10^{-3} \sqrt[4]{v},$$

где v – окружная скорость цапфы вала, м/с.

Диаметральный зазор

$$\Delta = d\psi.$$

Посадка вкладыша на валу подбирается таким образом, чтобы зазор был близок к рассчитанному диаметральному зазору Δ . Такими посадками могут быть следующие: H7/f7, H7/f9, H7/e8, H8/d9.

Пример. Необходимо подобрать посадку вкладыша подшипника скольжения на цапфе вала диаметром $d = 60$ мм при частоте вращения вала $n = 1000$ мин⁻¹. Подшипник должен работать в режиме жидкостного трения.

Решение. 1. Окружная скорость цапфы вала

$$v = \frac{\pi d n}{60 \cdot 1000} = \frac{3,14 \cdot 60 \cdot 1000}{60 \cdot 1000} = 3,14 \text{ м/с.}$$

2. Относительный зазор

$$\psi = 0,8 \cdot 10^{-3} \sqrt[4]{v} = 0,8 \cdot 10^{-3} \sqrt[4]{3,14} = 1,06 \cdot 10^{-3}.$$

3. Диаметральный зазор

$$\Delta = d\psi = 60 \cdot 1,06 \cdot 10^{-3} = 6,36 \cdot 10^{-2} = 63,6 \text{ мкм.}$$

4. Подбираем посадку вкладыша:

$$\text{при } \varnothing 60 \frac{\text{H7}}{\text{f7}} \Delta_{\min} = 30 \text{ мкм;}$$

$$\Delta_{\max} = 90 \text{ мкм;}$$

$$\Delta_{\text{ср}} = 60 \text{ мкм;}$$

$$\text{при } \varnothing 60 \frac{\text{H8}}{\text{f9}} \Delta_{\min} = 30 \text{ мкм;}$$

$$\Delta_{\max} = 150 \text{ мкм;}$$

$$\Delta_{\text{ср}} = 90 \text{ мкм;}$$

$$\text{при } \varnothing 60 \frac{\text{H7}}{\text{e9}} \Delta_{\min} = 50 \text{ мкм;}$$

$$\Delta_{\max} = 119 \text{ мкм;}$$

$$\Delta_{\text{ср}} = 85 \text{ мкм.}$$

Принимаем посадку $\varnothing 60 \frac{\text{H7}}{\text{f7}}$, при которой средний зазор наиболее

близок к расчетному.

10.2. Опоры скольжения с газовой смазкой

10.2.1. Свойства газов и особенности опор с газовой смазкой

Газовыми опорами являются опоры скольжения с газовой смазкой. Достоинства и недостатки газовых опор по сравнению с опорами с жидкостной смазкой связаны с основными различиями в свойствах газов и жидкостей.

Важнейшей характеристикой смазочного вещества является его *вязкость*. Вязкость газов намного меньше вязкости жидкостей, применяемых для смазки подшипников. Так, вязкость воздуха примерно в 4000 раз меньше вязкости индустриального масла. Малая вязкость газов позволяет достичь чрезвычайно высоких скоростей движения подвижных элементов по опорам скольжения при незначительном нагреве смазки и опор. Более подробно о вязкости смазочных материалов будет рассмотрено в разд. 10.4.

Газы обладают *физической стабильностью*. При изменении условий эксплуатации (температуры, давления) вязкость газов и их смазывающие свойства изменяются незначительно.

Газы обладают *химической стабильностью*, которая характеризуется стойкостью смазки к окислению и зависит от состава смазки и входящих в нее компонентов.

При повышении температуры жидкостной смазки на поверхности ее контакта с воздухом растет интенсивность окисления смазки. Повышение температуры на 8...10 °C приводит к росту интенсивности окисления минерального масла примерно в 2 раза и снижению его смазочных свойств. Подшипники скольжения с жидкостной смазкой не могут надежно эксплуатироваться при температуре масла более 150 °C.

Газовая смазка химически стабильна и может надежно работать при весьма высоких температурах. Максимальная допустимая температура для газовых подшипников определяется не ухудшением свойств газов, а прочностью элементов подшипника.

Сжимаемость смазки является важной характеристикой, значительно влияющей на несущую способность подшипника.

Сжимаемость (жесткость) жидкостной смазки оценивается коэффициентом сжимаемости β , который характеризует изменение единицы объе-

ма смазки, приходящееся на единицу изменения давления (выражается в паскалях в минус первой степени):

$$\beta = \frac{\Delta V/V_1}{\Delta p} = \frac{1}{\Delta p} \frac{\Delta V}{V_1}, \quad (10.5)$$

где $\Delta V/V_1$ — относительное изменение объема;

ΔV — изменение объема смазочного материала при приращении давления на Δp , $\Delta V = V_1 - V_2$;

V_1, V_2 — начальный объем смазочного материала и его объем при изменении давления на Δp ;

Δp — изменение (приращение) давления, действующего на смазочный материал, $\Delta p = p_2 - p_1$.

Величина, обратная коэффициенту β , называется модулем упругости при всестороннем сжатии:

$$E = \frac{1}{\beta}. \quad (10.6)$$

Минеральные масла при температуре 20 °С и атмосферном давлении имеют модуль упругости E , равный 1300...1800 МПа. У синтетических масел модуль упругости еще выше. В связи с высоким объемным модулем упругости жидкостей в технических расчетах их сжимаемостью пренебрегают, считая жидкость несжимаемой.

Газ сжимаем, а поэтому его плотность в зазоре между подвижной и неподвижной поверхностями зависит от давления, скорости подвижной поверхности и величины зазора.

Жесткость газовых опор K определяется дифференцированием подъемной силы W по зазору h :

$$K = \left[\frac{dW}{dh} \right]. \quad (10.7)$$

Жесткость газового слоя K представляет собой тангенс угла наклона касательной к кривой, выражающей зависимость подъемной силы W от зазора h .

Сжимаемость газа позволяет усреднить погрешности изготовления, уменьшить вибрацию подвижных частей и шум, но одновременно уменьшает несущую способность газовой опоры.

Газовая смазка не обладает граничными свойствами. Когда скорость скольжения слишком мала или нагрузка слишком велика, слой смазки

у подшипника может быть весьма тонким. У жидкостной смазки нагрузку в этом случае может воспринимать слой молекулярной толщины, состоящий из цепи молекул жирных кислот, адсорбированных микронеровностями подвижной и неподвижной поверхностей. Такую смазку называют граничной. Даже без поступления жидкостной смазки граничный слой позволяет некоторое время (в течение которого можно остановить агрегат) работать подшипнику без поломки.

При прекращении подачи газовой смазки в зазор, поскольку граничная смазка отсутствует, происходит непосредственный контакт скользящих поверхностей и возможен выход подшипника из строя. Это является существенным недостатком газовых подшипников.

Для предотвращения моментов случайного контакта скользящих поверхностей газовых подшипников следует уделять большое внимание точности их изготовления и установки, а также следить за постоянным поступлением газа в зазор.

В соответствии с отечественным и зарубежным опытом изготовления и эксплуатации подшипников с газовой смазкой рекомендуемые допустимые погрешности изготовления и относительный диаметральный зазор $2C/D$ приведены в табл. 10.4.

Таблица 10.4

Допустимые погрешности изготовления подшипников, мкм,
и относительный диаметральный зазор [10]

Параметр	Элемент опоры	
	Вал	Подшипник
Некруглость	0,3/0,5	2,0/3,0
Конусообразность на длине подшипника	0,5/0,8	1,5/2,5
Шероховатость поверхности Ra	0,080...0,063	0,160...0,125/0,320...0,250
Отклонение от соосности на длине подшипника	2/3	
Изогнутость вала	0,5/0,8	
Относительный диаметральный зазор $(2 C/D) \cdot 10^4$	8...10/6...8	

Примечание. В числителе приведены значения для подшипников диаметром 10...25 мм, в знаменателе – диаметром 25...60 мм.

Для уменьшения опасности выхода подшипника из строя при случайных контактах скользящих поверхностей, последние должны выполняться из такого материала, который позволяет максимально уменьшать трение без смазки.

Газ, в частности воздух, может содержать влагу, масла и твердые частицы, поэтому перед поступлением в газостатический или гибридный подшипник он должен быть очищен от этих примесей.

Несущая способность смазочного газового слоя в опорах скольжения зависит от избыточного давления газа в рабочем зазоре. Это избыточное давление может быть создано двумя способами: путем поступления газа в рабочий зазор из окружающей среды вследствие увлечения его силами вязкости и микронеровностями на поверхностях трения или путем подачи в зазор сжатого газа от внешнего источника.

В первом случае газовые опоры называют газодинамическими. При быстром однонаправленном движении подвижной поверхности относительно неподвижной (рис. 10.11, а) в сужающийся зазор силами газодинамического трения увлекается газ, который

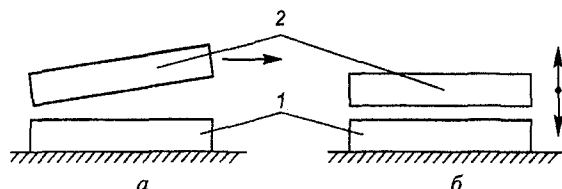


Рис.10.11. Принципиальные схемы газодинамических опор со сжатием газовой смазки при перемещении подвижной поверхности относительно неподвижной:
а – однонаправленном, б – возвратно-поступательном; 1 – неподвижное звено, 2 – подвижное звено

создает подъемную силу. В основном на практике нашли применение газодинамические опоры такого типа. К газодинамическим опорам относятся также вибронесущие опоры, в которых подъемная сила образуется за счет сдвливания га-

зового слоя поверхностями, одна из которых совершает по отношению к другой возвратно-поступательное движение – вибрирует (рис. 10.11, б).

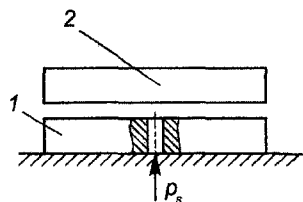
Во втором случае (рис. 10.12) газовая смазка нагнетается в зазор под давлением p_s , создаваемым внешним источником (компрессором). Такие опоры являются газостатическими.

На практике может быть и комбинация этих двух способов создания газовой смазки (гибридные опоры).

В качестве смазки могут быть использованы любой газ или смесь газов. Наиболее часто в качестве газовой смазки используется воздух, так

как воздушная смазка в обычных условиях более практична и эффективна. В этом случае газодинамические и газостатические опоры называют соответственно аэродинамическими и аэростатическими.

Рис. 10.12. Принципиальная схема газостатической опоры:
1 – неподвижное звено; 2 – подвижное звено



Главное преимущество газодинамических опор перед газостатическими – отсутствие источника сжатого газа (компрессора).

Газостатические опоры могут быть использованы как при больших, так и малых скоростях, вплоть до нуля; допускают реверс; обладают большей несущей способностью; допускают меньшую точность изготовления; выдерживают как постоянные, так и пульсирующие нагрузки. Главный недостаток газостатических опор – необходимость источника сжатого газа.

Газовые опоры валов и вращающихся осей называются газовыми подшипниками.

Достоинства подшипников скольжения с газовой смазкой позволяют использовать их в следующих случаях:

- при очень низких и очень высоких скоростях движения;
- при низких и высоких температурах;
- когда требуется высокая точность движения;
- если высокий уровень шума недопустим;
- при необходимости движения деталей с наименьшим коэффициентом трения;
- когда износ движущихся деталей недопустим;
- когда недопустимо использование горючих жидких смазочных материалов.

10.2.2. Газодинамические опоры

В газодинамических опорах, как уже отмечалось ранее, газ поступает из окружающей опору среды в зазор между движущейся и неподвижной поверхностями за счет сил вязкости газа и микронеровностей на этих поверхностях. В зазоре возникает давление, и этим обеспечивается несущая способность газодинамической опоры. Когда газодинамические опоры служат опорами для

валов и вращающихся осей и в качестве газовой смазки в них используется воздух, они называются аэродинамическими подшипниками.

Избыточное давление в зазоре газодинамических опор может быть получено двумя способами: в первом случае происходит однонаправленное перемещение подвижной поверхности относительно неподвижной, во втором случае подвижная поверхность совершает вибрационное движение относительно неподвижной вдоль их общей нормали. Чаще используются газодинамические опоры первого типа. Они в основном имеют плоские или цилиндрические формы рабочих поверхностей (рис. 10.13).

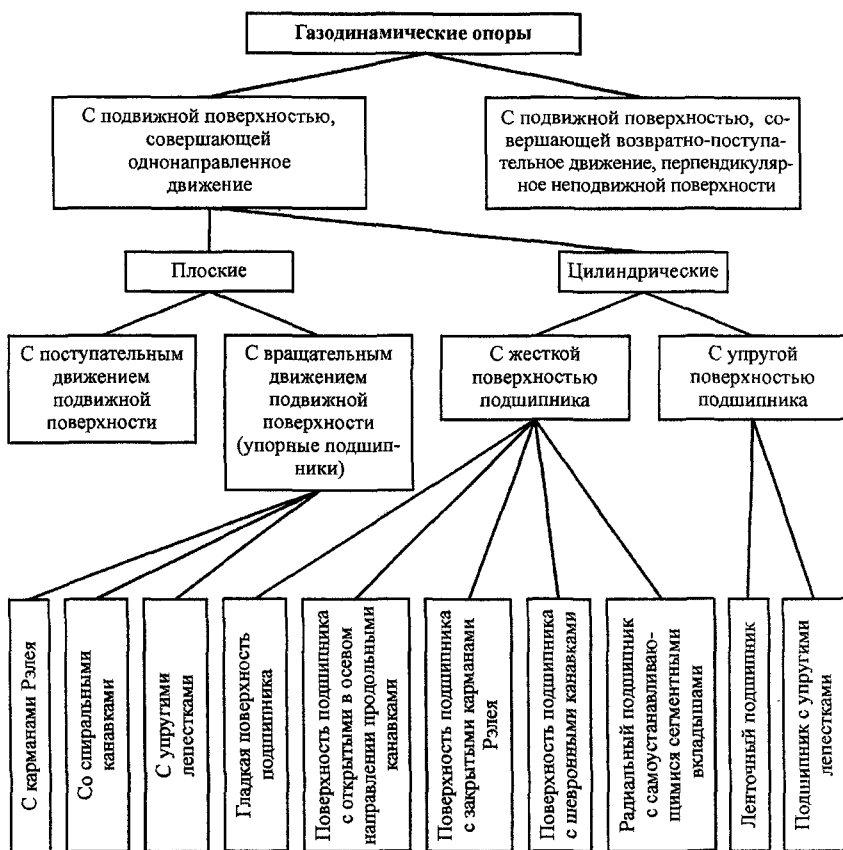


Рис. 10.13. Классификация газодинамических опор

Цилиндрические газодинамические опоры являются газодинамическими радиальными подшипниками. Они могут быть с жесткими и упругими рабочими поверхностями.

Простейшими газодинамическими подшипниками являются радиальные гладкие цилиндрические с жесткими рабочими поверхностями (рис. 10.14, *а*). Такие подшипники применяются в приборах и гироскопических устройствах. Они предельно просты по конструкции, но требуют высокой точности изготовления, так как работают при зазорах между валом и вкладышем в пределах 3...5 мкм.

Если вместо гладкого цилиндрического подшипника взять ступенчатый (рис. 10.14, *б, в, г*), то несущая способность его будет выше. К рабочим элементам ступенчатого подшипника относятся канавки, выступы и заборники воздуха. В подшипнике с гладкими рабочими поверхностями наряду с зоной повышенного давления имеется зона пониженного давления. В радиальном ступенчатом подшипнике и подшипнике с открытыми в продольном направлении канавками зона пониженного давления отсутствует, поэтому его несущая способность выше.

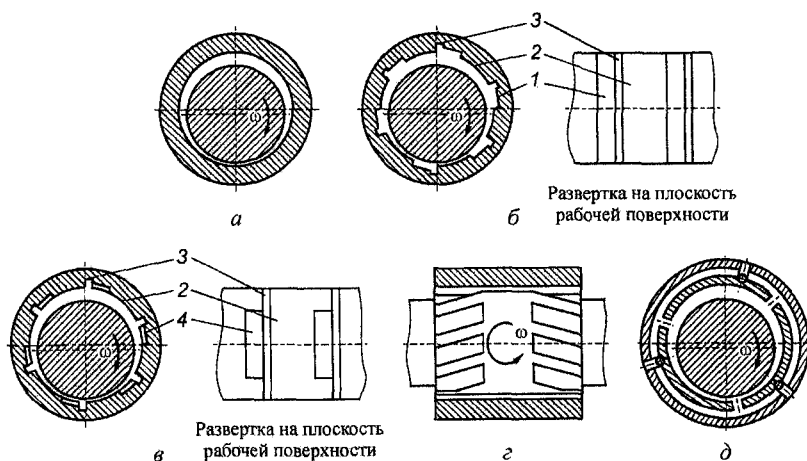


Рис. 10.14. Газодинамические радиальные цилиндрические подшипники с различными видами жестких рабочих поверхностей:

а – с гладкими цилиндрическими поверхностями; *б* – ступенчатый с открытыми продольными канавками; *в* – ступенчатый с карманами Рэлея; *г* – ступенчатый с шевронными канавками; *д* – с самоустанавливающимися сегментными вкладышами; 1 – канавка, 2 – выступ, 3 – заборник воздуха, 4 – карман Рэлея

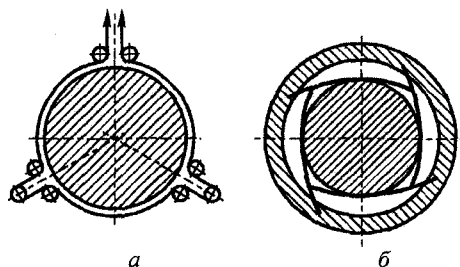
Разновидностью ступенчатого подшипника является подшипник, у которого рабочая поверхность включает замкнутые карманы Рэлея (Дж. У. Рэлей в 1912 г. математически доказал, что эффективность ступенчатого подшипника выше, чем эффективность гладкого), выступы и заборники газа. При использовании такого подшипника уменьшаются боковые утечки газа и повышается несущая способность. Из-за того что несущая способность подшипников с карманами Рэлея увеличивается, по сравнению с несущей способностью подшипников с открытыми продольными канавками, незначительно (на 20...30 %), а сложность их изготовления сильно возрастает, первые не нашли широкого применения.

У радиального газодинамического подшипника с шевронными канавками (рис. 10.14, з) канавки нарезаются на подвижной детали, чаще на цапфе вала. Они в поперечном сечении имеют прямоугольную форму и обычно расположены симметрично на всей длине цапфы или на ее части. Если канавки расположены на цапфе вала, то угол наклона канавок, измеренный в направлении вращения, должен быть тупым, поэтому этот тип подшипников не может использоваться в реверсивных передачах. Канавки при вращении вала нагнетают газ; его давление вдоль канавок увеличивается, и несущая способность подшипника повышается.

Радиальный газодинамический подшипник с самоустанавливающимися сегментными вкладышами (рис. 10.14, д) состоит из нескольких (чаще трех) одинаковых элементов (сегментов), каждый из которых шарнирно (жестко или через упругий элемент) опирается на корпус. Шарнирные опоры делят каждый сектор по дуге в направлении вращения вала на два участка с соотношением длин 0,65:0,35. В период пуска и остановки газодинамические подшипники с сегментными вкладышами работают как газостатические, то есть производится поддув сжатого газа от компрессора. Главное достоинство подшипников такого типа состоит в том, что благодаря самоустановке сегментов вращение валов устойчиво на всем диапазоне их рабочих частот.

Упругие газодинамические радиальные подшипники делятся на две категории: с натянутой лентой и с короткими упругими лепестками. Имеется большое количество публикаций по вопросам исследования газодинамических подшипников с натянутой лентой и патентов на их конструкции (одна из конструкций такого подшипника приведена на рис. 10.15, а). Подшипники с натянутой лентой имеют ряд недостатков: удлинение ленты от силы тяжести вала и нагрева, невозможность компенсировать угловые смещения, сложность монтажа. Они не нашли широкого применения на практике.

Рис. 10.15. Упругие газодинамические радиальные подшипники:
а – с натянутой лентой; *б* – с короткими упругими лепестками



Большой интерес представляют газодинамические подшипники с упругими лепестками (один из вариантов такого подшипника показан на рис. 10.15, *б*). Газодинамические подшипники с упругими короткими лепестками постоянно совершенствуются, о чем свидетельствуют около 100 патентов на изобретения, полученных в разных странах мира, и сообщения в отечественной и зарубежной литературе об их использовании в технике.

Плоские газодинамические опоры могут быть двух типов: с поступательным и вращательным движением подвижной поверхности.

Плоские газодинамические опоры с поступательным движением подвижной поверхности целесообразно применять в скоростном транспорте и низкотемпературных аппаратах, использующих экранный эффект.

Плоские газодинамические опоры с вращательным движением подвижной поверхности представляют собой упорные подшипники (на рис. 10.16 показаны основные типы таких подшипников) и служат для восприятия осевой нагрузки от вертикально расположенных валов.

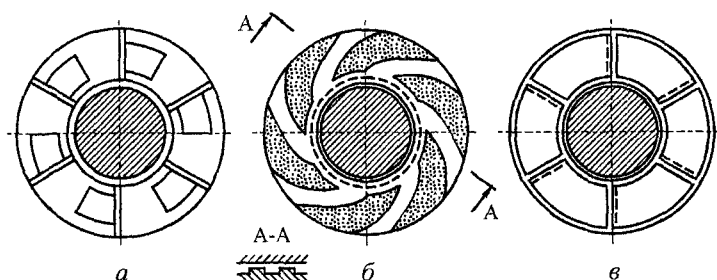


Рис. 10.16. Плоские упорные газодинамические подшипники:
а – с карманами Рэлея; *б* – со спиральными канавками;
в – с упругими лепестками

10.2.3. Газостатические опоры

В газостатической опоре в зазор между неподвижной и подвижной поверхностями подается сжатый газ (давление создается внешним источником — компрессором). Газостатические подшипники обладают многими, уже упоминавшимися ранее, достоинствами газодинамических подшипников, кроме того, их несущая способность значительно больше даже в случае, когда движение между поверхностями отсутствует. Недостатками газостатических подшипников являются: необходимость в источнике сжатого газа, его очистке и подводе к узлам трения; регулировка давления. К этим системам предъявляются высокие требования, так как попадание в зазор крупных твердых частиц, перерыв подачи газа или резкое снижение его давления вызывают выход подшипника из строя. Замена или ремонт газостатических подшипников связаны с большими техническими трудностями, чем замена и ремонт подшипников скольжения с жидкостной смазкой.

Газостатические подшипники целесообразно применять в следующих случаях: при малых скоростях перемещений, когда точность перемещения должна быть высокой или когда необходимо измерять малые усилия; при больших скоростях перемещений, когда подшипники качения неработоспособны; при недопустимости загрязнения смазкой, например в пищевой промышленности или медицинской технике; при крайне низких и высоких температурах; при перемещении тяжелых крупногабаритных грузов с минимальным трением.

Различают газостатические опоры с жестким основанием и с эластичной диафрагмой (рис. 10.17).

Газостатические опоры с жестким основанием применяются, когда рабочая поверхность подвижного тела имеет правильную геометрическую форму — плоскость, цилиндр, конус, сферу. Соответственно и газостатические опоры могут быть плоские, цилиндрические, конические и сферические (рис. 10.18). Газостатические опоры для вращающихся деталей называются газостатическими подшипниками.

Плоские аэро-статические опоры применяют в направляющих станков, в конструкциях подпятников, а также во внутрицеховом транспорте при высоком качестве поверхности пола и отсутствии его наклона. Газостатические опоры скольжения, имеющие цилиндрическую и коническую формы, используются в конструкциях соответственно радиальных и радиально-упорных подшипников.

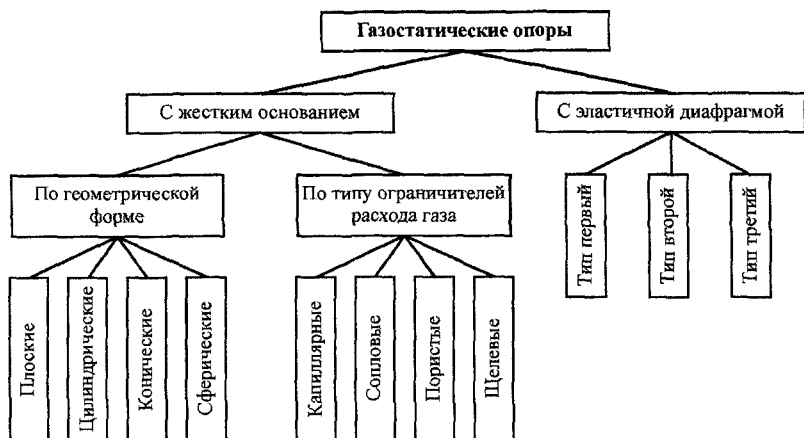


Рис. 10.17. Классификация газостатических опор

Газостатические опоры скольжения сферической формы могут быть использованы в конструкциях подшипников, воспринимающих как радиальную, так и осевую нагрузки, меняющие направление.

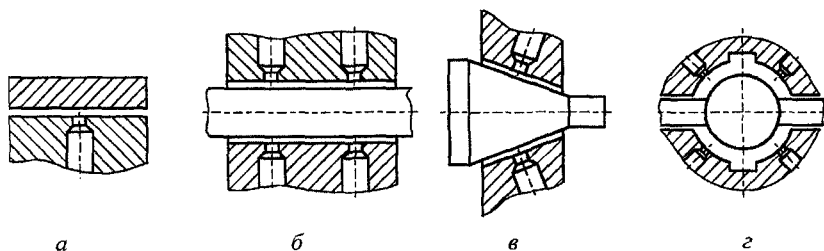


Рис. 10.18. Газостатические подшипники с различной геометрической формой рабочих поверхностей:

a – плоской; *б* – цилиндрической; *в* – конической; *г* – сферической

Чтобы в зазоре между подвижными и неподвижными поверхностями слой газа имел повышенную жесткость, необходимы ограничители расхода газа, расположенные между источником поддува и входом газа в зазор. Ограничитель расхода воздуха создает перепад между давлением подводимого газа p_s и давлением газа в зазоре опоры p_d . Можно выделить следующие разновидности ограничителей расхода газа в газостатических опорах: капиллярные, сопловые, пористые и щелевые (рис. 10.19).

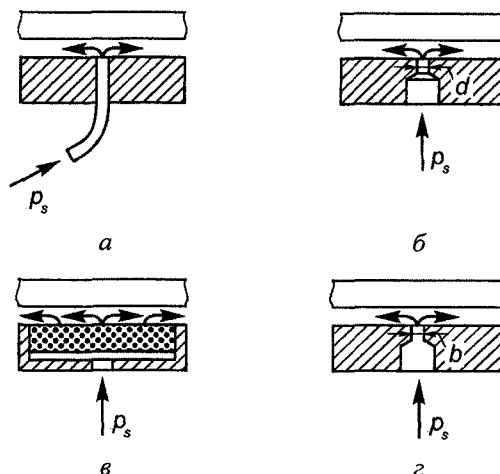


Рис. 10.19. Типы ограничителей расхода газа в газостатических опорах:
 a – капиллярный; $б$ – сопловый; $в$ – пористый; $г$ – щелевой

К *капиллярным* ограничителям расхода относятся капилляры, представляющие собой жесткие или эластичные трубки с большим (> 10) отношением длины к диаметру. В капиллярных ограничителях наблюдается падение давления за счет вязких сил газа, и в результате этого происходит ограничение расхода воздуха. Область применения таких ограничителей невелика вследствие более эффективного использования *сопловых* ограничителей, которые имеют более простую конструкцию и обеспечивают большую жесткость газа. Это происходит благодаря преобразованию части подводимого давления в скоростной напор.

Пористые ограничители расхода просты и удобны в эксплуатации, однако применяются крайне редко, так как возникает сложность создания материалов с одинаковой постоянной пористостью и существует опасность их засорения.

Щелевые ограничители расхода отличаются от сопловых тем, что ряд цилиндрических питающих отверстий заменены щелью шириной b . Они повышают несущую способность опор, но ценой повышенного расхода воздуха и усложнения конструкции, поэтому нашли лишь ограниченное применение. Щелевые ограничители расхода при использовании в направляющих для пил имеют преимущество, состоящее в том, что вязкость и

плотность смазочной среды практически не влияют на их работоспособность, и такие направляющие могут успешно работать как с газом, так и с жидкостью.

Наиболее широко распространены в технике сопловые ограничители расхода газа, которые представляют собой отверстия поддува малого диаметра ($d = 0,1 \dots 1,0$ мм).

На расход газа большое влияние оказывает эффективная площадь истечения. Она зависит от вида сопла:

для сопла без уширений на конце (рис.10.20, а)

$$A = \pi d h; \quad (10.8)$$

для сопла с круговым карманом на конце (рис.10.20, б) и сопла с уширением на конце в виде канавки (рис.10.2.10, в)

$$A = \pi d^2 / 4, \quad (10.9)$$

где d – диаметр отверстия поддува;

h – зазор между подвижной и неподвижной поверхностями.

В первом случае берется меньшая площадь ($\pi d h$, а не $\pi d^2 / 4$), так как обычно величина зазора h в газостатической опоре значительно меньше $d/4$.

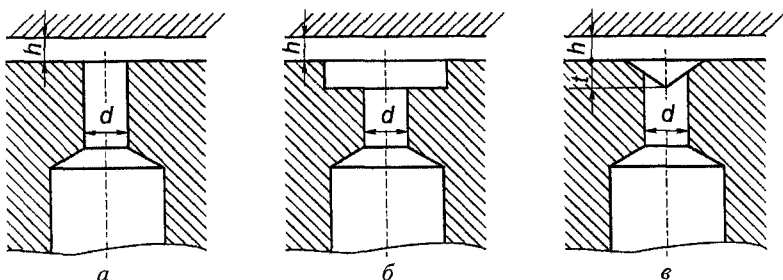


Рис. 10.20. Типы цилиндрических сопловых ограничителей расхода воздуха:
а – сопло без уширений на конце; б – сопло с круговым карманом на конце;
в – сопло с уширением на конце в виде канавки

Для равномерного распределения сжатого газа на всю площадь газостатической опоры рекомендуется использовать микроканавки. Обычно микроканавки имеют сечения в виде равностороннего треугольника. Глубина микроканавки не должна выбираться произвольно. С одной стороны,

увеличение площади поперечного сечения микроканавки повышает равномерность распределения газа по площади опоры, с другой – увеличение объема микроканавки может привести к неустойчивости опоры типа "пневмомолоток".

Исследования, выполненные в ЭНИМСе [9], показывают, что объем микроканавок должен быть в 5 раз меньше объема, определяемого как произведение площади опоры на величину зазора h .

Плоская газостатическая опора, показанная на рис. 10.21, работает следующим образом.

По газопроводу сжатый газ поступает в полость опоры, образованную крышкой, основанием и боковинами, соединенными винтами. Из полости сжатый газ проходит через отверстия поддува, распределяется по площади опоры с помощью микроканавок и выходит в окружающую опору среду. Истекающий между поверхностью (на рис. 10.21 не показана) подвижного объекта и рабочей поверхностью крышки опоры газ служит смазкой и максимально уменьшает трение между этими поверхностями.

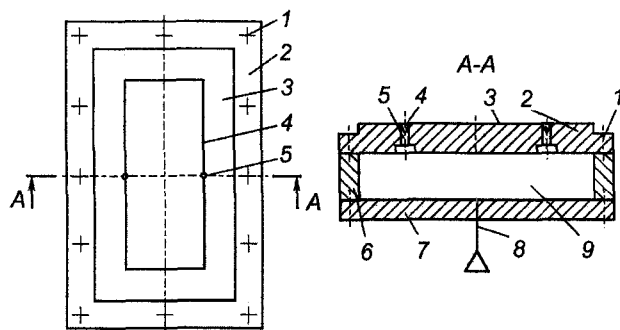
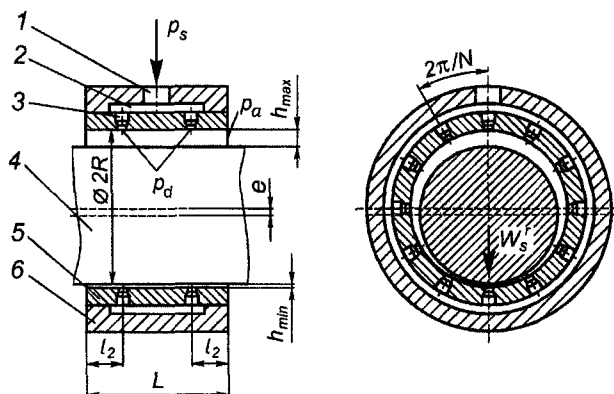


Рис. 10.21. Конструкция плоской газостатической опоры:
1 – винт; 2 – крышка; 3 – рабочая поверхность крышки;
4 – распределительная микроканавка; 5 – отверстие поддува; 6 – боковина; 7 – основание; 8 – газопровод;
9 – полость

Цилиндрическая газостатическая опора – радиальный цилиндрический газостатический подшипник (рис. 10.22) – работает следующим образом.

Сжатый газ через отверстие, выполненное в корпусе, поступает в полость, образованную между корпусом и подшипниковой втулкой. Далее

Недостатком газостатических опор, как уже отмечалось ранее, является необходимость в источнике сжатого газа. Эффективность газостатических опор зависит от расхода газа. Следует искать пути уменьшения расхода газа, не снижая подъемной силы газостатической опоры при заданной величине рабочего зазора.



5 — подшипниковая втулка; 6 — корпус

301

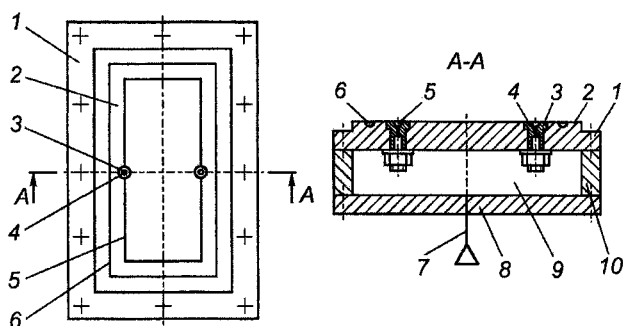


Рис.10.23. Плоская аэростатическая опора с уплотнительной канавкой:

- 1 – лицевая пластина; 2 – рабочая поверхность опоры;
 3 – жиклер; 4 – отверстие поддува; 5 – распределительная микроканавка;
 6 – уплотнительная канавка; 7 – воздухопровод; 8 – основание;
 9 – полость; 10 – боковина

Аэростатическая опора представляет собой пустотелый корпус, содержащий основание, боковины и лицевую пластину с рабочей поверхностью. Полость соединена с источником сжатого воздуха воздухопроводом, с распределительной микроканавкой, выполненной на рабочей поверхности опоры, и с отверстиями поддува, выполненными в сменных жиклерах. Между распределительной микроканавкой и кромками опоры, ограничивающими ее рабочую поверхность, выполняется, по крайней мере, одна уплотнительная канавка.

Работает аэростатическая опора следующим образом. В полость по воздухопроводу подается сжатый воздух, который затем проходит через отверстия поддува, выполненные в жиклерах, распределяется по микроканавке и истекает в атмосферу, проходя через уплотнительную канавку, в которой происходит завихрение воздуха, уменьшающее интенсивность его истечения и расход.

В цехах промышленных предприятий все чаще для сборки, монтажа и перемещения в стесненных условиях крупногабаритных грузов используют газостатические опоры. По сравнению с традиционным внутрицеховым транспортом они имеют следующие преимущества: минимальные усилия для перемещения, высокие грузоподъемность и маневренность, простота конструкции, возможность работы во взрывоопасных и пожароопасных цехах. При этом не требуется специальных тормозных устройств.

Недостаток применения транспортных средств на газостатических опорах состоит в том, что требуется высокое качество поверхности пола и его горизонтальность.

Газостатические опоры во внутрицеховых транспортных средствах могут быть как с жестким основанием, так и с эластичной диафрагмой. В первом случае требования к поверхности пола очень высокие: неплоскостность пола в пределах опоры не должна превышать 0,1 мм, шероховатость пола R_z должна быть менее 40 мкм. В тех случаях, когда эти требования выполнить технически трудно или экономически нецелесообразно, используют газостатические опоры с эластичной диафрагмой.

Известно большое количество конструкций газостатических опор с эластичной диафрагмой (основные три типа таких опор показаны на рис.10.24).

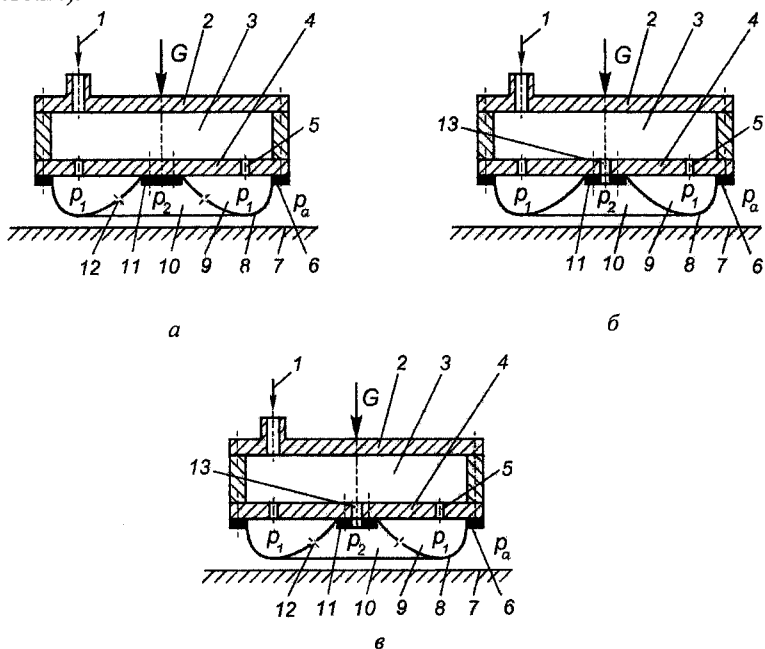


Рис.10.24. Схемы газостатических опор с эластичной диафрагмой:
 а – первый тип; б – второй тип; в – третий тип; 1 – газопровод;
 2 – крышка; 3 – камера; 4 – диск; 5, 12, 13 – отверстия; 6 – прижимное кольцо;
 7 – опорная поверхность; 8 – диафрагма; 9 – баллон; 10 – зона;
 11 – прижимная шайба

Рассмотрим работу газостатической опоры третьего типа (рис. 10.24, в). Эта опора включает элементы опор первого (рис. 10.24, а) и второго (рис. 10.24, б) типов, более сложна по конструкции, но надежнее в эксплуатации.

Сжатый газ по газопроводу поступает от компрессора в камеру, образованную крышкой и диском. Через отверстия, выполненные в диске, сжатый газ поступает в баллон, который образуют диск и диафрагма, прижатая к нижней части диска по периферии прижимным кольцом б и в центре шайбой. Из баллона газ через отверстия в диафрагме поступает в зону газостатической опоры. Одновременно другим потоком сжатый газ поступает в эту зону из камеры через центральное отверстие. Разделение потоков воздуха, поступающего в эту зону, способствует повышению надежности работы газостатической опоры.

Так как давление в баллоне p_1 больше давления в зоне p_2 и атмосферного давления p_a , то происходит прогиб диафрагмы и увеличение объема баллона. При этом груз весом G начинает подниматься. Когда давление в зоне достигнет значения, при котором суммарная подъемная сила становится равной внешней нагрузке G , диафрагма, лежащая на опорной поверхности, отрывается от нее и через образовавшийся зазор газ из зоны выходит в атмосферу. Слой газа, истекающего из зоны, снижает до минимума трение между диафрагмой и опорной поверхностью ($f \leq 0,001$) и усилие, необходимое для перемещения груза.

Газостатические опоры первого и второго (рис. 10.24, а, б) типов отличаются от опор третьего типа (рис. 10.24, в) тем, что первая не имеет центрального отверстия, а вторая — отверстий в диафрагме.

Уклон опорной поверхности не должен превышать 10° , так как может произойти самопроизвольное перемещение груза в сторону уклона. Зазор между диафрагмой и рабочей поверхностью составляет от сотых до десятых долей миллиметра и определяется качеством опорной поверхности. С повышением качества опорной поверхности зазор может быть уменьшен и эффективность газостатической опоры повышена.

Диафрагма чаще всего изготавливается из резины, но может быть использован и другой материал, обладающий прочностью, эластичностью и износостойкостью. Более подробно информация о внутрицеховом транспорте на газостатических опорах изложена в работе [4].

10.3. Подшипники качения

10.3.1. Общие сведения

Подшипники качения являются основным видом опор валов и вращающихся осей. Они нашли широкое применение в различных областях машиностроения.

Большинство подшипников качения (рис. 10.25) состоит из следующих деталей: наружного и внутреннего колец с дорожками качения, тел качения (шариков или роликов) и сепаратора, разделяющего тела качения. Чаще всего внутреннее кольцо насаживается на вал и вращается вместе с ним, а наружное устанавливается в корпус и является неподвижным.

Подшипники качения могут иметь тела качения в виде шариков или роликов, которые, в свою очередь, могут быть короткими, длинными, витыми, бочкообразными, коническими и игольчатыми (рис. 10.26).

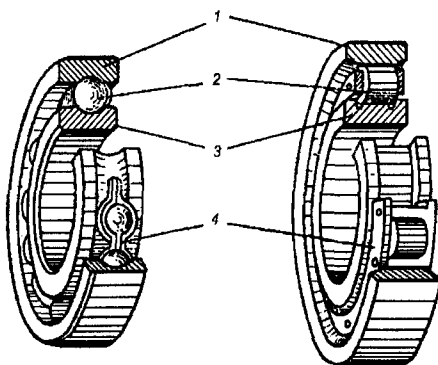


Рис. 10.25. Конструкция подшипников качения:

1 – наружное кольцо; 2 – тела качения; 3 – внутреннее кольцо; 4 – сепаратор

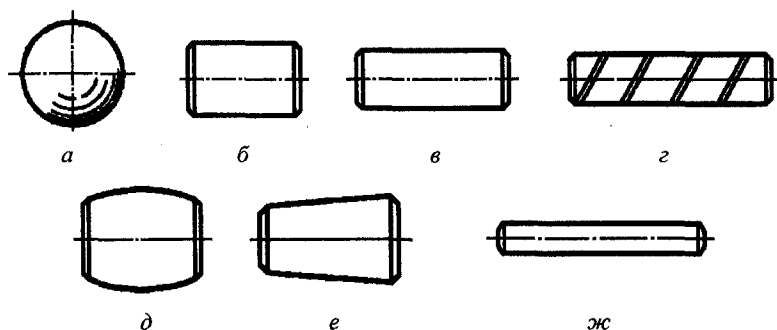


Рис. 10.26. Основные виды тел качения:

а – шарик; б – короткий ролик; в – длинный ролик; г – витой ролик;
д – бочкообразный ролик; е – конический ролик; ж – игольчатый ролик

Основные типы шариковых подшипников показаны соответственно на рис. 10.27 и 10.28.

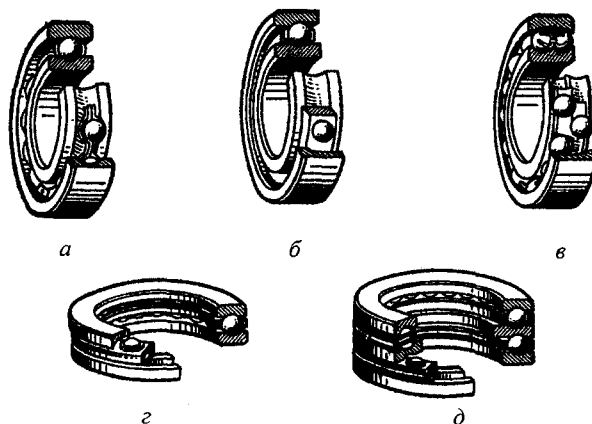


Рис. 10.27. Основные типы шариковых подшипников качения:
 а – радиальный однорядный; б – радиально-упорный однорядный; в – радиальный двухрядный сферический; г – упорный однорядный; д – упорный двухрядный

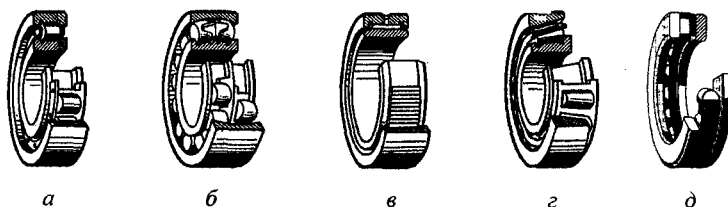


Рис. 10.28. Основные типы роликовых подшипников качения:
 а – радиальный с короткими цилиндрическими роликами однорядный;
 б – радиальный двухрядный сферический; в – радиальный игольчатый;
 г – радиально-упорный конический однорядный; д – упорный однорядный

Достоинства подшипников качения: не требуют особого внимания и ухода; малый расход смазки; малые потери на трение; незначительный нагрев; высокая степень взаимозаменяемости; сравнительно небольшая стоимость благодаря массовому производству на специализированных заводах.

Недостатки подшипников качения: высокая чувствительность к ударным и вибрационным нагрузкам; малон надежны в высокоскоростных приводах ($v > 30$ м/с); непригодны для работы в агрессивных средах (в

морской воде, при низких и высоких температурах и т.д.); шум при больших скоростях; непригодны для применения в качестве опор коленчатых валов.

Подшипники качения получили широкое распространение во всех областях машиностроения. Массовое автоматизированное производство позволяет обеспечить высокое качество их изготовления и сравнительно малую стоимость.

Классификация подшипников качения дана на рис. 10.29.



Рис. 10.29. Классификация подшипников качения

Подшипники качения маркируют нанесением на торец ряда цифр и букв в соответствии с ГОСТ 3189–89.

Полное условное обозначение подшипника состоит из основного условного обозначения и дополнительных знаков.

Основное условное обозначение подшипника состоит из семи основных знаков, обозначающих: диаметр отверстия, серию диаметров, тип подшипника, конструктивное исполнение подшипника и серию ширин или высот для упорных подшипников. Порядок расположения знаков основного условного обозначения дан на схемах 1 и 2 (рис. 10.30).

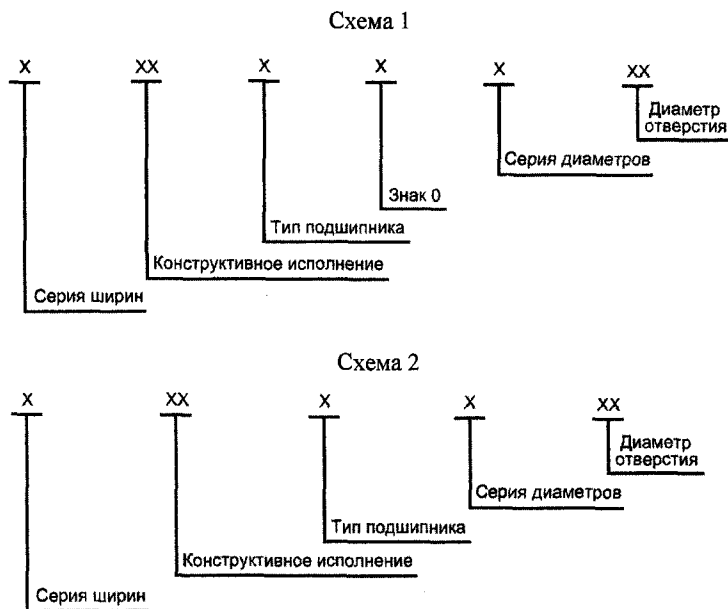


Рис. 10.30. Порядок размещения знаков основного условного обозначения подшипников

Схема 1 относится к подшипникам качения с диаметром отверстия до 10 мм, кроме подшипников с диаметрами отверстий 0,6; 1,5 и 2,5 мм.

Схема 2 соответствует подшипникам качения с диаметром отверстия 10 мм и более (кроме подшипников с диаметрами отверстий 22, 28, 32, 500 мм и более).

Дополнительные знаки условного обозначения располагаются справа и слева от основного условного обозначения. Дополнительные знаки справа начинают с прописной буквы, а дополнительные знаки слева отделены от основного условного обозначения знаком тире.

Расшифровку знаков в основном условном обозначении выполняют справа налево.

Приведем расшифровку основного условного обозначения подшипников по схеме 2, так как подшипники с диаметром отверстия более 10 мм имеют наибольшее применение в технике.

Первые два знака (справа) обозначают диаметр отверстия подшипника. Диаметры, кратные 5, обозначают частным от деления значения этого диаметра на 5. Это правило действует при $20 \text{ мм} \leq d \leq 450 \text{ мм}$. Обозначения диаметров отверстия подшипников от 10 до 17 мм приведены в табл. 10.4.

Таблица 10.4

Обозначения диаметров
отверстия подшипников от 10 до 17 мм

Диаметр отверстия подшипника, мм	Обозначения
10	00
12	01
15	02
17	03

наружного диаметра подшипника при одинаковом диаметре отверстия: 0; 8; 9; 1; 7; 2; 3; 4 и 5. Часто у шариковых однорядных подшипников серию диаметров 9 называют сверхлегкой, 1 — особо легкой, 2 — легкой, 3 — средней, 4 — тяжелой.

Четвертая цифра обозначает тип подшипника:

Радиальный шариковый	0*
Радиальный шариковый сферический	1
Радиальный роликовый с короткими цилиндрическими роликами	2
Радиальный роликовый сферический	3
Радиальный роликовый игольчатый или с длинными цилиндрическими роликами	4
Радиальный роликовый с витыми роликами	5
Радиально-упорный шариковый	6
Радиально-упорный роликовый конический	7
Упорный или упорно-радиальный шариковый	8
Упорный или упорно-радиальный роликовый	9

* Если левее 0 цифр нет, то 0 в условном обозначении не ставится, но подразумевается, например: 308 — подшипник шариковый радиальный однорядный, серии диаметров 3, с диаметром отверстия 40 мм.

Пятая и шестая цифры обозначают конструктивное исполнение подшипника (по ГОСТ 3395–89).

Седьмая цифра обозначает серию ширин или высот. ГОСТ 3478–79 установлены следующие серии ширин в порядке увеличения ширины или

для упорных подшипников – высоты: 7, 8, 9, 0; 1, 2, 3, 4, 5 и 6.

Слева от основного обозначения проставляются знаки, определяющие класс точности (7, 8, 0, 6, 5, 4, 2), группу радиального зазора (0, 1, 2, 3, ..., 9), момент трения (1, 2, 3, ..., 9) и категорию подшипника (А, В, С). Эти знаки располагают в порядке перечисления справа налево от основного обозначения и отделяются от него знаком тире.

Пример условного обозначения:

A 125 – 3000205,

где 3000205 – основное обозначение (радиальный шариковый однорядный подшипник с внутренним отверстием диаметром 25 мм, серии диаметров 2, серии ширины 3); 5 – класс точности; 2 – группа радиального зазора; 1 – ряд момента трения; А – категория подшипника.

Установлены дополнительные классы точности подшипников 8 и 7 ниже класса точности 0 для применения по заказу потребителей в ответственных узлах.

Технические требования, предъявляемые к подшипникам категорий А, В и С, приведены в ГОСТ 520–89. В условном обозначении подшипников категории С, а также подшипников, не отнесенных к категориям, имеющим величину зазора по нормальной группе и при отсутствии требований по моменту трения, класс точности 0 не указывают, например 306.

Справа от основного обозначения подшипников могут проставляться знаки, определяющие материалы деталей, конструктивные изменения, смазочный материал, требования по уровню вибрации.

Более подробно обозначения и порядок расположения дополнительных знаков приведены в ГОСТ 3189–89.

Шарики, ролики и кольца подшипников качения изготавливают в основном из шарикоподшипниковых высокоуглеродистых хромистых сталей ШХ4, ШХ15, ШХ15СГ, ШХ20СГ. Число, стоящее в обозначении марки, указывает содержание хрома в десятых долях процента. Стали ШХ15СГ и ШХ20СГ содержат дополнительно кремний и марганец. При изготовлении тел качения и колец применяют также цементируемые легированные стали 18ГТ и 20Х2Н4А. Кольца и ролики закаляют до HRC 61...66, шарики – HRC 63...67.

Сепараторы изготавливают в большинстве случаев из мягкой углеродистой стали марок 08кп, 10кп. Сепараторы высокоскоростных подшипников выполняют массивными из текстолита, фторопласта, латуни, бронзы. Материалы перечислены в порядке увеличения быстроходности подшипников.

10.3.2. Основные типы подшипников качения

Радиальные шариковые однорядные (тип 0) подшипники (см. рис. 10.28, а) предназначены для восприятия радиальных нагрузок, но могут воспринимать и небольшие осевые нагрузки. Удовлетворительно работают при перекосе осей колец до 8'. Это наиболее распространенный тип подшипников. Его выполняют обычно со стальным штампованным (змейковым) сепаратором, состоящим из двух половинок, соединенных заклепками (рис. 10.31, а). При высоких скоростях (более 15 м/с на цапфе вала) применяют массивные сепараторы (рис. 10.31, б). Подшипник заполняют шариками при взаимном радиальном смещении колец. Подшипник выполняют также с канавками для ввода шариков (тип 70000), что позволяет увеличить число шариков в подшипнике, а следовательно, и радиальную грузоподъемность.

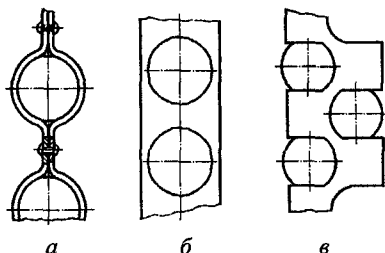


Рис. 10.31. Конструкции сепараторов шариковых радиальных подшипников:

а — штампованный (змейковый);
б — массивный; в — лепестковый

При одинаковых габаритных размерах эти подшипники работают с меньшими потерями на трение и при большей частоте вращения вала, чем подшипники всех других конструкций. Основные типы шариковых радиальных однорядных подшипников показаны на рис. 10.32.

Шариковый радиальный однорядный подшипник типа 0000 является наиболее распространенным и дешевым. Он выпускается по ГОСТ 8338-75 и является базовой моделью. По ГОСТ 7242-81 выпускаются шариковые радиальные однорядные подшипники с одной (тип 60000) и двумя (тип 80000) закрытыми шайбами для предотвращения утечки смазочного материала и проникновения пыли и грязи в их полость. Подшипники с односторонним (тип 160000) или двусторонним (тип 180000) уплотнением из маслостойкой резины или пластмассы выпускаются по ГОСТ 8882-75. Они имеют большую герметичность, чем подшипники с защитными шайбами. Нестандартные радиальные однорядные шарикоподшипники (тип 50000) выпускаются со стопорной канавкой на наружном кольце, выполненной по ГОСТ 2893-82. Применение упорного кольца упрощает осевое крепление подшипника в корпусе.

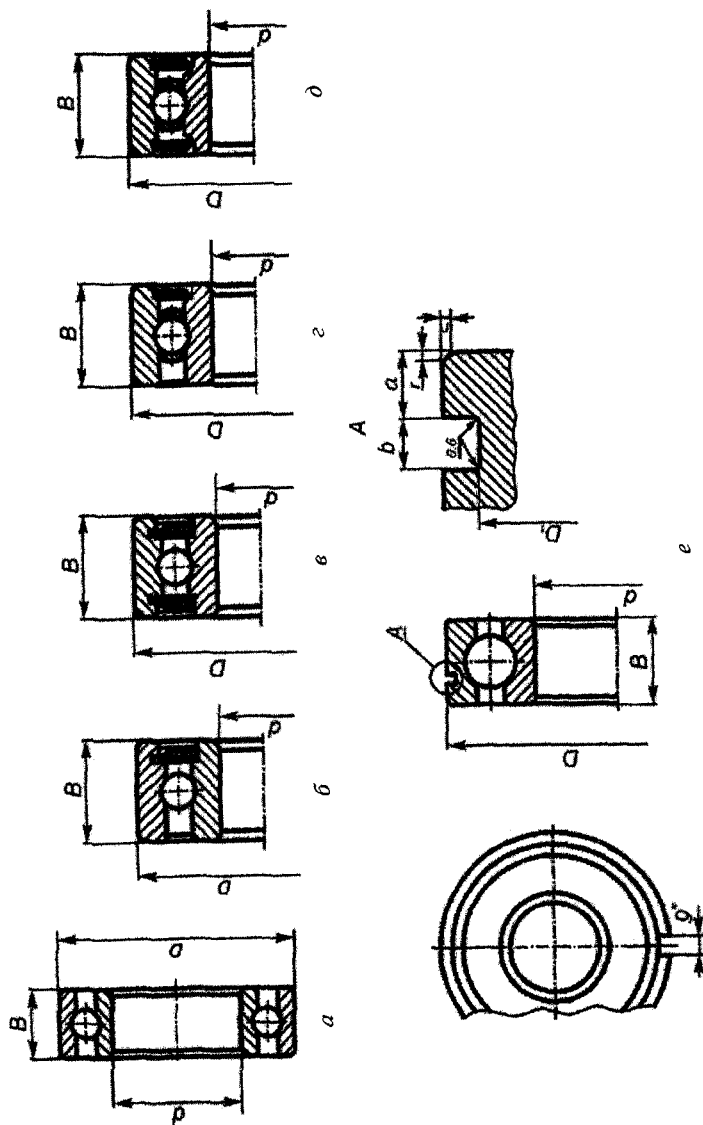


Рис. 10.32. Шариковые радиальные однорядные подшипники:
 а — тип 0000 (ГОСТ 8338-75), базовая конструкция; б — тип 60000 с одной закрытой шайбой (ГОСТ 7242-81);
 в — тип 80000 с двумя закрытыми шайбами (ГОСТ 7242-81); г — тип 160000 с одним уплотнением (ГОСТ 8882-75);
 д — тип 180000 с двумя уплотнениями (ГОСТ 8882-75); е — тип 50000 со ступорной канавкой на наружном кольце,
 выполненной по ГОСТ 2893-82

При проектировании опор валов следует ориентироваться в первую очередь на применение шариковых радиальных однорядных подшипников, отличающихся невысокой стоимостью, простотой монтажа и обслуживания, способностью воспринимать не только радиальные, но и небольшие осевые нагрузки.

Радиальные шариковые сферические (тип 1) подшипники предназначены в основном для восприятия радиальных нагрузок, но могут воспринимать и небольшие осевые нагрузки любого направления. Дорожка качения наружного кольца обработана по сфере, описанной из центра подшипника, что позволяет подшипнику самоустанавливаться и работать при значительных перекосах осей колец (до 3°), вызванных несоосностью отверстий под подшипники (подшипники в разных корпусах) и большими упругими деформациями валов. Подшипник имеет обычно стальной штампованный сепаратор лепесткового типа (см. рис. 10.31, в). Конструкции шариковых радиальных сферических подшипников показаны на рис. 10.33.

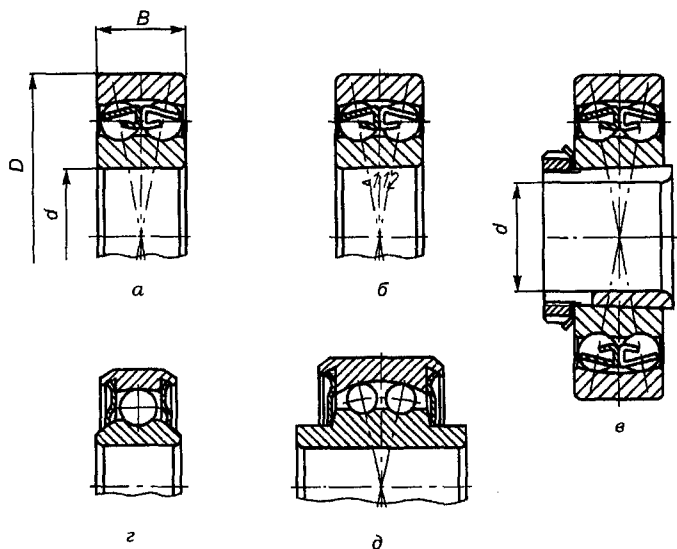


Рис. 10.33. Радиальные шариковые сферические подшипники: а – тип 1000 двухрядный с цилиндрическим отверстием (ГОСТ 28428–90); б – тип 111000 двухрядный с коническим отверстием (ГОСТ 28428–90); в – тип 11000 двухрядный с закрепительной втулкой (ГОСТ 8545–75); г, д – тип 98100 и тип 97100 соответственно однорядный и двухрядный с выступящим внутренним кольцом и двумя защитными шайбами (ГОСТ 9592–75)

Подшипник типа 1000 является базовым. Он имеет цилиндрическое отверстие, а подшипник типа 11000 – коническое отверстие с конусностью 1:12, что позволяет регулировать радиальный зазор. Эти подшипники выпускаются по ГОСТ 28428–90. Подшипник типа 11000 выпускается по ГОСТ 8545–75. Он устанавливается на закрепительной втулке, что позволяет регулировать радиальный зазор в подшипнике и устанавливать подшипник на гладком валу без буртиков. По ГОСТ 9592–75 выпускаются однорядный (тип 98100) и двухрядный (тип 97100) шариковые радиальные сферические подшипники с выступающими внутренним кольцом и двумя защитными шайбами.

Радиальные роликовые однорядные подшипники с короткими цилиндрическими роликами (тип 2) отличаются от шарикоподшипников повышенной несущей способностью (могут воспринимать в 1,5–2,0 раза большую радиальную нагрузку, чем одинаковые по размерам шариковые подшипники) за счет линейного контакта между роликами и беговыми дорожками колец и большого числа роликов. *Недостатки*: дороже и тяжелее, чем шариковые, и требуют высокую соосность цапф валов (угол перекоса осей колец не должен превышать $2'$, так как из-за перекоса роликов возникают значительные кромоочные контактные напряжения, снижающие долговечность подшипников). Основные типы таких подшипников показаны на рис. 10.34.

Подшипник типа 2000 (основное исполнение) имеет борта на внутреннем кольце и не имеет бортов на наружном кольце, а подшипник типа 32000 имеет борта на наружном кольце и не имеет бортов на внутреннем кольце. Эти подшипники воспринимают только радиальную нагрузку. Их применяют в качестве "плавающих" опор, например в зубчатых шевронных передачах и при больших температурных деформациях валов.

При необходимости односторонней осевой фиксации вала и восприятия небольших односторонних осевых нагрузок применяют подшипники с дополнительным бортом на наружном (тип 12000) или внутреннем (тип 42000) кольце. Подшипник типа 52000 (рис. 10.34, д) выпускается с безбортовым внутренним кольцом, а подшипник типа 62000 (рис. 10.34, е) – с однобортовым внутренним кольцом. Эти подшипники имеют фасонное упорное кольцо и допускают раздельный монтаж внутреннего и наружного (с комплектом роликов) колец. Подшипник типа 92000 (рис. 10.10, ж) отличается от подшипника 62000 тем, что имеет меньшую металлоемкость и вместо фасонного – плоское упорное кольцо. Подшипники типа 32000, 42000, 52000, 62000, 92000 могут применяться без внутренних колец, а подшипники 2000 и 12000 – без наружных. Подшипник типа 102000 (рис. 10.10, з) выпускается с безбортовым наружным кольцом и двумя запорными шайбами, без сепаратора, с увеличенным числом роликов.

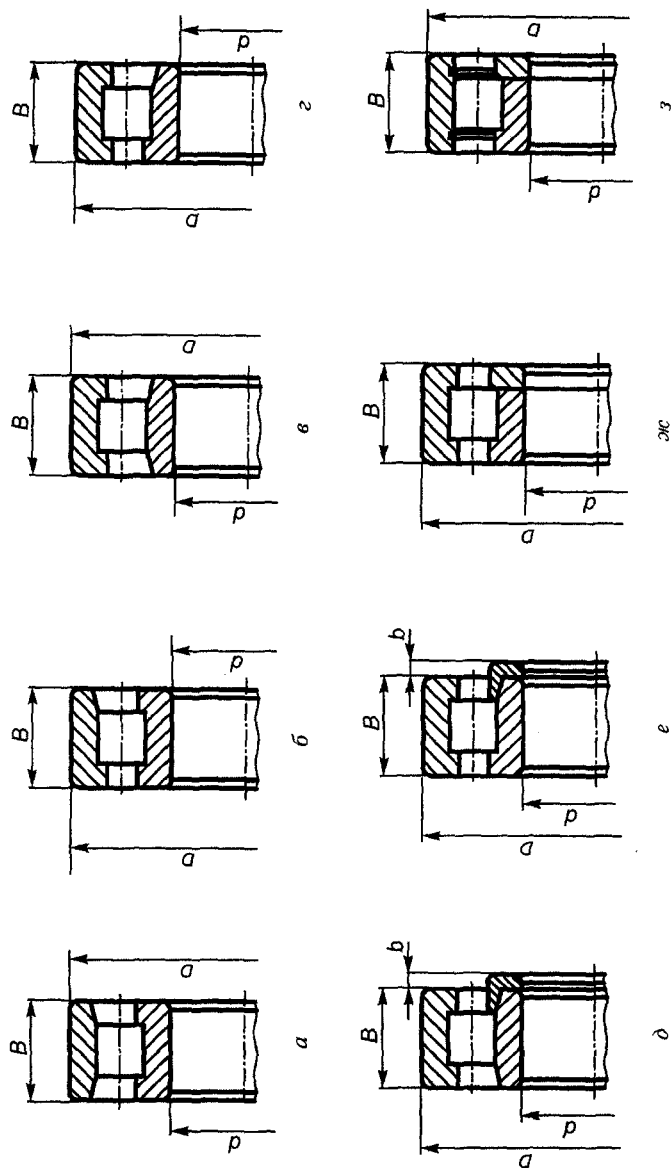


Рис. 10.34. Радиальные роликовые подшипники с короткими цилиндрическими роликами (ГОСТ 8328-75):
 а – тип 2000 без бортов на наружном кольце; б – тип 12000 с одним бортом на наружном кольце; в – тип 32000
 без бортов на внутреннем кольце; г – тип 42000 с одним бортом на внутреннем кольце; д, е – тип 52000 и
 тип 62000 с отъемным бортом; ж – тип 92000 с упорной шайбой; з – тип 102000 с двумя защитными шайбами

По ГОСТ 7634–75 выпускаются роликовые радиальные двухрядные подшипники с короткими цилиндрическими роликами, с бортами на наружном кольце (тип 262000) и с бортами на внутреннем кольце (тип 282000). По ГОСТ 5377–79 выпускается подшипник типа 502000 однорядный без наружного кольца.

Радиальные роликовые сферические (тип 3) подшипники (рис. 10.35) предназначены в основном для работы под действием радиальных нагрузок, но могут одновременно воспринимать и осевую нагрузку, действующую в обоих направлениях и не превышающую 25 % неиспользованной допустимой радиальной нагрузки. Обладают значительно более высокой грузоподъемностью, чем равногабаритные сферические шарикоподшипники. Допустимые частоты вращения ниже, чем у подшипников с короткими цилиндрическими роликами. Дорожка качения на наружном кольце выполнена по сфере. Являются самоустанавливающимися, могут работать при значительном (до 3°) перекосе оси внутреннего кольца относительно оси

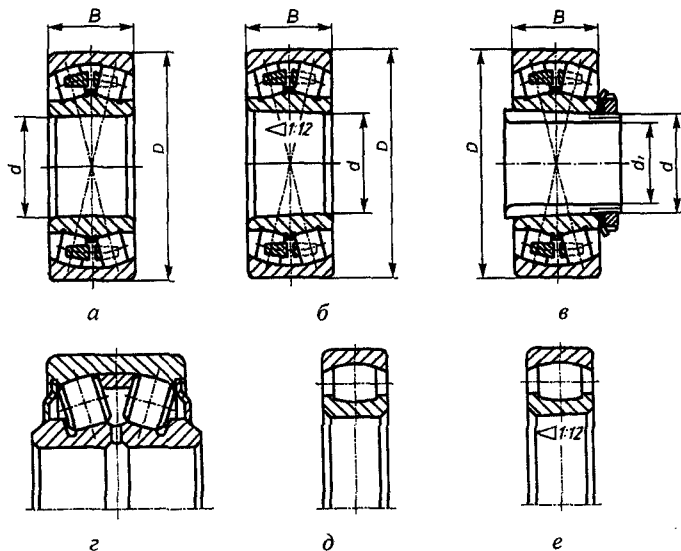


Рис. 10.35. Радиальные роликовые сферические подшипники:
 а – тип 3000 двухрядный с цилиндрическим отверстием (ГОСТ 5721–75);
 б – тип 113000 двухрядный с коническим отверстием (ГОСТ 5721–75);
 в – тип 13000 двухрядный с закрепительной втулкой (ГОСТ 8545–75);
 г – тип 83000 двухрядный с двумя защитными шайбами;
 д – тип 23000 однорядный с цилиндрическими отверстиями;
 е – тип 123000 однорядный с коническими отверстиями

наружного, вызванного прогибом вала под действием нагрузки или неточностью изготовления и монтажа корпусов подшипников. Тип 3000 является основным (базовым). Это двухрядный радиальный сферический роликовый подшипник с цилиндрическим отверстием. Подшипник типа 113000 имеет коническое отверстие, а подшипник типа 13000 выпускается с закрепительной втулкой.

Подшипники типов 83000, 23000 и 123000 являются нестандартными.

Радиальные роликовые игольчатые (тип 4) с длинными цилиндрическими роликами подшипники предназначены для восприятия только радиальных нагрузок (рис. 10.36). Они обладают сравнительно малыми размерами в радиальном направлении. Монтаж внутреннего и наружного колец с комплектом роликов (игл) обычно производят раздельно. На наружном кольце предусмотрены отверстия для подачи смазки к роликам. Перекос внутреннего кольца относительно наружного недопустим, так как это ведет к нарушению линейного контакта роликов (игл) с дорожками качения.

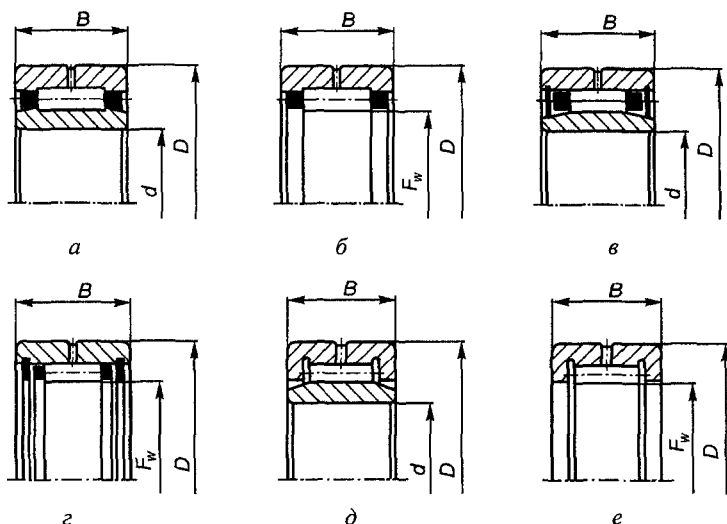


Рис. 10.36. Роликовые радиальные игольчатые однорядные подшипники (ГОСТ 4657–82):

а – тип 244000 с наружным и внутренними кольцами, с сепаратором; б – тип 254000 без внутреннего кольца, с сепаратором; в – тип 344000 с наружным и внутренним кольцами, с сепаратором, со вставными бортиками; г – тип 354000 без внутреннего кольца, с сепаратором, со вставными бортиками; д – тип 74000 с наружным и внутренним кольцами, без сепаратора; е – тип 24000 без внутреннего кольца и без сепаратора

Игольчатые подшипники применяются в тех случаях, когда размеры подшипников в диаметральной направлении должны быть небольшими. Особенно широко эти подшипники применяются при работе в режиме качения.

По ГОСТ 24310–80 выпускаются роликовые радиальные игольчатые подшипники однорядные (тип К...) и двухрядные (тип КК...) без внутреннего и наружного колец.

Радиальные роликовые подшипники с витыми роликами (тип 5), так же как и игольчатые, воспринимают только радиальные нагрузки. В этих подшипниках пустотелые ролики изготавливают из стальной ленты прямоугольного сечения. К достоинствам радиальных роликовых подшипников с витыми роликами следует отнести высокую упругую податливость роликов, что позволяет использовать подшипники при ударных нагрузках. Кроме того, эти подшипники малочувствительны к загрязнению. Недостатками таких подшипников являются: низкая грузоподъемность (примерно в 2 раза меньше, чем у подшипников со сплошными роликами); малая допустимая частота вращения (до 1000 мин^{-1}). Применяются в тихоходных, малонагруженных неответственных узлах, не требующих большой точности вращения, испытывающих ударные нагрузки и повышенное загрязнение. Нашли ограниченное применение.

Показанные на рис. 10.37 роликоподшипники типов 5000, 35000, 65000 не стандартизованы.

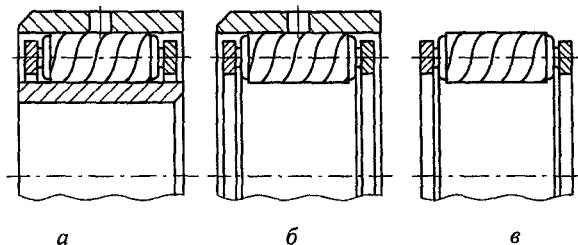


Рис. 10.37. Роликовые радиальные подшипники с витыми роликами: а – тип 5000 с наружным и внутренним кольцами (базовый вариант); б – тип 35000 без внутреннего кольца; в – тип 65000 без внутреннего и наружного колец

Радиально-упорные шариковые подшипники (тип 6) предназначены для восприятия радиальной и осевой силы, действующей в одном направлении. Способность воспринимать осевую силу определяется углом контакта α , равным углу между линией действия результирующей нагрузки на тело качения и плоскостью, перпендикулярной оси подшипника. С уве-

личением угла контакта α осевая грузоподъемность возрастает за счет уменьшения радиальной.

Основные типы радиально-упорных шариковых подшипников показаны на рис. 10.38.

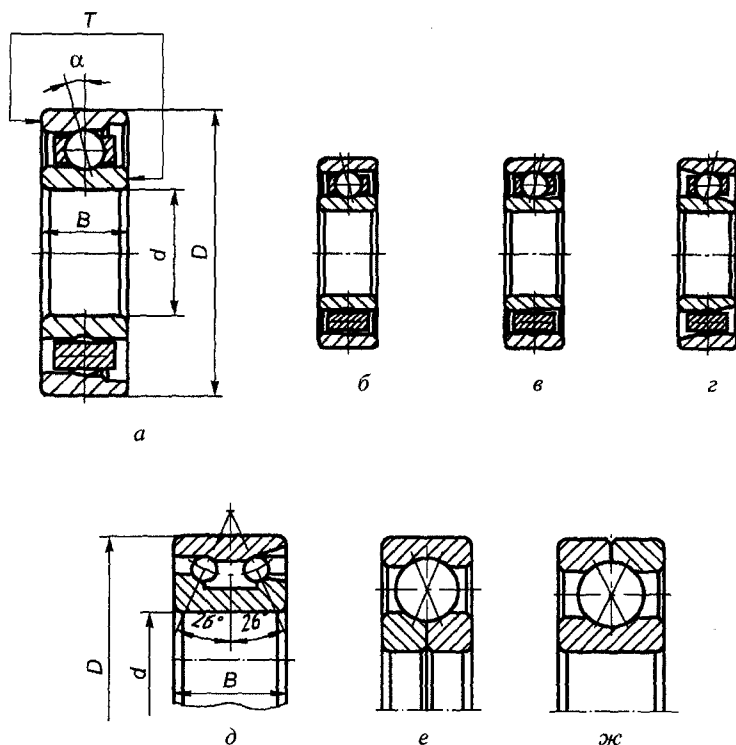


Рис. 10.38. Радиально-упорные шариковые подшипники:
 а – тип 6000 однорядный разъемный со съемным наружным кольцом, $\alpha = 12^\circ$; б – однорядный неразъемный со скосом на наружном кольце; в – однорядный неразъемный со скосом на внутреннем кольце; г – тип 26000К однорядный неразъемный со скосом на наружном и внутреннем кольцах, $\alpha = 40^\circ$; д – тип 56000 двухрядный (ГОСТ 4252–75); е – однорядный с разъемным внутренним кольцом; жс – тип 116000 однорядный с разъемным наружным кольцом, с четырехточечным контактом (ГОСТ 8995–75)

По ГОСТ 831-75 выпускаются однорядные разъемные с углом $\alpha = 12^\circ$ подшипники типа 6000 со съемным наружным кольцом и тип 76000 со съемным внутренним кольцом, а также неразъемные однорядные подшипники со скосом на наружном кольце (тип 36000, $\alpha = 12^\circ$; тип 36000K6, $\alpha = 15^\circ$; тип 46000, $\alpha = 26^\circ$; тип 66000, $\alpha = 36^\circ$) и со скосом на внутреннем кольце (тип 36000K7, $\alpha = 12^\circ$; тип 36000K, $\alpha = 15^\circ$; тип 46000K, $\alpha = 26^\circ$; тип 66000K, $\alpha = 30^\circ$). Подшипник типа 26000K, также выпускаемый по ГОСТ 831-75, имеет скосы на наружном и внутреннем кольцах и угол контакта $\alpha = 40^\circ$.

Подшипники типов 6000, 36000, 36000K6, 46000 и 66000 могут воспринимать осевую нагрузку соответственно 30, 70, 75, 150 и 200 % от неиспользованной допустимой радиальной. Подшипники типов 36000K, 36000K7 и 46000K являются высокоскоростными (по ГОСТ 20918-75 $d_{mn} > 4,5 \cdot 10^5$ мм/мин при пластичной смазке и $d_{mn} > 6,0 \cdot 10^5$ мм/мин при жидкой смазке).

По ГОСТ 4252-75 выпускается двухрядный радиальный шариковый подшипник типа 56000. Этот подшипник может воспринимать радиальные нагрузки и осевые в обе стороны, имеет повышенную радиальную жесткость. По ГОСТ 8995-75 выпускаются однорядные радиально-упорные подшипники с разъемным наружным (тип 116000) и с разъемным внутренним (тип 126000 с трехточечным контактом и тип 176000 с четырехточечным) кольцами. Эти подшипники воспринимают радиальные нагрузки и осевые переменного направления (осевая – до 70 % неиспользованной допустимой радиальной).

По ГОСТ 832-78 выпускаются шариковые радиально-упорные сдвоенные подшипники. Их конструкции приведены на рис. 10.39. Эти подшипники воспринимают радиальные (в 1,8 раз большие, чем у однорядных) комбинированные двусторонние (такие же как у одностороннего) осевые нагрузки (типы 236000, 246000, 266000, 236000K, 336000, 346000, 366000, 366000K) и односторонние (почти в два раза большие, чем у однорядных) осевые (типы 436000, 446000, 466000, 436000K) нагрузки. Эти подшипники обеспечивают значительную угловую жесткость опоры и могут применяться в "плавающих" опорах без фиксации наружных колец в осевом направлении.

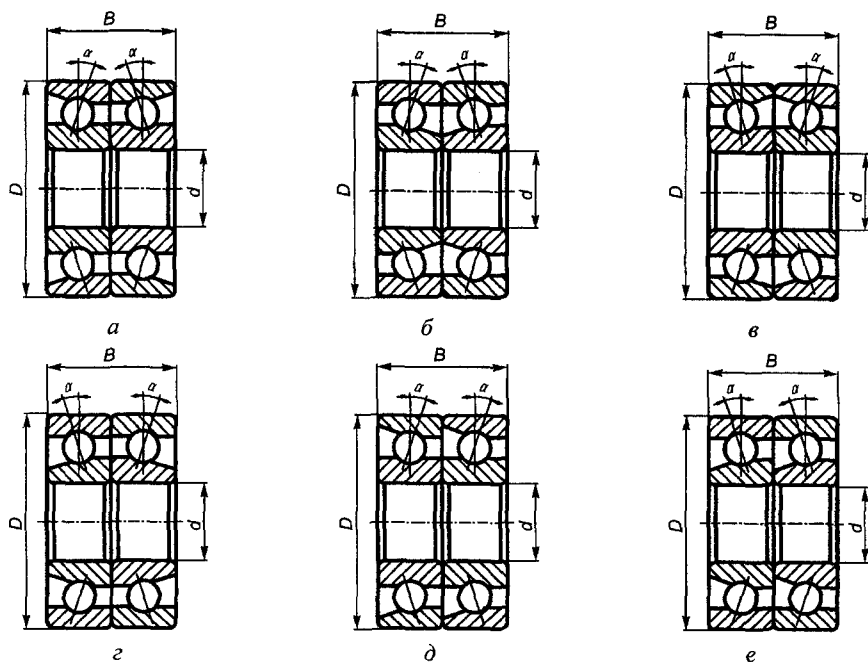


Рис. 10.39. Радиально-упорные шариковые двойные подшипники (ГОСТ 832–78):

а – наружные кольца обращены друг к другу широкими торцами (тип 36000, $\alpha = 12^\circ$; тип 246000, $\alpha = 26^\circ$; тип 266000, $\alpha = 36^\circ$); б – внутренние кольца обращены друг к другу узкими торцами (тип 236000К, $\alpha = 15^\circ$); в – наружные кольца обращены друг к другу узкими торцами (тип 336000, $\alpha = 12^\circ$; тип 346000, $\alpha = 26^\circ$; тип 366000, $\alpha = 36^\circ$); г – внутренние кольца обращены друг к другу широкими торцами (тип 336000К, $\alpha = 15^\circ$); д – наружные кольца обращены друг к другу разноименными торцами (тип 436000, $\alpha = 12^\circ$; тип 446000, $\alpha = 26^\circ$; тип 466000, $\alpha = 36^\circ$); е – внутренние кольца обращены друг к другу разноименными торцами (тип 436000К)

Радиально-упорные роликовые конические (тип 7) подшипники предназначены для восприятия одновременно действующих радиальных и осевых нагрузок. Допустимые окружные скорости значительно ниже, чем у подшипников с короткими цилиндрическими роликами. Осевая грузоподъемность возрастает с увеличением угла контакта дорожки качения наружного кольца. Отличаются от радиально-упорных шариковых подшипников большей грузоподъемностью, меньшей предельной частотой вращения и

более низкой точностью вращения вала. Допускают отдельный монтаж наружного кольца и внутреннего кольца с комплектом роликов. Основные типы радиально-упорных роликовых конических подшипников приведены на рис. 10.40.

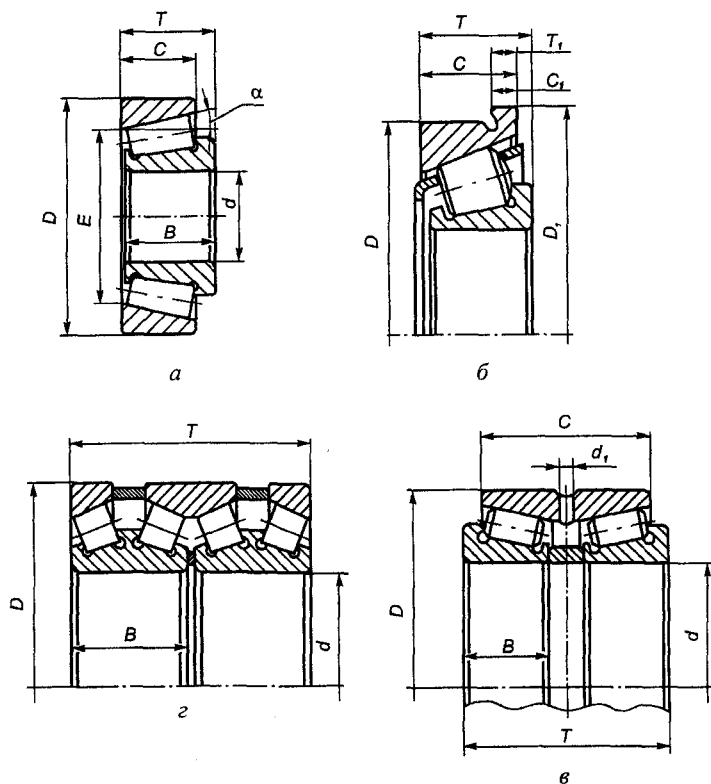


Рис. 10.40. Радиально-упорные роликовые конические подшипники:
 а – тип 7000 однорядный, основное конструктивное исполнение, $\alpha = 10 \dots 16^\circ$; (ГОСТ 27365–87); б – тип 67000 однорядный с упорным бортом на наружном кольце (ГОСТ 27365–87); в – тип 97000 двухрядный с внутренним дистанционным кольцом (ГОСТ 6364–78); з – тип 77000 четырехрядный (ГОСТ 8419–75)

Подшипник типа 7000 имеет основное конструктивное исполнение ($\alpha = 10 \dots 16^\circ$). Подшипник типа 27000 отличается большим углом контакта ($\alpha \geq 20^\circ$). По ГОСТ 27365–87 вместо подшипников 7000 и 27000 выпускаются подшипники повышенной грузоподъемности 7000А и 27000А. Под-

шипник типа 67000 имеет упорный борт на наружном кольце, что позволяет выполнять сквозную обработку отверстий корпуса под установку наружных колец подшипников. Эти подшипники имеют повышенную грузоподъемность и обозначаются 67000А и 627000А. Однорядные радиально-упорные роликовые подшипники имеют возможность регулировки осевого зазора и устанавливаются для фиксирования вала попарно.

Двухрядные подшипники (тип 97000) предназначены для восприятия как радиальных, так и двусторонних осевых нагрузок. Заданный радиальный зазор и осевая игра в подшипнике достигаются за счет подшлифования дистанционного кольца, установленного между внутренними кольцами. Допустимая радиальная нагрузка в 1,7 раза выше, чем у соответствующего однорядного подшипника. Осевая нагрузка подшипника типа 97000 ($\alpha = 10...17^\circ$) не должна превышать 40 % неиспользованной радиальной нагрузки.

Четырехрядные подшипники (тип 77000) предназначены для восприятия больших радиальных и небольших двусторонних осевых нагрузок. Допускают регулировку радиального зазора и осевой игры между соседними рядами роликов за счет подшлифовки или замены дистанционных колец, установленных между наружными и внутренними кольцами. Допускаемая радиальная нагрузка в 3 раза выше, чем у подобного однорядного подшипника. Осевая нагрузка (при $\alpha = 10...17^\circ$) не должна превышать 20 % от неиспользованной допустимой радиальной нагрузки.

Упорные и упорно-радиальные шариковые (тип 8) подшипники показаны на рис. 10.41. Они предназначены для восприятия осевых нагрузок. Основное конструктивное исполнение – одинарный упорный подшипник типа 8000 (рис. 10.41, а). Он предназначен для восприятия только осевой силы, направленной в одну сторону. Лучше работает на вертикальных валах и не требует точности монтажа. Из-за центробежных сил гироскопического эффекта, действующих на вал, его применяют при значительно меньших частотах вращения вала, чем другие шарикоподшипники. Окружная скорость вала не более 5...10 м/с. Подшипник имеет два кольца: одно устанавливается на валу с натягом, другое – свободно в корпусе.

Подшипник типа 18000 (рис. 10.41, б) имеет свободное самоустанавливающееся и подкладное кольца, что обеспечивает компенсацию отклонений от параллельности опорных поверхностей корпуса и заплечиков вала.

При повышенном качестве обработки опорной поверхности в корпусе может быть использован упорный подшипник типа 28000 без подкладного кольца (рис. 10.41, в).

Двойной упорный подшипник типа 38000 (рис. 10.41, *з*) имеет три кольца: среднее устанавливается на вал с натягом, а крайние – свободно в корпусе. Этот подшипник применяют, когда необходимо воспринимать осевые силы в обоих направлениях.

Одинарный упорно-радиальный подшипник типа 78000 (рис. 10.41, *д*) применяют для восприятия радиальной силы и осевой силы, действующей в одном направлении. Высокий борт на внешнем кольце создает благоприятные условия для восприятия центробежных сил, действующих на шарики.

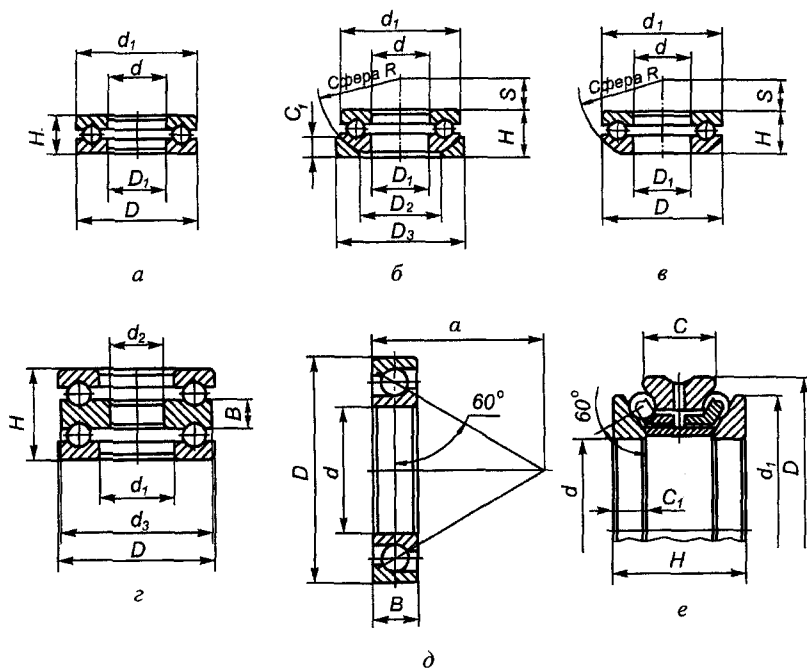


Рис. 10.41. Упорные и упорно-радиальные шариковые подшипники:
а – тип 8000 одинарный упорный (ГОСТ 7872–89); *б* – тип 18000 одинарный упорный со свободным самоустанавливающимся и подкладным кольцами (ГОСТ 7872–89); *в* – тип 28000 одинарный упорный со свободным самоустанавливающимся кольцом без подкладного кольца (ГОСТ 7872–89); *з* – тип 38000 двойной упорный (ГОСТ 7872–89); *д* – тип 78000 одинарный упорно-радиальный с углом контакта 60° (ГОСТ 29241–91); *е* – тип 178000 двухрядный упорно-радиальный с углом контакта 60° (ГОСТ 20821–75)

Упорно-радиальный двухрядный подшипник типа 178000 с углом контакта 60° (рис. 10.41, *е*) предназначен для восприятия осевых сил, дейст-

вующих в обе стороны, и радиальных. Он менее чувствителен к взаимному перекосу колец, чем шариковые упорные. Часто применяется в шпиндельных узлах металлорежущих станков.

Упорные и упорно-радиальные роликовые (тип 9) подшипники показаны на рис. 10.42.

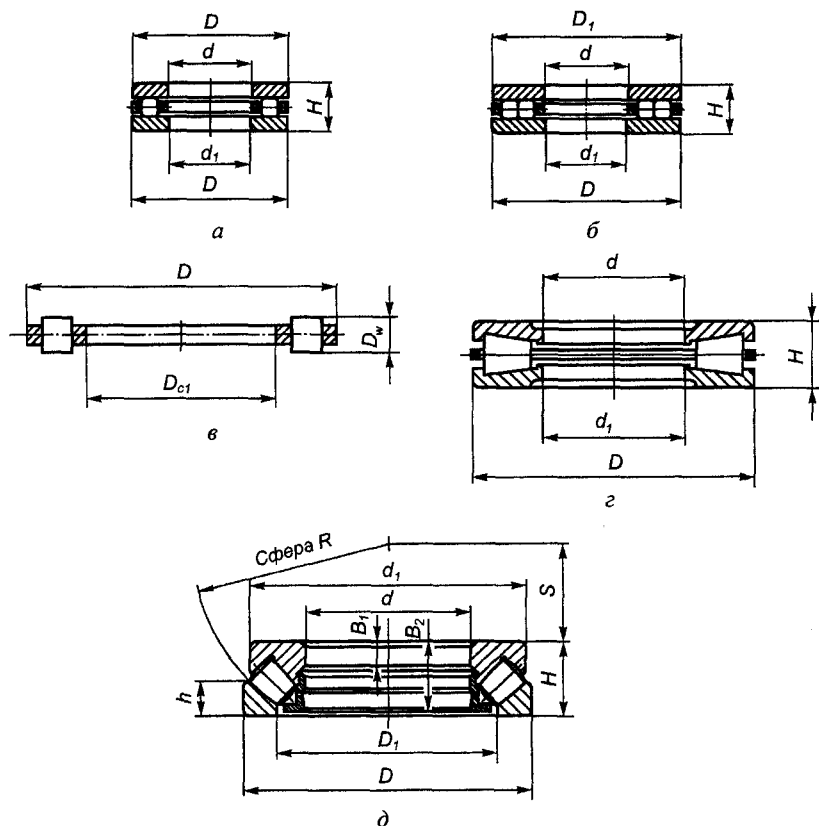


Рис. 10.42. Упорные и упорно-радиальные роликовые подшипники:
 а – тип 9000 упорный оди́рный однора́дный (ГОСТ 23526–79);
 б – тип 889000 упорный оди́рный дву́хрядный (ГОСТ 23526–79);
 в – тип 999000 упорный однора́дный с короткими цилиндрическими роликами без колец (ГОСТ 29242–91); z – тип 19000 упорный оди́рный конический (ГОСТ 27057–86); д – тип 39000 упорно-радиальный сферический оди́рный однора́дный (ГОСТ 9942–90)

Основное конструктивное исполнение упорного подшипника – одинарный однорядный типа 9000 (рис. 10.42, а). Он имеет два плоских кольца, между которыми расположен сепаратор с короткими цилиндрическими роликами. Предназначен для восприятия только осевой силы одного направления, главным образом на вертикальных валах, работающих с невысокими частотами вращения. Характеризуется высокой грузоподъемностью, но очень чувствителен к перекосам колец.

Более высокую осевую грузоподъемность имеет упорный одинарный двухрядный подшипник типа 889000 (рис. 10.42, б). Он также предназначен для восприятия только осевой силы одного направления.

Упорный подшипник типа 999000 (рис. 10.42, в) выполняется без колец с короткими цилиндрическими роликами, установленными в сепаратор.

Типы 9000, 889000, 999000 служат для восприятия осевой одностронней нагрузки.

Упорный конический подшипник типа 19000 (рис. 10.42, г) обладает более высокой грузоподъемностью по сравнению с упорным подшипником типа 9000, но имеет значительно меньшую допустимую частоту вращения. Вершины конусов роликов сходятся в одной точке на оси подшипника. Борты с внешней стороны колец служат для восприятия центробежных сил, возникающих при движении роликов, и радиальных составляющих от осевых сил, действующих на подшипник.

Упорно-радиальный подшипник типа 39000 (рис. 10.42, д) является сферическим одинарным с бочкообразными роликами. Направление воспринимаемой нагрузки – осевое и радиальное. Допускает более высокие скорости вращения по сравнению с упорными подшипниками и значительный взаимный перекос колец.

10.3.3. Подбор подшипников качения

При конструировании машин подшипники качения не конструируют и не рассчитывают, а подбирают из числа стандартных. Работоспособность и правильность подбора подшипников качения зависят от частоты вращения одного из колец. Подшипники проверяются по статической грузоподъемности, если они воспринимают внешнюю нагрузку в неподвижном состоянии или при медленном вращении ($n \leq 10 \text{ мин}^{-1}$). Подшипники, работающие при частоте вращения $n \geq 10 \text{ мин}^{-1}$, но меньшей предельной, проверяются на долговечность.

Предварительно назначают тип и схему установки подшипников. Подбор подшипников делают для обеих опор вала. В редукторах для обеих опор чаще применяют подшипники одного типа и размера. В этом случае делают проверку наиболее нагруженного подшипника. Если из соотношения радиальных и осевых сил нельзя заранее сказать, какая опора более нагружена, то расчет ведут параллельно для обеих опор до получения эквивалентных динамических нагрузок, по которым и определяют наиболее нагруженную опору.

10.3.3.1. Проверка подшипников на статическую грузоподъемность

Подшипники качения, воспринимающие нагрузку в статике или при частоте вращения $n \leq 10 \text{ мин}^{-1}$, проверяются на статическую грузоподъемность.

Условия обеспечения статической грузоподъемности:

радиальной (для радиальных и радиально-упорных подшипников)

$$P_{0r} \leq C_{0r}; \quad (10.10)$$

осевой (для упорных и упорно-радиальных подшипников)

$$P_{0a} \leq C_{0a}, \quad (10.11)$$

где P_{0r} , P_{0a} — эквивалентные статические соответственно радиальная и осевая нагрузки, Н;

C_{0r} , C_{0a} — базовые статические соответственно радиальная и осевая грузоподъемности, Н; определяются по каталогу по номеру подшипника.

Эквивалентная статическая радиальная нагрузка для радиальных шариковых и радиально-упорных шариковых и роликовых подшипников равна большему из двух значений, рассчитанных по формулам

$$P_{0r} = X_0 F_r + Y_0 F_a; \quad (10.12)$$

$$P_{0r} = F_r, \quad (10.13)$$

где F_r , F_a — соответственно радиальная и осевая нагрузки, действующие на подшипник, Н;

X_0 , Y_0 — коэффициенты соответственно статической радиальной и статической осевой нагрузок; определяются по табл. 10.5.

Для роликовых радиальных подшипников ($\alpha = 0$), которые воспринимают только радиальную нагрузку, $P_{0r} = F_r$.

Статическая эквивалентная осевая нагрузка:

для шариковых и роликовых упорных подшипников ($\alpha = 90^\circ$)

$$P_{0a} = F_{0a};$$

для шариковых и роликовых упорно-радиальных подшипников
($\alpha \neq 90^\circ$)

$$P_a = 2,3 F_r \operatorname{tg} \alpha + F_{0a}. \quad (10.14)$$

Таблица 10.5

Определение коэффициентов X_0 и Y_0

Тип подшипника	Подшипник			
	однорядный		двухрядный	
	X_0	Y_0	X_0	Y_0
Шариковый радиальный	0,6	0,50	0,6	0,50
Шариковый радиально-упорный с углом контакта α , ... °:				
12	0,5	0,47	1	0,94
15	0,5	0,46	1	0,92
20	0,5	0,42	1	0,84
25	0,5	0,38	1	0,76
26	0,5	0,37	1	0,74
30	0,5	0,33	1	0,66
35	0,5	0,29	1	0,58
36	0,5	0,28	1	0,56
40	0,5	0,26	1	0,52
Шариковый сферический с углом контакта $\alpha \neq 0$	0,5	$0,22 \operatorname{ctg} \alpha$	1	$0,44 \operatorname{ctg} \alpha$
Роликовый радиально-упорный	0,5	$0,22 \operatorname{ctg} \alpha$	1	$0,44 \operatorname{ctg} \alpha$

Примечание. Значение Y_0 для промежуточных значений углов контакта определяют линейной интерполяцией.

10.3.3.2. Расчет предельной частоты вращения подшипников качения

Предельная частота вращения (частота вращения, при превышении которой не обеспечивается расчетный срок службы подшипника) определяется по формуле (ГОСТ 20918-75), мин^{-1} ,

$$n = \frac{(d_m n) K}{d_m}, \quad (10.15)$$

где $d_m n$ — скоростной параметр, наименьшие значения которого в зависимости от типа подшипника и вида смазочного материала приведены в табл. 10.6;

K — коэффициент, учитывающий влияние воспринимаемой подшипником нагрузки, оцениваемой по его ресурсу L_n (рис. 10.43);

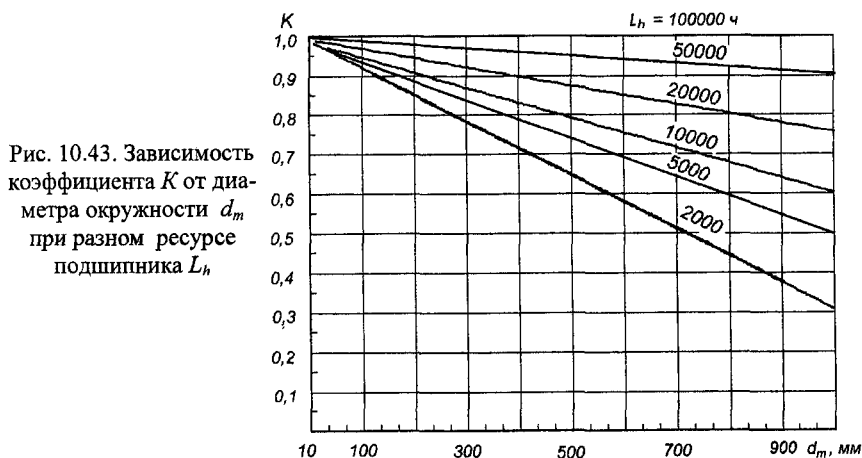
d_m — диаметр окружности подшипника, проходящей через центры тел качения, мм.

Таблица 10.6

Наименьшие значения скоростного параметра

Тип подшипника		Скоростной параметр, $\text{мм} \cdot \text{мин}^{-1}$, для смазки		Стандарты, устанавливающие типы и основные размеры подшипников
		пластичной	жидкой	
Шариковые	радиальные однорядные	$4,5 \cdot 10^5$	$5,5 \cdot 10^5$	ГОСТ 8338-75
	радиальные однорядные с защитными шайбами	$4,0 \cdot 10^5$	—	ГОСТ 7242-81
	радиальные однорядные с уплотнениями	$4,0 \cdot 10^5$	—	ГОСТ 8882-75
Шариковые	радиальные сферические двухрядные	$4,0 \cdot 10^5$	$5,5 \cdot 10^5$	ГОСТ 28428-90
	радиально-упорные однорядные с углом контакта до 26°	$4,0 \cdot 10^5$	$5,5 \cdot 10^5$	ГОСТ 831-75
	упорные одинарные	$1,3 \cdot 10^5$	$1,8 \cdot 10^5$	ГОСТ 7872-89
Роликовые	радиальные с короткими цилиндрическими роликами	$3,5 \cdot 10^5$	$4,0 \cdot 10^5$	ГОСТ 8328-75
	конические однорядные	$2,5 \cdot 10^5$	$3,0 \cdot 10^5$	ГОСТ 333-79
	конические двухрядные	$2,0 \cdot 10^5$	$2,5 \cdot 10^5$	ГОСТ 6364-78
	конические четырехрядные	$1,5 \cdot 10^5$	$2,0 \cdot 10^5$	ГОСТ 8419-75

Примечание. При угле контакта 36° для радиально-упорных шариковых подшипников скоростной параметр снижается на 25 %.



10.3.3.3. Проверка подшипников качения на долговечность

Показателем долговечности подшипников качения служит его ресурс, то есть наработка их до предельного состояния, выраженная в миллионах оборотов или в часах. Базовая долговечность (базовый расчетный ресурс) подшипника в миллионах оборотов, соответствующая 90 %-ной надежности (отсюда индекс $10 = 100 - 90$), определяется по формулам, приведенным в табл. 10.7.

Таблица 10.7

Расчет базовой долговечности,

Конструктивная разновидность подшипника	Базовая долговечность, млн оборотов
Шариковый радиальный и радиально-упорный	$L_{10} = \left(\frac{C_r}{P_r} \right)^3$
Шариковый упорный и упорно-радиальный	$L_{10} = \left(\frac{C_a}{P_a} \right)^3$
Роликовый радиальный и радиально-упорный	$L_{10} = \left(\frac{C_r}{P_r} \right)^{10/3}$
Роликовый упорный и упорно-радиальный	$L_{10} = \left(\frac{C_a}{P_a} \right)^{10/3}$

Примечания: 1. C_r, C_a – соответственно радиальная и осевая динамические грузоподъемности, Н; определяются по таблицам ГОСТов на подшипники качения.

2. P_r, P_a – соответственно радиальная и осевая эквивалентные динамические нагрузки, Н; определяются по формулам, приведенным в табл. 10.8.

Расчет на долговечность в часах при разном уровне надежности осуществляется по формуле

$$L_{ah} = a_1 \frac{10^6}{60n} \left(\frac{C}{P} \right)^m,$$

где a_1 – коэффициент надежности (см. табл. 10.12);

n – частота вращения подшипника, мин^{-1} ;

m – показатель степени, $m = 3$ для шариковых и $m = 10/3$ – роликовых подшипников.

Таблица 10.8

Расчет эквивалентной динамической нагрузки

Конструктивная разновидность подшипника	Эквивалентная динамическая нагрузка, Н
Шариковый радиальный и радиально-упорный, роликовый радиально-упорный	$P_r = (XVF_r + YF_a)K_6K_T$
Роликовый радиальный	$P_r = F_r(K_6K_T)$ при $\alpha = 0$
Шариковый и роликовый упорный	$P_a = F_a(K_6K_T)$ при $\alpha = 90^\circ$
Шариковый и роликовый упорно-радиальный	$P_a = (XF_r + YF_a)K_6K_T$

Примечание. Принятые обозначения: F_r – радиальная нагрузка, действующая на подшипник (численно равна суммарной реакции опоры), Н;

F_a – осевая нагрузка, Н;

V – коэффициент вращения, учитывающий зависимость долговечности подшипника от того, какое из колец вращается: при вращении внутреннего кольца $V = 1$; при вращении наружного кольца $V = 1,2$;

K_6 – коэффициент безопасности, учитывающий влияние эксплуатационных перегрузок на долговечность подшипника (табл. 10.9);

K_T – коэффициент, учитывающий влияние температуры на долговечность подшипника (табл. 10.10);

X, Y – коэффициенты соответственно радиальной и осевой нагрузок (табл. 10.11).

Таблица 10.9

Значение коэффициента K_6

Нагрузка на подшипник	K_6	Примеры использования
Спокойная без толчков	1,0	Ролики ленточных конвейеров, маломощные редукторы и приводы. Механизмы ручных кранов. Тали, кошки, ручные лебедки
Легкие толчки, кратковременные перегрузки до 125 % номинальной (расчетной) нагрузки	1,0...1,2	Прецизионные зубчатые передачи. Металлорежущие станки (кроме строгальных, долбежных и шлифовальных). Механизмы подъема кранов. Лебедки с механическим приводом. Электродвигатели малой и средней мощности, блоки, электродвигатели малой и средней мощности. Вентиляторы и воздуходувки
Умеренные толчки, вибрационная нагрузка, кратковременная перегрузка до 150 % номинальной (расчетной) нагрузки	1,3...1,5	Зубчатые передачи. Редукторы всех типов. Механизмы передвижения крановых тележек и поворота кранов. Буксы рельсового подвижного состава. Винтовые конвейеры
То же, в условиях повышенной надежности	1,5...1,8	Механизмы изменения вылета стрелы кранов. Шпиндели шлифовальных станков. Мощные электрические машины

Продолжение табл. 10.9

Нагрузка на подшипник	K_6	Примеры использования
Нагрузки со значительными толчками и вибрацией, кратковременные перегрузки до 200 % номинальной (расчетной) нагрузки	1,8...2,5	Дробилки и копры. Кривошипно-ползунные механизмы. Мощные вентиляторы и эксгаустеры
Нагрузки с сильными ударами, кратковременные перегрузки до 300 % номинальной (расчетной) нагрузки	2,5...3,0	Тяжелые ковочные машины. Лесопильные рамы. Роликовые конвейеры блюмингов и слябингов

Таблица 10.10

Значение коэффициента K_T

Рабочая температура подшипника, °C	≤ 100	125	150	175	200	225	250	350
Температурный коэффициент K_T	1,0	1,05	1,10	1,15	1,25	1,35	1,40	1,45

Таблица 10.11

Значения коэффициентов радиальной X и осевой Y нагрузок для подшипников

Радиальные однорядные и двухрядные								
$\frac{F_a}{C_0}$	$\frac{F_a}{VF_r} \leq e$		$\frac{F_a}{VF_r} > e$		e			
	X	Y	X	Y				
0,014	1,00	0	0,56	2,30	0,19			
0,028				1,99	0,22			
0,056				1,71	0,26			
0,084				1,55	0,28			
0,110				1,45	0,30			
0,170				1,31	0,34			
0,280				1,15	0,38			
0,420				1,04	0,42			
0,560				1,00	0,44			
Радиально-упорные конические и радиальные самоустанавливающиеся роликоподшипники								
Однорядные				Двухрядные		e		
$\frac{F_a}{VF_r} \leq e$		$\frac{F_a}{VF_r} > e$		$\frac{F_a}{VF_r} \leq e$			$\frac{F_a}{VF_r} > e$	
X	Y	X	Y	X	Y		X	Y
1	0	0,4	0,4 ctg α	1	0,45 ctg α		0,67	0,67 ctg α

Продолжение табл. 10.11

Радиально-упорные шарикоподшипники										
α°	$\frac{iF_a}{C_0}$	Однорядные				Двухрядные				e
		$\frac{F_a}{VF_r} \leq e$		$\frac{F_a}{VF_r} > e$		$\frac{F_a}{VF_r} \leq e$		$\frac{F_a}{VF_r} > e$		
		X	Y	X	Y	X	Y	X	Y	
12	0,014	1	0	0,45	1,81	1	2,08	0,74	2,94	0,30
	0,029				1,62		1,84		2,63	0,34
	0,057				1,46		1,60		2,37	0,37
	0,086				1,34		1,52		2,18	0,41
	0,11				1,22		1,39		1,98	0,45
	0,17				1,13		1,30		1,84	0,48
	0,29				1,04		1,20		1,69	0,52
	0,43				1,01		1,16		1,64	0,54
	0,57				1,00		1,16		1,62	0,54
15	0,015	1	0	0,44	1,47	1	1,65	0,72	2,39	0,38
	0,029				1,40		1,57		2,28	0,40
	0,058				1,30		1,46		2,11	0,43
	0,087				1,23		1,38		2,00	0,46
	0,12				1,19		1,34		1,93	0,47
	0,17				1,12		1,26		1,82	0,50
	0,29				1,02		1,14		1,66	0,55
	0,44				1,00		1,12		1,63	0,56
	0,58				1,00		1,12		1,63	0,56
26	—	1	0	0,41	0,87	1	0,92	0,67	1,41	0,68
36	—	1	0	0,37	0,66	1	0,66	0,60	1,07	0,95

Примечание. i — число рядов тел качения; e — коэффициент осевого нагружения.

Таблица 10.12

Коэффициент надежности a_1

Надежность, %	Обозначение расчетной долговечности	Значение a_1
90	L_{10h}	1,00
95	L_{5h}	0,62
96	L_{4h}	0,53
97	L_{3h}	0,44
98	L_{2h}	0,33
99	L_{1h}	0,21

Тип подшипника выбирают по следующим рекомендациям:

$\frac{F_a}{F_r}$	< 0,35	0,35...0,70	0,71...1,0	1,1...1,5	> 1,5
Тип подшипника	0000	36000 $\alpha = 12^\circ$	46000 $\alpha = 26^\circ$	66000 $\alpha = 36^\circ$	7000

Для быстроходного вала шевронной или сдвоенной косозубой зубчатых передач принимают радиальные роликовые подшипники с короткими цилиндрическими роликами, тип 2000.

В зубчатых конических и червячных передачах для жесткой и точной фиксации валов в осевом направлении при действии больших осевых сил рекомендуется валы конических и червячных колес, валы шестерен и червяков устанавливать в роликовых конических подшипниках. При частоте вращения вала шестерни зубчатой конической передачи $n > 1500 \text{ мин}^{-1}$ и при длительной непрерывной работе червячной передачи в качестве опор шестерни и червяка вместо роликовых конических могут быть приняты шариковые радиально-упорные подшипники.

Радиально-упорные подшипники могут быть установлены на валу "враспор" или "врастяжку" (рис. 10.44 и 10.45).

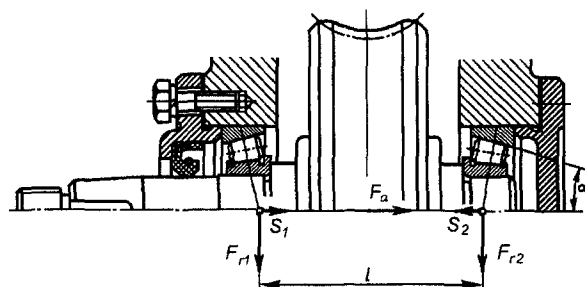


Рис. 10.44. Установка конических роликовых подшипников вала червячного колеса "враспор"

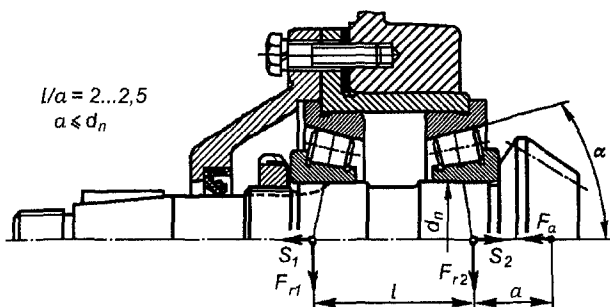


Рис. 10.45. Установка конических роликовых подшипников вала-шестерни конической зубчатой передачи "врастяжку"

В шевронных цилиндрических зубчатых передачах осевая фиксация валов осуществляется не в опорах (подшипниках), а в зубьях шевронных колес. Валы выполняются "плавающими" за счет использования радиальных подшипников с короткими цилиндрическими роликами.

Расчетную долговечность выбранного подшипника L_{ah} сравнивают с требуемой $[L_h]$, равной ресурсу работы машины или механизма, которая задается диапазоном $[L_h]_{\min} \dots [L_h]_{\max}$.

Рекомендуемые значения ресурса некоторых машин и оборудования даны в табл. 10.13. Условие долговечности принятого подшипника выполнено, если $[L_h]_{\min} < L_{ah} < [L_h]_{\max}$.

Первоначально принимается подшипник серии диаметров 2 (легкая серия). Если $L_{ah} > [L_h]_{\max}$, то следует перейти на серию диаметров 1 (особо легкая) и расчет повторить, а если $L_{ah} < [L_h]_{\min}$, то необходимо взять подшипник серии диаметров 3 (средняя серия) или 4 (тяжелая серия) и т.д., т.е. имеющий большую динамическую грузоподъемность, чтобы выполнить условие долговечности.

Таблица 10.13

Рекомендуемые значения
расчетных ресурсов для машин и оборудования

Машины, оборудование и условия их эксплуатации	Ресурс, ч
Приборы и аппараты, используемые периодически (демонстрационная аппаратура, бытовая техника, приборы)	300...3000
Механизмы, используемые в течение коротких периодов времени (сельскохозяйственные машины, подъемные краны в сборочных цехах, легкие конвейеры, строительные машины и механизмы, электрический ручной инструмент)	3000...8000
Ответственные механизмы, работающие с перерывами (вспомогательные механизмы на силовых станциях, конвейеры для поточного производства, лифты, нечасто используемые металлообрабатывающие станки)	8000...12000
Машины для односменной работы с неполной нагрузкой (стационарные электродвигатели, <i>редукторы общепромышленного назначения</i>)	10000...25000
Машины, работающие с полной нагрузкой в одну смену (машины общего машиностроения, подъемные краны, вентиляторы, распределительные валы, конвейеры, полиграфическое оборудование)	~ 25000
Машины для круглосуточного использования (компрессоры, шахтные подъемники, стационарные электромашины, судовые приводы, текстильное оборудование)	≥ 40000

Продолжение табл. 10.13

Машины, оборудование и условия их эксплуатации	Ресурс, ч
Непрерывно работающие машины с высокой нагрузкой (оборудование бумагоделательных фабрик, энергетические установки, шахтные насосы, оборудование торговых морских судов, карусельные печи)	~ 100000

При расчете радиальной динамической грузоподъемности и эквивалентной динамической нагрузки для двух одинаковых шариковых или роликовых радиально-упорных однорядных подшипников, установленных рядом на одном валу широкими или узкими торцами друг к другу и образующих один подшипниковый узел, пару подшипников рассматривают как один радиально-упорный двухрядный подшипник. Радиальная динамическая грузоподъемность двух или более одинаковых шариковых или роликовых радиально-упорных подшипников, установленных рядом на одном валу по схеме тандем и образующих один подшипниковый узел, равна динамической грузоподъемности одного однорядного подшипника, умноженной на число подшипников в степени $7/10$ для шариковых и в степени $7/9$ для роликовых подшипников, а при расчете эквивалентной динамической радиальной нагрузки используют коэффициенты X и Y для однорядного подшипника.

При подборе подшипников необходимо знать радиальные силы F_{r1} и F_{r2} (реакции в опорах), действующие на подшипники; осевую силу F_a , действующую на вал; диаметры цапф вала d , характер нагрузки и рабочую температуру, при которой работают подшипники.

10.3.3.4. Подбор основных видов подшипников качения

Подбор радиального шарикового однорядного подшипника.

1. По табл. 10.14, ориентируясь на легкую серию, по диаметру цапфы вала подбирают подшипник и выписывают динамическую C и статическую C_0 грузоподъемности.
2. Задаются коэффициентами V , K_6 , K_T и a_1 в зависимости от условий работы и требуемой надежности подшипника.
3. Определяют отношение F_a/C_0 и по табл. 10.11 принимают значение коэффициента осевого нагружения e .

4. Вычисляют отношение F_d/VF_r , сравнивают с коэффициентом e и принимают коэффициенты X и Y по табл. 10.11.

5. Вычисляют эквивалентную динамическую нагрузку

$$P = (XVF_r + YF_a)K_6K_T.$$

6. Определяют долговечность подшипника

$$L_{ah} = a_1 \frac{10^6}{60n} \left(\frac{C}{P} \right)^3.$$

7. Сравнивают расчетную долговечность подшипника с требуемой $[L_h]$. Для подшипников редукторов $[L_h] = 10000 \dots 25000$ ч (см. табл. 10.13).

Пример. На подшипники вала косозубой цилиндрической передачи редуктора действуют радиальные силы (равные суммарным реакциям опор вала) $F_{r1} = 3700$ Н и $F_{r2} = 2400$ Н. Внешняя осевая сила $F_a = 500$ Н (рис. 10.46). Диаметр цапф вала $d = 35$ мм. Условия эксплуатации: частота вращения вала $n = 200$ мин⁻¹, рабочая температура подшипника $t_p = 80$ °С.

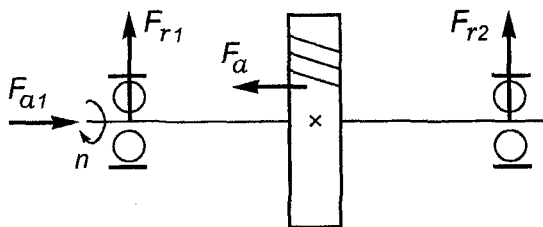


Рис. 10.46. Расчетная схема к примеру подбора радиального шарикового однорядного подшипника

Решение. В качестве опор вала редуктора принимаем одинаковые подшипники. Подбор подшипников выполняется для наиболее нагруженной опоры. Так как отношение $\frac{F_a}{F_r} = \frac{500}{3700} = 0,135 < 0,35$, то принимаются радиальные шариковые подшипники 207.

1. Из табл. 10.14 выписываем для подшипника 207 динамическую грузоподъемность $C = 25500$ Н и статическую грузоподъемность $C_0 = 13700$ Н.

2. По условиям эксплуатации подшипников принимаем: коэффициент вращения (вращаются внутренние кольца) $V = 1,0$; коэффициент безопасности (для редукторов по табл. 10.9) $K_6 = 1,3$; температурный коэффициент (по табл. 10.10 при $t_p < 100$ °С) $K_T = 1,0$; коэффициент надежности (принимая надежность 90 %) $a_1 = 1,0$.

3. Определяем отношение $F_d/C_0 = \frac{500}{13700} = 0,036$ и по табл. 10.11 на-

ходим путем линейной интерполяции значение e , соответствующее отношению $F_d/C_0 = 0,036$. Уравнение прямой на плоскости, проходящей через две заданные точки с координатами x_1, y_1 и x_2, y_2 , имеет вид

$$\frac{x - x_1}{x_2 - x_1} = \frac{y - y_1}{y_2 - y_1}.$$

Отсюда

$$y = \left(\frac{y_2 - y_1}{x_2 - x_1} \right) (x - x_1) + y_1.$$

Находим значение $e(y)$ при полученном отношении $F_d/C_0(x)$:

$$e = \frac{(0,26 - 0,22)}{(0,056 - 0,028)} (0,036 - 0,028) + 0,22 = 0,23.$$

4. Сравниваем отношение $\frac{F_a}{VF_r} = 0,135$ с коэффициентом осевого

нагружения $e = 0,23$. Так как $\frac{F_a}{VF_r} < e$, то по табл. 10.11 принимаем $X = 1,0$ и

$Y = 0$.

5. Вычисляем эквивалентную динамическую нагрузку:

$$P = (XV F_r + Y F_a) K_6 K_T = (1 \cdot 1 \cdot 3700 + 0 \cdot 500) 1,3 \cdot 1 = 3700 \cdot 1,3 = 4810 \text{ Н}.$$

6. Определяем долговечность наиболее нагруженного подшипника:

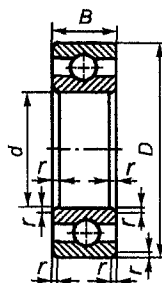
$$L_{10h} = a \frac{10^6}{60n} \left(\frac{C}{P} \right)^3 = 1 \frac{10^6}{60 \cdot 200} \left(\frac{25500}{4810} \right)^3 = 12417 \text{ ч}.$$

Подшипники подобраны правильно, так как

$$[L_h]_{\min} = 10000 \text{ ч} < L_{10h} < [L_h]_{\max} = 25000 \text{ ч}.$$

Основные параметры радиальных шариковых
однорядных подшипников (ГОСТ 8338-75)

Таблица 10.14



Обозначение подшипника	Размеры, мм				Грузоподъемность, Н	
	d	D	B	r	C	C_0
Особо легкая серия диаметров 1						
104	20	42	12	1,0	9360	4500
105	25	47	12	1,0	11200	5600
106	30	55	13	1,5	13300	6800
107	35	62	14	1,5	15900	8500
108	40	68	15	1,5	16800	9300
109	45	75	16	1,5	21200	12200
110	50	80	16	1,5	21600	13200
111	55	90	18	2,0	28100	17000
112	60	95	18	2,0	29600	18300
113	65	100	18	2,0	30700	19600
114	70	110	20	2,0	37700	24500
115	75	115	20	2,0	39700	26000
116	80	125	22	2,0	47700	31500
117	85	130	22	2,0	49400	39500
118	90	140	24	2,5	57200	39000
120	100	150	24	2,5	60500	41500
Легкая серия диаметров 2						
204	20	47	14	1,5	12700	6200
205	25	52	15	1,5	14000	6950
206	30	62	16	1,5	19500	10000
207	35	72	17	2,0	25500	13700
208	40	80	18	2,0	32000	17800
209	45	85	19	2,0	33200	18600
210	50	90	20	2,0	35100	19800
211	55	100	21	2,5	43600	25000
212	60	110	22	2,5	52000	31000
213	65	120	23	2,5	56000	34000
214	70	125	24	2,5	61800	37500
215	75	130	25	2,5	66300	41000

Продолжение табл. 10.14

Обозначение подшипника	Размеры, мм				Грузоподъемность, Н	
	<i>d</i>	<i>D</i>	<i>B</i>	<i>r</i>	<i>C</i>	<i>C₀</i>
216	80	140	26	30	70200	45000
217	85	150	28	3,0	83200	53000
218	90	160	30	3,0	95600	62000
219	95	170	32	3,5	108000	69500
220	100	180	34	3,5	124000	79000
Средняя серия диаметров 3						
304	20	52	15	2,0	15900	7800
305	25	62	17	2,0	22500	11400
306	30	72	19	2,0	28100	14600
307	35	80	21	2,5	33200	18000
308	40	90	23	2,5	41000	22400
309	45	100	25	2,5	52700	30000
310	50	110	27	3,0	61800	36000
311	55	120	29	3,0	71500	41500
312	60	130	31	3,5	81900	48000
313	65	140	33	3,5	92300	56000
314	70	150	35	3,5	104000	63000
315	75	160	37	3,5	112000	72500
316	80	170	39	3,5	124000	80000
317	85	180	41	4,0	133000	90000
318	90	190	43	4,0	143000	99000
319	95	200	45	4,0	153000	110000
320	100	215	47	4,0	174000	132000
Тяжелая серия диаметров 4						
404	20	72	19	2,0	30700	16600
405	25	80	21	2,5	36400	20400
406	30	90	23	2,5	47000	26700
407	35	100	25	2,5	55300	31000
408	40	110	27	3,0	63700	36500
409	45	120	29	3,0	76100	45500
410	50	130	31	3,5	87100	52000
411	55	140	33	3,5	100000	63000
412	60	150	35	3,5	108000	70000
413	65	160	37	3,5	119000	78000
414	70	180	42	4,0	143000	105000
415	75	190	45	4,0	153000	114000
416	80	200	48	4,0	163000	125000
417	85	210	52	5,0	174000	135000
418	90	225	54	5,0	186000	146000

Подбор радиально-упорного шарикового подшипника. При отношении $\frac{F_a}{VF_r} = 0,35 \dots 0,8$ принимают подшипник типа 36000 (угол контакта $\alpha = 12^\circ$) или 36000K6 ($\alpha = 15^\circ$), при $\frac{F_a}{VF_r} = 0,81 \dots 1,20$ – подшипник типа

46000 ($\alpha = 26^\circ$); при $\frac{F_a}{F_r} > 1,2$ – радиально-упорный шариковый подшипник типа 66000 ($\alpha = 36^\circ$). Подбор осуществляют в следующей последовательности.

1. Ориентируясь на серию диаметров 2, по диаметру цапфы вала выбирают номер подшипника и выписывают следующие данные:

если $\alpha < 18^\circ$ – значения динамической C и статической C_0 грузоподъемности (табл. 10.16);

если $\alpha \geq 18^\circ$ – значения динамической грузоподъемности C (табл. 10.16) и коэффициента осевого нагружения e (см. табл. 10.11).

2. По условиям эксплуатации подшипников принимают значения: коэффициента вращения V ; коэффициента безопасности K_6 (см. табл. 10.9); температурного коэффициента K_T (см. табл. 10.10); коэффициента надежности a_1 (см. табл. 10.12).

3. При $\alpha < 18^\circ$ рассчитывают коэффициент минимальной осевой нагрузки e' [1] для обоих подшипников:

$$\text{при } \alpha = 12^\circ \quad e' = 0,563 (F_r/C_0)^{0,195};$$

$$\text{при } \alpha = 15^\circ \quad e' = 0,579 (F_r/C_0)^{0,136}.$$

4. Определяют осевые составляющие радиальных сил:

$$\text{при } \alpha < 18^\circ \quad S_1 = e'_1 F_{r1} \text{ и } S_2 = e'_2 F_{r2};$$

$$\text{при } \alpha \geq 18^\circ \quad S_1 = e_1 F_{r1} \text{ и } S_2 = e_2 F_{r2}.$$

При этом за первую опору следует принимать ту, осевая составляющая у которой по направлению совпадает с внешней осевой нагрузкой (рис. 10.47).

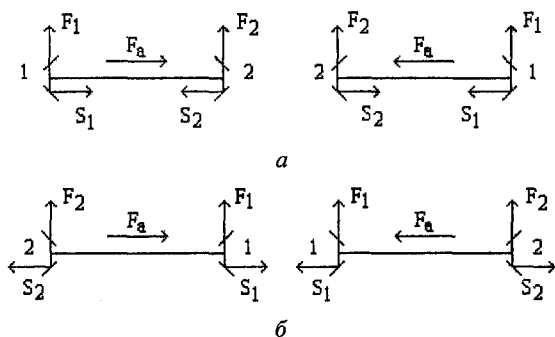


Рис. 10.47. Схема нагружения радиально-упорных подшипников:
а – установка "враспор"; б – установка "врасстыжку"

5. Вычисляют результирующие осевые силы на каждом из двух подшипников по формулам, приведенным в табл. 10.15.

Таблица 10.15

Определение результирующей осевой нагрузки

Вариант	Соотношение сил	Результирующая осевая нагрузка
1	$S_1 \geq S_2, \quad F_a > 0$	$F_{a1} = S_1$
2	$S_1 < S_2, \quad F_a > S_2 - S_1$	$F_{a2} = S_1 + F_a$
3	$S_1 < S_2, \quad F_a \leq S_2 - S_1$	$F_{a1} = S_2 - F_a; F_{a2} = S_2$

6. Для радиально-упорных шариковых подшипников с углом контакта $\alpha < 18^\circ$ по отношениям F_{a1}/C_0 и F_{a2}/C_0 по табл. 10.11 определяют коэффициенты осевого нагружения e_1 и e_2 .

7. Определяют коэффициенты радиальной X и осевой Y нагрузок для каждой из опор (для каждого подшипника). При $\frac{F_a}{VF_r} \leq e$ $X = 1$ и $Y = 0$, при $\frac{F_a}{VF_r} > e$ X и Y определяются по табл. 10.11.

8. Вычисляют эквивалентные динамические нагрузки для каждого подшипника:

$$P_1 = (X_1 VF_{r1} + Y_1 F_{a1}) K_6 K_T;$$

$$P_2 = (X_2 VF_{r2} + Y_1 F_{a2}) K_6 K_T.$$

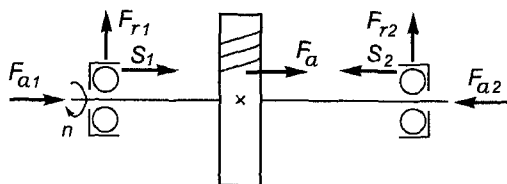
9. Вычисляют долговечность наиболее нагруженного подшипника по формуле

$$L_{ah} = a_1 \frac{10^6}{60n} \left(\frac{C}{P} \right)^3.$$

Сравнивают L_{ah} с $[L_h]$. Если $L_{ah} \geq [L_h]$ (см. табл. 10.13), то подшипник подобран правильно, если $L_{ah} < [L_h]$, то берут подшипник средней серии и расчет повторяют. Если и для этого подшипника не выполняется условие $L_{ah} \geq [L_h]$, то принимают подшипник тяжелой серии. Если подшипник тяжелой серии не обеспечивает требуемую долговечность, то принимают подшипник легкой серии с большим диаметром d и проверяют его на долговечность. Если и этот подшипник не удовлетворяет требованию долговечности, то принимают среднюю серию и расчет повторяют, и т.д.

Пример. На подшипники вала косозубой цилиндрической передачи редуктора действуют радиальные силы $F_{r1} = 4200$ Н и $F_{r2} = 3350$ Н. Внешняя осевая сила $F_a = 2150$ Н (рис. 10.48). Диаметр цапф вала $d = 45$ мм. Условия эксплуатации: частота вращения вала $n = 100$ мин⁻¹, нагрузка неререверсивная, рабочая температура подшипника $t_p = 85$ °С.

Рис. 10.48. Расчетная схема к примеру подбора радиально-упорного шарикового подшипника



Решение. В качестве опор вала принимают одинаковые подшипники качения. Так как $\frac{F_a}{F_{r1}} = \frac{2150}{4200} = 0,51$ и $\frac{F_a}{F_{r2}} = \frac{2150}{3350} = 0,64$, то принимаем радиально-упорные шариковые подшипники 36209К6 с углом контакта $\alpha = 15^\circ$ (обозначение К6).

1. Из табл. 3.13 выписываем для подшипников 36209К6 динамическую грузоподъемность $C = 32000$ Н и статическую $C_0 = 25500$ Н.

2. По условиям эксплуатации подшипников принимаем: коэффициент вращения (вращаются внутренние кольца) $V = 1,0$; коэффициент безопасности (по табл. 10.6 для редукторов) $K_6 = 1,3$; температурный коэффициент $K_T = 1,0$; коэффициент надежности (принимаем надежность 90 %) $a_1 = 1,0$.

3. За первую опору (подшипник) принимают левую, так как у неё направление осевой составляющей S_1 совпадает с направлением внешней осевой силы F_a . Определяют коэффициенты минимальной осевой нагрузки при $\alpha = 15^\circ$:

для первого подшипника

$$e'_1 = 0,579 \left(\frac{F_{r1}}{C_0} \right)^{0,136} = 0,579 \left(\frac{4200}{25500} \right)^{0,136} = 0,453;$$

для второго подшипника

$$e'_2 = 0,579 \left(\frac{F_{r2}}{C_0} \right)^{0,136} = 0,579 \left(\frac{3350}{25500} \right)^{0,136} = 0,439.$$

4. Определяем осевые составляющие от радиальных сил:

для первого подшипника

$$S_1 = e'_1 F_{r1} = 0,453 \cdot 4200 = 1902,6 \text{ Н};$$

для второго подшипника

$$S_2 = e'_2 F_{r2} = 0,439 \cdot 3350 = 1470,6 \text{ Н}.$$

5. Вычисляем результирующие осевые силы. Так как $S_1 > S_2$ и $F_a > 0$, то согласно табл. 10.15

$$F_{a1} = S_1 = 1902,6 \text{ Н};$$

$$F_{a2} = S_1 + F_a = 1902,6 + 2150 = 4052,6 \text{ Н}.$$

6. Определяем отношения:

$$\frac{F_{a1}}{C_0} = \frac{1902,6}{25500} = 0,075 \text{ и } \frac{F_{a2}}{C_0} = \frac{4052,6}{25500} = 0,159.$$

По табл. 10.11 при $\alpha = 15^\circ$ находим коэффициенты осевого нагружения:

$$e_1 = \frac{(0,46 - 0,439)}{(0,087 - 0,058)} (0,075 - 0,058) + 0,43 = 0,45;$$

$$e_2 = \frac{(0,50 - 0,47)}{(0,17 - 0,12)} (0,159 - 0,12) + 0,47 = 0,49;$$

7. Определяем коэффициенты радиальной X и осевой Y нагрузок для каждого подшипника:

$$\text{так как } \frac{F_{a1}}{VF_{r1}} = \frac{1902,6}{1 \cdot 4200} = 0,45 = e_1, \text{ то } X_1 = 1,0 \text{ и } Y_1 = 0;$$

$$\text{так как } \frac{F_{a2}}{VF_{r2}} = \frac{4052,6}{1 \cdot 3350} = 1,21 > e_2, \text{ то } X_2 = 0,44 \text{ и } Y_1 = 1,14.$$

8. Вычисляем эквивалентные динамические нагрузки для каждого подшипника:

$$P_1 = (X_1 VF_{r1} + Y_1 F_{a1}) K_6 K_T = (1 \cdot 1 \cdot 4200 + 0 \cdot 1902,6) 1,3 \cdot 1,0 = 5460 \text{ Н};$$

$$P_2 = (X_2 VF_{r2} + Y_2 F_{a2}) K_6 K_T = (0,44 \cdot 3350 + 1,14 \cdot 4052,6) 1,3 \cdot 1,0 = 7921 \text{ Н}.$$

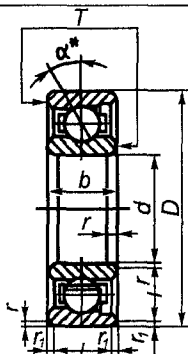
9. Определяем долговечность наиболее нагруженного подшипника:

$$L_{10h} = \frac{10^6}{60n} \left(\frac{C}{P} \right)^3 = \frac{10^6}{60 \cdot 100} \left(\frac{32000}{7921} \right)^3 = 10989 \text{ ч}.$$

Требуемая долговечность подшипника качения находится в пределах $[L_h] = 10000 \dots 25000$ ч, поэтому подшипник 36209К6 подобран правильно.

Таблица 10.16

Радиально-упорные шариковые однорядные подшипники (по ГОСТ 831-75)



α^* — угол контакта, равный углу между линией действия результирующей нагрузки на тело качения и плоскостью, перпендикулярной оси подшипника.

Для подшипников типа 36000K6 $\alpha = 15^\circ$; типа 46000 — $\alpha = 26^\circ$; типа 66000 — $\alpha = 36^\circ$

Обозначение подшипников типа		d, мм	D, мм	b = T, мм	r, мм	r ₁ , мм	C, Н	C ₀ , Н			
36000	46000										
Серия диаметров 1, серия ширин 0											
36100K6	—	10	26	8	0,5	0,3	3900	2200			
36101K6		12	28				4250	2450			
	46106	30	55	13	1,5	0,8	14500	7880			
	46108	40	68	15			18900	11100			
	46109	45	75	16			22500	13400			
	46111	55	90	18	2,0	1,0	32600	21100			
	46112	60	95				37400	24500			
	46114	70	110				46100	31700			
	46115	75	115	20			47300	33400			
	46116	80	125				56000	40100			
	46117	85	130				57400	42100			
	46118	90	140	22	2,5	1,2	63500	47200			
46120	100	150	71500				55100				
Обозначение подшипников типа		d, мм	D, мм	b = T, мм	r, мм	r ₁ , мм	C, Н, для типа		C ₀ , Н, для типа		
36000	46000						36000	46000	36000	46000	
Серия диаметров 2, серия ширин 0											
36201K6	—	12	32	10	1,0	0,5	5500	—	3350	—	
36202K6	46202	15	35	11			6000	8520	3750	3650	
36203K6	46203	17	40	12			9200	—	5750	—	
36204K6	46204	20	47	14	1,5	0,5	11900	14800	7450	7640	
36205K6	46205	25	52	15			12400	15700	8000	8340	
36206K6	46206	30	62	16			16300	21900	12000	12000	
36207K6	46207	35	72	17	2,0	1,0	20000	29000	15300	16400	
36208K6	46208	40	80	18			27000	36800	20400	21400	

Продолжение табл. 10.16

Обозначение подшипников типа		d , мм	D , мм	$b = T$, мм	r , мм	r_1 , мм	C , Н, для типа		C_0 , Н, для типа	
36000	46000						36000	46000	36000	46000
36209K6	46209	45	85	19			32000	38700	25500	23100
36210K6	46210	50	90	20			35500	40600	28500	24900
36211K6	46211	55	100	21	2,5	1,2	41500	50300	34500	31500
36212K6	46212	60	110	22	2,5	1,2	50000	60800	42500	38800
36213K6	46213	65	120	23			—	69400	—	45900
36214K6	46214	70	125	24			60000	—	52000	—
36215K6	46215	75	130	25			73500	78400	65500	53800
36216K6	46216	80	140	26	3,0	1,5	73500	87900	65500	60000
36217K6	46217	85	150	28			81500	94400	76500	65100
36218K6	46218	90	160	30			90000	111000	85000	76200
36220K6	46220	100	180	34	3,5	2,0	—	148000	—	107000

Обозначение подшипников	d , мм	D , мм	$b = T$, мм	r , мм	r_1 , мм	C , Н	C_0 , Н
Серия диаметров 3, серия ширин 0							
46305	25	62	17	2,0	1,0	26900	14600
46306	30	72	19			32600	18300
46307	35	80	21	2,5	1,2	42600	24700
46308	40	90	23			50000	30100
46309	45	100	25			61400	37000
46310	50	110	27	3,0	1,5	71800	44000
46312	60	130	31	3,5	2,0	100000	65300
46313	65	140	33			113000	75000
46314	70	150	35			127000	85300
46318	90	190	43	4,0		165000	122000
46320	100	215	47			213000	177000
Серия диаметров 4, серия ширин 0							
66407	35	100	25	2,5	1,2	—	—
66408	40	110	27	3,0	1,5	72200	42300
66409	45	120	29			81600	47300
66410	50	130	31	3,5	2,0	98900	60100
66412	60	150	35			125000	79500
66414	70	180	42	4,0		152000	109000
66418	90	125	54	5,0	2,5	208800	162000

Пр и м е р о б о з н а ч е н и я однорядного радиально-упорного шарикового подшипника типа 36000, серии диаметров 2, $\alpha = 15^\circ$, $d = 17$ мм, $D = 40$ мм и $T = 12$ мм:

Подшипник 36203K6 ГОСТ 831–75.

Подбор роликового конического однорядного подшипника.

1. Предварительно принимают подшипник роликовый конический однорядный, серии диаметров 2, типа 7200. Последние две цифры определяются по диаметру d цапфы вала; при $d = 20 \dots 495$ мм они определяются как частное от $d/5$. Расчетная схема дана на рис. 10.49.

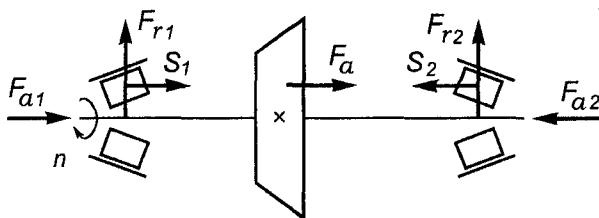


Рис. 10.49. Расчетная схема к примеру подбора роликового конического однорядного подшипника

2. По табл. 10.17 для выбранного подшипника определяют: динамическую грузоподъемность C , коэффициент осевого нагружения e и коэффициент осевой нагрузки Y .

3. По условиям эксплуатации подшипников принимают значения: коэффициента вращения V , коэффициента безопасности K_6 (см. табл. 10.9), температурного коэффициента K_t (см. табл. 10.10), коэффициента надежности a_1 (см. табл. 10.12).

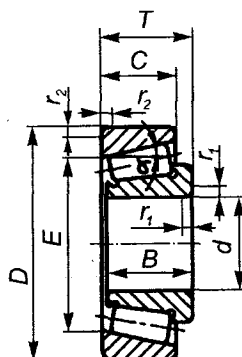
4. Определяют осевые составляющие S_1 и S_2 от радиальных нагрузок F_{r1} и F_{r2} :

$$S_1 = 0,83e F_{r1};$$

$$S_2 = 0,83e F_{r2}.$$

При определении осевых составляющих S_1 и S_2 необходимо учитывать, что за первую опору следует принимать ту, осевая составляющая у которой по направлению совпадает с внешней осевой силой F_a . Для определения направления действия и места приложения сил S_1 и S_2 следует привести схему нагружения подшипников. Варианты нагружения радиально-упорных подшипников даны на рис. 10.47.

5. Определяют результирующие осевые нагрузки на каждом подшипнике по формулам, приведенным в табл. 10.15.

Основные параметры конических роликовых подшипников
повышенной грузоподъемности (ГОСТ 27365-87)

Условное обозначение подшипника	d, мм	D, мм	B, мм	C, мм	T, мм	E, мм	r _{1s min}	r _{2s min}	C, Н	C ₀ , Н	Расчетные параметры		
											e	Y	Y ₀
Серия диаметров 1, серия ширин 2													
2007104A	20	42	15	12,0	15	32,781	0,6	0,6	22900	15600	—	—	—
2007122A	22	44	15	11,5	15	34,708	0,6	0,6	23800	16600	—	—	—
2007105A	25	47	15	11,5	15	37,393	0,6	0,6	25500	18300	—	—	—
2007128A	28	52	16	12,0	16	41,991	1,0	1,0	29700	21600	—	—	—
2007106A	30	55	17	13,0	17	44,438	1,0	1,0	33600	24500	0,24	2,5	1,38
2007132A	32	58	17	13,0	17	46,708	1,0	1,0	34700	26000	—	—	—
2007107A	35	62	18	14,0	18	50,510	1,0	1,0	40200	30500	0,27	2,21	1,22
2007108A	40	68	19	14,5	19	56,897	1,0	1,0	49500	40000	0,33	1,84	1,01
2007109A	45	75	20	15,5	20	63,248	1,0	1,0	55000	44000	0,30	2,00	1,10
2007110A	50	80	20	15,5	20	67,841	1,0	1,0	57200	48000	—	—	—
2007111A	55	90	23	17,5	23	76,505	1,5	1,5	76500	64000	0,33	1,80	0,99
2007112A	60	95	23	17,5	23	80,634	1,5	1,5	76500	67000	—	—	—

2007113A	65	100	23	17,5	23	85,567	1,5	1,5	78100	68000	0,38	1,59	0,87
2007114A	70	110	25	19,0	25	93,633	1,5	1,5	95200	83000	0,29	2,11	1,16
2007115A	75	115	25	19,0	25	98,358	1,5	1,5	99000	88000	0,30	2,00	1,10
2007116A	80	125	29	22,0	29	107,334	1,5	1,5	128000	116000	0,34	1,77	1,97
2007117A	85	130	29	22,0	29	111,788	1,5	1,5	130000	120000	—	—	—
2007118A	90	140	32	24,0	32	119,948	2,0	1,5	157000	146000	0,34	1,76	0,97
2007119A	95	145	32	24,0	32	124,927	2,0	1,5	157000	146000	0,36	1,69	0,93
2007120A	100	150	32	24,0	32	129,269	2,0	1,5	161000	158000	0,37	1,62	0,89
Серия диаметров 2, серия ширин 0													
7203A	17	40	12	11	13,25	31,408	1,0	1,0	17900	12000	0,31	1,91	1,05
7204A	20	47	14	12	15,25	37,304	1,0	1,0	26000	16600	0,36	1,67	0,92
7205A	25	52	15	13	16,25	41,135	1,0	1,0	29200	21000	0,36	1,67	0,92
7206A	30	62	16	14	17,25	49,990	1,0	1,0	38000	25500	0,36	1,65	0,91
7207A	35	72	17	15	18,25	58,844	1,5	1,5	48000	32500	0,37	1,62	0,89
7208A	40	80	18	16	19,75	65,730	1,5	1,5	58300	40000	0,38	1,56	0,86
7209A	45	85	19	16	20,75	70,440	1,5	1,5	62700	50000	0,41	1,45	0,80
7210A	50	90	20	17	21,75	75,078	1,5	1,5	70400	55000	0,37	1,60	0,88
7211A	55	100	21	18	22,75	84,197	2,0	1,5	84200	61000	0,41	1,46	0,80
7212A	60	110	22	19	23,75	91,876	2,0	1,5	91300	70000	0,35	1,71	0,94
7213A	65	120	23	20	24,75	101,934	2,0	1,5	108000	78000	—	—	—
7214A	70	125	24	21	26,25	105,748	2,0	1,5	119000	89000	0,37	1,62	0,89
7215A	75	130	25	22	27,25	110,408	2,0	1,5	130000	100000	0,39	1,55	0,85
7216A	80	140	26	22	28,25	119,169	2,5	2,0	140000	114000	0,42	1,43	0,78
7217A	85	150	28	24	30,50	126,685	2,5	2,0	165000	134000	0,43	1,38	0,76
7218A	90	160	30	26	32,50	134,901	2,5	2,0	183000	150000	0,38	1,56	0,86
7219A	95	170	32	27	34,50	143,385	3,0	2,5	205000	156000	0,41	1,48	0,81
7220A	100	180	34	29	37,00	151,310	3,0	2,5	233000	190000	0,40	1,49	0,82
Серия диаметров 5, серия ширин 0													
7505A	25	52	18	16	19,25	41,331	1,0	1,0	34100	25000	—	—	—
7506A	30	62	20	17	21,25	48,982	1,0	1,0	47300	37000	0,37	1,65	0,90
7507A	35	72	23	19	24,25	57,087	1,5	1,5	61600	45000	0,35	1,73	0,95
7508A	40	80	23	19	24,75	64,715	1,5	1,5	70400	50000	0,38	1,58	0,87

Условное обозначение подшипника	d , мм	D , мм	B , мм	C , мм	T , мм	E , мм	$r_{1s \min}$	$r_{2s \min}$	C, H	C_0, H	Расчетные параметры
7509A	45	85	23	19	24,75	69,610	1,5	1,5	74800	60000	0,42 1,44 0,80
7510A	50	90	23	19	24,75	74,226	1,5	1,5	76500	64000	0,42 1,43 0,78
7511A	55	100	25	21	26,75	82,837	2,0	1,5	99000	80000	0,36 1,67 0,92
7512A	60	110	28	24	29,75	90,236	2,0	1,5	120000	100000	0,39 1,53 0,84
7513A	65	120	31	27	32,75	99,484	2,0	1,5	142000	120000	0,37 1,62 0,89
7514A	70	125	31	27	33,25	103,765	2,0	1,5	147000	118000	0,39 1,55 0,85
7515A	75	130	31	27	33,25	108,932	2,0	1,5	157000	130000	0,41 1,48 0,81
7516A	80	140	33	28	35,25	117,466	2,5	2,0	176000	155000	0,40 1,49 0,82
7517A	85	150	36	30	38,50	124,970	2,5	2,0	201000	180000	0,39 1,55 0,85
7518A	90	160	40	34	42,50	132,615	2,5	2,0	238000	193000	0,39 1,55 0,85
7519A	95	170	43	37	45,50	140,259	3,0	2,5	264000	220000	0,38 1,56 0,86
7520A	100	180	46	39	49,00	148,184	3,0	2,5	297000	280000	0,40 1,49 0,82
Серия диаметров 3, серия ширин 0											
7302A	15	42	13	11	14,25	33,272	1,0	1,0	21200	12700	— — —
7303A	17	47	14	12	15,25	37,420	1,0	1,0	26000	16000	— — —
7304A	20	52	15	13	16,25	41,318	1,5	1,5	31900	20000	0,30 2,03 1,11
7305A	25	62	17	15	18,25	50,637	1,5	1,5	41800	28000	0,36 1,66 0,92
7306A	30	72	19	16	20,75	58,287	1,5	1,5	52800	39000	0,34 1,78 0,98
7307A	35	80	21	18	22,75	65,769	2,0	1,5	68200	50000	0,32 1,88 1,03
7308A	40	90	23	20	25,25	72,703	2,0	1,5	80900	56000	0,28 2,16 1,19
7309A	45	100	25	22	27,25	81,780	2,0	1,5	101000	72000	0,29 2,09 1,15
7310A	50	110	27	23	29,25	90,633	2,5	2,0	117000	90000	0,31 1,94 1,06
7311A	55	120	29	25	31,50	99,146	2,5	2,0	134000	110000	0,33 1,80 0,99
7312A	60	130	31	26	33,50	107,769	3,0	2,5	161000	120000	0,30 1,97 1,08
7313A	65	140	33	28	36,00	116,846	3,0	2,5	183000	150000	0,30 1,97 1,08
7314A	70	150	35	30	38,00	125,244	3,0	2,5	209000	170000	0,31 1,94 1,06
7315A	75	160	37	31	40,00	134,097	3,0	2,5	229000	185000	0,33 1,83 1,01
7316A	80	170	39	33	42,50	143,174	3,0	2,5	255000	190000	— — —
7317A	85	180	41	34	44,50	150,433	4,0	3,0	286000	216000	0,31 1,91 1,05
7318A	90	190	43	36	46,50	159,061	4,0	3,0	308000	236000	0,32 1,88 1,03
7319A	95	200	45	38	49,50	165,861	4,0	3,0	341000	265000	— — —
7320A	100	215	47	39	51,50	178,578	4,0	3,0	380000	290000	0,31 1,88 1,03

6. Для каждой опоры (подшипника) вычисляют отношение $\frac{F_a}{VF_r}$.

Сравнивая отношение $\frac{F_{a1}}{VF_{r1}}$ и $\frac{F_{a2}}{VF_{r2}}$ с коэффициентом e , определяют значения коэффициентов радиальной X и осевой Y нагрузок для каждого подшипника. При $\frac{F_a}{VF_r} \leq e$ $X = 1,0$ и $Y = 0$; при $\frac{F_a}{VF_r} > e$ $X = 0,4$, Y принято ранее.

7. Определяют эквивалентную динамическую нагрузку для каждого подшипника:

$$P_1 = (X_1 VF_{r1} + Y_1 F_{a1}) K_6 K_T;$$

$$P_2 = (X_2 VF_{r2} + Y_1 F_{a2}) K_6 K_T.$$

8. Определяют долговечность наиболее нагруженного подшипника:

$$L_h = a_1 \frac{10^6}{60n} \left(\frac{C}{P} \right)^{3,33}.$$

Сравнивают L_{ah} с $[L_h]$. Если $L_{ah} \geq [L_h]$ (см. табл. 10.13), то подшипник подобран правильно, а если $L_{ah} < [L_h]$, то берут подшипник средней серии и расчет повторяют. Если и для этого подшипника не выполняется условие $L_{ah} \geq [L_h]$, то принимают подшипник тяжелой серии. Если подшипник тяжелой серии не обеспечивает требуемую долговечность, то принимают подшипник легкой серии с большим диаметром d и проверяют его на долговечность. Если и этот подшипник не удовлетворяет требованиям долговечности, то принимают среднюю серию и расчет повторяется, и т.д.

Пример. На подшипники вала конического редуктора действуют радиальные $F_{r1} = 9800$ Н, $F_{r2} = 8000$ Н и осевая $F_a = 3100$ Н силы. Диаметр цапф вала $d = 45$ мм. Условия эксплуатации: частота вращения $n = 120$ мин⁻¹, нагрузка нереверсивная, рабочая температура $t_p = 80$ °С.

Решение. 1. В качестве опор вала принимаем два роликовых конических подшипника повышенной грузоподъемности 7209А.

2. Из табл. 10.17 выписываем для принятого подшипника 7209А динамическую грузоподъемность $C = 62700$ Н, коэффициент осевой нагрузки $Y = 1,45$ и коэффициент осевого нагружения $e = 0,41$.

3. По условиям эксплуатации принимаем: коэффициент вращения (вращаются внутренние кольца) $V = 1,0$; коэффициент безопасности (для редукторов по табл. 10.9) $K_6 = 1,3$; температурный коэффициент (по табл.

10.10 при $t_p < 100^\circ\text{C}$) $K_T = 1,0$; коэффициент надежности (принимая надежность 90 %) $a_1 = 1,0$.

4. Определяем осевые составляющие от радиальных нагрузок F_{r1} и F_{r2} :

$$S_1 = 0,83e F_{r1} = 0,83 \cdot 0,41 \cdot 9800 = 3334,9 \text{ Н};$$

$$S_2 = 0,83e F_{r2} = 0,83 \cdot 0,41 \cdot 8000 = 2722,4 \text{ Н}.$$

За первую опору принята левая, так как направление осевой составляющей S_1 от радиальной силы F_{r1} у нее совпадает с направлением внешней осевой силы F_a .

5. Определяем результирующие осевые силы на каждом подшипнике.

Так как $S_1 > S_2$ и $F_a > 0$, то

$$F_{a1} = S_1 = 3334,9 \text{ Н};$$

$$F_{a2} = S_1 + F_a = 3334,9 + 3100 = 6434,9 \text{ Н}.$$

6. Определяем отношения

$$\frac{F_{a1}}{VF_{r1}} = \frac{3334,9}{1 \cdot 9800} = 0,34;$$

$$\frac{F_{a2}}{VF_{r2}} = \frac{6434,9}{1 \cdot 8000} = 0,8.$$

Так как $\frac{F_{a1}}{VF_{r1}} < e_1$, то $X_1 = 1,0$ и $Y_1 = 0$; так как $\frac{F_{a2}}{VF_{r2}} > e_2$, то $X_2 = 0,4$ (табл. 10.11) и $Y_2 = 1,45$ (принято ранее).

7. Определяем эквивалентную динамическую нагрузку для каждого подшипника:

$$P_1 = (X_1 VF_{r1} + Y_1 F_{a1}) K_6 K_T = (1 \cdot 1 \cdot 9800 + 0 \cdot 3334,9) 1,3 \cdot 1,0 = 12740 \text{ Н};$$

$$P_2 = (X_2 VF_{r2} + Y_2 F_{a2}) K_6 K_T = (0,4 \cdot 1 \cdot 8000 + 1,45 \cdot 6434,9) 1,3 \cdot 1,0 = 16289,8 \text{ Н}.$$

8. Вычисляем долговечность наиболее нагруженного подшипника:

$$L_{ah} = a_1 \frac{10^6}{60n} \left(\frac{C}{P} \right)^{3,33} = 1 \frac{10^6}{60 \cdot 120} \left(\frac{62700}{16289,8} \right)^{3,33} = 12356 \text{ ч}.$$

Требуемая долговечность подшипника находится в пределах $[L_{ah}] = 10000 \dots 25000$ ч, поэтому подшипник 7209А подобран правильно.

Подбор роликового радиального подшипника с короткими цилиндрическими роликами. Подшипник имеет высокую несущую способность и позволяет валу самоустанавливаться в осевом направлении, например в шевронных передачах при отсутствии внешней осевой силы F_a .

1. По табл.10.18, ориентируясь на легкую серию, по диаметру цапфы вала подбирают подшипник и выписывают динамическую грузоподъемность C .

2. Задаются коэффициентами V , K_δ , K_T и a_1 в зависимости от условий работы и требуемой надежности подшипника.

3. При отсутствии боковой силы F_a (шевронная цилиндрическая зубчатая передача) определяется эквивалентная динамическая нагрузка для наиболее нагруженного подшипника по формуле

$$P_1 = V F_{r1} K_\delta K_T.$$

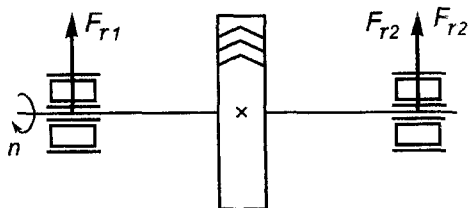
4. Определяют долговечность подшипника

$$L_{ah} = a_1 \frac{10^6}{60n} \left(\frac{C}{P} \right)^{3,33}.$$

5. Сравнивают расчетную долговечность с требуемой $[L_h]$. Для подшипников редукторов $[L_h] = 10000 \dots 25000$ ч.

Пример. На подшипники вала шевронной зубчатой цилиндрической передачи редуктора действуют радиальные силы (равные суммарным реакциям опор вала) $F_{r1} = 4500$ Н и $F_{r2} = 3300$ Н. Внешняя осевая сила отсутствует ($F_a = 0$). Расчетная схема приведена на рис.10.50. Диаметр цапф вала $d = 30$ мм. Условия эксплуатации: частота вращения вала $n = 400$ мин⁻¹, рабочая температура подшипника $t_p = 80$ °С.

Рис. 10.50. Расчетная схема к примеру подбора роликового радиального однорядного подшипника с короткими цилиндрическими роликами



Решение. В качестве опор вала редуктора с учетом особенностей работы шевронной передачи принимаем два одинаковых радиальных роликовых подшипника с короткими цилиндрическими роликами. Подбор подшипника выполняется для наиболее нагруженной опоры, в нашем случае левой.

1. По табл. 10.18, ориентируясь на легкую серию, по диаметру цапфы вала принимаем динамическую грузоподъемность $C = 38000$ Н.

2. По условиям эксплуатации подшипников принимаем: коэффициент вращения (вращаются внутренние кольца) $V = 1,0$; коэффициент безопасности (для редукторов по табл.10.9) $K_6 = 1,3$; температурный коэффициент (по табл.10.10 при $t_p < 100$ °С) $K_T = 1,0$; коэффициент надежности (принимая надежность 90 %) $a_1 = 1,0$.

3. Определяем эквивалентную динамическую нагрузку для наиболее нагруженного подшипника:

$$P_1 = VF_{r1}K_6K_T = 1 \cdot 4500 \cdot 1,3 \cdot 1,0 = 5850 \text{ Н};$$

$$P_2 = (X_2VF_{r2} + Y_2F_{a2})K_6K_T = (0,44 \cdot 3350 + 1,14 \cdot 4052,6)1,3 \cdot 1,0 = 7921 \text{ Н}.$$

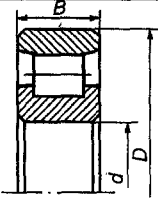
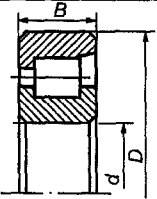
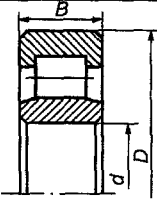
5. Определяем долговечность наиболее нагруженного подшипника:

$$L_{ah} = a_1 \frac{10^6}{60n} \left(\frac{C}{P} \right)^3 = 1 \frac{10^6}{60 \cdot 400} \left(\frac{38000}{5850} \right)^{3,33} = 21176 \text{ ч}.$$

Подшипник подобран правильно, так как его долговечность находится в пределах требуемой $[L_h] = 10000 \dots 25000$ ч.

Таблица 10.18

Основные параметры роликовых радиальных однорядных подшипников с короткими цилиндрическими роликами (ГОСТ 8328-75)

								
Тип 2000			Тип 12000			Тип 32000		
Обозначение			Размеры, мм			Грузоподъемность, Н		
2000	12000	320000	d	D	B	C	C_0	
Серия диаметров 1(сверхлегкая серия), серия ширины 0								
2106	—	32106	30	55	13	25100	14600	
2109	—	32109	45	75	16	31400	17600	
2110	—	32110	50	80	16	30800	17600	
2111	—	32111	55	90	17	34700	23600	

Продолжение табл. 10.18

Обозначение			Размеры, мм			Грузоподъемность, Н	
2000	12000	320000	d	D	B	C	C_0
2113	—	32113	65	100	18	38000	26500
2114	—	32114	70	110	20	56100	36000
2116	—	32116	80	125	22	66000	44000
2118	—	32118	90	140	24	80900	56000
<i>Серия диаметров 2 (легкая серия), серия ширин 0</i>							
2204	12204	32204	20	47	14	25100	12600
2205	12205	32205	25	52	15	28600	15200
2206	12206	32206	30	62	16	28000	19600
2207	12207	32207	35	72	17	48400	26500
2208	12208	32208	40	80	18	53900	29500
2209	12209	32209	45	85	19	60500	35000
2210	12210	32210	50	90	20	64400	37500
2211	12211	32211	55	100	21	84200	49000
2212	12212	32212	60	110	22	93500	53500
2213	12213	32213	65	120	23	106000	66500
2214	12214	32214	70	125	24	119000	71000
2215	12215	32215	75	130	25	130000	81500
2216	12216	32216	80	140	26	138000	87000
2217	12217	32217	85	150	28	165000	108000
2218	12218	32218	90	160	30	183000	120000
2220	12220	32220	100	180	34	251000	170000
<i>Серия диаметров 3 (средняя серия), серия ширин 0</i>							
2305	12305	32305	25	62	17	40200	23200
2306	12306	32306	30	72	19	51200	26000
2307	12307	32307	35	80	21	64400	35000
2308	12308	32308	40	90	23	80900	44500
2309	12309	32309	45	100	25	99000	56000
2310	12310	32310	50	110	27	110000	70500
2311	12311	32311	55	120	29	138000	87500
2312	12312	32312	60	130	31	151000	98000
2313	12313	32313	65	140	33	183000	107000
2314	12314	32314	70	150	35	205000	124000

Окончание табл.10.18

Обозначение			Размеры, мм			Грузоподъемность, Н	
2000	12000	320000	<i>d</i>	<i>D</i>	<i>B</i>	<i>C</i>	<i>C</i> ₀
2315	12315	32315	75	160	37	242000	149000
2316	12316	32316	80	170	39	200000	163000
2317	12317	32317	85	180	41	297000	190000
2318	12318	32318	90	190	43	319000	206000
2320	12320	32320	100	215	47	391000	250000
<i>Серия диаметров 4 (тяжелая серия), серия ширин 0</i>							
2408	—	32408	40	110	27	96800	57000
2409	—	32409	45	120	29	106000	69500
2410	—	32410	50	130	31	130000	86500
2411	—	32411	55	140	33	142000	86500
2412	—	32412	60	150	35	168000	106000
2413	—	32413	65	160	37	183000	127000
2414	—	32414	70	180	42	229000	163000
2415	—	32415	75	190	45	264000	173000
2416	—	32416	80	200	48	303000	200000
2417	—	32417	85	210	52	319000	228000
2418	—	32418	90	225	54	385000	260000
2420	—	32420	100	250	58	429000	320000

10.4. Смазка подшипников

Смазка подшипников может выполнять следующие функции: уменьшать потери на трение, снижать износ рабочих поверхностей, отводить теплоту, предохранять от коррозии, снижать шум, обеспечивать герметизацию подшипниковых узлов.

В зависимости от вида смазочного материала смазка может быть газовой, жидкой, пластичной и твердой.

Важнейшей характеристикой смазочного материала является его вязкость. Механизм возникновения вязкости обусловлен тем, что при движении подвижной поверхности относительно неподвижной, отделенных друг от друга слоем смазочного материала, скорость движения его слоев различна и между слоями возникает сила трения. Слой смазочного материала, прилегающий к неподвижной поверхности, неподвижен, а слой, при-

легающий к подвижной поверхности, движется с её скоростью v . Сила трения определяется по формуле

$$F_t = \eta S \frac{v}{h}, \quad (10.16)$$

где η – коэффициент пропорциональности (динамическая вязкость), учитывающий зависимость силы трения от вязкости смазочного материала, Па·с;

S – площадь поверхности трения, м²;

v – скорость движения подвижной поверхности относительно неподвижной, м/с;

h – высота смазочного слоя (расстояние между подвижной и неподвижной поверхностями), м.

Значение динамической вязкости различных смазочных материалов определяется опытным путем.

В расчетах часто применяют отношение динамической вязкости η к плотности смазочного материала ρ , которое называется кинематической вязкостью и выражается в м²/с:

$$\nu = \frac{\eta}{\rho}. \quad (10.17)$$

Плотностью вещества называется отношение его массы к объему, выражается в кг/м³:

$$\rho = \frac{m}{V}. \quad (10.18)$$

Если массу вещества выразить через его вес G , то можно записать

$$\rho = \frac{G}{gV} = \frac{\gamma}{g}, \quad (10.19)$$

где g – ускорение свободного падения, равное 9,81 м/с²;

γ – удельный вес вещества, Н/м³.

Газовая смазка имеет следующие преимущества перед другими видами смазок: малая вязкость газа обеспечивает минимальное трение подвижных деталей и узлов станков и приборов, что позволяет работать на любых скоростях движения (от максимальных до сотых долей мм/мин) без резких колебаний силы трения; вязкость газов мало зависит от их температуры и практически не зависит от давления; не требуется уплотнений, что существенно упрощает конструкцию опор; повышенное давление газа на выходе из зазора предотвращает попадание на рабочие поверхности пыли и грязи; газовый смазочный слой способен усреднять погрешности изготовления поверхности опоры и поверхности объекта, который движется относительно неё; отсутствие контакта между подвижной и неподвижными поверхностями опор

практически устраняет износ их поверхностей; при работе механизмов с газовыми опорами значительно снижаются шум и вибрации.

Области применения опор с газовой смазкой рассмотрены в разд. 10.2. В подшипниках скольжения с газовой смазкой в качестве смазочного материала чаще используется воздух, но могут быть использованы и другие газы, например азот, аргон, гелий. Значения вязкости и плотности этих газов при $T_0 = 273\text{ К}$ и $p_0 = 0,1013\text{ МПа}$ приведены в табл. 10.18.

Таблица 10.18

Значения плотности и вязкости некоторых газов

Газ	Плотность ρ_0 , кг/м ³	Вязкость η_0 , 10 ⁻⁶ Па·с	Константа Сезерленда С, К
Воздух	1,293	17,3	124
Азот	1,250	16,7	114
Аргон	1,784	20,9	142
Гелий	0,178	18,8	78

Плотность газа величина непостоянная, она зависит от давления и температуры. При температуре T и давлении p плотность газа может быть рассчитана по формуле Клапейрона:

$$\rho = \rho_0 \frac{pT_0}{p_0T}, \quad (10.20)$$

где ρ_0 – плотность газа при $T_0 = 273\text{ К}$, $p_0 = 0,1013\text{ МПа}$.

Динамическая вязкость газа при температуре T может быть определена по формуле Сезерленда:

$$\eta = \eta_0 \frac{273 + C}{T + C} \left(\frac{T}{273} \right)^{1,5}, \quad (10.21)$$

где η_0 – динамическая вязкость газа при $T_0 = 273\text{ К}$ и $p_0 = 0,10\text{ МПа}$;

C – константа Сезерленда (табл. 10.18), К.

При изменении условий эксплуатации (температуры, давления) вязкость газов и их смазывающие свойства изменяются незначительно.

При повышении температуры вязкость жидкостей, в частности смазочных масел, быстро падает, а вязкость газов несколько увеличивается, что повышает несущую способность газовых подшипников. Так, при повышении температуры от 20 до 80 °С вязкость индустриального масла уменьшается в 14 раз, а вязкость воздуха увеличивается в 1,15 раза. При снижении температуры воздуха от 20 °С до минус 100 °С его вязкость уменьшается в 1,6 раза. Незначительное влияние на вязкость газов температуры позволяет успешно применять газовую смазку как при низких, так и высоких температурах, при которых подшипники с жидкой и пластичной смазкой неработоспособны.

способны. Изменение давления газа практически не влияет на его вязкость: при изменении давления от 0,1 до 100 МПа, то есть в 100 раз, динамическая вязкость воздуха увеличивается всего лишь в 1,1 раза.

Жидкая смазка осуществляется маслами (в некоторых случаях водой). Масла бывают *минеральные* (продукты переработки нефти), *органические* (растительные и животные) и *синтетические* (диэфирные, полиалкиленгликолевые, фтористоуглеродистые, силиконовые).

Органические масла обладают высокими смазывающими свойствами, но из-за дороговизны применяются редко.

Синтетические масла рекомендуется применять лишь при крайне высоких и низких температурах.

Вода как смазочный материал применяется для подшипников скольжения с вкладышами из резины, пластмасс и древесины твердых пород. Во избежание коррозии вал выполняют с покрытием или из нержавеющей стали.

Минеральные масла нашли основное применение для подшипников качения и скольжения. Их получают из мазутов – остатков первичной переработки нефти. В зависимости от вида техники используются различные минеральные масла: промышленные, авиационные, автомобильные, трансмиссионные, турбинные, приборные. Основное применение в машинах и механизмах имеют промышленные масла, выпускаемые по ГОСТ 20799–88.

Обозначение марки промышленного масла состоит из нескольких букв и цифр. Первая буква обозначает промышленное масло – И. Вторая буква – назначение масла: Л – для легконагруженных узлов (подшипники); Г – для гидравлических систем; Н – для направляющих скольжения; Т – для тяжелонагруженных узлов. Третья буква обозначает эксплуатационные свойства: А – без присадок; В – с антиокислительными и антикоррозионными присадками; С – с антиокислительными, антикоррозионными и противоизносными присадками; Е – с антиокислительными, антикоррозионными, противоизносными, противозадирными и противоскачковыми присадками. Далее обозначается класс кинематической вязкости при температуре 40 °С (мм²/с): 2; 3; 5; 7; 10; 15; 22; 32; 46; 68; 100; 150; 220; 320; 460; 680; 1000; 1500.

Наиболее широко применяются следующие промышленные масла: И-Л-А-7(10; 22); И-Г-А-32(46; 68); И-Л-С-3 (5; 10; 22); И-Г-С-32(46; 68; 100; 150; 220); И-Г-Н-Е-32(68); И-Т-С-320; И-Т-Д-68(100; 220; 460; 680).

При выборе марки масла необходимо учитывать размеры подшипника; частоту его вращения; величину и характер нагрузки, действующей

на подшипник; рабочую температуру подшипника (температуру неподвижного кольца подшипника) и состояние окружающей среды.

Для выбора вязкости масла в зависимости от среднего диаметра подшипника d_m , частоты вращения подшипника n и рабочей температуры t рекомендуется использовать номограммы, приведенные на рис. 10.51.

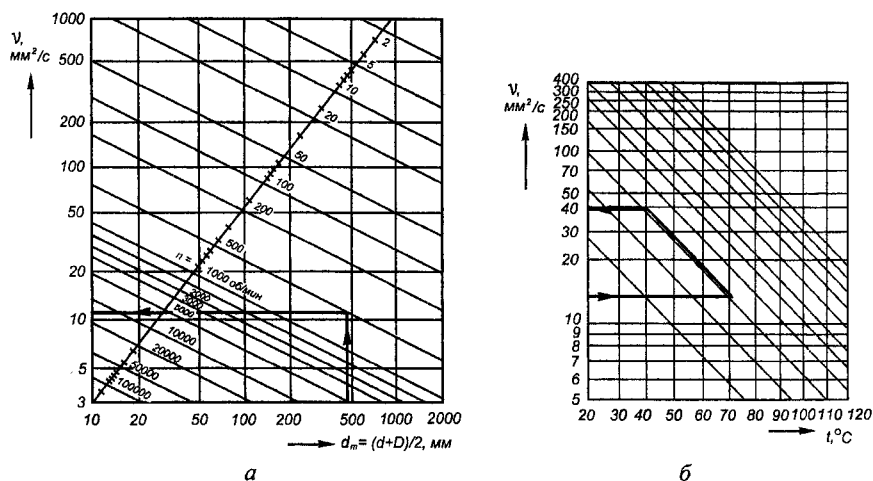


Рис. 10.51. Номограммы для выбора вязкости масла:
 а – при рабочей температуре t ; б – при температуре 40°C

Пример. Определить вязкость масла для смазывания подшипника со средним диаметром $d_m = 380$ мм при частоте вращения $n = 500$ об/мин и рабочей температуре $t = 70^{\circ}\text{C}$.

Решение. По номограмме, приведенной на рис. 10.51, а, определяем, что при $d_m = 480$ мм и $n = 500$ мин $^{-1}$ вязкость масла v_1 при рабочей температуре подшипника должна быть $13 \text{ мм}^2/\text{с}$. По номограмме, приведенной на рис. 10.51, б, находим, что при рабочей температуре $t = 70^{\circ}\text{C}$ вязкость $v_1 = 13 \text{ мм}^2/\text{с}$ будет у масла, имеющего при температуре $t = 40^{\circ}\text{C}$ вязкость $v_1 = 38 \text{ мм}^2/\text{с}$.

Масло в качестве смазочного материала подшипников используется в следующих случаях: при высоких скоростях или температурах; при необходимости отвода тепла от подшипникового узла; при смазывании маслом смежных элементов (зубчатых передач, червячных передач и т.д.).

Наиболее простым способом смазывания подшипника маслом является *использование масляной ванны*. Для поддержания требуемого уровня масла в масляной ванне в одной из стенок корпуса может быть выполнено сливное отверстие (рис. 10.52, а) или установлена заполняемая маслом масленка с откидной крышкой (рис. 10.52, б). Если частота вращения подшипника $n < 3000 \text{ мин}^{-1}$, то уровень масла в ванне должен достигать середины тела качения подшипника. Масло увлекается движущимися деталями подшипника, распределяется по его рабочим поверхностям, а затем стекает в масляную ванну. При частоте вращения подшипника $3000 < n < 10000 \text{ мин}^{-1}$ уровень масла должен быть ниже середины нижнего тела качения. При частоте вращения $n \geq 10000 \text{ мин}^{-1}$ смазка подшипника с помощью масляной ванны недопустима из-за больших потерь энергии на перемешивание масла и старения масла при больших рабочих температурах.

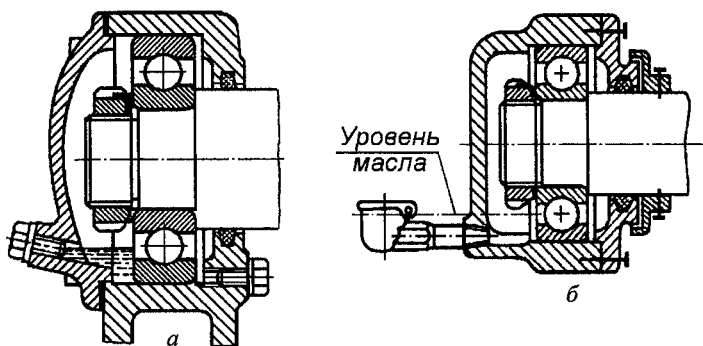


Рис. 10.52. Смазка подшипника с помощью масляной ванны:
 а – уровень масла поддерживается с помощью сливного отверстия;
 б – уровень масла поддерживается путем наполнения масленки с откидной крышкой

При высоких частотах вращения необходимо, чтобы в подшипник подавалось строго определенное количество охлажденного и очищенного от примесей масла. Одним из эффективных способов достижения этого является впрыск масла под высоким давлением в торец подшипника (рис. 10.53). При этом скорость струи должна быть не менее 15 м/с.

Подшипники горизонтальных валов редукторов и коробок передач могут смазываться *разбрызгиванием масла* из общей масляной ванны одним из вращающихся колес, специальными шестернями или дисками. От лишнего полива маслом подшипники могут быть защищены маслоотражательными кольцами (рис. 10.54).

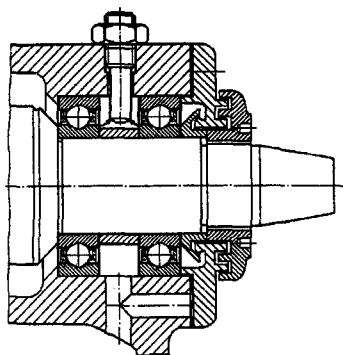


Рис. 10.53. Подшипниковый узел со смазкой впрыскиванием в торцы подшипников

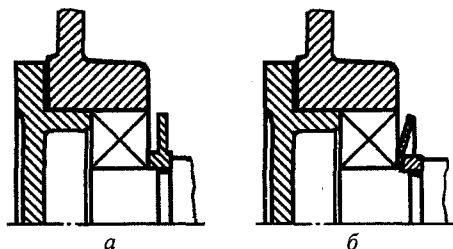


Рис. 10.54. Конструкции маслоотражательных колец: *а* – прямое; *б* – отогнутое

Подшипники вертикальных валов могут смазываться с помощью конусных насадок. При вращении насадки в масляной ванне под действием центробежных сил масло движется к большему диаметру конуса и попадает в подшипник непосредственно (рис. 10.55, *а*) или через канал в стенке корпуса (рис. 10.55, *б*).

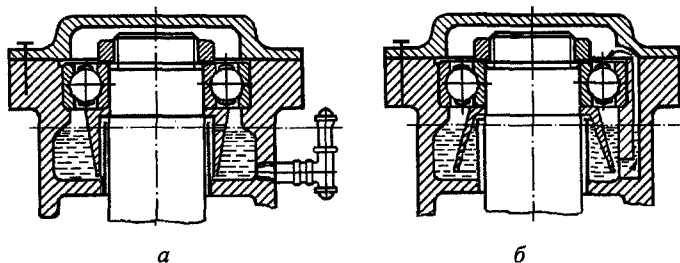


Рис. 10.55. Смазка подшипников вертикальных валов при помощи конусных насадок: *а* – основание корпуса направлено вверх; *б* – основание конуса направлено вниз

Фитильная смазка применяется для быстроходных подшипников, но небольших размеров для дозированной подачи масла в небольших количествах. При фитильном смазывании кинематическая вязкость масла не должна превышать $55 \text{ мм}^2/\text{с}$. Достоинства фитильной смазки: дозированная подача масла; возможность смазки подшипников горизонтальных и вертикальных валов; фильтрация масла от загрязнений фильтром.

Недостаток фитильной смазки: малое количество подаваемого масла; малый отвод теплоты. Фитиль может быть изготовлен из хлопчатобумажных нитей, но лучшими свойствами обладает фитиль из фетра (рис. 10.56).

Смазка маслом, распыленным в струе сжатого воздуха (масляный туман), целесообразна при больших частотах вращения подшипников горизонтальных и вертикальных валов. Такая смазка обеспечивает наряду с малым расходом масла хорошее охлаждение подшипников.

Пластичная смазка может быть использована в подшипниках качения при обычных условиях работы (при окружной скорости вала $n < 5$ м/с) в большинстве отраслей техники. В состав пластичных консистентных смазок входят жидкие масла, загустители и присадки, улучшающие эксплуатационные характеристики.

По сравнению с жидкостной пластичная смазка имеет следующие преимущества: хорошо заполняет зазоры и герметизирует узлы подшипников; допускает работу подшипников при больших нагрузках; лучше защищает подшипники от коррозии; более экономична. К недостаткам следует отнести повышенное внутреннее трение и большую, чем у минеральных масел, чувствительность к изменению температуры.

Наибольшее применение в промышленности нашли следующие типы пластичной смазки.

ЦИАТИМ-201 (ГОСТ 6267-74) — мягкая желтая или светло-коричневая мазь, изготовленная из приборного масла МВП, загущенного литиевым мылом стеариновой кислоты. Наиболее распространена низкотемпературная смазка подшипниковых опор. Достаточно водостойкая. Не рекомендуется в тяжело нагруженных опорах. Используется в радиальных шарикоподшипниках с двумя защитными шайбами типа 80000. Рассчитана на весь срок службы этих подшипников. Может применяться при рабочей температуре подшипников до 90 °С.

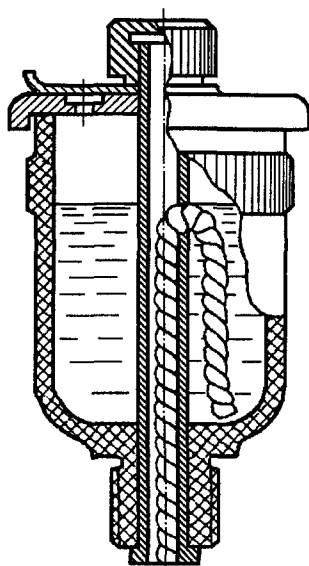


Рис. 10.56. Конструкция фитильной масленки

Литол-24 (ГОСТ 21150-75) — мягкая мазь вишневого цвета, изготовленная из масел, загущённых литиевым мылом. Водостойкая, механически стабильная в течение длительного времени работы. Широко используется в подшипниковых узлах автотранспорта, электрооборудования и т.д.

ЦИАТИМ-221 (ГОСТ 9433-80) — мягкая мазь белого или светло-серого цвета, изготовленная из полисилоксановой жидкости, загущённой комплексным кальциевым мылом стеариновой и уксусной кислот. Может работать при низкой и высокой (до 150 °С) температурах. Не растворима в воде. Обладает плохими противоизносными свойствами, поэтому не рекомендуется для смазки тяжело нагруженных подшипников, работающих со значительными потерями на трение. Химически стабильна и инертна к резине (в этом её преимущество при использовании в опорах с резиновыми контактными уплотнениями). Способна длительное время сохранять свои эксплуатационные свойства.

ВНИИНП-207 (ГОСТ 19774-74) — мягкая коричневая мазь, изготовленная из смеси кремнийорганической смазки и синтетического углеводородного масла, загущённой комплексным кальциевым мылом синтетических жирных кислот. По своим свойствам близка к смазке ЦИАТИМ-221, существенно превосходит её по сроку службы в опорах с подшипниками качения, но имеет худшую морозостойкость.

Смазка ЛЗ-31 (ГОСТ 243000-80) изготавливается из синтетического масла, относящегося к классу сложных эфиров. Неводостойка. Может применяться в широком интервале температур. Закладывается в герметизированные шарикоподшипники типа 80000 при их сборке. Применяется в выжимных подшипниках муфт сцепления.

Наиболее дешевым и широко применяемым видом пластических смазочных материалов являются солидолы. В качестве основы в солидолах применяют индустриальное масло средней вязкости, а в качестве загустителя — кальциевые мыла высших жирных кислот. Среди солидолов большое распространение нашел солидол С. Он применяется в механизмах общего назначения, транспорта, сельскохозяйственной техники. Недостаток — недостаточная механическая стабильность (способность смазки сохранять объемно-механические свойства после интенсивного деформирования), определяемая по изменению предела прочности смазки на разрыв.

Для пластичного смазочного материала пространство в корпусе подшипника заполняют при частоте вращения $n \leq 1500 \text{ мин}^{-1}$ на 2/3 свободного пространства и при $n > 1500 \text{ мин}^{-1}$ на 1/3–1/2. Через каждые 3 месяца добавляют новую пластичную смазку, а через год её полностью заменяют, а подшипниковый узел разбирают и промывают.

Периодическая индивидуальная смазка подшипников пластичными смазочными материалами может осуществляться колпачковой масленкой (рис. 10.57, а). Путем периодического поворота крышки масленки на резьбе пластичный материал порциями выдавливается из масленки и поступает к рабочим поверхностям подшипника.

Для подачи в подшипник пластичного смазочного материала под давлением используются пресс-масленки (рис. 10.57, б, в). Давление подаваемой смазки осуществляется с помощью ручного шприца или механизированного подающего устройства.

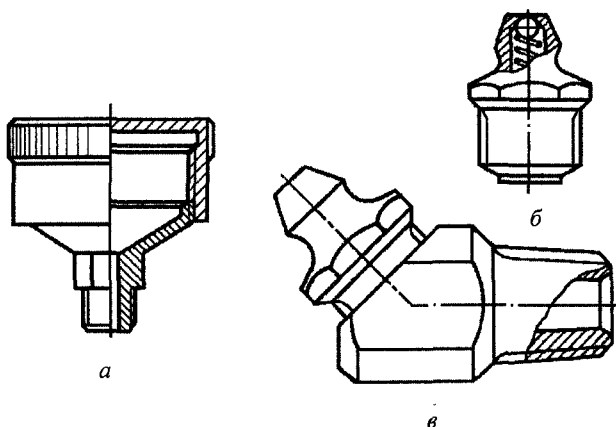


Рис. 10.57. Конструкции масленок для смазки подшипников пластичными смазочными материалами:
а — колпачковая; б — пресс-масленка;
в — пресс-масленка с переходным штуцером

Для предотвращения проникновения жидкой смазки в подшипниковый узел, смазываемый пластичной смазкой через пресс-масленку (рис. 10.58, б), применяют мазеудерживающие кольца, вращающиеся вместе с валом. Кольцо имеет 2...4 зубчика с углом профиля 60° . Зазор между кольцом и корпусом (стаканом) 0,1...0,3 мм. Торцы кольца выходят за стенку корпуса (стакана) на 1...2 мм. Установка мазеудерживающего кольца и его конструкция показаны на рис. 10.58.

Подшипники скольжения смазываются теми же смазочными материалами, что и подшипники качения. На рабочую поверхность подшипника смазку подводят сверху в зону зазора, где нет гидродинамического давления. Вдоль цапфы вала смазка распределяется по продольным канавкам, выполненным на рабочих поверхностях вкладышей в ненагруженной зоне.

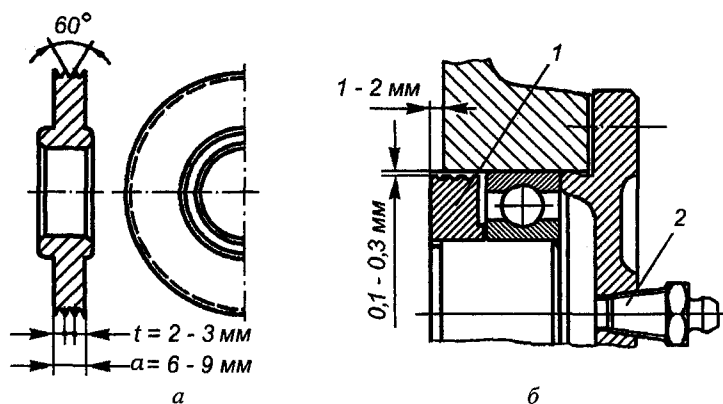


Рис. 10.58. Мазеудерживающее кольцо:
 а – конструкция; б – установка в подшипниковом узле
 1 – мазеудерживающее кольцо; 2 – пресс-масленка

При выборе вида смазки для подшипникового узла необходимо учитывать следующие факторы:

1) размеры подшипника и частоту его вращения. Для подшипников, работающих при окружных скоростях до 4...5 м/с, можно применять как жидкие, так и пластичные смазки. При больших окружных скоростях рекомендуется применять жидкие смазки. Чем выше окружная скорость, тем меньше должна быть вязкость масла;

2) величину и характер нагрузки, действующей на подшипник. Чем выше нагрузка, тем большую вязкость должен иметь смазочный материал;

3) рабочую температуру подшипникового узла. Вязкость смазок с повышением температуры понижается. Для подшипников, работающих при низких температурах (менее 0 °С), следует выбирать жидкие смазки с точкой застывания на 15...20 °С ниже рабочей температуры с минимальной вязкостью. Для подшипников, работающих при 70...80 °С, жидкие и пластичные смазки должны обладать повышенной вязкостью. Если подшипники работают при температурах выше 80 °С, то следует использовать жидкие смазки с наибольшей вязкостью;

4) состояние окружающей среды. Для подшипников, работающих в среде, загрязненной вредными газами, парами и другими веществами, целесообразно использовать, с учетом вышеприведенных ограничений, пластичную смазку.

Твердые смазочные материалы применяются в подшипниках скольжения в следующих случаях:

- в экстремальных условиях, при которых жидкие и пластичные смазочные материалы неработоспособны (низкие или высокие температуры, вакуум);
- в условиях редких перемещений, когда трудно удержать смазочный материал и возможна контактная коррозия;
- при разовом применении механизмов или очень малом сроке службы;
- в пищевой, фармацевтической, текстильной видах промышленности и других, где использование жидкой или пластичной смазки может привести к загрязнению и браку получаемой продукции.

Большую роль при создании таких подшипников сыграла разработка в качестве самосмазывающихся материалов фтороуглеродистых полимеров, в частности политетрафторэтилена (ПТФЭ), более известного как фторопласт-4. Было разработано большое количество композиционных материалов. Фторопласт обеспечивает высокие антифрикционные свойства и химическую стойкость, а необходимые прочность и износостойкость обеспечиваются такими наполнителями, как дисульфит молибдена, графит, нитрид бора, йодистый свинец и т.д. В последнее время непрерывно увеличивается количество новых композиционных материалов, в которых используется фторопласт.

10.5. Установка подшипников качения и рекомендации по их эксплуатации

10.5.1. Посадки подшипников качения

Надежность и долговечность подшипников качения может быть обеспечена только при правильном выборе сопряжения его колец с валом и корпусом, то есть посадок.

Для сокращения номенклатуры подшипники изготавливают с отклонениями размеров внутреннего и наружного диаметров, не зависящими от посадок, по которым они будут монтироваться. Для всех классов точности (0; 6; 5; 4; 2) верхнее отклонение наружного и внутреннего диаметров принято равным нулю. Таким образом, диаметры наружного D_m и внутреннего d_m колец приняты соответственно за диаметры основного вала и основного отверстия, а следовательно, посадки наружного кольца с корпусом осуществляются по системе вала, а посадки внутреннего кольца с

валом – по системе отверстия. Вместе с тем поле допуска на диаметр отверстия внутреннего кольца расположено в минусовую сторону от номинального размера, а не в плюсовую, как у обычного основного отверстия, то есть не в тело кольца, а вниз от нулевой линии (рис.10.59).

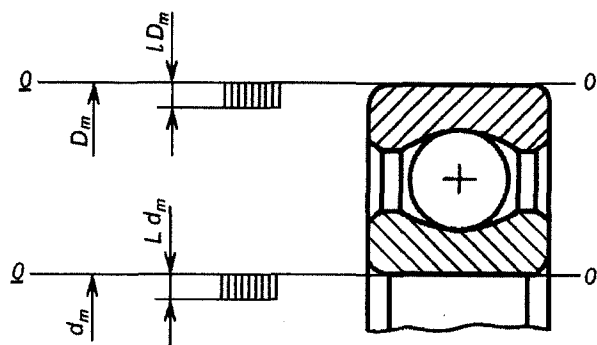


Рис. 10.59. Схемы расположения полей допусков на наружный и внутренний диаметры подшипника

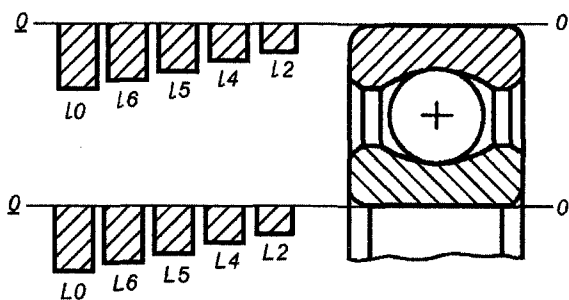


Рис. 10.60. Схемы расположения полей допусков на наружный и внутренний диаметры подшипника при различных классах точности

В соответствии с ГОСТ 3325–85 установлены следующие обозначения полей допусков на внутренний диаметр подшипника в зависимости от класса точности: $L0$, $L6$, $L5$, $L4$, $L2$ (Ld_m – общее обозначение поля допуска диаметра d_m отверстия подшипника). Аналогично обозначаются поля допусков на наружный диаметр подшипника: $l0$, $l6$, $l5$, $l4$, $l2$ (ID_m – общее обозначение поля допуска наружного диаметра D_m подшипника). Расположе-

ния полей допусков на наружный и внутренний диаметры подшипника для разных классов точности даны на рис. 10.60.

Следует иметь в виду, что при соединении с натягом внутреннего кольца с валом получают больший натяг, чем при обычных соединениях по системе отверстия с теми же отклонениями вала, а характер соединения наружного кольца с корпусом такой же, как при обычных соединениях по системе вала при тех же допусках.

Посадку вращающихся колец подшипников для исключения их проворачивания на посадочной поверхности вала или отверстия корпуса в процессе работы под нагрузкой необходимо выполнять с гарантированным натягом.

Посадку одного из невращающихся колец подшипниковых узлов двухопорного вала необходимо проводить с гарантированным зазором для компенсации температурных расширений валов или корпусов.

При выборе посадок подшипников на вал и в отверстие корпуса необходимо учитывать направление, величину и характер действия нагрузки относительно кольца подшипника.

Если кольцо подшипника находится в покое относительно направления действия нагрузки, то такую нагрузку называют *местной*. Нагрузку называют *циркуляционной*, если кольцо подшипника вращается по отношению к направлению действия нагрузки или нагрузка вращается относительно неподвижного или подвижного кольца. В этом случае кольцо воспринимает нагрузку последовательно всей окружной поверхностью дорожки качения. При одновременном воздействии на кольцо подшипника нагрузки, постоянной по направлению (например, веса) и переменной (например, вращающейся массы), нагрузку называют *колебательной*.

При циркуляционной или колебательной нагрузках на кольцо применяют посадки вращающихся колец подшипников с натягом. Натяг в посадке должен быть тем больше, чем тяжелее режим работы подшипника, характеризуемый отношением эквивалентной динамической нагрузки P к динамической грузоподъемности C , и чем больше его размеры.

Схемы расположения полей допусков при посадках подшипников на валы и отверстия корпусов показаны на рис. 10.61.

На чертеже в местах установки подшипников качения указываются посадки подшипников в соответствии с ГОСТ 3325–85.

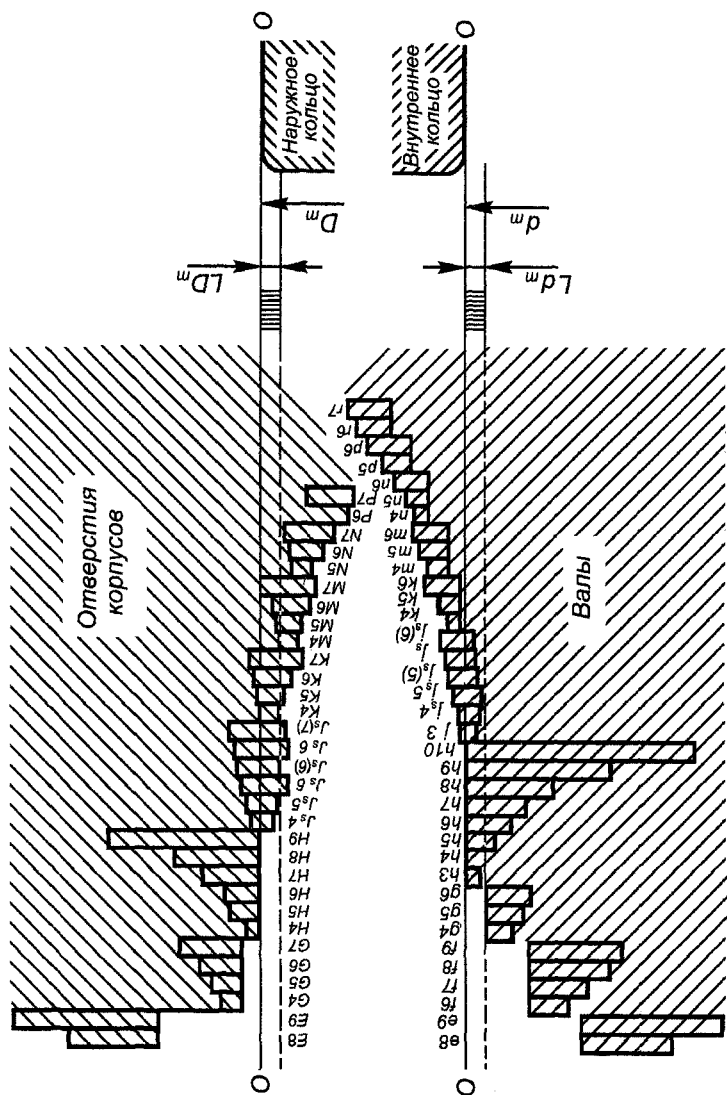


Рис.10.61. Схемы расположения полей допусков при посадках подшипников на валы и в отверстия корпусов

Примеры обозначений посадок подшипников качения: подшипник класса точности 0 насажен на вал с номинальным диаметром 50 мм, симметричным расположением поля допуска j_s6 ГОСТ 25347-82:

Посадка – $\varnothing 50L0/j_s6$ (или $\varnothing 50L0 - j_s6$, или $\varnothing 50 \frac{L0}{j_s6}$);

то же в отверстие корпуса с номинальным диаметром 90 мм, полем допуска H7:

Посадка – $\varnothing 90H7/l0$ (или $\varnothing 90H7 - l0$, или $\varnothing 90 \frac{H7}{l0}$).

Рекомендуемые посадки подшипников на валы и в корпуса приведены соответственно в табл. 10.19, 10.20 и 10.21.

Таблица 10.19

Рекомендуемые посадки шариковых и роликовых подшипников на вал (ГОСТ 3325-85)

Условия, определяющие выбор посадки		Подшипники с отверстиями диаметром, мм				Примеры машин и подшипниковых узлов	Рекомендуемые посадки
Вид нагружения внутреннего кольца	Режим работы	радиальные		радиально-упорные			
		шариковые	роликовые	шариковые	роликовые		
Местное (вал не вращается)	Легкий или нормальный $P \leq 0,07C$	Подшипники всех диаметров				Ролики ленточных транспортеров, конвейеров и подвесных дорог для небольших грузов, барабаны самописцев, опоры волновых передач	L0/g6; L6/g6
	Нормальный или тяжелый $0,07C < P \leq 0,15 C$					Передние и задние колеса автомобилей и тракторов, колеса вагонеток, самолетов и т.п. Валки мелкосортных прокатных станов	L0/g6; L6/g6; L0/f7; L6/f7; L0/h6; L6/h6
						Блоки грузоподъемных машин, ролики рольгангов, валки станов для прокатки труб, крюковые подвески кранов	L0/hG; L6/h6

Продолжение табл. 10.19

Условия, определяющие выбор посадки		Подшипники с отверстиями диаметром, мм				Примеры машин и подшипниковых узлов	Рекомендуемые посадки
Вид нагружения внутреннего кольца	Режим работы	радиальные		радиально-упорные			
		шари- ковые	роли- ковые	шари- ковые	роли- ковые		
Местное (вал не вращается)	Легкий или нормальный $0,07C < P \leq \leq 0,15 C$	До 50				Гидромоторы и малогабаритные электромашины, приборы. Внутришлифовальные шпиндели, электрошпиндели, турбохолодильники	L5/j _s 5; L4/j _s 5; L2/j _s 4; L5/h5; L4/h5; L2/h4; L2/j _s 3; L2/h3
Циркуляционное (вал вращается)	Легкий или нормальный $0,07C < P \leq \leq 0,15 C$	До 40	До 40	До 100	До 40	Сельскохозяйственные машины, центрифуги, турбокомпрессоры, газотурбинные двигатели, центробежные насосы, вентиляторы, электромоторы, редукторы, коробки скоростей станков, коробки передач автомобилей и тракторов	L0/k6; L6/k6; L5/j _s 5; L4/j _s 5; L2/j _s 4; L0/j _s 6; L6/j _s 6
		До 100	До 100	Св.100	До 100		L5/k5; L4/k5; L2/k4; L0/k6; L6/k6; L0/j _s 6; L6/j _s 6
		До 250					L0/m6; L6/m6
	Нормальный или тяжелый $0,07C < P \leq \leq 0,15 C$	До 100	До 40	До 100	До 100	Электродвигатели мощностью до 100 кВт, турбины, кривошипно-шатунные механизмы, шпиндели металлорежущих станков, крупные редукторы. Редукторы вспомогательно-го оборудования прокатных станов	L5/k5; L4/k5; L2/k4; L0/k6; L6/k6; L0/j _s 6; L6/j _s 6
		Св.100	До 100	Св.100	До 180		L5/m5; L4/m5; L2/m4; L0/m6; L6/m6

Условия, определяющие выбор посадки		Подшипники с отверстиями диаметром, мм				Примеры машин и подшипниковых узлов	Рекомендуемые посадки
Вид нагружения внутреннего кольца	Режим работы	радиальные		радиально-упорные			
		шари- ковые	роли- ковые	шари- ковые	роли- ковые		
Циркуляционное (вал вращается)	Нормальный или тяжелый $0,07C < P \leq 0,15 C$	—	До 250	—	До 250		L5/n5; L4/n5; L2/n4; L0/n6; L6/n6; L0/p6; L6/p6
	Тяжелая и ударная нагрузка	—	Св.50 до 140	—	—	Железнодорожные и трамвайные буксы, буксы тепловозов и электровозов, коленчатые валы двигателей, электродвигатели мощностью свыше 100 кВт, крупные тяговые электродвигатели, ходовые колеса мостовых кранов, ролики рольгангов тяжелых станков, дробильные машины, дорожные машины, экскаваторы, манипуляторы прокатных станков, шаровые дробилки, вибраторы, грохоты, инерционные транспортеры	L0/m6; L6/m6; L0/p6; L6/p6
		—	Св.140 до 200	—	—		L0/p6; L6/p6
		—	Св. 200 до 250	—	—	Железнодорожные и трамвайные буксы, буксы тяжелонагруженных металлургических транспортных устройств. Некоторые узлы сельхозмашин	L0/r6; L6/r6; L0/r7; L6/r7
		Подшипники на крепительно-стяжных втулках всех диаметров					
Циркуляционное (вал не вращается)	Нормальный	Подшипники на крепительных втулках всех диаметров				Трансмиссионные и контрприводные валы и узлы, сельскохозяйственные машины	Поля допусков вала h9; h10

Таблица 10.20

Рекомендуемые посадки упорных подшипников (ГОСТ 3325-85)

Условия, определяющие выбор посадки		Подшипники с отверстиями диаметром, мм		Примеры машин и подшипниковых узлов	Рекомендуемые посадки
Вид нагружения	Режим работы	радиальные	радиально-упорные		
		шариковые и роликовые			
Нагрузка осевая		Подшипники всех диаметров		Узлы с одинарными упорными подшипниками	L0/j _s 6; L6/j _s 6
				Узлы с двойными упорными подшипниками	L0/j _s 6; L6/j _s 6
Колебательное	Нагрузка осевая и радиальная	До 200		Узлы на упорных подшипниках со сферическими роликами	L0/k6; L6/k6
		Св. 200 до 250			L0/m6; L6/m6

Примечания: 1. Допускается при необходимости для узлов с упорными подшипниками вместо J_s5, J_s6 использование полей J5, J6 ограниченного применения.

2. Для двойных упорных подшипников с отверстием диаметром свыше 150 мм допускается применение посадок L0/k6, L6/k6.

Таблица 10.21

Рекомендуемые посадки шариковых и роликовых подшипников в корпус

Условия, определяющие вид посадки		Примеры машин и подшипниковых узлов	Рекомендуемая посадка
Вид нагружения наружного кольца	Режим работы		
Циркуляционное (вращается корпус)	Тяжелый при тонкостенных корпусах $P > 0,15C$	Колеса автомобилей, тракторов, башенных кранов, ведущие барабаны гусеничных машин	P7/l0; P7/l6; P6/l5
	Нормальный $0,07C < P \leq 0,15C$	Ролики ленточных транспортеров, барабанов комбайнов, валики станков для прокатки труб	J _s 7/l0; J _s 7/l6; K7/l0; K7/l6
	Нормальный или тяжелый $0,07C < P \leq 0,15C$	Передние колеса автомашин и тягачей. Ролики рольгангов, коленчатые валы, ходовые колеса мостовых и козловых кранов. Опоры и блоки крюковых подвесок и полиспастов. Опорно-поворотные устройства кранов	N7/l0; N7/l6; M7/l0; M7/l6

Продолжение табл. 10.21

Условия, определяющие вид посадки		Примеры машин и подшипниковых узлов	Рекомендуемая посадка
Вид нагружения наружного кольца	Режим работы		
Местное (вращается вал)	Нормальный или тяжелый (для точных узлов) $0,07C < P \leq 0,15C$	Шпиндели тяжелых металлорежущих станков	M6/15; M6/14; K6/15; K6/14
	Нормальный $0,07C < P \leq 0,15C$	Электродвигатели, центробежные насосы, вентиляторы, центрифуги, шпиндели быстроходных металлорежущих станков, турбоохладильники, узлы с радиально-упорными шариковыми подшипниками	J _s 6/15; J _s 6/14; J _s 7/10; J _s 7/16
	Нормальный или тяжелый (перемещение вдоль оси отсутствует) $0,07C < P \leq 0,15C$	Коробки передач, задние мосты автомобилей и тракторов. Подшипниковые узлы на конических роликовых подшипниках	M7/10; M7/16; K7/10; K7/16; J _s 7/10; J _s 7/16
	Нормальный или тяжелый $P > 0,15C$	Узлы общего машиностроения, редукторы, железнодорожные и трамвайные буксы, тяговые электродвигатели, сельскохозяйственные машины	H7/10; H7/16; J _s 7/10; J _s 7/16
	Легкий или нормальный $P \leq 0,07C$	Быстроходные электродвигатели, оборудование бытовой техники	H7/10; H7/16; H6/15; H6/14; H5/12; J _s 7/10; J _s 7/16; J _s 6/15; J _s 6/14; J _s 5/12
Местное или колебательное (вращается вал)	Нормальный или тяжелый $0,07C < P \leq 0,15C$	Шпиндели шлифовальных станков, коленчатые валы двигателей	K6/15; K6/14; K5/12; J _s 6/15; J _s 6/14; J _s 5/12
	Легкий или нормальный $0,07C < P \leq 0,15C$	Трансмиссионные валы, молотилки, машины бумажной промышленности	J _s 7/10; J _s 7/16; H7/10; H7/16
Местное (вращается вал). Нагрузка исключительно осевая	Нормальный $0,07C < P \leq 0,15C$	Все типы узлов с упорными подшипниками	H8/10; H8/16
	Тяжелый $P > 0,15C$	Узлы с шариковыми упорными подшипниками	H8/10; H8/16; H9/10; H9/16; H6/15; H6/14
		Узлы с упорными подшипниками на конических роликах	G7/10; G7/16; G6/15; G6/14

Окончание табл. 10.21

Условия, определяющие вид посадки		Примеры машин и подшипниковых узлов	Рекомендуемая посадка
Вид нагружения наружного кольца	Режим работы		
Местное (вращается вал)	Тяжелый или нормальный $0,07C < P \leq 0,15C$	Узлы со сферическими упорными роликовыми подшипниками для: общего применения	$J_67/10$; $J_67/16$
Циркуляционное (вращается корпус)	Тяжелый $P > 0,15C$	тяжелых металло-режущих станков (карусельных)	$K7/10$; $K7/16$
		вертикальных валов турбин	$M7/10$; $M7/16$

Примечания: 1. Допускается при необходимости использование вместо J_66 , J_67 полей допусков ограниченного применения J_66 , J_67 .

2. В случае разъемных корпусов посадки должны быть выбраны с зазором (поля допусков диаметров отверстий корпусов $H7$, $H6$, $G7$, $G6$).

Шероховатость посадочных поверхностей валов, отверстий корпусов и опорных торцов заплечиков валов и корпусов выбирается по табл.10.22.

Таблица 10.22

Рекомендации по выбору шероховатости посадочных поверхностей валов, отверстий корпусов и опорных торцов заплечиков валов и корпусов (ГОСТ 3325-85)

Посадочные поверхности	Классы точности подшипников по ГОСТ 520-71	Предельные отклонения для номинальных диаметров подшипников, мкм, не более			
		До 80 мм	Св. 80 до 500 мм	Св. 500 до 2500 мм	
				R_a	R_z
Валы	0	1,25	2,50	(10,0)	20,0
	6 и 5	0,63	1,25	2,5	—
	4	0,32	0,63	—	—
	2	0,16	0,32	—	—
Отверстия корпусов	0	1,25	2,50	(10,0)	20,0
	6,5 и 4	0,63	1,25	2,5	—
	2	0,32	0,63	—	—
Опорные торцы заплечиков валов и корпусов	0	2,50	2,50	(10,0)	20,0
	6,5 и 4	1,25	2,50	(10,0)	20,0
	2	0,63	0,63	—	—

Примечания: 1. Параметр шероховатости R_a посадочных поверхностей валов для подшипников на закрепительных или стяжных втулках не должен превышать 2,5 мкм.

2. Допускается принимать значение параметра шероховатости Ra посадочных поверхностей и опорных торцов заплечиков в чугунных корпусах не более 2,5 мкм для диаметров сопряжений до 80 мм и Rz не более 20 мкм – для диаметров свыше 80 мм при установке подшипников классов точности 0 и 6 и условии обеспечения заданного ресурса работы подшипникового узла.

3. Допускается принимать значение параметра шероховатости Ra посадочных мест и опорных торцов заплечиков на валах и в корпусах, выполненных из стали, для малонагруженных подшипников класса точности 0 не более 2,5 мкм.

10.5.2. Способы установки подшипников качения на валах и в корпусах

Подшипники качения устанавливаются так, чтобы обеспечить необходимое радиальное и осевое фиксирование вала без возникновения нагрузок из-за его температурных деформаций.

Основные способы установки шарикоподшипников приведены на рис. 10.62.

Длинные валы с большими температурными деформациями закрепляют в одной опоре за счет осевых фиксаций внутреннего и наружного колец подшипника, а второй подшипник, закрепленный на валу, делают плавающим в осевом направлении (рис. 10.62, а). Установка подшипников в разных корпусах валов производится аналогично.

Короткие валы с малыми температурными деформациями закрепляют в одной опоре более упрощенно, за счет фиксаций наружного кольца в одном осевом направлении и внутреннего – в другом (рис. 10.62, б). Второй подшипник может перемещаться в осевом направлении благодаря зазору между наружным кольцом и крышкой. Для радиальных шариковых подшипников этот зазор составляет 0,2...0,3 мм.

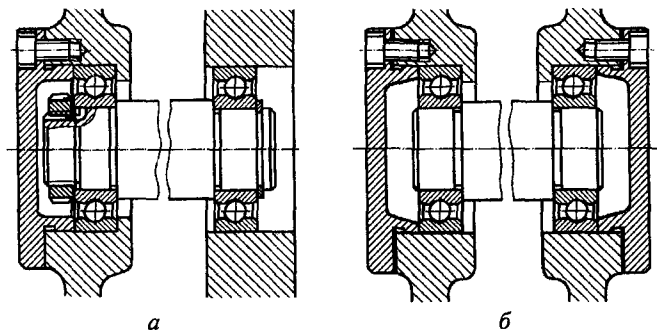


Рис. 10.62. Основные способы установки подшипников:
а – на длинных валах; б – на коротких валах

У радиально-упорных подшипников изменение осевого зазора ухудшает их работу, поэтому должно быть предусмотрено осевое регулирование, которое может быть выполнено за счет смещения наружных колец прокладками, поджимными пружинами, гайками с наружной резьбой (рис. 10.63).

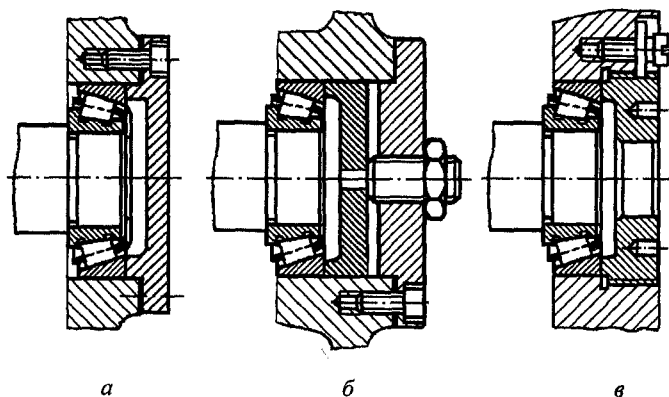


Рис. 10.63. Осевое регулирование наружных колец радиально-упорных подшипников:

а – прокладками; *б* – поджимной пружиной; *в* – гайкой с наружной резьбой

Осевое закрепление наружных колец подшипников (рис. 10.64) может быть осуществлено одним из следующих способов: упиранием в заплечик корпуса, поджатием торцевой крышкой, упиранием в корпус бортом, ограничением врезной крышкой, зажатием наружного кольца между торцевой крышкой и уступом в корпусе или в стакане, фиксацией наружного кольца с помощью упругого кольца, зажатием наружного кольца между гайкой с наружной резьбой и уступом в корпусе.

Основные способы закрепления внутренних колец подшипников показаны на рис. 10.65. Оно может быть осуществлено односторонним упиранием колец в заплечик вала, фиксацией между заплечиком вала и пружинным стопорным кольцом, торцевой шайбой, упорной гайкой, установкой внутреннего кольца на конической разрезной втулке.

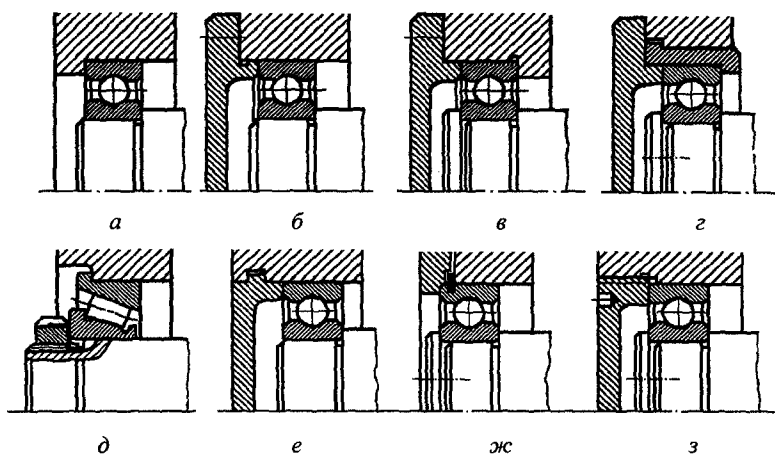


Рис. 10.64. Основные способы осевого закрепления наружных колец:

а – заплечиком; *б* – крышкой; *в* – крышкой и уступом в корпусе; *г* – крышкой и уступом в стакане; *д* – упорным бортом на наружном кольце подшипника; *е* – врезной крышкой при разъемном корпусе; *ж* – пружинным кольцом; *з* – гайкой с наружной резьбой

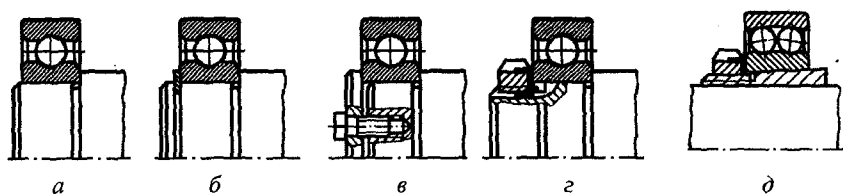


Рис. 10.65. Основные способы осевого закрепления внутренних колец:

а – заплечиком на валу; *б* – пружинным стопорным кольцом; *в* – торцевой шайбой; *г* – упорной гайкой; *д* – конической разрезной втулкой

10.5.3. Допуски расположения посадочных поверхностей вала и корпуса в подшипниковых узлах (по ГОСТ 3325–85)

При назначении допусков расположения посадочных поверхностей вала и корпуса за основу принимают допустимый угол взаимного перекоса колец подшипников Θ_{\max} (табл. 10.23). За допустимый угол перекоса осей вала и корпуса от технологических погрешностей их обработки и сборки Θ_T принимают не более половины допустимого угла взаимного перекоса колец подшипников: $\Theta_T \leq \frac{\Theta_{\max}}{2}$. Угол перекоса, вызываемый погрешно-

стями обработки вала, не должен превышать $\Theta_v \leq \frac{1}{3} \Theta_T$, а угол перекоса, вызываемый погрешностями обработки и сборки корпуса, не должен превышать $\Theta_k \leq \frac{2}{3} \Theta_T$. Углы Θ_T , Θ_v , Θ_k не должны превышать значений, указанных в табл. 10.23.

Допуски соосности посадочных поверхностей в диаметральной вырежении (относительно общей оси) определяются по формулам:

$$\text{для вала } \varnothing T_{p.c}^B = B \operatorname{tg} \Theta_v;$$

$$\text{для корпуса } \varnothing T_{p.c}^K = B \operatorname{tg} \Theta_k.$$

При длине посадочного места $B = 10$ мм они должны соответствовать значениям, приведенным в табл. 10.23. При другой длине посадочного места B для получения соответствующих допусков соосности следует табличные значения умножить на $\frac{B}{10}$. На рис. 10.66 и 10.67 показаны обозначения допусков соосности относительно общей оси (базы А, Б) посадочных мест вала и корпуса.

Угол взаимного перекоса колец, вызванный деформацией валов и корпусов в работающем узле Θ_d , не должен превышать $\Theta_d \leq 0,2 \Theta_{\max}$. Допускается в обоснованных случаях перераспределять между собой по значению углы перекоса Θ_T и Θ_d при условии, что $\Theta_T + \Theta_d \leq 0,7 \Theta_{\max}$.

Таблица 10.23

Допустимые углы взаимного перекоса колец подшипников качения и допуски расположения посадочных поверхностей вала и корпуса в подшипниковых узлах различных типов

Тип подшипников	Допустимый угол взаимного перекоса колец подшипников Θ_{\max}	Допустимый угол взаимного перекоса валов технологических погрешностей обработки			Допуск соосности, мкм, посадочной поверхности длиной $B = 10$ мм в диаметральной вырежении	
		общий Θ_T	вала Θ_v	корпуса Θ_k	вала $\varnothing T_{p.c}^B$	корпуса $\varnothing T_{p.c}^K$
Радиальные однорядные шариковые (при радиальном нагружении) с радиальным зазором:						
нормальным	8'	4'	1'20"	2'40"	4,0	8,0
по 7-му ряду	12'	6'	2'	4'	6,0	12,0
по 8-му ряду	16'	8'	2'40"	5'20"	8,0	16,0

Продолжение табл. 10.23

Тип подшипников	Допустимый угол взаимного перекося колец подшипников Θ_{\max}	Допустимый угол взаимного перекося валов технологических погрешностей обработки			Допуск соосности, мкм, посадочной поверхности длиной $B = 10$ мм в диаметральном выражении	
		общий Θ_T	вала Θ_B	корпуса Θ_K	общий Θ_T	вала Θ_B
Радиально-упорные шариковые однорядные с углами контакта α, \dots° :						
12	6'	3'	1'	2'	3,0	6,0
26	5'	2'30"	50"	1'40"	2,4	4,8
36	4'	2'	40"	1'20"	2,0	4,0
Упорно-радиальные шариковые с углом контакта $\alpha = 45 \dots 60^\circ$	4'	2'	40"	1'20"	2,0	4,0
Упорные шариковые с углом контакта $\alpha = 90^\circ$	2'	1'	20"	40"	1,0	2,0
Радиальные с цилиндрическими роликами:						
с короткими и длинными без модифицированного контакта	2'	1'	20"	40"	1,0	2,0
с модифицированным контактом	6'	3'	1'	2'	3,0	3,0
Конические с роликами:						
без модифицированного контакта	2'	1'	20"	40"	1,0	2,0
с небольшим модифицированным контактом	4'	2'	40"	1'20"	2,0	4,0
Конические с модифицированным контактом на наружном кольце	8'	4'	1'20"	2'40"	4,0	8,0
Упорные с цилиндрическими или коническими роликами	1'	30"	10"	20"	0,5	1,0
Игольчатые роликовые:						
однорядные	1'	30"	10"	20"	0,5	1,0
однорядные с модифицированным контактом	4'	2'	40"	1'20"	2,0	4,0
многорядные	1'	30"	10"	20"	0,5	1,0
Радиальные шариковые сферические двухрядные по ГОСТ 5720-75	4°	6'	2'	4'	6,0	12,0

Тип подшипников	Допустимый угол взаимного перекоса колец подшипников Θ_{\max}	Допустимый угол взаимного перекоса валов технологических погрешностей обработки			Допуск соосности, мкм, посадочной поверхности длиной $B \approx 10$ мм в диаметральном выражении	
		общий Θ_T	вала Θ_B	корпуса Θ_K	общий Θ_T	вала Θ_B
Радиальные роликовые сферические однорядные	3°	6'	2'	4'	6,0	12,0
Радиальные роликовые сферические двухрядные по ГОСТ 5721-75	2°	6'	2'	4'	6,0	12,0
Роликовые упорные сферические по ГОСТ 9942-80	3°	6'	2'	4'	6,0	12,0

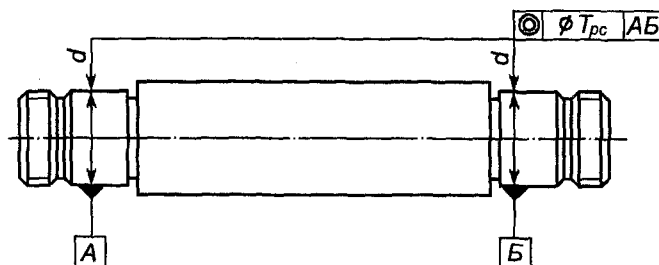


Рис. 10.66. Обозначение допуска соосности посадочных мест вала относительно общей оси

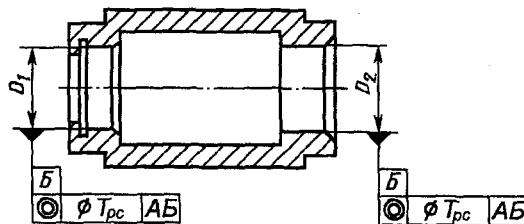


Рис. 10.67. Обозначение допуска соосности посадочных мест корпуса относительно общей оси

При раздельной установке опор валов при больших длинах валов и в других случаях корпуса подшипников качения изготавливаются типов ШМ (ГОСТ 13218.1-80), УМ (ГОСТ 13218.3-80), ШБ (ГОСТ 13218.5-80), УБ (ГОСТ 13218.7-80), РШ (ГОСТ 13218.9-80), РУ (ГОСТ 13218.10-80).

10.5.4. Рекомендации по монтажу, демонтажу и эксплуатации подшипников качения

При монтаже, демонтаже и эксплуатации подшипников качения следует использовать рекомендации ГОСТ 3325–85 и фирм, изготавливающих подшипники качения.

Монтаж подшипников выполняют после их расконсервации путем промывки бензином, горячим минеральным маслом или специальными эмульсиями – растворителями. Для промывки подшипников в чистый сосуд (например, ведро или бачок) наливают достаточное количество бензина и 6...8 % легкого минерального масла. Для удаления смазки подшипник погружают в бензин и, придерживая внутреннее кольцо, медленно вращают наружное кольцо до полного очищения сепаратора, дорожек и тел качения подшипника от смазки. Убедившись в чистоте подшипника, его вынимают из сосуда, дают стечь бензину и укладывают для просушки на верстак, покрытый чистой бумагой.

Промывка в горячем минеральном масле чаще используется для крупногабаритных подшипников. Она выполняется в металлических ваннах с маслом с электро- или пароподогревом до 95...100 °С.

После просушки подшипники должны быть покрыты слоем противокоррозийной смазки. Хранить расконсервированные подшипники более двух часов без защиты от коррозии не допускается.

Перед монтажом следует проверить соответствие внешнего вида, маркировки, легкости вращения, зазоров требованиям нормативно-технической документации.

Визуально у подшипников открытого типа проверить:

наличие забоин, следов загрязнений, коррозии; наличие полного комплекта заклепок, плотности их установки или других соединительных элементов, полного комплекта тел качения, повреждений сепаратора.

У подшипников закрытого типа следует проверить, не повреждены ли уплотнения или защитные шайбы.

Легкость вращения предварительно смазанного подшипника проверяют вращением от руки наружного кольца при неподвижном внутреннем и горизонтальном расположении оси подшипника. Кольца должны вращаться плавно, без резкого торможения. При повышенных требованиях к подшипнику легкость вращения измеряют на приборах, например методом выбега.

При необходимости проверяют соответствие радиального и осевого зазоров нормам на зазоры для данного типоразмера подшипника. Для проверки радиального зазора одно из колец подшипника закрепляют при горизонтальном положении оси и определяют зазор с помощью индикатора, смещая свободное кольцо под действием измерительного усилия в радиальном направлении в два диаметрально противоположных положения. Разница показаний прибора соответствует значению радиального зазора. Проводят три измерения, поворачивая свободное кольцо относительно начального положения на 120° . За значение радиального зазора принимают среднее арифметическое значение трех измерений. Аналогично проводят измерение осевого зазора, но при вертикальном положении оси подшипника. Закрепляя одно из колец, другое смещают в осевом направлении в два крайних положения под действием измерительного усилия и фиксируют разность показаний индикатора. Радиальные зазоры в радиальных двухрядных сферических роликовых подшипниках и подшипниках с цилиндрическими роликами без бортов на наружных кольцах диаметром посадочного отверстия свыше 60 мм могут быть измерены с помощью щупа.

Перед монтажом или в процессе изготовления необходимо проверить монтажные поверхности корпусов (отверстия и торцы) и валов (посадочные поверхности и торцы) на отсутствие забоин, царапин, глубоких рисок от обработки, коррозии, заусенцев.

Валы, особенно при соотношениях длины и наибольшего диаметра более 8, перед монтажом подшипников следует проверять на прямолинейность оси (отсутствие изгиба). Проверку целесообразно проводить при вращении вала в центрах с помощью стрелочных приборов. Увеличение эксцентриситета от сечения к сечению в направлении от края к середине указывает на искривление вала.

Должно быть проверено отклонение соосности всех посадочных поверхностей, расположенных на одной оси, на соответствие нормам, указанным в технической документации. Если подшипники, служащие опорой одного вала, устанавливают в различные (раздельные) корпуса, соосность корпусов, в соответствии с требованиями технической документации, должна быть обеспечена с помощью прокладок или других средств.

Монтаж подшипников на вал следует производить при помощи монтажного стакана и гидравлического или винтового прессы, монтажного стакана и молотка, а также при помощи специальных монтажных приспособлений.

Пресс является наиболее совершенным приспособлением для монтажа подшипников качения, так как при его применении обеспечивается

плавный, безударный нажим на монтируемый подшипник и нет опасности повреждения сопряженных с ним деталей (уплотнений и маслоотражательных шайб). При небольших габаритах вала монтаж подшипников посредством пресса производится двумя способами: вал устанавливается неподвижно и на него напрессовывается подшипник либо неподвижно устанавливается подшипник и в него запрессовывается вал.

На рис.10.68, *а* показана напрессовка подшипника на вал при помощи пресса и монтажной трубы. При запрессовке вала в подшипник последний следует упереть внутренним кольцом в подкладное кольцо с отверстием, несколько большим, чем отверстие подшипника (рис.10.68, *б*). Особое внимание при этом следует уделять обеспечению соосного расположения подшипника и вала, так как перекосы внутреннего кольца относительно вала затрудняют посадку и приводят к образованию задиров и к искажению формы посадочной шейки, а иногда и к разрывам внутренних колец подшипников.

Усилие запрессовки следует прикладывать только к тому кольцу подшипника, которое монтируется с натягом, не допуская при этом передачи усилия запрессовки через шарики или ролики.

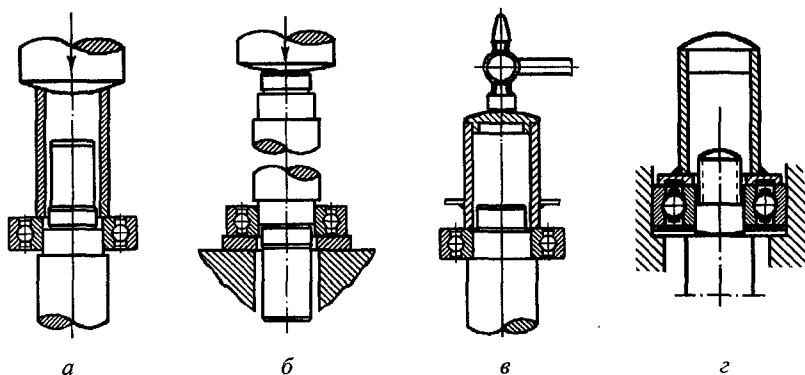


Рис. 10.68. Монтаж подшипников:

а – напрессовка подшипника на вал при помощи пресса и монтажной трубы;
б – запрессовка вала в подшипник при помощи пресса; *в* – напрессовка подшипника на вал с помощью монтажной трубы с заглушкой и молотка; *г* – монтаж подшипника на вал и в корпус с помощью монтажной трубы и фланца

В случае отсутствия пресса или невозможности его использования наиболее рационально монтировать подшипники при помощи специальной монтажной трубы с заглушкой и молотка (рис.10.68, *в*). Сферическая форма

заглушки обеспечивает более правильное распределение усилия запрессовки по торцевой поверхности кольца.

Для защиты подшипника от засорения частицами металла и грязью, которые при ударах молотка могут попадать на него со стенок трубы и заглушки, к монтажной трубе приваривают защитное кольцо.

Внутренний диаметр монтажной трубы должен быть немного больше диаметра посадочной шейки вала, а торец трубы ровно подрезан.

Для облегчения монтажа подшипников на вал весьма желательно нагревать их в горячем минеральном масле. Для этого подшипник следует погрузить в ванну с чистым минеральным маслом, обладающим высокой температурой вспышки, нагретым до 80...90 °С, и выдержать в течение 10...15 мин в зависимости от размеров. При монтаже подшипников с защитными шайбами и постоянно заложеной смазкой их нагрев до той же температуры проводить в термостате.

Если подшипник монтируется с неподвижной посадкой в корпус (при подвижной посадке на валу), то могут быть применены все способы монтажа, описанные выше. В большинстве случаев для посадки подшипников в корпус применяют специальные монтажные трубы или оправки, аналогичные по конструкции монтажным трубам, применяемым при монтаже подшипников на вал, с соответственно измененными размерами.

При необходимости монтажа подшипника с натягом на вал и в корпус для передачи усилий от монтажной трубы одновременно на оба кольца подшипника к открытому торцу трубы приваривают фланец (рис.10.68, з) или применяют специальную оправку.

Для монтажа крупногабаритных подшипников (к крупногабаритным относятся подшипники с диаметром отверстия более 300 мм) наиболее целесообразным является применение гидравлического распора, обеспечивающего наиболее качественную установку подшипника (отсутствие каких-либо повреждений монтажных поверхностей и высокая производительность). Особенно рекомендуется этот способ для монтажа подшипников с внутренним коническим отверстием диаметром более 120...150 мм.

При посадке подшипника в корпус с натягом рекомендуется перед монтажом предварительно охладить подшипник (жидким азотом или сухим льдом) либо нагреть корпус.

Наиболее целесообразными являются способы монтажа, при которых осуществляется одновременное и равномерное давление по всей окружности монтируемого кольца и не возникает перекос кольца. Для осуществления подобных способов применяют трубы из мягкого металла,

внутренний диаметр которых несколько больше диаметра отверстия кольца, а наружный немного меньше наружного диаметра кольца. На свободном конце трубы следует установить заглушку со сферической наружной поверхностью, к которой и прилагают усилие при монтаже с помощью механических или гидравлических прессов.

Если вал, на котором монтируют подшипник, имеет резьбу, нарезанную на конце вала, подшипник можно монтировать через трубу, подобную описанной ранее (но без заглушки), к которой прилагают осевое усилие, вращая специальную гайку с крупной резьбой, насаженную на промежуточную втулку, навинченную на резьбовой конец вала.

При отсутствии гидравлических и механических приспособлений при единичном производстве и монтаже с небольшим натягом подшипников малых размеров может быть допущено нанесение несильных ударов молотком через монтажную трубку с заглушкой.

При любых способах монтажа, особенно при монтаже с помощью молотка, необходимо тщательно следить за обеспечением равномерного, без перекоса, осевого перемещения кольца. Наличие перекоса при монтаже приводит к образованию задиров на посадочной поверхности, неправильной установке подшипника, приводящей к сокращению срока его службы, а в отдельных случаях — к разрыву монтируемого кольца.

Двухрядные сферические шариковые и роликовые подшипники с коническим отверстием устанавливают на цилиндрическом валу с помощью крепежных и стяжных втулок, а на валах с конической шейкой — непосредственно. Монтаж подшипников с отверстием до 70 мм и нормальным натягом целесообразно осуществлять с помощью монтажной втулки, навертываемой на резьбовой конец вала. Нажимная часть воздействует на торец крепежной втулки или непосредственно на торец внутреннего кольца (при монтаже без крепежных и стяжных втулок). Подшипники диаметром свыше 70 или 100 мм следует монтировать гидравлическими методами, так как по мере осевого продвижения крепежной втулки внутреннее кольцо подшипника деформируется (расширяется), радиальный зазор уменьшается. Радиальный зазор необходимо контролировать с помощью щупа. Допустимое минимальное значение радиального зазора после сборки узла для подшипников, изготовленных с зазорами нормальной группы по ГОСТ 24810–81, ориентировочно может быть определено по формуле

$$\Delta_{\text{min сз}} \approx \frac{d}{3000},$$

где d — номинальный диаметр отверстия подшипника, мм.

При монтаже указанных подшипников с коническим отверстием кольца могут деформироваться и изменять форму поверхностей качения. В этих случаях, особенно при $d > 100$ мм, следует измерять при монтаже (и после монтажа) радиальный зазор щупом не только в вертикальной, но также и в горизонтальной осевой плоскости подшипника. Зазор определяют как среднее арифметическое трех измерений в каждой из плоскостей (с поворотом последовательно на 120°). Крупногабаритные сферические роликовые подшипники целесообразно перед монтажом разогреть до $60 \dots 70^\circ \text{C}$.

В процессе установки подшипников (особенно воспринимающих осевые усилия) там, где это возможно, с помощью щупа или по световой щели следует убедиться в плотном и правильном (без перекосов) прилегании торцов колец подшипника к торцам заплечиков. Аналогичной проверке должны быть подвергнуты противоположные торцы подшипников и торцы прижимающих их в осевом направлении деталей.

Необходимо проверить правильность взаимного расположения подшипников в опорах одного вала. Вал после монтажа должен вращаться от руки легко, свободно и равномерно.

Должен быть установлен осевой зазор радиально-упорных и упорных подшипников, что осуществляют осевым смещением наружного или внутреннего колец с помощью прокладок, гаек, распорных втулок. Для проверки осевого зазора в собранном узле к торцу выходного конца вала подводят измерительный наконечник индикатора, укрепленного на жесткой стойке. Осевой зазор определяют по разнице показаний индикатора при крайних осевых положениях вала. Вал смещают в осевом направлении до плотного контакта тел качения с поверхностью качения соответствующего наружного кольца.

Для повышения точности вращения, особенно в быстроходных узлах, например электрошпинделях для шлифования, зазоры в радиально-упорных подшипниках выбирают, создавая стабильный натяг на подшипники. Это достигается приложением к невращающемуся кольцу подшипника осевого усилия через тарированную пружину. При этом тела качения точно фиксируются на дорожках качения.

Комплексным показателем качества и стабильности работы подшипникового узла является его температура. Причиной повышенной температуры может быть малый зазор в подшипнике или чрезмерно большой натяг, недостаток смазки, увеличенный момент трения вследствие износа рабочих поверхностей подшипника или взаимного перекоса колец. Возможны комбинации этих причин.

При установке опор одного вала в различные отдельные корпуса следует после монтажа корпусов выверить правильность их взаимного расположения. Во избежание защемления подшипников при монтаже в разъемных корпусах допускается иметь фаски в местах стыка их посадочных поверхностей.

Необходимо проверить наличие зазоров между вращающимися и неподвижными деталями (особое внимание следует обратить на наличие зазоров между торцами неподвижных деталей и торцами сепараторов, которые иногда выступают за плоскость торцов колец): совпадение проточек для подачи смазки в корпусах со смазочными отверстиями в наружных кольцах подшипников.

Для подшипников с цилиндрическими роликами после монтажа должно быть проверено относительное смещение наружного и внутреннего колец в осевом направлении. Оно не должно быть более 0,5...1,5 мм для подшипников с короткими роликами и более 1...2 мм — для подшипников с длинными и витыми роликами (большие значения — для подшипников больших размеров).

После завершения сборочных операций и введения в подшипниковые узлы смазочного материала, предусмотренного технической документацией, следует проверить качество монтажа подшипников пуском сборочной единицы на низких оборотах без нагрузки. При этом прослушивают шум вращающихся подшипников с помощью стетоскопа или трубы. Правильно смонтированные и хорошо смазанные подшипники при работе создают ясный, непрерывный и равномерный шум. Появление резкого шума может свидетельствовать о неправильном монтаже, перекосах, повреждениях от применения ударного инструмента, неравномерный шум — о попадании посторонних частиц в подшипник, металлический — о недостаточном зазоре в подшипнике.

Демонтаж подшипников, насаженных на вал или в корпус с натягом, следует производить с помощью пресса или съемников (винтовых или гидравлических). На рис.10.69 приведены примеры демонтажа подшипника с вала. Винтовые съемники могут быть как двухтяговые (рис.10.70, а), так и трехтяговые универсальные (рис.10.70, б).

Эксплуатация подшипниковых узлов должна сопровождаться их систематическим контролем и ревизией.

К дефектам, наиболее часто встречающимся в эксплуатации, следует отнести:

- а) чрезмерно высокую температуру подшипникового узла;
- б) ненормальный шум или удары при работе подшипника;
- в) выбрасывание смазки из корпуса.

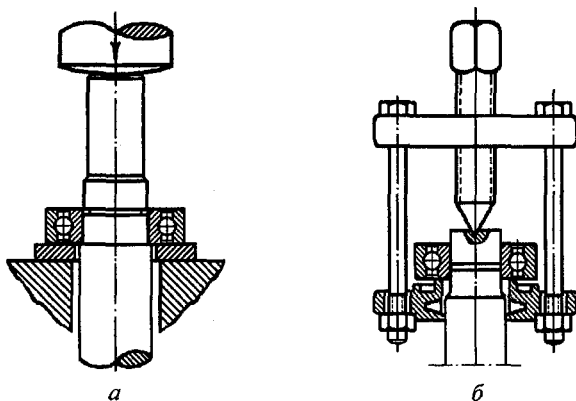


Рис. 10.69. Демонтаж подшипника с вала:
а – с помощью вертикального прессы;
б – с помощью двухтягового винтового съемника

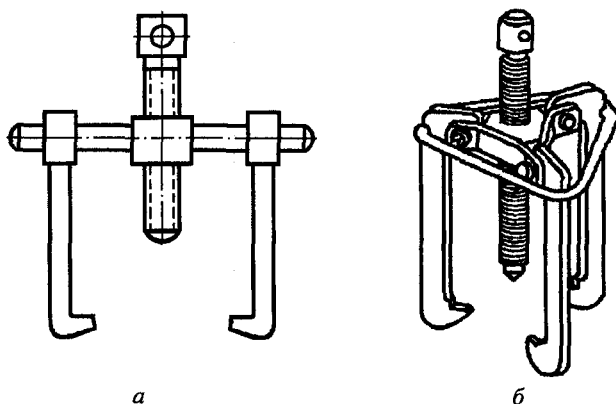


Рис. 10.70. Конструкции винтовых съемников:
а – двухтяговый; *б* – трехтяговый

Повышенный нагрев подшипника может быть вызван:

- а) загрязнением подшипника во время монтажа или в процессе эксплуатации;
- б) избытком или отсутствием в подшипнике смазки;
- в) трением сопряженных с подшипником деталей (лабиринтных уплотнений, уплотняющей набивки, шайб, гаек и др.);
- г) неправильным монтажом подшипников;
- д) неправильным применением подшипников;
- е) чрезмерным износом или разрушением деталей подшипника.

Ненормальный шум подшипника при работе, так же как и нагрев, может быть в результате загрязнения или повреждения рабочих поверхностей подшипника, а также задевания сепаратора о сопрягаемые с подшипником детали.

Воспринимаемые на слух ритмичные удары могут быть вызваны выкрашиванием дорожек или элементов качения подшипника, а также дефектами в работе зубчатого зацепления или других узлов машин.

Выбрасывание смазки из подшипника вызывается износом или недостаточной эффективностью уплотняющих устройств или избытком смазки и легко обнаруживается по подтекам и пятнам масла на поверхности корпуса.

Помимо внешнего осмотра, необходимо систематически следить за своевременным добавлением и сменой смазки. При отсутствии централизованной системы смазки добавление и смену смазки следует производить по заранее составленному графику в соответствии с условиями эксплуатации подшипников и сортом применяемой смазки. Своевременное добавление смазки имеет особое значение для высокоскоростных подшипников.

Ревизия подшипникового узла производится с целью профилактического ремонта через определенные периоды, независимо от состояния узла. Подшипниковые узлы обязательно вскрываются для определения состояния и возможности дальнейшей эксплуатации подшипников, исправности уплотняющих и маслоподающих устройств и сопряженных с подшипником деталей. Сроки ревизий определяются в соответствии с условиями эксплуатации, напряженностью работы подшипникового узла и степенью его ответственности для работы машины в целом.

10.6. Крышки подшипников и уплотнения

10.6.1. Конструирование крышек подшипников

Крышки подшипников служат для изоляции подшипников от внешней среды, осевой фиксации подшипников и восприятия осевых нагрузок. Их изготавливают из чугуна марок СЧ 15, СЧ 20 или стали Ст3 двух типов: привертными и врезными. Крышки могут быть глухими или проходными с отверстиями для выходного конца вала.

Привертные крышки чаще изготавливают для неразъемных корпусов. Основные конструкции привертных крышек подшипников приведены на рис. 10.71.

Для лучшего сопряжения рабочей поверхности фланца крышки с торцом корпуса на цилиндрической центрирующей поверхности делается канавка шириной b и глубиной $h = 0,5$ мм. Определяющим параметром при конструировании крышек является диаметр отверстия D в корпусе под подшипник: при $D = 50 \dots 100$ мм $b = 5$ мм, при $D > 100$ мм $b = 8$ мм. Толщину стенки δ , диаметр d под винт и число z винтов крепления крышки к корпусу в зависимости от диаметра D принимают по табл. 10.24.

Таблица 10.24

Некоторые размеры для конструирования крышки подшипника

Конструктивный размер	D , мм			
	50...62	63...95	100...145	150...200
δ , мм	5	6	7	8
d , мм	7	9	11	13
z	4		6	

Крышку базируют по торцу фланца, поэтому пояс l с центрирующей цилиндрической поверхностью делают небольшим ($l \approx b$).

Размеры других конструктивных элементов крышки рекомендуется принимать по следующим соотношениям:

толщина фланца для крепления крышки винтами с выступающими головками (рис. 10.71, а, в, з) $\delta_1 \approx 1,2 \delta$;

толщина фланца для крепления крышки винтами с цилиндрическими "утопленными" головками (рис. 10.71, б) $\delta_3 \approx H + 0,8 \delta$;

толщина центрирующего пояса $\delta_2 = (0,9 \dots 1,0) \delta$;

диаметр фланца крышки $D_{\phi} = D + 5 d$;

расстояние от поверхности отверстия под подшипник до оси крепежного винта $C \approx d$.

Чаще всего фланцы крышек выполняют круглой формы, но они могут иметь и другие формы, определяемые формой платика торца корпуса.

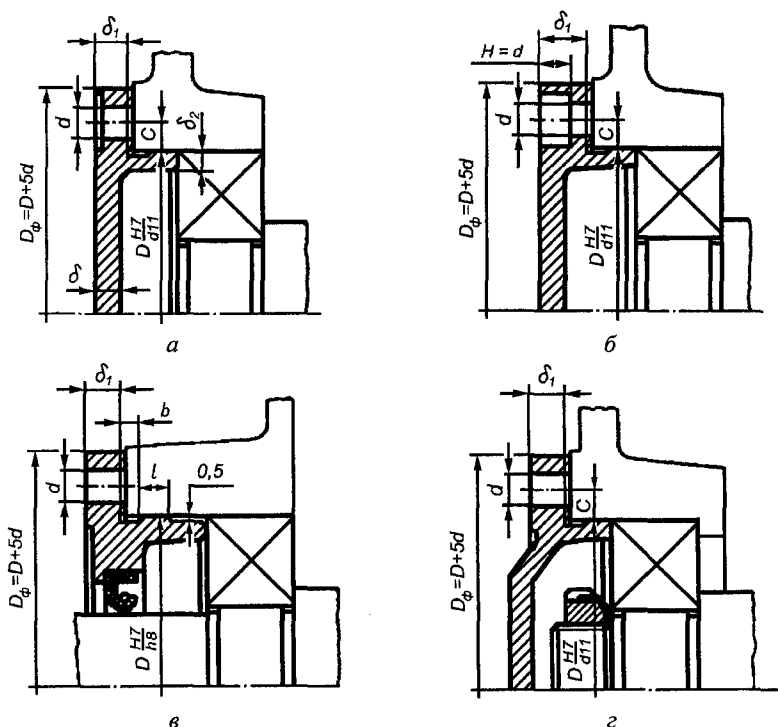


Рис. 10.71. Конструкции привертных крышек подшипников:
 а – глухая, с плоской наружной поверхностью, выступающими головками винтов; б – глухая, с плоской наружной поверхностью, цилиндрическими головками винтов, устанавливаемых впотай; в – проходная, с отверстием для выходного конца вала, гнездом для установки манжеты, с обработанным торцовым пояском в зоне расположения винтов; г – глухая, с выпуклой наружной поверхностью, с обработанным торцовым пояском в зоне расположения винтов

Врезные крышки применяют в редукторах, имеющих разъем корпуса по осям валов. Эти крышки вставляются выступами в канавки корпуса. Основные конструкции врезных крышек приведены на рис. 10.72. Для лучшего сопряжения торцов выступа крышек и канавки корпуса на наружной цилиндрической поверхности крышки перед торцом выступа делают канавки шириной b : при $D = 50 \dots 100$ мм $b = 5$ мм, при $D > 100$ мм $b = 8$ мм. Толщину стенки δ принимают по табл. 10.24. Размеры других элементов крышки (см. рис. 10.72): $\delta_1 = (0,9 \dots 1,0)\delta$; $S = (0,9 \dots 1,0)\delta$; $C \approx 0,5 S$; $l = 2,5b$.

Посадка центрирующей цилиндрической поверхности глухой привертной крышки с отверстием корпуса – H7/d11 (рис. 10.71, а, б), проходной привертной крышки с гнездом для установки манжеты – H7/h8 (рис. 10.71, в, з); врезной крышки с отверстием корпуса – H7/h8, кольцевого выступа с канавкой корпуса – H11/h11 (рис. 10.72). Допуск цилиндрической поверхности гнезда для установки манжеты – H8.

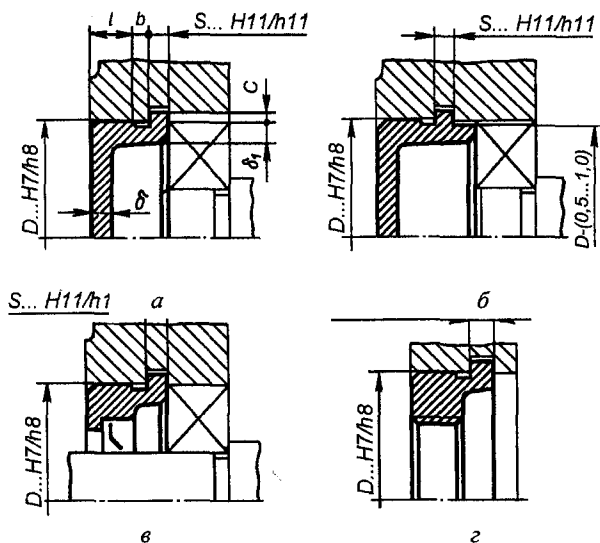


Рис. 10.72. Конструкция врезных крышек:

- а – глухая, торец крышки совпадает с торцом выступа;
 б – глухая, торец крышки не совпадает с торцом выступа;
 в – проходная с гнездом для установки манжеты;
 з – глухая с резьбовым отверстием под регулировочный винт

Поверхности крышек обрабатываются со следующей шероховатостью, нормируемой параметром Ra , мкм:

центрирующая цилиндрическая поверхность.....	1,6
цилиндрическая поверхность гнезда для установки манжеты.....	1,6
поверхность торца крышки, контактирующая с подшипником.....	1,6
торцовая поверхность гнезда для установки манжеты	3,2
торцовая поверхность фланца крышки, контактирующая с торцом корпуса.....	1,6
опорные поверхности под головки винтов	6,3
отверстия под винты	12,5
поверхности канавок	6,3

В табл. 10.25 в соответствии с позициями, приведенными на рис. 10.73, приведены указания по определению допусков формы и расположения поверхностей.

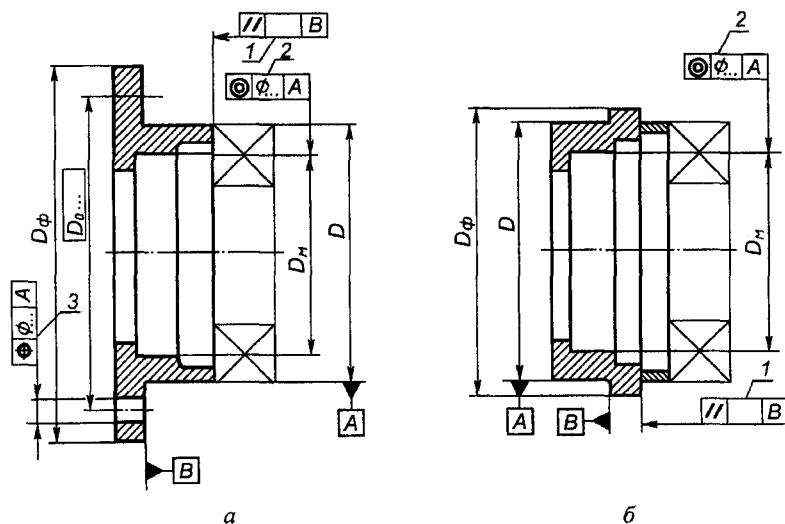


Рис. 10.73. Указание допусков формы и расположения поверхностей на чертежах крышек:
а – привертной; б – врезной

Таблица 10.25

Допуски форм и расположения поверхностей

№ позиции	Допуски (мкм)
1	$T_{//}$ на диаметре D_{ϕ} – по табл. 10.26; степень точности – по табл. 10.27
2	$T_{\odot} = 0,6JT$, где JT – допуск размера поверхности, определяется по табл. 10.28
3	$T_{\odot} = 0,4(d - d_n)$, где d – диаметр отверстия; d_n – диаметр винта

Таблица 10.26

Допуск параллельности и перпендикулярности, мкм

Интервалы размеров, мм	Степень точности допуска			
	7	8	9	10
Св. 16 до 25	10	16	25	40
» 25 » 40	12	20	30	50
» 40 » 63	16	25	40	60
» 63 » 100	20	30	50	80
» 100 » 160	25	40	60	100
» 160 » 250	30	50	80	120
» 250 » 400	40	60	100	160

Таблица 10.27

Определение степени точности допуска

Группа подшипников	Крышки подшипников	
	привертные	врезные
I	10	9
II	9	8
III	8	7

Группа подшипников, по которой определяется степень точности допуска перпендикулярности и параллельности (табл. 10.26), принимается в зависимости от типа подшипника: шариковые радиальные и радиально-упорные – группа I, радиальные с короткими цилиндрическими роликами – группа II, конические роликовые – III.

Таблица 10.28

Допуск IT размера, мкм

Интервал значений размера, мм	Квалитет									
	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
Св. 3 до 6	5	8	12	18	30	48	75	120	180	300
» 6 » 10	6	9	15	22	36	58	90	150	220	360
» 10 » 18	8	11	18	27	43	70	110	180	270	430
» 18 » 30	9	13	21	33	52	84	130	210	330	520
» 30 » 50	11	16	25	39	62	100	160	250	390	620
» 50 » 80	13	19	30	46	74	120	190	300	460	740
» 80 » 120	15	22	35	54	87	140	220	350	540	870
» 120 » 180	18	25	40	63	100	160	250	400	630	1000
» 180 » 250	20	29	46	72	115	185	290	460	720	1150
» 250 » 315	23	32	52	81	130	210	320	520	810	1300
» 315 » 400	25	36	57	89	140	230	360	570	890	1400

Рабочий чертеж привертной крышки с отверстием для выходного конца вала приведен на рис. 10.74.

4 отв Φ9

Φ0,4 A

I (2:1)

√Ra 6,3(√)

√Ra 1,6

√Ra 1,6

√Ra 3,2

Φ58H8

Φ71

Φ72_{-0,046}

Φ90

Φ50

23

2

19

12

23 ± 0,1

33

1x 45°

3 фаски

A

// 0,06

1. Формовочные уклоны ≈ 3°
2. Неуказанные радиусы 2 мм max.
3. Неуказанные предельные отклонения размеров поверхностей ▽ : отверстий +t, валов -t, остальных ± t/2 среднего класса точности; поверхностей ▽ ± t/2 грубого класса точности.

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата
Разрб.				
Провер.				
Т.контр.				
Н.контр.				
Уте.				

Лит.	Масса	Масш.
y		1:1
Лист	Листов 1	

Крышка подшипника

СЧ 15 ГОСТ 1412-85

10.6.2. Уплотнения подшипниковых узлов

Для защиты от загрязнения извне и для предотвращения вытекания смазки подшипниковые узлы должны иметь уплотнения. Последние можно разделить на следующие типы: с трущимися эластичными элементами; торцовые со стальными шайбами, щелевые, лабиринтные, центробежного типа.

Тип уплотнения выбирается в зависимости от следующих условий: частоты вращения подшипника, вида смазки и её физико-химических свойств, состояния окружающей среды, конструктивных особенностей подшипникового узла.

Уплотнения с *трущимися эластичными элементами* наиболее часто применяются при окружной скорости вала до 5 м/с в подшипниковых узлах с пластичной смазкой. Достоинство таких уплотнений – простота конструкции и дешевизна. Недостаток – наличие изнашивающихся деталей и расход энергии на преодоление трения уплотнения о вал. Наиболее распространены уплотнения с *войлочным* уплотнительным элементом, выполненным в виде кольца с прямоугольной формой поперечного сечения. Войлочные кольца не рекомендуется применять при повышенном загрязнении окружающей среды, избыточном одностороннем давлении, окружной скорости более 5 м/с и при температуре свыше 90 °С.

Рекомендуемые размеры войлочных колец и канавок под их установку даны в табл. 10.29. Вал под уплотнением должен иметь шероховатость $Ra \leq 0,2$ мкм.

Конструкция подшипникового узла с войлочным уплотнением приведена на рис. 10.75.

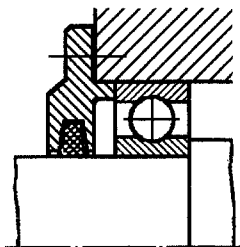
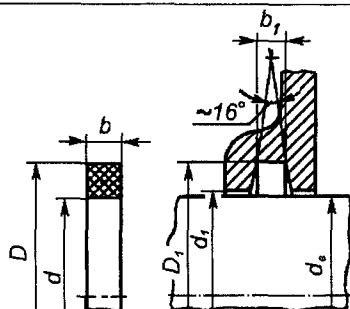


Рис. 10.75. Подшипниковый узел с войлочным уплотнением

Манжетные уплотнения можно использовать при смазывании подшипников качения как пластичными, так и жидкими смазочными материалами при низких и средних скоростях ($v \leq 10$ м/с). При скоростях $v \geq 10$ м/с их использовать не рекомендуется из-за большого сопротивления вращению вала. Ресурс манжет – до 5000 ч.

Таблица 10.29

Рекомендуемые размеры, мм,
войлочных колец и канавок под их установку



Диаметр вала d_2	d	D	b	Масса 1000 колец, кг	d_1	D_1	b_1
10	9	18	2,5	0,17	11	19	2,0
12	11	20	2,5	0,20	13	21	2,0
14	13	22	2,5	0,22	15	23	2,0
15	14	23	2,5	0,23	16	24	2,0
16	15	26	3,5	0,45	17	27	3,0
17	16	27	3,5	0,47	18	28	3,0
18	17	28	3,5	0,49	19	29	3,0
20	19	30	3,5	0,53	21	31	3,0
22	21	32	5,0	0,58	23	33	3,0
25	24	37	5,0	1,12	26	38	4,0
28	27	40	5,0	1,23	29	41	4,0
30	29	42	5,0	1,30	31	43	4,0
32	31	44	5,0	1,38	33	45	4,0
35	34	47	5,0	1,49	36	48	4,0
36	35	48	5,0	1,52	37	49	4,0
38	37	50	5,0	1,60	39	51	4,0
40	39	52	5,0	1,66	41	53	4,0
42	41	54	5,0	1,75	43	55	4,0
45	44	57	5,0	1,86	46	58	4,0
48	47	60	5,0	1,96	49	61	4,0
50	49	66	5,0	3,31	51	67	5,0
52	51	68	6,0	3,43	53	69	5,0
55	54	71	6,0	3,57	56	72	5,0
58	57	74	6,0	3,78	59	75	5,0
60	59	76	6,0	3,89	61	77	5,0
65	64	81	6,0	4,18	66	82	5,0
70	69	88	7,0	5,90	71	87	6,0
75	74	93	7,0	6,28	76	94	6,0
80	79	98	7,0	6,65	81	99	6,0
85	84	103	7,0	7,03	86	104	6,0

Продолжение табл. 10.29

Диаметр вала d_n	d	D	b	Масса 1000 колец, кг	d_1	D_1	b_1
90	89	110	8,5	10,04	91	111	7,0
95	94	115	8,5	10,54	96	116	7,0
100	99	124	9,5	14,97	101	125	8,0
105	104	129	9,5	15,64	105	130	8,0
110	109	134	9,5	16,31	111	135	8,0
115	114	139	9,5	16,98	116	140	8,0
120	119	148	10,5	22,98	121	149	9,0
125	124	153	10,5	23,84	126	154	9,0
130	129	158	10,5	24,69	131	159	9,0
135	134	163	10,5	25,56	136	164	9,0
140	139	172	12,5	34,80	141	173	10,0
145	144	177	12,5	35,92	146	178	10,0
150	149	182	12,5	37,04	151	183	10,0
155	154	187	12,5	38,16	156	188	10,0
160	159	192	12,5	39,16	161	193	10,0
165	164	197	12,5	40,40	166	198	10,0
170	169	202	12,5	41,52	171	203	10,0
175	174	207	12,5	42,64	176	208	10,0
180	179	212	12,5	43,76	181	213	10,0
190	189	226	14,0	60,64	191	227	12,0
200	199	236	14,0	63,68	201	237	12,0
210	208,5	246	14,0	67,43	211	247	12,0
220	218,5	256	14,0	70,40	221	257	12,0
230	228,5	266	14,0	73,37	231	267	12,0
240	238,5	276	14,0	76,33	241	277	12,0

Наибольшее применение нашли резиновые армированные манжеты (рис. 10.76). Манжета состоит из корпуса 1, изготовленного из бензомаслостойкой резины, стального Г-образного каркаса 2, браслетной пружины 3 и пыльника 4.

При прижиге манжеты к валу браслетной пружиной образуется рабочая кромка шириной $b = 0,4...0,8$ мм, обеспечивающая плотное прилегание манжеты к валу. Манжеты типа I без пыльника (рис. 10.76, а) предназначены для предотвращения вытекания масла при работе в обычных условиях, а манжеты типа II с пыльником (рис. 10.76, б) — для предотвращения вытекания масла и защиты от проникновения пыли (работа в засоренной среде). Манжеты изготовляют в двух исполнениях: 1 — с механически обработанной кромкой; 2 — с формованной кромкой.

Для предотвращения вытекания смазочного материала из подшипникового узла манжету обычно ставят выемкой внутрь корпуса (рис. 10.77, а). В случае если требуется предотвратить попадание загрязнения извне или если давление со стороны подшипникового узла может быть большим, манжету следует ставить выемкой наружу (рис. 10.77, б). При значительном повышении

давления масла (обычно при подаче масла под давлением) оно отогнет кромку и вытечет наружу, не повредив манжету. При высоком уровне масла ставят рядом две манжеты (рис. 10.77, в) или одну манжету с пыльником (пыльником наружу).

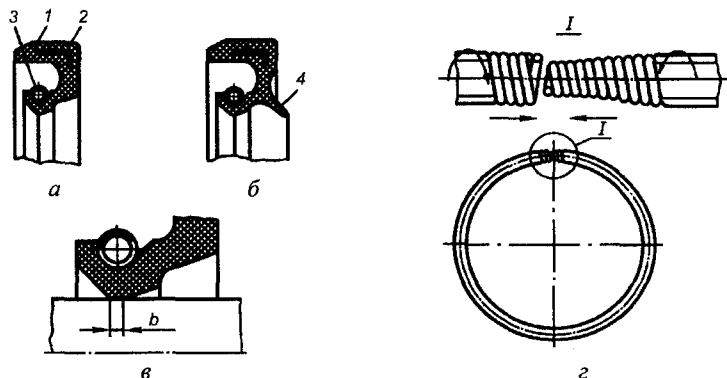


Рис. 10.76. Конструкции резиновой армированной манжеты: а – тип I (без пыльника); б – тип II (с пыльником); в – манжета, прижатая к валу браслетной пружиной с образованием рабочей кромки шириной b ; г – конструкция браслетной пружины и способ её соединения

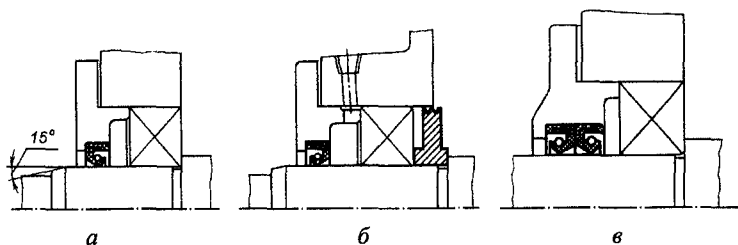


Рис. 10.77. Способы установки манжеты: а – выемкой внутри; б – выемкой наружу; в – установка двух манжет

Свободное пространство между рабочими кромками двух манжет, а также между рабочей кромкой манжеты и пыльником заполняют пластичной смазкой.

При давлении смазочного материала внутри подшипникового узла, близком к атмосферному, может быть использована открытая крышка для манжет (рис. 10.78, а), а при высоком – закрытая крышки, обеспечивающая поджим манжет (рис. 10.78, б).

Чтобы не повредить рабочую кромку манжеты при установке её на валу, делают на валу заходную фаску под углом 15° (рис. 10.77, *а*).

Если окружная скорость вала на уплотняемой поверхности превышает 4 м/с, то поверхность должна быть шлифованной, а при скоростях более 8 м/с – упрочненной до твердости не менее 45 HRC и обработана тонким шлифованием.

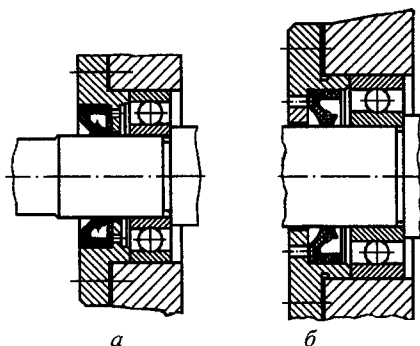


Рис. 10.78. Виды крышек для манжет:
а – открытая; *б* – закрытая

Для облегчения извлечения манжет из крышек в последних делают 2–3 отверстия диаметром 3...4 мм. Основные размеры резиновых армированных манжет приведены в табл. 10.30.

Пример условного обозначения манжеты типа I исполнения 1 для вала диаметром $d = 25$ мм, с наружным диаметром $D = 42$ мм из резины группы 1:

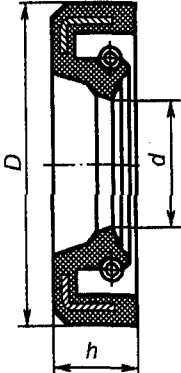
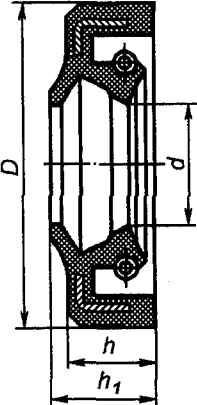
Манжета 1.1 -25x42-1 ГОСТ 8752-79.

Поверхность вала под манжету должна быть закаленной до твердости HRC 40...50 и иметь шероховатость $Ra \leq 0,2$. Допуск вала под манжетой – $d9$.

Торцовые уплотнения стальными шайбами применяют в основном при жидкой смазке. Они хорошо предохраняют подшипник от попадания воды и грязи и от вытекания масла. Конструкции торцовых уплотнений стальными шайбами показаны на рис. 10.79. Толщина шайб составляет $s = 0,3...0,6$ мм. Торцовая рабочая грань шайб выступает за их плоскость на $c = 0,5...0,6$ мм, что обеспечивает достаточную силу прижима её к торцу кольца подшипника.

Основные размеры резиновых
армированных манжет, мм (ГОСТ 8752-79 в ред. 1991 г.)

Таблица 10.30

<div style="display: flex; justify-content: space-around; align-items: center;"> <div style="text-align: center;"> <p>Тип 1</p>  </div> <div style="text-align: center;"> <p>Тип 2 с пыльником</p>  </div> </div>	Диаметр вала d	D	h	h_1
	10; 11	26	7	10
	12; 13; 14	28	7	10
	15;	30; 32	7	10
	16	30; 35	7	10
	17	32	7	10
	18; 19	35	7	10
	20; 21; 22	40	10	14
	24	40	10	14
	25	42	10	14
	26	45	10	14
	28	50	10	14
	30; 32	52	10	14
	35; 36; 38	58	10	14
	40	60; 62	10	14
	42	62	10	14
	45	65	10	14
	48; 50	70	10	14
	52	75	10	14
	55; 56; 58	80	10	14
	60	85	12	14
	63; 65	90	12	14
	70; 71	95	12	14
	75	100	12	14
	80	105	12	14
	85	110	12	14
	90; 92; 95	120	12	14
	100	125	12	16
	105	130	12	16

Торцовые уплотнения стальными шайбами применяют при скорости скольжения до 6 м/с и смазывании подшипников жидкими и пластичными смазками.

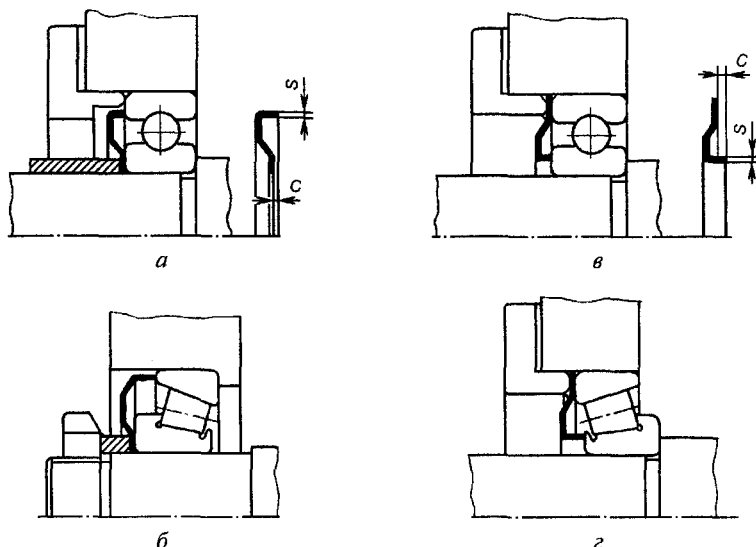


Рис. 10.79. Типы торцовых уплотнений стальными шайбами:
a, б – соответственно для шариковых и роликовых подшипников с прижимом рабочей грани к наружному кольцу подшипника;
в, г – соответственно для шариковых и роликовых подшипников с прижимом рабочей грани к внутреннему кольцу подшипника

Щелевые уплотнения создают сопротивление вытеканию смазочного материала и защищают подшипники от грязи и пыли. Они не имеют трущихся поверхностей и могут применяться практически при любой окружающей скорости. Зазор щелевых уплотнений следует заполнять пластичной смазкой. Формы канавок щелевых уплотнений показаны на рис. 10.80.

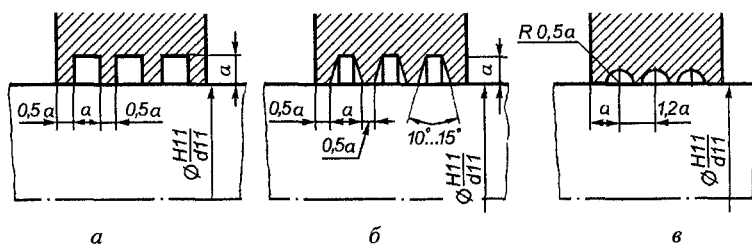


Рис. 10.80. Формы канавок щелевых уплотнений:
a – прямоугольная; *б* – трапециевидальная; *в* – круглая

Размеры a и минимальное число канавок z определяются в зависимости от диаметра вала d :

d , мм	Св. 20 до 50	Св. 50 до 80	Св. 80 до 100
a , мм	2	3	4
z	3	4	4

Лабиринтные уплотнения могут эффективно работать при любых скоростях. Чередование радиальных и осевых зазоров образует длинную узкую щель сложной формы, что обеспечивает надежное уплотнение. Эту щель заполняют пластичным смазочным материалом. Лабиринтные уплотнения могут быть радиальными (рис. 10.81, a) и осевыми (рис. 10.81, b).

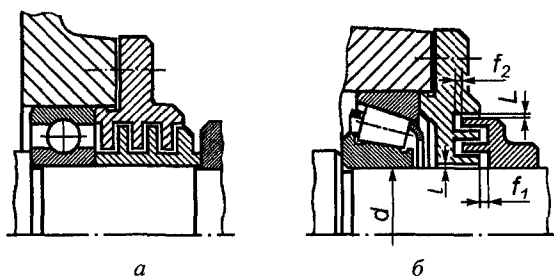


Рис. 10.81. Виды лабиринтных уплотнений:
 a — радиальное; b — осевое

Уплотнения центробежного типа отбрасывают смазочный материал (масло) с вращающихся деталей обратно в подшипник за счет использования центробежной силы. Центробежный эффект достигается при окружной скорости вала более 7...8 м/с. Конструкция уплотнения центробежного типа показана на рис. 10.82.

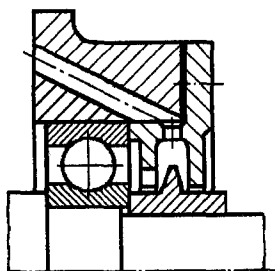


Рис. 10.82. Конструкция уплотнения центробежного типа

10.7. Применение стаканов в подшипниковых узлах

Для удобства сборки и регулировки ведущие валы и подшипники конических редукторов обычно устанавливают в стакан (рис. 10.83).

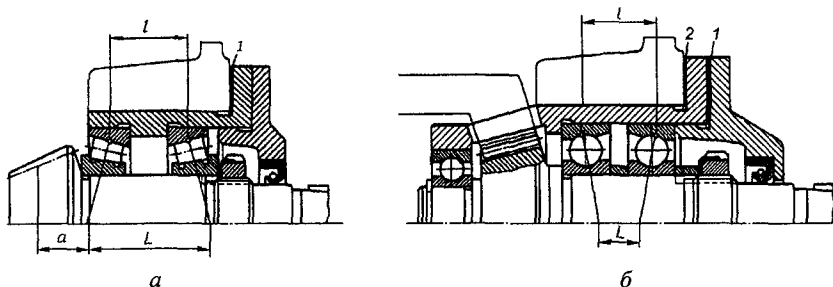


Рис. 10.83. Установка ведущего вала (вала-шестерни) и подшипников конического редуктора в стакан:

a – в роликовых конических подшипниках; *б* – в шариковых радиально-упорных подшипниках; 1 и 2 – регулировочные прокладки



Рис. 10.84. Установка фиксированной опоры червяка в стакан

В червячных редукторах стаканы применяют для установки фиксированной опоры, состоящей из двух радиально-упорных подшипников (рис. 10.84), или в том случае, когда диаметр витков червяка превышает наружный диаметр подшипников и без применения стакана сборка становится невозможной.

В зависимости от схемы расположения подшипников принимают

один из вариантов конструкций стаканов, показанных на рис. 10.85. Обычно стаканы изготавливают литьем из чугуна СЧ 15.

Таблица 10.31

Значения параметров δ , d и z стакана

Диаметр отверстия под подшипник D , мм	Значения параметров стакана, мм		
	δ	d	z
< 50	4...5	6	4
50...62	5...7	6	4
63...95	7...9	8	4
100...145	9...11	10	6

Толщина стенки δ , диаметр d и число z винтов крепления стакана к корпусу определяют в зависимости от диаметра отверстия D под подшипник по табл. 10.31.

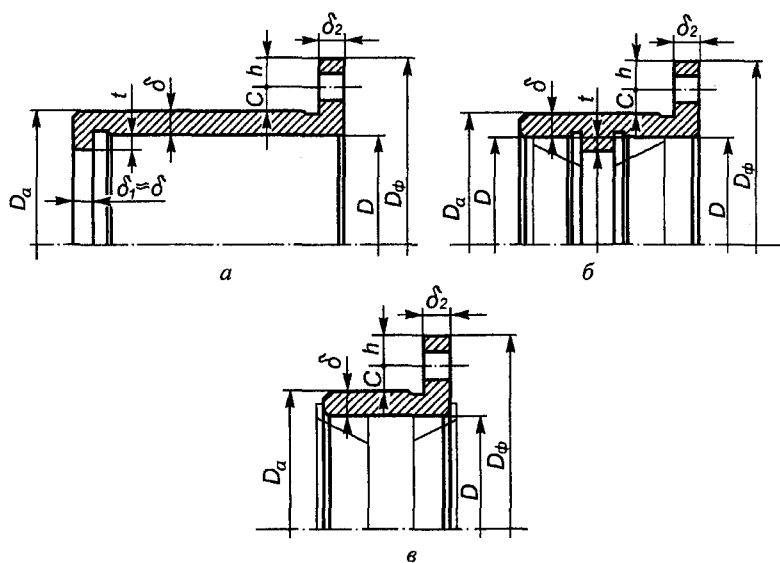


Рис. 10.85. Конструкции стаканов для фиксации внешних колец подшипников: *а* – по боковому упорному буртику; *б* – по центральному упорному буртику; *в* – по торцам стакана упорными бортами, выполненными на наружных кольцах подшипников

Толщина упорного буртика $\delta_1 = \delta$, толщина фланца $\delta_2 = 1,2\delta$. Высота запле- чика t должна образовывать достаточ- ную опорную поверхность для торцов колец подшипников, поэтому её согла- суют с размером фаски наружного коле- ца подшипника и возможностью его де- монтирования съемником (рис. 10.86). Нап- меньшую высоту запле чика принимают по размеру r фаски подшипника:

r , мм	0,5	1,0	1,5	2,0	2,5	3,0	3,5	4,0
t , мм	1,0	1,8	2,5	3,0	4,0	4,8	5,5	6,5

Принимается $C \approx d$ и $h = (1,0 \dots 1,2)d$. Тогда минимальный диаметр фланца стакана $D_{\phi} = D_a + (4,0 \dots 4,4)d$. Для того чтобы обеспечить сопряжение торцов

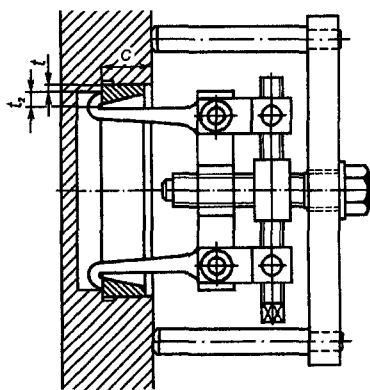


Рис. 10.86. Удаление съемником наружного кольца роликового конического подшипника из корпуса или стакана

фланца стакана и корпуса по плоскости, на наружной цилиндрической поверхности стакана перед торцом фланца делают канавку, аналогичную канавке, которую делают на валах в местах их сопряжения с заплечиками. Профиль канавок показан на рис. 10.87, а, б. Такие же канавки выполняют перед заплечиками стакана, по торцам которых устанавливают наружные кольца подшипников. Профиль канавок показан на рис. 10.87, в. Размеры канавок определяются по табл. 10.32.

Таблица 10.32

Размеры канавок на стакане, мм

Диаметр стакана D_a	Ширина канавки b	Глубина канавки h	Радиусы закругления	
			R	R_1
Св.10 до 50	3	0,25	1,0	0,5
Св.50 до 100	5	0,5	1,6	0,5
Св.100	8	0,5	2,0	1,0

Стаканы для подшипников вала конической шестерни перемещают при сборке для регулирования положения конической шестерни. Для такого случая посадка стакана в корпус H7/j₆.

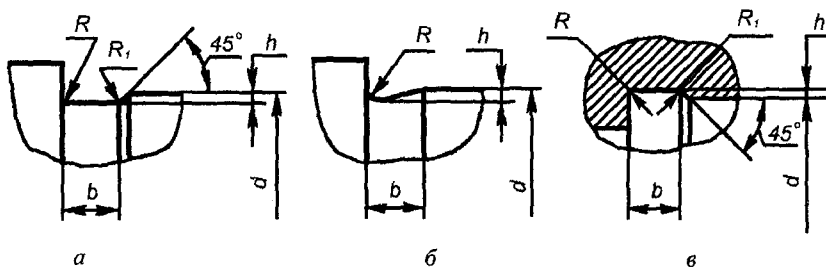


Рис. 10.87. Профиль канавок:
а, б — для наружной поверхности; в — для внутренней поверхности

В червячных передачах стаканы применяют для обеспечения возможности выемки червяка с подшипниками через отверстие корпуса. После их установки в корпус они остаются неподвижными. В этом случае посадка стакана в корпус H7/k6 или H7/m6.

Поверхности стаканов обрабатываются со следующей шероховатостью, нормируемой параметром Ra , мкм:

Торцы заплечиков упорных буртиков для базирования подшипников качения	1,6
Канавки, фаски, отверстия, нерабочие поверхности	6,3
Наружные поверхности, сопрягаемые с отверстием в корпусе.....	0,8
Внутренние поверхности, сопрягаемые с поверхностями наружных колец подшипников	1,6
Торцовые поверхности фланца	3,2

На рабочих поверхностях стаканов, кроме размеров, их предельных отклонений и шероховатости поверхностей, приводят условные обозначения баз, допуски форм и расположения поверхностей.

В табл. 10.33 в соответствии с позициями, приведенными на рис. 10.88, даны указания по определению допусков формы и расположения поверхностей.

На рис. 10.89 и 10.90 приведены рабочие чертежи стаканов. Размеры $\varnothing 90$ и $\varnothing 100$, взятые в рамках, обозначают, что технические требования, записанные над основной надписью, не относятся к этим размерам.

Таблица 10.33

Определение допусков формы и расположения
рабочих поверхностей стаканов

Позиция	Допуск	
1, 2	$T_{\phi} \approx 0,5 \text{ JT}$	JT – допуск размера поверхности, определяется по табл. 10.28.
3	$T_{\odot} \approx 0,6 \text{ JT}$	
4	T_{\odot} на диаметре D – по табл. 10.34 в зависимости от типа подшипника	
5	T_{\perp} на диаметре D – по табл. 10.34. Степень точности допуска для подшипников шариковых – 8, роликовых – 7	
6	T_{\parallel} на диаметре D – по табл. 10.26. Степень точности допуска для подшипников шариковых – 8, роликовых – 7	
7	$T_{\oplus} \approx 0,4 (d_{\text{отв}} - d_{\text{в}})$, где $d_{\text{отв}}$ – диаметр отверстия под винт; $d_{\text{в}}$ – диаметр винта	

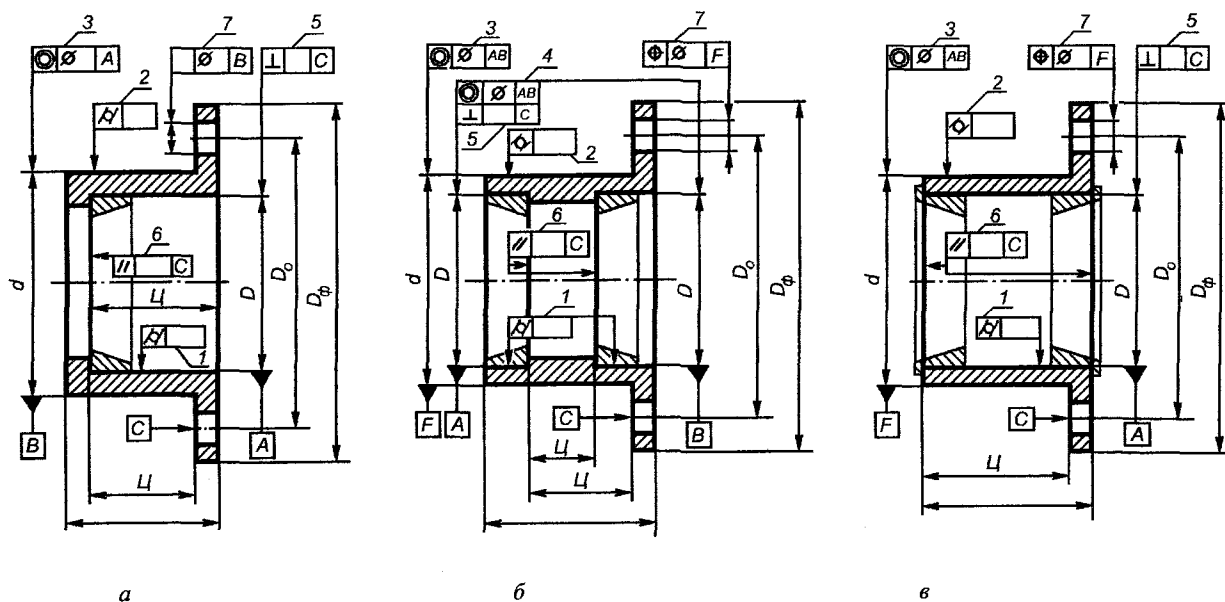


Рис. 10.88. Указание на чертежах допусков формы и расположения поверхностей стаканов при следующих вариантах фиксации внешних колец подшипников:
 а – по боковому упорному буртику; б – по центральному буртику; е – по торцам стакана упорными бортами, выполненными на наружных кольцах подшипников

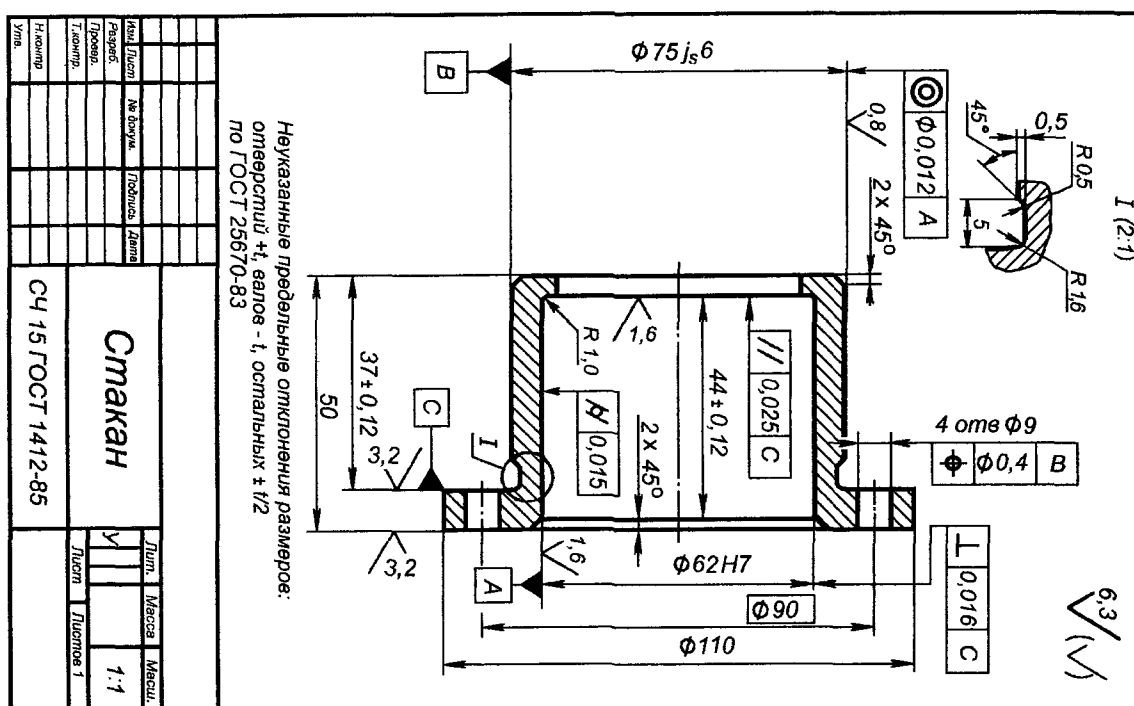


Рис. 10.89. Пример выполнения рабочего чертежа стакана с боковым упорным роликом

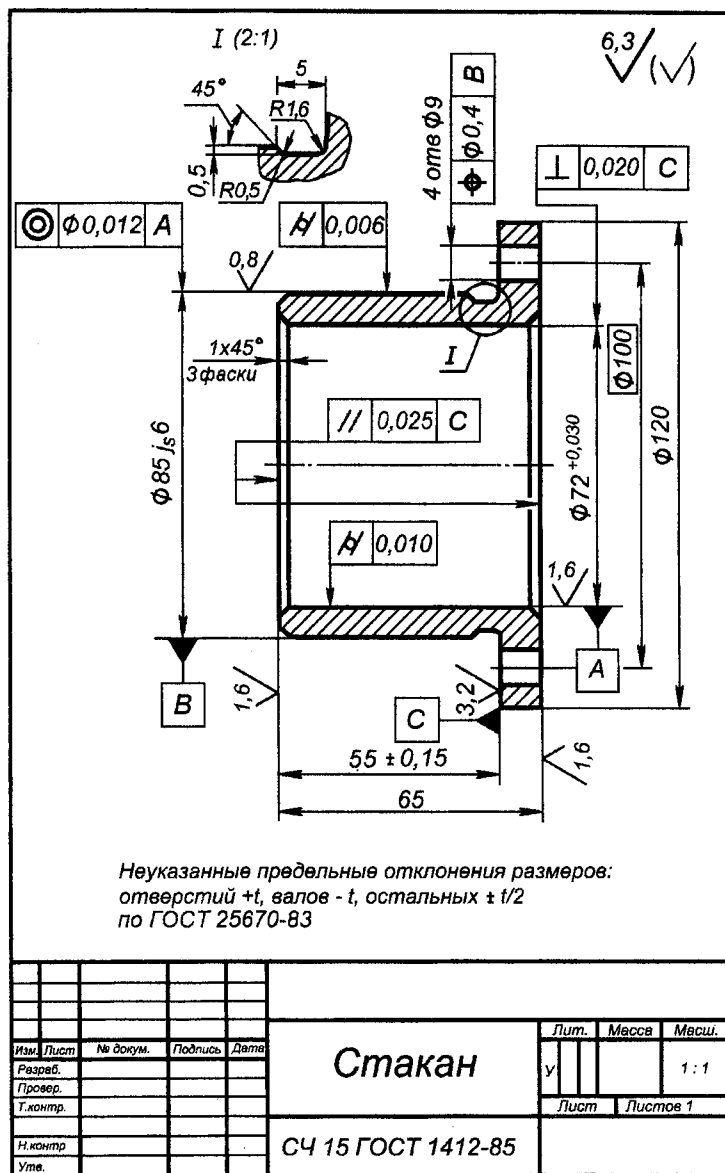


Рис. 10.90. Пример выполнения рабочего чертежа стакана без бокового упорного ролика

Таблица 10.34

Допуски соосности посадочных поверхностей вала
(цапф) T_{\odot_B} и корпуса T_{\odot_K} для подшипников качения
и допустимый угол перекоса колец подшипников

Тип подшипника	T_{\odot_B} , мкм	T_{\odot_K} , мкм	Θ , ...'
Радиальный шариковый однорядный	4,0	8,0	1,6
Радиально-упорный шариковый однорядный	3,0	6,0	1,2
Радиальный с короткими цилиндрическими роликами:			
без модифицированного контакта	1,0	2,0	0,4
с модифицированным контактом	3,0	6,0	1,2
Конический роликовый:			
без модифицированного контакта	1,0	2,0	0,4
с модифицированным контактом	2,0	4,0	0,8
Игольчатый роликовый однорядный:			
без модифицированного контакта	0,5	1,0	0,2
с модифицированным контактом	2,0	4,0	0,8
Радиальные шариковые и роликовые двух- рядные сферические	6,0	12,0	2,4

Примечание. T_{\odot_B} и T_{\odot_K} – допуски соосности посадочной поверхности вала и корпуса длиной B . При длине посадочного места B_1 табличные значения T следует умножить на $0,1B_1$.

11. МУФТЫ

Муфты – это устройства, служащие для соединения соосных деталей, например труб, валов, стержней и т.д. В курсе деталей машин рассматриваются муфты, соединяющие концы валов и служащие для передачи вращающего момента от одного вала к другому без изменения его величины и направления. Наряду с основным назначением муфт – передавать вращающий момент – муфты отдельных типов могут выполнять и другие функции (компенсировать погрешности изготовления и монтажа валов, обеспечивать соединение и разъединение валов во время работы механизма, передавать вращающий момент только в одном направлении и т.д.). Классификация муфт дана на рис. 11.1. Конструкции основных видов муфт показаны на рис. 11.2. Обозначение муфт на кинематических схемах представлено в табл. 11.1.

11.1. Нерасцепляемые муфты

У нерасцепляемых муфт полумуфты, насаженные на концы валов, находятся в постоянном соединении друг с другом. Разъединение валов, соединенных нерасцепляемыми муфтами, возможно только в результате разборки муфты при остановке механизма.

Нерасцепляемые муфты делятся на жесткие, компенсирующие и упругие.

11.1.1. Жесткие муфты

Жесткие муфты соединяют валы как одно целое. Они имеют малые размеры, простую конструкцию и низкую стоимость. Вместе с тем они не смягчают ударные нагрузки и не компенсируют погрешности изготовления и монтажа валов. Применяются в тихоходных приводах при точной соосности валов. Жесткие муфты делятся на втулочные, фланцевые и продольно-свертные. *Втулочные муфты* являются простейшими из муфт (рис. 11.3). Втулочная муфта представляет собой втулку 1, надетую на концы валов 4 и соединенную с валами коническими штифтами 2 (тип 1), призматическими или сегментными шпонками 5 (соответственно тип 2 и тип 3) или с помощью шлицевого прямобочного соединения (тип 4). Для предотвращения осевого смещения во время работы муфты типов 2, 3 и 4 имеют винт 2 с кольцом 3. Материал втулок – сталь 45 по ГОСТ 1050–88. Допускается изготовление втулки из других материалов с механическими свойствами не ниже, чем у стали 45. Штифты изготавливаются по ГОСТ 3169–70. Соединение призматическими шпонками осуществляется по ГОСТ 23360–78, сегментными – по ГОСТ 24071–80, шлицевое прямобочное соединение – по ГОСТ 1139–80.

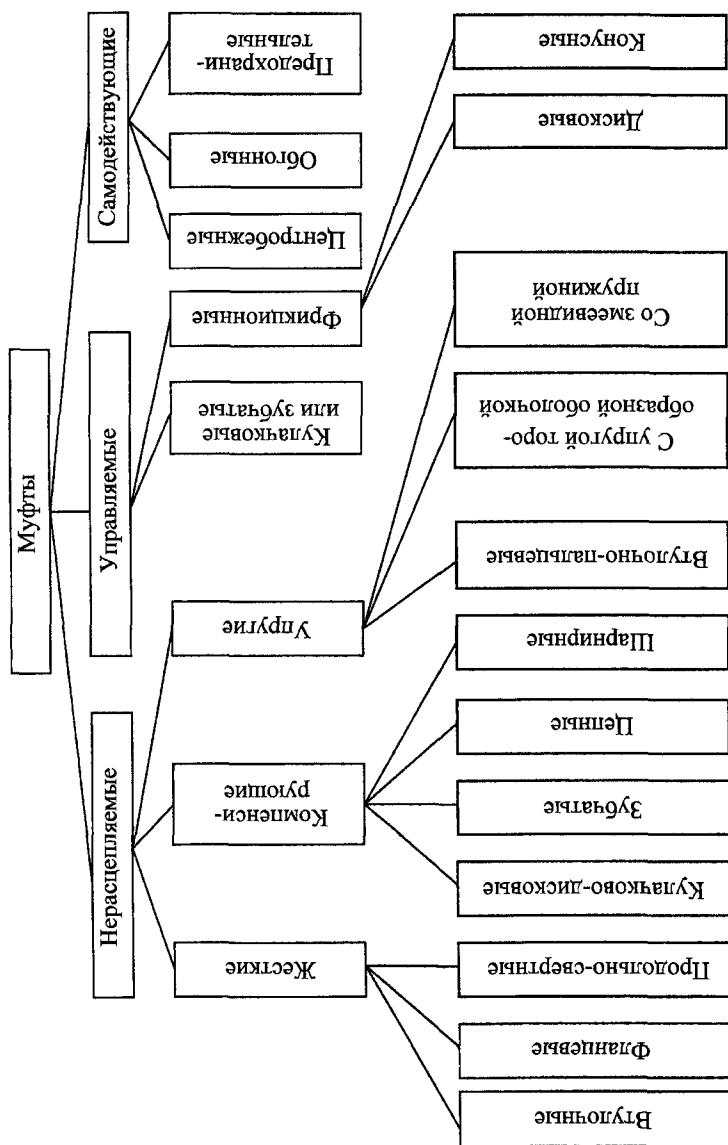


Рис.11.1. Классификация муфт

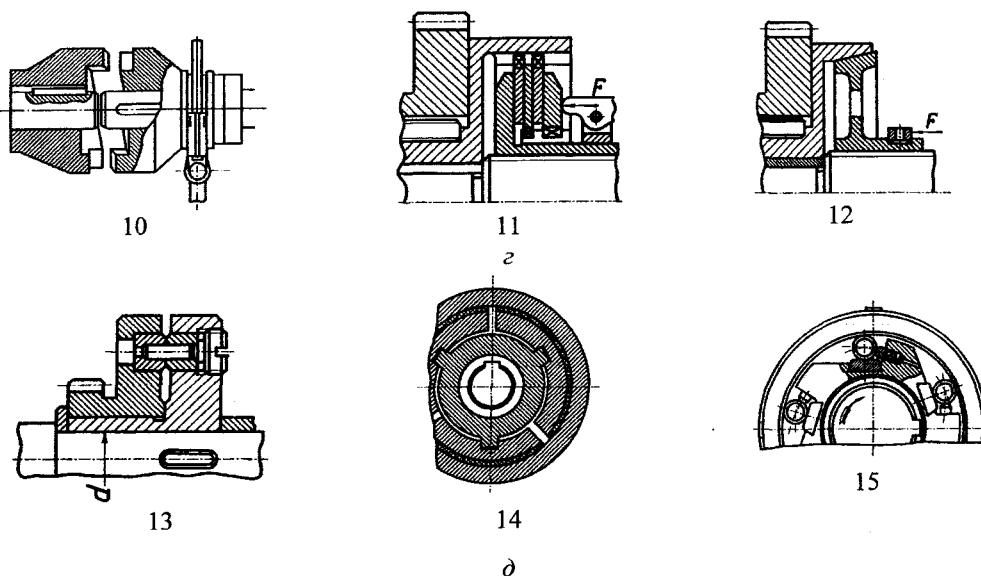
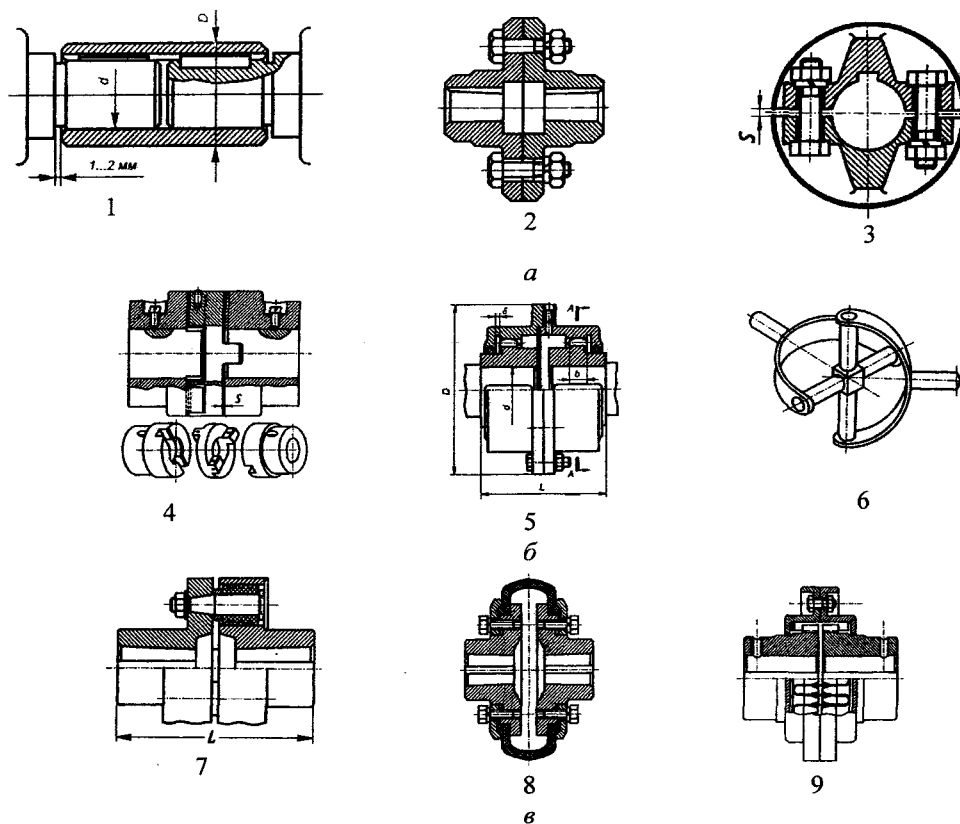




Рис. 11.2. Конструкции основных видов муфт:

- а* – нерасцепляемые жесткие: 1 – втулочная; 2 – фланцевая; 3 – продольно-свертная;
б – нерасцепляемые компенсирующие: 4 – кулачково-дисковая; 5 – зубчатая; 6 – шарнирная;
в – нерасцепляемые упругие: 7 – втулочно-пальцевая; 8 – с упругой торообразной оболочкой; 9 – со змеевидной пружиной; *г* – управляемые: 10 – кулачковая;
 11 – фрикционная дисковая; 12 – фрикционная конусная; *д* – самодействующие:
 13 – предохранительная; 14 – центробежная; 15 – обгонная

Таблица 11.1

Условные обозначения муфт на схемах (ГОСТ 2.770-68)

Тип муфты	Обозначение
1. Муфта. Общее обозначение без уточнения типа	
2. Муфта нерасцепляемая (неуправляемая): а) жесткая	
б) упругая	
г) компенсирующая	
3. Муфта сцепляемая (управляемая): а) общее обозначение	
б) односторонняя	
в) двусторонняя	
4. Муфта сцепляемая механическая: а) синхронная, например зубчатая	
б) асинхронная, например фрикционная	
5. Муфта автоматическая (самодействующая): а) общее обозначение	
б) обгонная (свободного хода)	
в) центробежная фрикционная	
г) предохранительная: с разрушаемым элементом	
с неразрушаемым элементом	

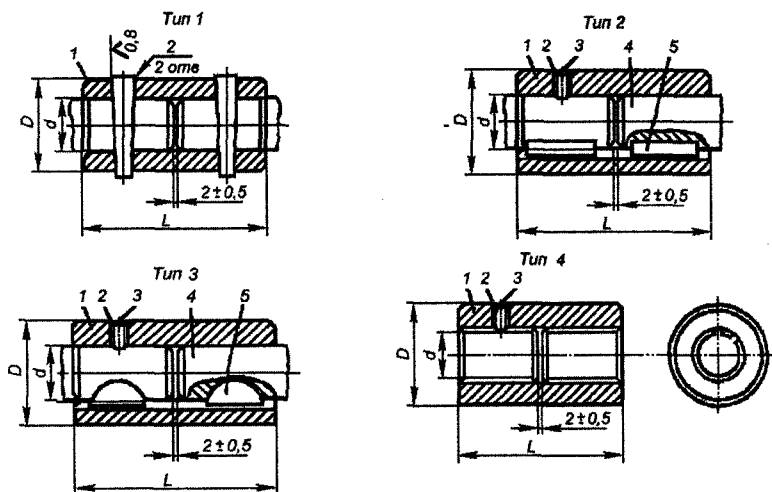


Рис. 11.3. Конструкции втулочных муфт:
1 – втулка; 2 – винт (для типа 1 – штифт); 3 – кольцо; 4 – вал; 5 – шпонка

Муфты типа 2 должны изготавливаться следующих исполнений;

1 – для концов валов исполнения 1 по ГОСТ 12080–66;

2 – для концов валов исполнения 2 по ГОСТ 12080–66.

Кроме недостатков, которые присущи всем жестким муфтам и были указаны выше, втулочные муфты требуют значительного осевого смещения при сборке и разборке. Расчет втулочных муфт на прочность сводится к расчету соединительных деталей (штифтов, шпонок, шлицевых соединений). Втулочные муфты изготавливают по ГОСТ 24246–96. Параметры и основные размеры втулочных муфт приведены в табл. 11.2.

Пример условного обозначения втулочной муфты типа 1, передающей номинальный вращающий момент 280 Н·м, с посадочным отверстием диаметром 38 мм, климатического исполнения У, категории 3;

Муфта втулочная 1-280-38-УЗ ГОСТ 24246–96.

То же, типа 2, исполнения 1:

Муфта втулочная 2-1-280-38-УЗ ГОСТ 24246–96.

Таблица 11.2

Размеры втулочных муфт, мм (ГОСТ 24246-96)

Номинальный вращающий момент T , Н·м	Тип	Исполнение	Диаметр поса- дочного отвер- стия d для 1-го ряда *	Наружный диаметр D	Длина муфты L	Номинальный вращающий момент T , Н·м	Тип	Исполнение	Диаметр поса- дочного отвер- стия d для 1-го ряда	Наружный диаметр D	Длина муфты L		
1	1	—	6	10	25	800	1	—	(53); 55; (56); 60	90	170		
2	1	—	7; 8	14	30		2	1	(48); 50; (53)	80	150		
4	1	—	9; 10	16	35		2	2	(48); 50; (53)		130		
8	1	—	11; 12				4	—	32; 36	60	80		
11,2	3	—	9; 10	28	45	1120	1	—	60; 63; (65)	100	180		
16	1	—	14; 16				2	1	(53); 55; (56); 60	90	160		
22,4	3	—	11; 12				2	2	(53); 55; (56); 60		140		
31,5	1	—	18; (19); 20	32	55		4	—	36; 42	70	90		
35,5	2	1; 2	16	28	45	1600	1	—	(65) 70; 71; (75)	110	200		
45	3	—	14				2	1	60; 63; (65)	100	200		
50	1	—	20; 22; (24)	38	65		2	2	60; 63; (65)		180		
	2	1; 2	18; (19)	38	45		4	—	42; 45	80	100		
	2	1; 2	20		55	2240	1	—	(75); 80; (85)	120	220		
71	2	1; 2	20; 22; (24)	38	65		1	—	70; 71; (75)	110	220		
90	1	—	25; 28	42	75		2	1	(65)		180		
125	1	—	28; 30; 32	48	90		2	2	70; 71; (65)		190		
	2	1; 2	25; 28	42	65	4	—	46; 52	90	110			
140	4	—	16; 18	38	45	3150	1	—	(85); 90; (95)	130	240		
180	1	—	28; 30; 32	48	90		1	—	80; (85)	120		190	
	2	1	28; 30	48	80		2	1	(75)			210	
		2	2	32	48		60	2	2		80; (85)	210	
200	1	—	32; 35; 36; (38)	55	105		4	—	52; (56)	100	120		
250	4	—	21; 23	42	50	4500	1	—	(95); 100; (105)	140	280		
280	1	—	(38); 40; (42)	60	120		1	—	90; (95)	130	300		
	2	1	32	55	100		2	1	(85)		210		
			35; 36; (38)		90		2	2	90; (95)		260		
			32; 35; 36; (38)		80		4	—	(56); 62		110	130	
355	4	—	23; 26	48	55	6300	1	—	100; (105)	140	280		
400	1	—	(42); 45; (48)	70	140		2	1	(95)		260		
	2	1	(38); 40; (42)	60	110		2	2	100; (105)		280		
		2	(38); 40; (42)		100		9000	4	—	72	120	150	
560	1	—	(48); 50; (53)	80	150					82	130	170	
	2	1	(42)	70	140	92				140	190		
			45; (48)		120	12500							
			(42)		125								
	2	2	45; (48)		110								
	4	—	26; 28; 32	55	65								

* В скобках даны размеры для 2-го ряда; 1-й ряд является предпочтительным.

Фланцевые муфты являются наиболее распространенным видом жестких нерасцепляемых муфт благодаря, с одной стороны, простоте конструкции и низкой стоимости, а с другой – возможности передавать большие вращающие моменты (до 25000 Н·м) и надежно работать при окружных скоростях до 70 м/с.

Фланцевая муфта состоит из двух полумуфт, которые насаживаются на концы валов и соединяются болтами друг с другом (рис. 11.4). Болты вставляются в отверстия полумуфт с зазором или без зазора. В первом случае вращающий момент передается силами трения между фланцами, возникающими от затяжки болтов. Во втором случае вращающий момент передается непосредственно болтами, работающими на срез.

При установке болтов с зазором их рассчитывают на совместное действие растяжения и кручения и вместо передаваемого вращающего момента T в расчетах берут расчетный вращающий момент T_p с учетом характера передаваемой нагрузки.

Должно быть выполнено условие

$$T_{тр} \geq T_p. \quad (11.1)$$

Момент от сил трения на торцевой поверхности фланца

$$T_{тр} = F_{зат} f z \frac{D_o}{2}, \quad (11.2)$$

где $F_{зат}$ – сила затяжки, Н;

$f = 0,15 \dots 0,20$ – коэффициент трения между фланцами;

$z = 4 \dots 8$ – число болтов;

D_o – диаметр окружности, на которой выполнены отверстия под болты, м.

Расчетный вращающий момент

$$T_p = K_p T, \quad (11.3)$$

где K_p – коэффициент режима работы: при постоянной нагрузке (ленточные конвейеры, токарные, шлифовальные и фрезерные станки) $K_p = 1,15 \dots 1,20$; нагрузке с небольшими колебаниями (цепные пластинчатые и винтовые конвейеры) $K_p = 1,30 \dots 1,50$; со значительными колебаниями (скребковые и ковшовые элеваторы, строгальные станки) $K_p = 1,7 \dots 2,0$; ударной (поршневые насосы и компрессоры, молоты и прессы, дробилки) $K_p = 2,5 \dots 3,0$.

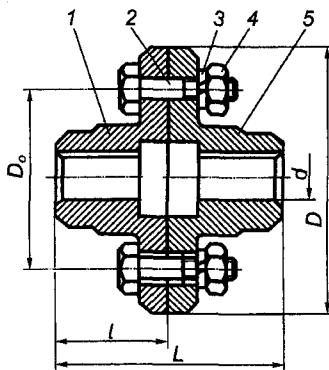


Рис. 11.4. Фланцевая муфта:
1, 5 – полумуфты; 2 – болт;
3 – шайба; 4 – гайка

Произведя подстановку (11.2) и (11.3) в выражение (11.1) и сделав соответствующие преобразования, имеем

$$F_{\text{зат}} \geq \frac{2K_p T}{f z D_o}. \quad (11.4)$$

Расчет болтов, работающих одновременно на растяжение и кручение, можно выполнить только на растяжение, но расчетную силу необходимо увеличить в 1,3 раза для учета скручивающей нагрузки, то есть

$$F_p = 1,3 F_{\text{зат}} = \frac{2,6 K_p T}{f z D_o}. \quad (11.5)$$

Внутренний диаметр болта определяется по формуле

$$d_1 = \sqrt{\frac{4F_p}{\pi[\sigma_p]}}, \quad (11.6)$$

где $[\sigma_p]$ – допускаемое напряжение на растяжение, МПа.

При установке болтов в отверстия фланцев без зазора крутящий момент передается непосредственно болтами, работающими на срез. Окружающая сила, действующая на один болт,

$$F = \frac{2K_p T}{z D_o}. \quad (11.7)$$

Диаметр стержня болта из условия прочности болта на срез

$$d_o = \sqrt{\frac{4F}{\pi[\tau_{\text{ср}}]}}, \quad (11.8)$$

где $[\tau_{\text{ср}}]$ – допускаемое напряжение на срез, МПа.

Расчеты показывают, что муфты с болтами, установленными в отверстия полумуфт без зазора, могут передавать большие вращающие моменты, чем муфты с болтами, установленными в отверстия с зазором.

Фланцевые муфты изготавливают по ГОСТ 20761–96 двух исполнений:

1 – с цилиндрическим отверстием для длинных концов валов по ГОСТ 12080–66;

2 – с цилиндрическим отверстием для коротких концов валов по ГОСТ 12080–66.

Параметры и основные размеры фланцевых муфт даны в табл.11.3.

Значения номинального вращающего момента в табл.11.3 указаны для муфт с постоянными по величине и направлению нагрузками. Если нагрузка является переменной и может периодически достигать двукратного увеличения, значения номинального вращающего момента должны быть уменьшены в 1,4 раза.

Таблица 11.3

Размеры фланцевых муфт, мм (ГОСТ 20761-96)

Номинальный вращающий момент T для муфт из ста- ли, Н·м	d (отклонение по Н7)	D , не бо- лее	l		L		Масса, кг, не более	
			Не более					
			Исполнение					
			1	2	1	2	1	2
16	11; 12; 14 16; 18	80	30 40	25 28	63 84	53 60	1,2	1,3
31,5	16; 18; 19 20; 22	90	40 50	28 36	84 104	60 76	1,6	1,4
63	20; 22; 24 25; 28	100	50 60	36 42	104 124	76 83	2,8	2,5
125	25; 28 30; 32; 35; 36	110	60 80	42 58	124 170	83 120	4,5	4,0
160	30; 32; 35; 36; 38	130	80	58	170	120	7,5	5,0
250	32; 35; 36; 38 40; 42; 45	135	80 110	58 82	170 230	120 170	8,0	7,0
400	35; 36; 38 40; 42; 45; 48; 50	140	80 110	58 82	170 230	120 170	9,5	8,0
630	45; 48; 50; 53; 55; 56 60	160	110 140	82 105	230 290	170 220	14,5	12,3
1000	50; 53; 55; 56 60; 63; 65; 70; 71	170	110 140	82 105	230 290	170 220	19,0	16,0
1600	60; 63; 65; 70; 71; 75 80; 85	190	140 170	105 130	290 350	220 270	25,3	20,0
2500	70; 71; 75 80; 85; 90; 95 100	220	140 170 210	105 130 165	290 350 430	220 270 340	41,0	34,0
4000	80; 85; 90; 95 100; 105; 110	240	170 210	130 165	350 430	270 340	58,0	50,5
6300	95 100; 105; 110; 120; 125 130	280	170 210 250	130 165 200	350 430 510	270 340 410	96,0	80,0
10000	110; 120; 125 130; 140; 150	320	210 250	165 200	430 510	340 410	121,5	101,0
16000	125 130; 140; 150	360	210 250	165 200	430 510	340 410	169,0	141,0
25000	150	400	250	200	510	410	250,5	191,0

Примечания. 1. Значения номинального вращающего момента T указаны для муфт из сталей марки 40 или 35Л; для муфт, изготавливаемых из чугуна марки СЧ 20, значения T вдвое меньше указанных в таблице. При применении материалов с более высокими механическими свойствами допускается увеличение значения T до пределов, устанавливаемых расчетным методом.

2. d , равные 11; 12; 14; 18; 20; 22; 25; 28; 30; 32; 35; 36; 40; 45; 50; 55; 60; 63; 70; 80; 90; 100; 110; 125; 140 мм являются предпочтительными.

3. ГОСТ предусматривает также $d > 150$ мм и $T > 25000$ Н·м.

4. Масса приведена для стальных муфт. Для чугунных муфт масса должна быть не более 0,95 от заданной.

При реверсивном вращении и переменной нагрузке значения номинального вращающего момента должны быть уменьшены в 1,96 раза.

Допускается сочетание полумуфт в разных исполнениях и с различными диаметрами посадочных отверстий.

Пример условного обозначения фланцевой муфты, передающей номинальный вращающий момент $T = 16$ Н·м, с диаметром посадочного отверстия $d = 12$ мм, полумуфты исполнения 1, из стали, климатического исполнения У, категории 3:

Муфта фланцевая 16-12-11-УЗ ГОСТ 20761-96.

То же, из чугуна:

Муфта фланцевая 16-12-12-УЗ ГОСТ 20761-96.

То же, одна полумуфта с диаметром посадочного отверстия $d = 12$ мм, исполнения 2, обе полумуфты из стали:

Муфта фланцевая 16-12-11-18-21-УЗ ГОСТ 20761-96.

Продольно-свертные муфты состоят из двух полумуфт, разделяемых по плоскости, проходящей через оси соединяемых валов, и стягиваемых болтами. Их применяют реже, чем втулочные и фланцевые муфты, так как они сложнее в конструктивном исполнении, более тяжелые и дорогие. Их главное достоинство состоит в том, что могут быть сняты с валов без разборки механизма.

Конструкция продольно-свертной муфты представлена на рис.11.5. В табл.11.4 приведены параметры и размеры продольно-свертных муфт. Материал полумуфт — чугун СЧ 20 по ГОСТ 1412-85. Допускается изготовление из других материалов с механическими свойствами не ниже, чем у чугуна СЧ 20.

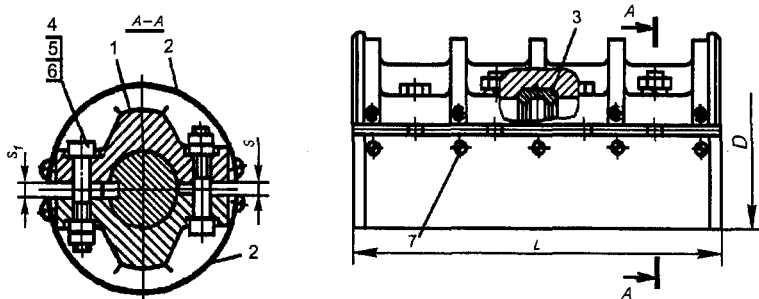


Рис. 11.5. Продольно-свертная муфта:
1 — полумуфта; 2 — полукожух; 3 — фиксирующие полукольца;
4 — болт; 5 — гайка; 6 — шайба; 7 — винт

Таблица 11.4

Параметры продольно-свертных муфт (ГОСТ 23106-78 в ред. 1990 г.)

Номинальный вращающий момент T , Н·м	d		D	L	s	s_1	Частота вращения, с ⁻¹ , не более	Динами- ческий момент инер- ции, кг·м ²	Масса, кг, не более
	1-й ряд	2-й ряд							
	мм								
125	25; 28	—	90	90	2	8	4,2	0,002	2,37; 2,04
200	—	30	105	120		8		0,004	3,79
	32	35				10			3,73; 3,70
315	36	35; 38	110	120		10		0,006	5,29; 5,31; 5,18
	40					12			5,05
500	40	42	120	170	12	0,011		6,21; 5,94	
	45	—			14			5,76	
800	50	48	140		14	0,013		6,76; 6,40	
1250	55	56	150		16	0,020		9,32; 9,19	
	60	63			18			8,54; 8,28	
2000	—	63	170	220	3	18	0,045	13,15	
	70	65; 71				20		12,28; 12,61;	
3150	—	75	200	220		22	0,116	24,50	
	80	85				25		23,39; 22,20	
5000	—	85	210	270		22	0,145	25,67	
	90	95				25		24,43; 21,30	
8000	100	110	240	340		28	0,228	32,55; 29,71	
12500	125	120	280	340		32	1,6	0,646	66,60; 68,08
		130							66,50

Примечания: 1. При наличии на валах элементов, фиксирующих муфту по продольной оси, фиксирующие полукольца не применять.

2. Допускается применение муфт без кожуха при условии установки стационарного ограждения.

Пример условного обозначения продольно-свертной муфты с номинальным вращающим моментом $T = 125$ Н·м, диаметром посадочных отверстий в полумуфтах под валы $d = 28$ мм, с фиксирующими полукольцами, климатического исполнения У, категории 3 по ГОСТ 15150-69:

Муфта 125-28-1-У3 ГОСТ 23106-78.

То же, но без фиксирующих полуколец:

Муфта 125-28-2-У3 ГОСТ 23106-78.

11.1.2. Компенсирующие муфты

Компенсирующие муфты, кроме основного назначения – передача вращающего момента, могут компенсировать осевые, радиальные и угловые погрешности валов, полученные из-за неточности их изготовления и монтажа. К ним относятся зубчатая, кулачково-дисковая, шарнирная и цепная муфты.

Зубчатая муфта является самой распространенной из компенсирующих универсальных муфт (рис.11.6). Она состоит из двух полумуфт с наружными бочкообразными зубьями эвольвентного профиля. На полумуфты надеты обоймы с внутренними зубьями. Обоймы соединены между собой болтами. С целью уменьшения износа зубьев в обойму заливают масло высокой вязкости, а зубья полумуфт и обойм подвергают термообработке. Заготовки полумуфт и обойм должны быть коваными или литыми. Кованые заготовки изготавливают из стали марок 35ХМ по ГОСТ 4543–71 и 40, 45, 50 по ГОСТ 1050–88, а литые – 40Л, 45Л и 50Л по ГОСТ 977–88.

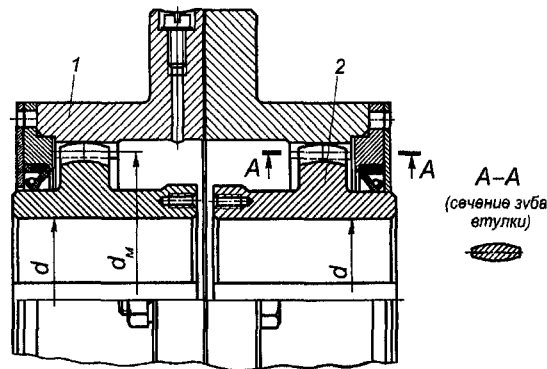


Рис. 11.6. Зубчатая муфта (тип 1, исполнение 1):
1 – обойма; 2 – полумуфта (втулка)

Достоинства зубчатых муфт: большая несущая способность и высокая надежность благодаря большому количеству одновременно работающих зубьев; технологичность изготовления благодаря применению современных технологий нарезания зубьев; возможность передачи больших вращающих моментов (до 63 кН·м).

Зубчатые муфты изготавливаются по ГОСТ Р50895–96 следующих типов и исполнений:

- тип 1 – с разъемной обоймой;
- тип 2 – с промежуточным валом;
- тип 3 – с неразъемной обоймой;

исполнение 1 – с цилиндрическими отверстиями для коротких валов по ГОСТ 12080-66;

исполнение 2 – с коническими отверстиями для коротких валов по ГОСТ 12081-72 для муфт типов 1 и 3.

Допускается по заказу потребителя изготавливать втулки с отверстиями для концов валов другой формы.

Основные параметры и размеры муфт должны соответствовать указанным в табл.11.5.

Таблица 11.5

Основные размеры зубчатых муфт типа 1, мм (ГОСТ Р 50895-96)

Исполнение 1

Исполнение 2

1 – втулка; 2 – обойма

Номинальный крутящий момент, Н·м	$dH7, d1H9$	D	D_1	D_2	l	L	Наибольшая частота вращения, c^{-1}
1000	40	145	100	60	82	174	90
1600	55	170	125	80			80
2500	60	185	135	85	105	220	75
4000	65	200	150	95			62
6300	80	230	175	115	130	270	55
10000	100	270	200	145	165	340	47
16000	120	300	230	175		345	40
25000	140	330	260	200	200	415	35
40000	160	410	330	230			29
63000	200	470	390	290	240	500	20

В муфтах допускается комбинация втулок различных исполнений.

Критерием предельного состояния муфт является износ зубьев втулок или обоймы на делительном диаметре на величину, равную 0,4 модуля зацепления.

Критериями отказа муфт являются:

- поломка хотя бы одного зуба обоймы или втулки;
- появление трещин на втулках и обоймах и их разрушение (кроме зубьев);

- поломка хотя бы одного крепежного изделия;
- разрушение хотя бы одного уплотнения;
- течь смазочного материала в местах выхода валов и по разъемам.

Пример условного обозначения зубчатой муфты типа 1 с номинальным крутящим моментом 4000 Н·м, диаметром посадочного отверстия во втулках 50 мм, с втулками исполнения 1, климатического исполнения У, категории 2:

Муфта 1-4000-50-1У2 ГОСТ Р 50895–96.

То же, типа 2, с диаметром посадочных отверстий во фланцевых полумуфтах 55 мм:

Муфта 2-4000-55-1У2 ГОСТ Р 50895–96.

То же, типа 1, с втулками исполнения 1, в одной из которых диаметр посадочного отверстия 55 мм:

Муфта 1-4000-50-1-55-1У2 ГОСТ Р 50895–96.

То же, одна втулка исполнения 1, другая – исполнения 2 с диаметром посадочного отверстия 55 мм:

Муфта 1-4000-50-1-55-2У2 ГОСТ Р 50895–96.

Кулачково-дисковая муфта предназначена для соединения валов с радиальным смещением. За счет осевых зазоров она позволяет также компенсировать небольшие осевые и угловые смещения. Кулачково-дисковая муфта

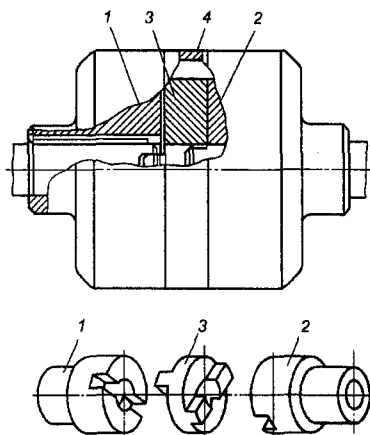


Рис. 11.7. Кулачково-дисковая муфта: 1, 2 – полумуфты; 3 – промежуточный диск; 4 – кожух

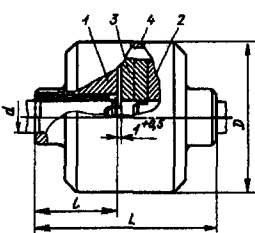
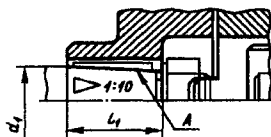
(рис. 11.7) состоит из двух полумуфт, промежуточного плавающего диска и кожуха. На торцах диска имеются перпендикулярно расположенные прямоугольные выступы, входящие в пазы полумуфт. Кулачково-дисковая муфта позволяет передавать вращающий момент от 16 до 16000 Н·м. Максимальная угловая скорость 4 рад/с для вращающих моментов до 6300 Н·м и 1,6 рад/с – свыше 6300 Н·м. Максимальное радиальное смещение валов $\Delta_r = 0,04d$ (d – диаметр вала); максимальное угловое смещение валов $\Delta_\alpha = 0^\circ 30'$.

В соответствии с ГОСТ 20720-93 полумуфты изготавливают следующих исполнений: 1 – с цилиндрическими отверстиями для длинных концов валов по ГОСТ 12080-66; 2 – с цилиндрическими отверстиями для коротких концов валов по ГОСТ 12080-66; 3 – с коническими отверстиями для длинных концов валов по ГОСТ 12081-72; 4 – с коническими отверстиями для коротких концов валов по ГОСТ 12081-72.

Параметры кулачково-дисковых муфт даны в табл. 11.6.

Таблица 11.6

Основные параметры кулачково-дисковых муфт, мм (ГОСТ 20720-93)

Исполнение 1			Исполнение 3 и 4						
									
Номиналь- ный кру- тящий мо- мент, Н·м	d Н7, d_1 Н9	D	L		l		l_1	Радиаль- ное смещение, не более	
			Исполнение						
			1, 3	2, 4	1	2	3		4
16	16, 18	100	—	75	—	28	—	18	0,6
31,5	16, 18, (19)		—	90	—	36	—	24	0,7
	20, 22		—	105	—	42	—	26	0,8
63	20, 22, (24)	140	—	105	—	42	—	26	1,0
	25, 28		185	140	80	58	60	38	1,2
125	25, 28	170	245	190	110	82	84	56	1,6
	30, 32, 35, 36		185	140	80	58	60	38	2,0
250	32, 35, 36, (38)	210	245	190	110	82	84	56	2,2
	40, (42), 45		305	235	140	105	107	72	2,5
400	(38)	250	245	190	110	82	84	56	3,0
	40, (42), 45, (48), 50, (53)		360	280	170	130	132	92	3,0
630	45, (48), 50, (53), 55, (56)	290	305	235	140	105	107	72	3,0
	60, 63		360	280	170	130	132	92	3,0
1000	50, (53), 55, (56)	350	440	350	210	165	167	122	3,0
	60, 63, (65), 70, 71		440	350	210	165	167	122	3,0
1600	60, 63, (65), 70, 71, (75)	400	440	350	210	165	167	122	3,0
	80, (85)		440	350	210	165	167	122	3,0
2500	80, 85, 90, (95)	450	440	350	210	165	167	122	3,0
	80, 85, 90, 95		440	350	210	165	167	122	3,0
2500	100	500	440	350	210	165	167	122	3,0

Продолжение табл. 11.6

Номиналь- ный кру- тящий мо- мент, Н·м	d Н7, d_1 Н9	D	Исполнение						Радиаль- ное сме- щение, не более
			L		l		l_1		
			1, 3	2, 4	1	2	3	4	
4000	80, (85), 90, (95)	310	360	280	170	130	132	92	3,5
	100, (105), 110								
6300	100, (105), 110, (120), 125	350	440	350	210	165	167	122	4,0
	(130), 140								
10000	110, (120), 125	350	440	350	210	165	167	122	4,5
	(130), 140		550	450	250	200	202	152	
16000	125	390	440	350	210	165	167	122	5,0
	130, 140, 150		550	450	250	200	202	152	

Примечание. Значения d , d_1 , указанные в скобках, менее предпочтительны.

Пример условного обозначения кулачково-дисковой муфты с номинальным крутящим моментом $M = 250$ Н·м, диаметром посадочного отверстия полумуфт $d = 32$ мм, с полумуфтами исполнения 1, климатического исполнения У, категории 3:

Муфта 250-32-1-УЗ ГОСТ 20720-93.

То же, но при исполнении одной полумуфты 1, другой – 3:

Муфта 250-32-1-3-УЗ ГОСТ 20720-93.

То же, но с диаметром посадочного отверстия одной полумуфты при исполнении одной полумуфты $d = 32$ мм, исполнения 1, другой полумуфты $d = 40$ мм, исполнения 2:

Муфта 250-32-1-40-2-УЗ ГОСТ 20720-93.

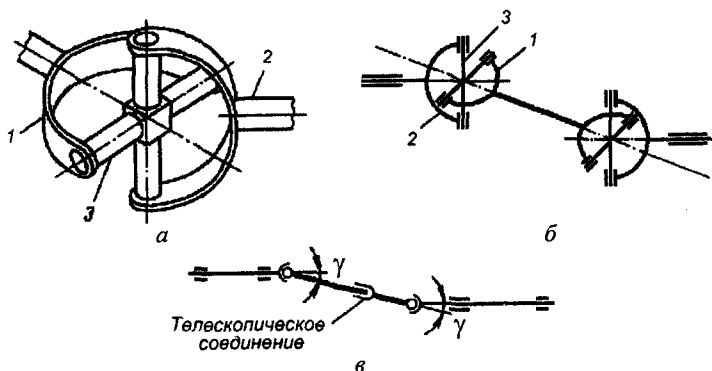
Шарнирные муфты (шарниры Гука) предназначены для соединения цилиндрических валов с взаимным наклоном до 45° , причем угол наклона валов может меняться. Вращение под таким большим углом возможно благодаря тому, что муфта имеет два шарнира с двумя взаимно перпендикулярными осями (рис. 11.8).

Применяя две муфты, можно удвоить предельный угол между валами или передавать вращение между параллельными валами. При необходимости изменения расстояния между параллельными валами следует использовать телескопический промежуточный вал.

Шарнирные муфты применяются в следующих случаях:

1) для компенсации угловых смещений осей валов из-за погрешностей сборки механизмов или деформаций их элементов (деформаций рессор в транспортных и других машинах);

2) для передачи вращения между параллельными валами.



По габаритным размерам и допускаемым вращающим моментам шарнирные муфты можно разделить на малогабаритные (передаваемый вращающий момент до $1120 \text{ Н} \cdot \text{м}$) и крупногабаритные (передаваемый вращающий момент более $1120 \text{ Н} \cdot \text{м}$).

Малогабаритные шарнирные муфты изготавливают по ГОСТ 5147–80 двух типов: одинарные и двойные с промежуточной спаренной вилкой. Конструкции одинарной и двойной шарнирных муфт показаны на рис.11.9.

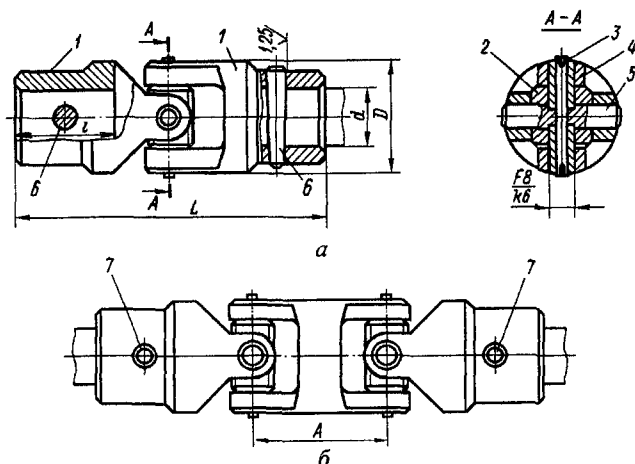


Таблица 11.7

Параметры шарнирных муфт (ГОСТ 5147-80)

Номинальный момент T_p , Н·м	d , мм		D , мм	L , мм, для типов муфт				l , мм				A , мм (справочный)	Динамический момент инерции, $\text{кг} \cdot \text{м}^2 \cdot 10^{-6}$								Масса, кг, не более			
													Тип муфты											
	1								2								1		2					
	Исполнение								Исполнение								Исполнение							
	1-й ряд	2-й ряд		1	2	1	2	1	2	1	2		1	2	1	2	1	2	1	2				
11,2	8	—	16	56	—	76	—	20	—	20	0,223	—	—	0,32	—	0,057	—	0,080	—					
	9	—		62	56	82	76	—	—			0,198	—	—	0,051	—	0,074	—						
	10	—		66	60	92	86	23	20			—	—	0,100	0,092	0,147	0,139							
22,4	11	—	20	80	70	106	96	30	25	26	0,630	0,560	0,92	0,87	0,094	0,080	0,141	0,127						
	12	—		86	76	118	108	30	25			0,102	0,096	0,149	0,148									
	14	—		86	76	118	108	30	25			0,170	0,152	0,242	0,224									
45,0	16	—	25	112	88	150	126	40	28	32	1,440	1,290	2,09	1,94	0,150	0,135	0,222	0,207						
	18	—		140	112	188	160	50	36			0,390	0,321	0,558	0,489									
	—	19		148	120	206	178	50	36			0,367	0,299	0,535	0,467									
140,0	20	—	40	140	112	188	160	50	36	48	16,300	12,900	24,00	20,60	0,653	0,480	0,973	0,800						
	22	—		168	132	326	190	60	42			0,720	0,590	1,040	0,910									
	—	24		148	120	206	178	50	36			0,667	0,550	0,987	0,870									
280,0	25	—	50	168	132	326	190	60	42	58	45,600	36,600	68,80	59,80	1,170	0,960	1,780	1,570						
	28	—		222	178	292	248	80	58			1,280	1,080	1,890	1,640									
	30	—		222	178	292	248	80	58			1,160	0,900	1,770	1,510									
560,0	32	—	60	236	192	328	284	110	82	70	148,000	117,000	207,000	176,70	2,830	2,310	3,900	3,380						
	35	—		296	240	388	332	—	—			2,710	2,210	3,780	3,280									
	—	38		236	192	328	284	—	—			2,510	1,870	3,580	2,940									
1120,0	40	—	75	296	240	388	332	110	82	92	396,000	338,000	585,000	525,00	4,310	3,630	6,530	5,850						
	42	—		296	240	388	332	—	—			5,030	4,410	7,250	6,630									
	—	42		296	240	388	332	—	—			4,810	4,050	7,030	6,270									

Примечания: 1. 1-й ряд является предпочтительным.

2. При смещении валов допустимый вращающий момент для муфт составит $T_p = T \cos \alpha$, где T_p — расчетное значение момента, Н·м; α — угол между осями соединяемых муфтой валов.

Полумуфты для каждого типа муфт должны изготавливаться в двух исполнениях: исполнение 1 — на длинные концы валов; исполнение 2 — на короткие концы валов.

Основные параметры шарнирных муфт по ГОСТ 5147–80 даны в табл. 11.7.

Пример условного обозначения шарнирной муфты, передающей номинальный вращающий момент 140 Н·м, типа 1, с диаметром посадочного отверстия полумуфт $d = 20$ мм исполнения 1, в климатическом исполнении У и категории 3 по ГОСТ 15150–69:

Муфта шарнирная 140–1–20–1–УЗ ГОСТ 5147–80.

То же, для передачи номинального вращающего момента 140 Н·м, типа 2, одна из полумуфт которой диаметром $d = 19$ мм в исполнении 1, другая диаметром $d = 22$ мм в исполнении 2, в климатическом исполнении Т, категории размещения 2 по ГОСТ 15150–69:

Муфта шарнирная 140–2–19–1–22–2–Т2 ГОСТ 5147–80.

Цепная муфта представляет собой две одинаковые цепные звездочки, насаженные на концы валов и соединенные между собой охватывающей их однорядной или двухрядной роликовой цепью по ГОСТ 13568–97 (рис. 11.10). Цепная муфта допускает перекосы валов до 1° и радиальное смещение до 1 мм. Цепные муфты просты по конструкции, имеют малые габариты. При монтаже и демонтаже муфт не требуется осевых смещений валов.

Цепные муфты имеют недостаток: в шарнирах самой цепи и в сопряжении её со звездочками имеются зазоры, поэтому цепные муфты нельзя использовать в реверсивных передачах, а также при передаче больших динамических нагрузок.

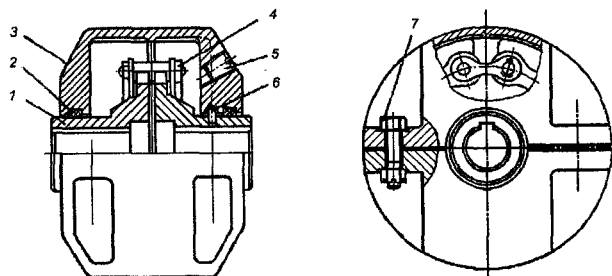


Рис. 11.10. Цепная муфта:

- 1 — полумуфта; 2 — уплотнение; 3 — кожух; 4 — роликовая цепь;
- 5 — пробка смазочного отверстия; 6 — установочный винт;
- 7 — соединительный болт

Цепные муфты изготавливают по ГОСТ 20742-93 следующих типов:

тип 1 – с однорядной цепью;

тип 2 – с двухрядной цепью.

Полумуфты должны изготавливаться следующих исполнений:

исполнение 1 – с цилиндрическим отверстием для коротких концов валов по ГОСТ 12080-66;

исполнение 2 – с коническим отверстием для коротких концов валов по ГОСТ 12081-66;

исполнение 3 – с цилиндрическим отверстием для валов, соответствующих шлицевому соединению средней серии с прямобочными зубьями по ГОСТ 1139-80;

исполнение 4 – с отверстием для валов, соответствующих шлицевому соединению с эвольвентными зубьями по ГОСТ 6033-80.

Допускается изготавливать полумуфты для длинных концов валов по ГОСТ 12080-66 и ГОСТ 12081-72.

Полумуфты изготавливают из сталей марки 45 по ГОСТ 1050-88 или марки 45Л по ГОСТ 977-88 с твердостью зубьев полумуфт HRC 40...45.

Основные параметры и размеры цепных муфт типа 1 приведены в табл. 11.8.

Пример условного обозначения цепной муфты с номинальным крутящим моментом $M_{кр} = 1000 \text{ Н}\cdot\text{м}$, типа 1, с диаметром посадочного отверстия полумуфты $d = 56 \text{ мм}$, с полумуфтами исполнения 1, климатического исполнения У, категории 3:

Муфта 1000-1-56-1-У3 ГОСТ 20742-93.

То же типа 2, с диаметром посадочного отверстия одной полумуфты $d = 56 \text{ мм}$, исполнения 1, другой полумуфты $d = 60 \text{ мм}$ исполнения 2:

Муфта 1000-2-56-1-60-2-У3 ГОСТ 20742-93.

То же, типа 1, с полумуфтами исполнения 3, с наружным диаметром шлицев $D = 60 \text{ мм}$:

Муфта 1000-1-8x52x60x108-3-У3 ГОСТ 20742-93.

То же, типа 2, с диаметром посадочного отверстия одной полумуфты $d = 60 \text{ мм}$ исполнения 1, с наружным диаметром зубьев другой полумуфты $D = 60 \text{ мм}$, посадкой по диаметру центрирования Н7, модулем $m = 1,5 \text{ мм}$, исполнения 4:

Муфта 1000-2-60-1-60 x Н7x1,5-4-У3 ГОСТ 20742-93.

Таблица 11.8

Основные параметры цепных муфт с однорядной цепью
(по ГОСТ 20742-93)

Исполнение 1

Исполнение 2

Номи- наль- ный крутя- щий момент, Н·м	d H7, d_1 H9, мм	D , мм	L , мм			l , мм			Допускаемое смещение валов		Наи- большая частота враще- ния, с ⁻¹	
			Исполнение						Угло- вое, ... °, не бо- лее	Ради- альное, мм, не более		
			1	2	3, 4	1	2	3, 4				
63	20, 22, (24)	110	102	80	74	36	25	36	1,0	0,16	25	
	25, 28		122	92		42	27			0,20	22	
125	30, 32, 35, 36	125			86			42		0,25	20	
	32, 35, 36, (38)		162	124		58	39			0,32	18	
250	40, (42), 45	140								0,40	16	
	40, (42), 45, (48), 50, (53), 55, (56)	200	222	172	118	82	57	58		0,50	14	
500	50, (53), 55, (56)	210								0,60	12	
	60, 63, (65), 70, 71		284	220	168	105	73	82		0,80	11	
1000	63, (65), 70, 71, (75)	280										
	80, (85), 90		344	272	214	130	94	105				
2000	80, (85), 90, (95)	310										
	100, (105), 110		424	342	264	165	124	130				
4000	100, (105), 110, (120), 125	350										
	(130), 140		504	408	334	200	154	165				

Примечание. Значения d , d_1 , указанные в скобках, менее предпочтительны.

11.1.3. Упругие муфты

Упругие муфты служат для снижения динамических нагрузок, предотвращения резонансных колебаний и компенсации небольших погрешностей взаимного расположения валов.

Особенно эффективны упругие муфты при реверсивных приводах. Упругие муфты состоят из двух полумуфт с промежуточными упругими элементами между ними, которые изготавливаются из неметаллических или металлических материалов.

Основным неметаллическим материалом является резина, которая обладает высокой эластичностью и демпфирующей способностью. Металлические упругие элементы – это стальные пружины, стержни, пластины. Существует большое количество упругих муфт. В данном пособии рассматриваются только муфты упругие втулочно-пальцевые, муфты упругие с торообразной оболочкой и муфты со змеевидной пружиной, так как они нашли наибольшее применение в технике.

Упругие втулочно-пальцевые муфты являются наиболее распространенными благодаря простоте конструкции, легкости изготовления, надежности упругих элементов, а также возможности их замены.

Втулочно-пальцевая муфта (рис. 11.11) состоит из двух полумуфт, посаженных на концы соединяемых валов; стальных пальцев, закрепленных гайками в одной из полумуфт с посадкой на конус; упругих резиновых втулок. Допускается замена упругих втулок набором колец из того же материала.

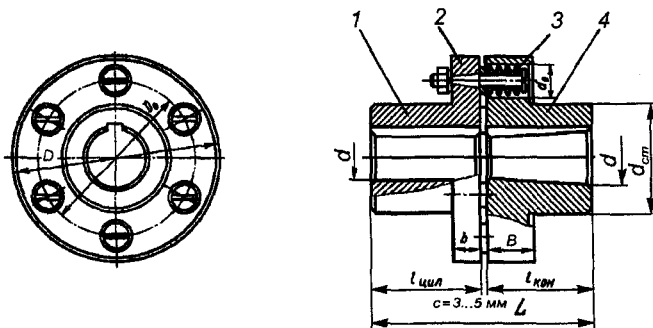


Рис. 11.11. Упругая втулочно-пальцевая муфта:
1, 4 – полумуфты; 2 – палец; 3 – втулка

Муфты допускают радиальное смещение не более 0,1 мм и угол пере-
коса валов не более 1°.

Упругие втулочно-пальцевые муфты изготавливают по ГОСТ 21424-93
следующих исполнений:

1 – с цилиндрическими отверстиями для длинных концов валов по
ГОСТ 12080-66;

2 – с цилиндрическими отверстиями для коротких концов валов по
ГОСТ 12080-66;

3 – с коническими отверстиями для длинных концов валов по
ГОСТ 12081-72;

4 – с коническими отверстиями для коротких концов валов по
ГОСТ 12081-72.

Основные параметры и размеры упругих втулочно-пальцевых муфт
даны в табл. 11.9.

Полумуфты изготавливаются из чугуна СЧ 20 по ГОСТ 1412-85.
Допускается изготовление полумуфт из других материалов с механическими
свойствами не ниже, чем у чугуна марки СЧ 20. Материал пальцев – сталь
с механическими свойствами не ниже, чем у стали марки 45 по
ГОСТ 1050-88.

Пример условного обозначения упругой втулочно-
пальцевой муфты с номинальным крутящим моментом 250 Н · м, диамет-
ром посадочного отверстия $d = 40$ исполнения 1, климатического исполне-
ния У, категории 3:

Муфта упругая втулочно-пальцевая 250-40-1 У3 ГОСТ 21424-93.

То же с номинальным крутящим моментом 250 Н · м, одна из полу-
муфт диаметром $d = 32$ мм, исполнения 1, другая – диаметром $d = 40$ мм,
исполнения 4, климатического исполнения Т, категории 2:

Муфта упругая втулочно-пальцевая 250-32-1-40-4-Т2 ГОСТ 21424-93.

В обозначении муфты после значения номинального крутящего мо-
мента указывают обозначение полумуфты с отверстиями для крепления
пальцев.

Таблица 11.9

Основные параметры упругих втулочно-пальцевых муфт (ГОСТ 21424-93)

С полумуфтами исполнений 1 и 2

С полумуфтами исполнений 3 и 4

1 – полумуфта; 2 – палец; 3 – распорная втулка; 4 – упругая втулка

Номинальный крутящий момент, Н·м	d Н8, d_1 Н9, мм	D , мм	L , мм, не более				l , мм, не более				Наибольшая частота вращения, с ⁻¹	Допускаемое смещение, не более			
			Исполнение									радиальное, мм	угловое		
			1	2	3	4	1	2	3	4					
6,3	9	71	43	—	43	—	20	—	13	—	147	0,2	1°30'		
	10, 11		49	43	49	—	23	20	16	—					
16,0	12, 14	75	63	53	63	—	30	25	20	—	127				
	16		83	59	83	59	40	28	30	18					
31,5	16, 18, (19)	90	84	60	84	60	40	28	30	18	106				
63,0	20, 22, (24)	100	104	76	104	76	50	36	38	24	95				
125,0	25, 28	120	125	89	125	89	60	42	44	26	77	0,3	1°0'		
	(30)		165	121	165	121	80	58	60	38					
250,0	32, (35), 36, (38)	140	—	—	—	—	—	—	—	—	63				
	40, (42), 45		226	169	225	169	110	82	85	56					
500,0	40, (42), 45	170	—	—	—	—	—	—	—	—	60				
710	45, (48), 50, (55), 56	190	226	170	226	170	110	82	85	56	50	0,4	1°0'		
1000	50, (55), 56	220	—	—	—	—	—	—	—	—	48				
	(60), 63, (65), (70)		286	216	286	216	140	105	107	72					
2000	63, (65), (70), 71, (75)	250	288	218	288	218	140	105	107	72	38				
	80, (85), 90		348	268	348	268	170	130	135	95					
4000	80, (85), 90, (95)	320	350	270	350	270	—	—	—	—	30	0,5	0°30'		
8000	100, 110, (120), 125	400	432	342	432	342	—	—	—	—	24	0,5			
	(120), 125		435	345	435	345	210	165	170	125					
16000	(130), 140, (150)	500	515	45	515	415	250	200	205	155	19	0,6			
	160		615	495	615	495	300	240	245	185					

Примечание. Значения d , d_1 , указанные в скобках, менее предпочтительны.

Муфта упругая с торообразной оболочкой (рис.11.12) состоит из двух полумуфт, которые соединяются друг с другом с помощью винтов и прижимных колец торообразной упругой оболочкой. Муфта обладает хорошими амортизирующими свойствами и может компенсировать значительные смещения валов: осевое 1...11 мм, радиальное 1...5 мм, угловое $1^{\circ}00' \dots 1^{\circ}30'$. Муфта проста в изготовлении и надежна в эксплуатации. Недостаток муфты — большие габаритные размеры. Оболочка изготавливается из резины или из резины, армированной кордом.

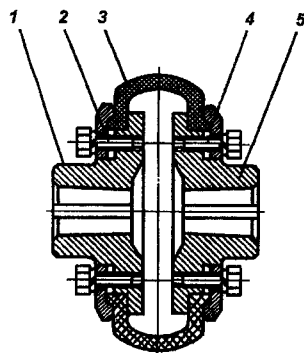


Рис. 11.12. Упругая муфта с торообразной оболочкой:
1, 5 — полумуфты; 2 — винт;
3 — торообразная упругая оболочка;
4 — прижимное кольцо

Муфты с торообразной оболочкой изготавливают по ГОСТ Р 50892–96 следующих типов:

- тип 1 — с оболочкой выпуклого профиля;
 - тип 1П — с оболочкой выпуклого профиля перспективного ряда;
 - тип 2П — с оболочкой вогнутого профиля перспективного ряда.
- Полумуфты изготавливают следующих исполнений:

- 1 — с цилиндрическими отверстиями для длинных концов валов по ГОСТ 12080–66;
- 2 — с цилиндрическими отверстиями для коротких концов валов по ГОСТ 12080–66;
- 3 — с коническими отверстиями для длинных концов валов по ГОСТ 12081–72;
- 4 — с коническими отверстиями для коротких концов валов по ГОСТ 12081–72.

Основные параметры и размеры муфт с торообразной оболочкой даны в табл. 11.10. Муфты, заказываемые для эксплуатации при частотах вращения, равных или превышающих 70 % от допускаемой частоты вращения, указанной в табл. 11.10, обозначают индексом С.

Пример условного обозначения муфты с торообразной оболочкой типа 1 с номинальным крутящим моментом 250 Н · м, диаметром посадочных отверстий полумуфт $d = 40$ мм, полумуфтами исполнения 1, климатического исполнения У, категории 2:

Муфта 1-250-40-1 У2 ГОСТ Р 50892–96.

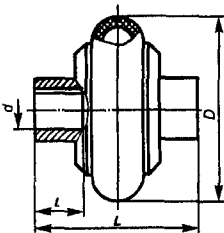
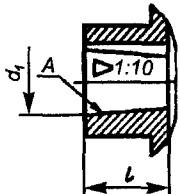
То же, типа 1П, с индексом С, диаметром посадочного отверстия поверхности второй полумуфты 36 мм, исполнения 2:

Муфта 1 ПС-250-40-1-36-2 У2 ГОСТ Р 50892-96.

Допускается в рабочих чертежах обозначение климатического исполнения не указывать.

Таблица 11.10

Основные параметры, габаритные и присоединительные размеры упругих муфт с торообразной оболочкой типа 1, мм (ГОСТ Р 50892-96)

Тип 1. Исполнение 1										Тип 1. Исполнение 2									
																			
Номинальный крутящий момент $T_{кр}$, Н·м	d Н7, d_1 Н9	D , не более	L , не более				l h14				Допускаемое смещение полумуфт								
			Исполнение								осевое	радиаль- ное	угловое						
			1	2	3	4	1	2	3	4									
20	14	100	110	105	100	—	32	28	22	—	1,0	1,0	1°00'						
	16, 18, (19)		130	110	120	95	42	30	32	20									
	18, (19)		140	115	125	100													
	20, 22, (24)	125	160	130	145	120	52	38	40	26									
	25		180	140	165	130	63	44	46	28									
80	22, (24)	160	170	140	155		52	38	40	26	2,0	1,6							
	25, 28		190	150	175	140								63	44	46	28		
	30		230	185	220	170	82	60	63	40									
			195	155	180	145	63	44	46	28									
125	25, 28	180	230	190	220	175	82	60	63	40	2,5	2,0							
	30, 32, 35, 36		245	200	230									185					
200	30, 32, 35, 36, (38)	200	245	200	230	185	112	84	88	60									
	40		305	250	290	235													

Продолжение табл. 11.10

Номинальный крутящий момент $T_{кр}, Н \cdot м$	d_{H9}	D , не более	L , не более				$l/h14$				Допускаемое смещение полумуфт		
			Исполнение								осевое	радиаль- ное	угловое
			1	2	3	4	1	2	3	4			
315	35, 36, (38)	250	260	215	240	195	82	60	63	40	3,0	2,5	1°30'
	40, (42), 45, (48)		325	270	310	250	118	84	88	60			
500	40, (42), 45 (48), 50, (53) 55, (56)	280	325	270	310	250	112	84	88	60	3,6	3,0	1°30'
800	(48), 50, (53) 55, (56)	320	340	280	325	270							
	60, 63		400	330	380	310	143	108	110	75			
1250	55, (56)	360	340	280	290	230	112	84	88	60	4,0	3,6	
	60, 63, (65), 70, 71, (75)		400	330	260	143	108	110	75				
2000	63, (65), 70, 71, (75),	400	420	350	340					270	172	132	
	80, (85), 90		480	400	390	320							
3150	(75)	450	425	355	285	143	108	110	75	5,0	5,0		
	80, (85), 90, (95)		485	405	325	172	132	135	96				
	100		565	475	385	214	168	170	126				
5000	90, (95)	500	500	415	335	172	132	135	96	5,6	5,0		
	100, (105), 110, (120), (125)		580	490	480	400	214	168	170			126	
8000	100, (105), 110, (120), 125	560	585	495	485	400				254	204		
	(130), 140		665	570	565	465							
12500	110, (120), 125	630	605	525	505	420	214	168	170	126	6,7	5,0	
	(130), 140, (150),		685	585	580	480	254	204	208	158			
	160		790	665	660	540	304	244	248	188			
	(120), 125	710	610	510	430	214	168	170	126	7,5			
	(130), 140, (150)		690	590	490	254	204	208	158				
	160, (170), 180		790	670	550	304	244	248	188				

Окончание табл. 11.10

Номинальный крутящий момент $T_{кр}$, Н·м	d_{H7}, d_{H9}	D , не более	L , не более				l_{H14}				Допускаемое смещение полумуфт		
			Исполнение								осевое	радиаль- ное	угловое
			1	2	3	4	1	2	3	4			
20000	140, (150)	800	700	600	500	254	204	208	158				
	160, (170)		800	680	560	304	244	248	188				
	180, (190)		900	760	620	354	284	288	218				
31500	(150)	900	710	610	510	254	204	208	158	9			
	160, (170), 180		810	690	570	304	244	248	188				
	(190), 200		910	770	630	354	284	288	218				
	160, (170), 180	1000	830	710	700	580	304	244	248	188	10	5,0	1°30'
	(190), 200, (210), 220		930	790	780	640	354	284	288	218			
	(170), 180,		840	720	710	590	304	244	248	188			
	(190), 200, (210), 220	1120	940	800	790	650	354	284	288	218	11		
	(240)		1060	900	890	—	414	334	338	—			

Примечания: 1. Номинальный крутящий момент – наибольший момент, который может передавать муфта в течение срока службы при длительном режиме работы с постоянной нагрузкой и постоянным направлением вращения.

2. Значения d , d_1 , указанные в скобках, менее предпочтительны.

Муфта со змеевидной пружиной (рис. 11.13) наиболее совершенна и широко распространена среди муфт с металлическими упругими элементами.

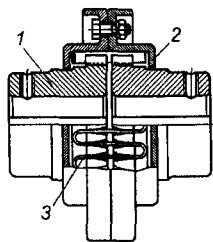


Рис. 11.13. Упругая муфта со змеевидной пружиной:

1 – полумуфта; 2 – кожух;
3 – пружина

Она состоит из двух полумуфт с зубьями специальной формы, во впадинах которых установлена змеевидная (зигзагообразно изогнутая) стальная ленточная пружина. Зубья и пружина закрываются снаружи кожухом, который удерживает пружину от выскакивания под действием центробежных сил, служит резервуаром для пластического смазывающего материала и защищает муфту от пыли. Смазочный материал рекомендуется менять через 4 месяца. Достоинства муфты: долговечность, высокая надежность при больших

скоростях вращения, габаритные размеры и масса, меньшие по сравнению с другими муфтами упругого типа. Применяется при передаче больших вращающих моментов. Размеры этих муфт принимают по нормам машиностроения.

11.2. Управляемые (сцепные) муфты

К управляемым (сцепным) муфтам относятся муфты, позволяющие соединять и разъединять валы как во время работы, так и во время остановки. Эти муфты применяются при точной соосности валов, когда требуются частые пуски и остановки машины, изменение режимов работы и направления вращения.

Управляемые муфты делятся на кулачковые, зубчатые и фрикционные.

Кулачковые и зубчатые муфты имеют значительно меньшие габаритные размеры и массу, чем фрикционные. Однако достаточно плавное включение на ходу при использовании этих муфт возможно только при наличии специальных синхронизаторов. Фрикционные муфты применяются для плавного соединения валов во время их вращения при разных скоростях и вращающих моментах.

11.2.1. Зубчатые и кулачковые управляемые муфты

Зубчатые управляемые муфты (рис. 11.14) состоят из двух полу-муфт. Одна из полу-муфт 1 представляет зубчатое колесо с наружными зубьями эвольвентного зацепления, а другая 2 – с внутренними. Модуль и число зубьев у полу-муфты одинаковые. Муфта включается путем осевого перемещения одной из полу-муфт (на рис. 11.14 правая) и введения в зацепление зубьев одной из полу-муфт с зубьями другой. Для облегчения включения торцы зубьев закругляют по аналогии с зубьями передвижных зубчатых колес. Размеры зубчатых управляемых муфт можно подбирать по ГОСТ 5206–83.

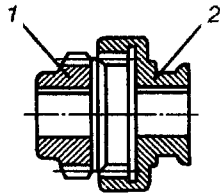


Рис. 11.14. Зубчатая управляемая муфта:
1 – полу-муфта с внешними зубьями; 2 – полу-муфта с внутренними зубьями, подвижная в осевом направлении

Кулачковые управляемые муфты (рис. 11.15) состоят из двух полу-муфт с торцовыми кулачками (выступами). Полу-муфта 1 закрепляется на ведущем валу неподвижно, а полу-муфта 2 мо-

жет перемещаться с помощью отводки в осевом направлении вдоль вала по скользящей шпонке (как показано на рис. 11.15) или на шлицах. При перемещении подвижной полумуфты 2 к неподвижной 1 кулачки одной полумуфты входят во впадины другой и происходит передача вращающего момента между ведущим и ведомым валами. Так как включение кулачковой муфты при

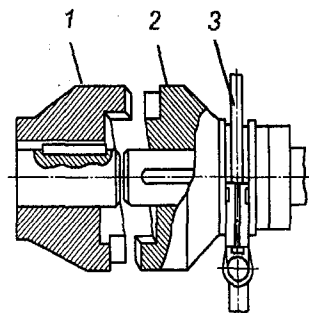


Рис. 11.15. Кулачковая управляемая муфта:

1, 2 – полумуфты; 3 – отводка

вращении ведущего вала сопровождается ударами, то не рекомендуется ее включать часто и под нагрузкой. Профиль кулачков может быть трапецеидальной, прямоугольной, треугольной и несимметричной формы.

Материал полумуфт – сталь 20Х, 12ХН3А, 20ХН с цементацией рабочих поверхностей и закалкой до твердости HRC 56...63.

Достоинства кулачковых муфт: простота в изготовлении, малые габаритные размеры, постоянство передаточного числа, возможность передавать большие вращающие моменты.

Недостаток – невозможность включать под нагрузкой при больших скоростях ($v > 0,8$ м/с).

Размеры муфт принимают конструктивно и проверяют на прочность и износостойкость кулачков.

Условие прочности при расчете кулачков на изгиб

$$\sigma_{\text{и}} = \frac{12T}{\varphi D_1 z a^2 b} \leq [\sigma_{\text{и}}], \quad (11.9)$$

где $\sigma_{\text{и}}$ – расчетное напряжение изгиба, МПа;

T – передаваемый муфтой вращающий момент, Н · мм;

$\varphi = 0,75$ – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки между кулачками;

D_1 – средний диаметр кулачка, мм;

a – средняя ширина кулачка, мм;

b – длина кулачка, мм;

z – число кулачков.

Условие износостойкости

$$p_m = \frac{2T}{\varphi D_1 z b h} \leq [p_m], \quad (11.10)$$

где p_m – среднее давление на кулачке, МПа;

h – высота кулачка, мм.

Размеры D_1 , a , b , h показаны на рис. 11.16.

Допускаемые напряжения $[\sigma_{\text{и}}] \approx [p_m] = 25...35$ Н/мм².

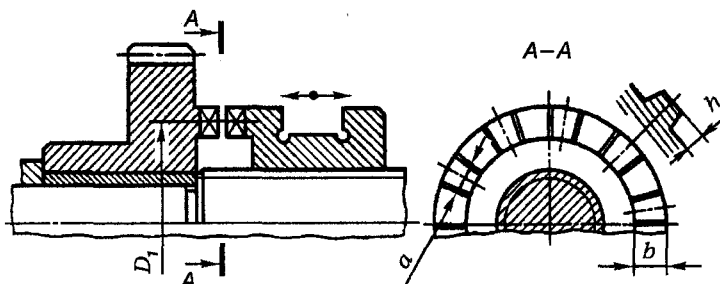


Рис.11.16. Конструкция кулачковой управляемой муфты с трапецидальными кулачками

11.2.2. Фрикционные управляемые муфты

Фрикционные муфты передают вращающий момент между соосными валами за счет сил трения на трущихся поверхностях фрикционных элементов полу муфт. По форме поверхности трения фрикционные муфты бывают: дисковые, конусные, цилиндрические (рис. 11.17).

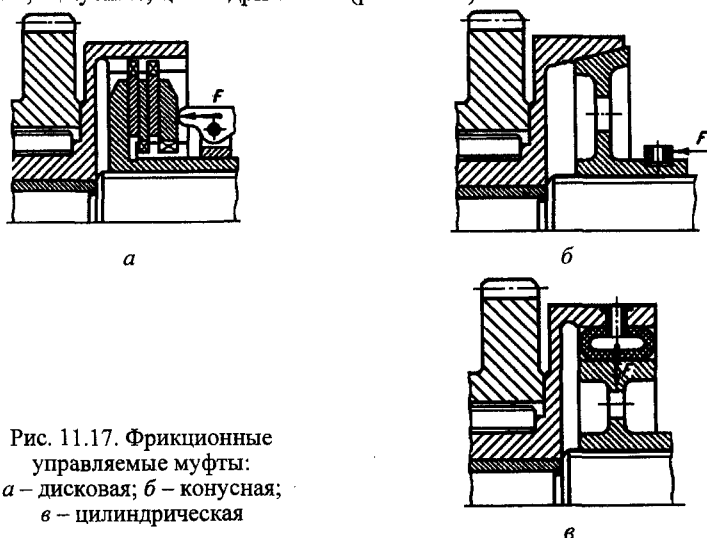


Рис. 11.17. Фрикционные управляемые муфты:
а – дисковая; б – конусная;
в – цилиндрическая

Достоинства фрикционных муфт: обеспечивают плавное сцепление валов под нагрузкой при любых окружных скоростях; предохраняют механизмы от поломок за счет пробуксовки при перегрузках; устраняют динамические нагрузки и шум при пуске.

По условиям смазки муфты делятся на сухие, работающие без смазки, и масляные, работающие со смазкой.

Механизмы управления фрикционными муфтами должны быть надежными в работе, удобны в обслуживании и обеспечивать плавность включения. При небольших и средних вращающих моментах, когда не требуется дистанционное и автоматическое управление муфтами, соединение и разъединение полумуфт может осуществляться вручную рычажными или рычажно-кулачковыми механизмами. При передаче муфтами больших вращательных моментов, когда требуется дистанционное и автоматическое управление муфтами соединение и разъединение полумуфт осуществляется с помощью пневматики, гидравлики и электромагнитов.

Фрикционные материалы, применяемые в муфтах, должны обладать высоким коэффициентом трения, износостойкостью и теплостойкостью. В сухих муфтах основное применение имеют пары – закаленная сталь по металлокерамическим материалам (например, материал ФМК-11) и закаленная сталь по фрикционным материалам на асбестовой основе (например, материалы ЭСКОЛ и 6КВ10).

В современном машиностроении широкое применение нашла фрикционная многодисковая муфта (рис. 11.18). Она состоит из двух неподвижных полумуфт, нескольких наружных и внутренних дисков, упорных колец, упорных гаек, рычага, подвижной втулки, управляемой с помощью отводки. При включении муфты (перемещении втулки влево) происходит поворот рычага и все диски (наружные и внутренние) зажимаются между упорными кольцами. В результате трения между наружными и внутренними дисками происходит сцепление полумуфт и соединение валов. При перемещении втулки вправо между дисками образуется зазор и муфта размыкается.

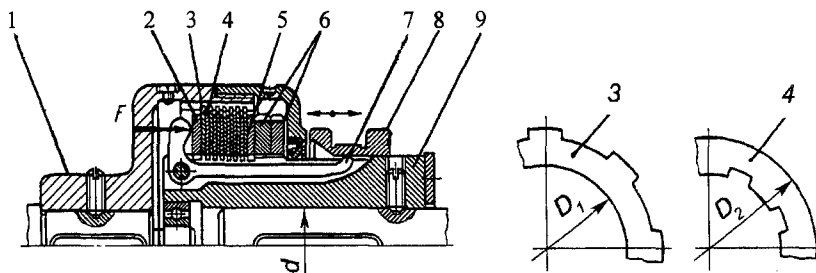


Рис. 11.18. Многодисковая фрикционная муфта:
1, 9 – полумуфты; 3, 4 – соответственно наружная и внутренняя пластины;
2, 5 – упорное кольцо; 6 – упорная гайка; 7 – рычаг; 8 – втулка

Многодисковая фрикционная муфта проверяется на износостойкость. Условие износостойкости

$$p_m = \frac{8 K_{\text{сц}} T}{\pi (D_1^2 - D_2^2) D_c f z} \leq [p_m], \quad (11.11)$$

где p_m – расчетное давление на трущихся поверхностях, МПа;

$K_{\text{сц}} = 1,25 \dots 1,5$ – коэффициент запаса сцепления;

T – передаваемый муфтой вращающий момент, Н·м;

D_1, D_2, D_c – соответственно наружный, внутренний и средний диаметры рабочей поверхности дисков, мм;

$z = n - 1$ – количество пар трущихся поверхностей (n – количество дисков);

$[p_m]$ – допускаемое давление на трущиеся поверхности, МПа.

При работе всухую принимают: чугун по чугуну или по закаленной стали – $f = 0,15$, $[p_m] = 0,2 \dots 0,3$ МПа, прессованный материал на основе цемента по стали или чугуну – $f = 0,3$, $[p_m] = 0,2 \dots 0,3$ МПа, металлокерамика по закаленной стали – $f = 0,4$, $[p_m] = 0,3$ МПа.

11.3. Самодействующие муфты

К самодействующим относятся муфты, которые автоматически выполняют одну из следующих функций: передачу вращающего момента только в одном направлении (обгонные муфты), соединение или разъединение валов при достижении ведущим валом заданной угловой скорости (центробежные муфты), ограничение величины передаваемого вращающего момента (предохранительные муфты).

11.3.1. Обгонные муфты

Обгонные муфты служат для передачи вращающего момента в одном направлении и допускают свободное относительное вращение в противоположном. По способу сцепления полумуфт обгонные муфты могут быть храповые и фрикционные. Основное применение имеют фрикционные обгонные муфты с роликами.

Роликовая фрикционная обгонная муфта (рис. 11.19) состоит из двух полумуфт, одна из которых 1 имеет форму кольца, а другая 4 – форму звездочки. В сужающихся в одном направлении пазах между звездочкой и кольцом расположены ролики. Для быстрого включения муфты ролики отжимаются пружинами в сужающиеся части пазов. Если ведущая полумуфта имеет форму звездочки, то сцепление валов может происходить только при вращении её по часовой стрелке. В этом случае каждый ролик заклинивается между полумуфтами и обе полумуфты вращаются как одно

целое, передавая вращающий момент от ведущего вала к ведомому. Если по какой-либо причине угловая скорость ведомого вала превысит угловую

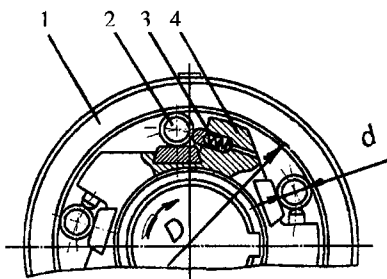


Рис.11.19. Роликовая обгонная муфта:

- 1 – ведущая полумуфта, имеющая форму кольца; 2 – ролик; 3 – пружина; 4 – ведомая полумуфта, имеющая форму звездочки

скорость ведущего, то полумуфты автоматически расцепляются. При остановке ведущего вала ведомый может продолжать вращение. При вращении ведущей полумуфты против часовой стрелки ролики выкатываются в расширенную часть пазов, полумуфты расцепляются и вращающий момент от ведущего вала к ведомому не передается.

Детали муфты (полумуфты и ролики) изготавливаются из стали марок ШХ 15, 20Х, 40Х с последующей закалкой. Ролики должны быть постоянно

смазанными маловязкими маслами.

Роликовые обгонные муфты проверяются на контактную прочность.

Условие прочности

$$\sigma_H = 0,418 \sqrt{\frac{8TE_{np}}{zDdl\alpha}} \leq [\sigma_H], \quad (11.12)$$

где T – передаваемый муфтой вращающий момент, Н·м;

E_{np} – приведенный модуль упругости, МПа; при одинаковых материалах полумуфт и роликов, имеющих модуль упругости E , $E_{np} = E$;

z – число роликов;

D – внутренний диаметр кольца ведомой полумуфты, мм;

d – диаметр роликов, мм;

l – длина роликов, мм;

α – угол заклинивания роликов (рекомендуется принимать $\alpha = 7^\circ$);

$[\sigma_H]$ – допускаемое контактное напряжение, МПа; при твердости контактных поверхностей роликов и полумуфт HRC более 60 $[\sigma_H] = 150$ МПа.

Достоинства роликовых обгонных муфт: отсутствие мертвого хода; бесшумность работы; возможность большой частоты включений и передачи больших вращающих моментов.

11.3.2. Центробежные муфты

Центробежные муфты представляют собой самодействующие фрикционные муфты. В отличие от управляемых фрикционных муфт полумуфты

центробежных муфт сцепляются (или расцепляются) автоматически при достижении ведущим валом определенной частоты вращения. Сцепление полумуфт осуществляется с помощью специальных грузов-колодок, на которые действуют центробежные силы и пружины. Центробежные муфты делятся на нормально разомкнутые и нормально замкнутые.

У муфты нормально разомкнутой (рис. 11.20, а) грузы-колодки, находящиеся в направляющих ведущей полумуфты, отжимаются с помощью пружины от внутренней поверхности ведомой полумуфты. При достижении определенной частоты вращения ведущего вала центробежные силы $F_{ц}$, действующие на грузы-колодки, достигают такой величины, что преодолевают силы давления пружины $F_{пр}$ и прижимают грузы-колодки к внутренней поверхности ведомой полумуфты с силой, достаточной для передачи трением заданного вращающего момента T .

У муфты нормально замкнутой (рис. 11.20, б) грузы-колодки, находящиеся в направляющих ведущей полумуфты, прижаты с помощью пружины к внешней поверхности ведомой полумуфты с силой, достаточной для передачи трением заданного вращающего момента T . При достижении определенной частоты вращения ведущего вала центробежные силы $F_{ц}$, действующие на грузы-колодки, достигают такой величины, что преодолевают силы давления пружины $F_{пр}$, отжимают грузы-колодки от внешней поверхности ведомой полумуфты и расцепляют полумуфты.

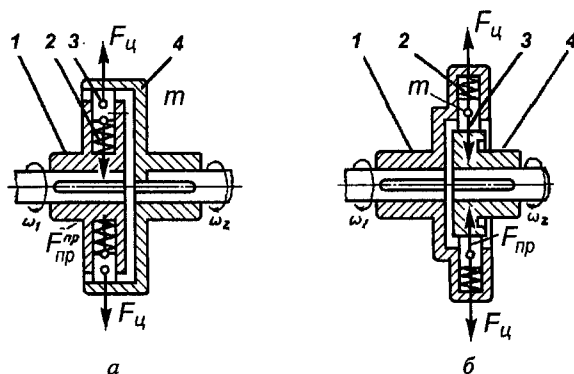


Рис. 11.20. Схемы центробежных муфт:
а — нормально разомкнутая; б — нормально замкнутая;
1 — ведущая полумуфта; 2 — пружина; 3 — груз;
4 — ведомая полумуфта

Для нормально разомкнутой полумуфты сила, прижимающая груз-колодку массой m к рабочей поверхности ведомой полумуфты, определяется по формуле

$$F = F_{\text{ц}} - F_{\text{пр}} = \frac{mv^2}{r} - F_{\text{пр}}, \quad (11.13)$$

где v — окружная скорость центра тяжести груза-колодки, м/с;

r — расстояние от центра вращения до центра тяжести груза-колодки, м.

С другой стороны, сила F , необходимая для передачи заданного вращающего момента T (Н·мм), приходящаяся на один груз-колодку,

$$F = \frac{T}{z R f}, \quad (11.14)$$

где z — число грузов-колодок;

R — радиус внутренней рабочей поверхности ведомой полумуфты, мм;

f — коэффициент трения материала груза-колодки по материалу рабочей поверхности ведомой полумуфты.

Приравняв правые части уравнений (11.13) и (11.14), введя подстановку $v = \frac{\pi n}{30}$ и сделав соответствующие преобразования, получим формулу для определения частоты вращения, необходимой для передачи заданного вращающего момента T на ведущий вал,

$$n = \frac{30}{\pi} \sqrt{\frac{1}{mr} \left(\frac{T}{z R f} + F_{\text{пр}} \right)}. \quad (11.15)$$

Нормально разомкнутые муфты могут не иметь пружин. В этом случае $F_{\text{пр}} = 0$. Такая муфта показана на рис. 11.21.

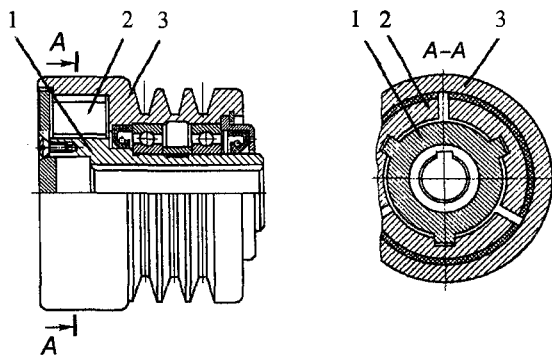


Рис. 11.21. Центробежная колодочная муфта:
1 — ведущая полумуфта; 2 — груз-колодка; 3 — ведомая полумуфта

Размеры центробежных муфт принимают конструктивно. Рабочие поверхности трения проверяют на износостойкость.

11.3.3. Предохранительные муфты

Предохранительные муфты предназначены для защиты механизмов машины от перегрузок. По принципу работы предохранительные муфты делятся на муфты с разрушающимся элементом, кулачковые, шариковые и фрикционные.

При выборе параметров муфт расчетный момент

$$T_p = 1,25 T, \quad (11.16)$$

где T – вращающий момент, передаваемый муфтой.

Фланцевая муфта со срезным штифтом (рис. 11.22) является наиболее распространённой из муфт с разрушающим элементом. Она состоит из полумуфт 1 и 4, соединённых одним или несколькими штифтами 3. Обычно штифты устанавливают во втулках 2, изготовленных из стали 40Х с последующей закалкой до твердости HRC 50...60. При перегрузке штифт срезается и ведущая полумуфта свободно вращается относительно неподвижной ведомой, не передавая вращающего момента. Штифт изготавливается из стали 45.

Достоинства этих муфт: простота конструкции, небольшая стоимость, малые габаритные размеры.

Недостатки – остановка машины для замены штифтов, возможность применения при редких перегрузках.

Размеры муфт принимаются по нормалам станкостроения.

Диаметр штифта определяется по формуле

$$d = \sqrt{\frac{4T_p K}{\pi z \tau_{в.ср} R}}, \quad (11.17)$$

где T_p – расчетный разрушающий вращающий момент, Н · мм;

z – число штифтов; R – радиус расположения центров, мм;

K – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки между штифтами (при $z = 1$ $K = 1$, при $z = 2...3$ $K = 1,2...1,3$, для гладких штифтов $K = 0,7...0,8$);

$\tau_{в.ср}$ – предел прочности на срез, МПа.

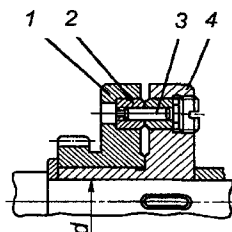


Рис. 11.22. Предохранительная фланцевая муфта со срезным штифтом

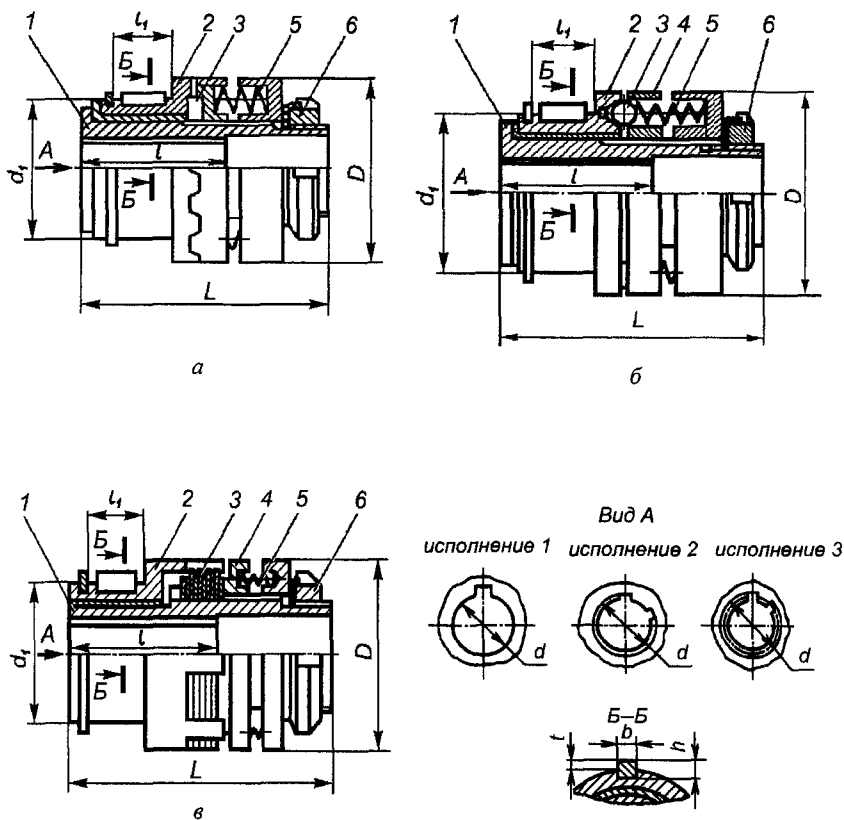


Рис.11.23. Конструкции предохранительных муфт:
 а – кулачковая; б – шариковая; в – фрикционная: 1 – корпус;
 2, 4 – полумуфты; 3 – соответственно кулачки, шарики,
 фрикционные диски; 5 – пружина; 6 – гайка

Кулачковая (рис.11.23, а), *шариковая* (рис.11.23, б), и *фрикционная* (рис.11.23, в) предохранительные муфты состоят из двух полумуфт, пружин сжатия, корпуса, гайки и элементов сцепления полумуфт – кулачков, шариков, фрикционных дисков.

У кулачковой муфты торцы полумуфты 2, неподвижной в осевом направлении, и полумуфты 4, подвижной в осевом направлении, имеют кулачки, входящие в зацепление друг с другом. Сила прижима кулачков определяется жесткостью пружины, которая регулируется гайкой. Рабочие поверхности кулачков имеют угол наклона к оси $\alpha = 30 \dots 45^\circ$ (чаще $\alpha = 45^\circ$). При перегрузках сцепление полумуфт нарушается, кулачки ведущей полумуфты перескакивают относительно кулачков ведомой, происходит прощёлкивание муфты. При прекращении перегрузки сцепление муфты восстанавливается.

Достоинства кулачковой муфты: достаточно высокая точность срабатывания, прощёлкивание служит звуковым сигналом перегрузки. Недостаток – при перегрузках происходит износ кулачков и возникает значительный шум.

В шариковой предохранительной муфте кулачки заменены шариками, входящими в углубления полумуфты 2. Достоинства: трение скольжения частично заменено трением качения, просты в изготовлении. Недостаток – шум при перегрузках.

Во фрикционной муфте сцепление полумуфт осуществляется силой трения между фрикционными дисками полумуфты. Достоинства: хорошо работают при частых кратковременных перегрузках и ударных нагрузках, бесшумность работы. Недостаток – значительный износ дисков при длительной перегрузке.

Кулачковые шариковые и фрикционные предохранительные муфты являются муфтами общемашиностроительного применения и предназначены для предохранения привода от перегрузок при передаче вращающего момента от 4 до 400 Н · м. Их изготавливают соответственно по ГОСТ 15620–93, ГОСТ 15621–77 и ГОСТ 15622–96 трех исполнений:

1 – с цилиндрическим посадочным отверстием и шпоночным пазом по ГОСТ 23360–78;

2 – со шлицевым посадочным отверстием, соответствующим шлицевому прямобочному соединению средней серии по ГОСТ 1139–80;

3 – с эвольвентным шлицевым соединением по ГОСТ 6033–80.

Основные параметры и размеры кулачковых шариковых и фрикционных предохранительных муфт даны в табл. 11.11.

Таблица 11.11

Основные размеры, мм, кулачковой (ГОСТ 15620-93), шариковой (ГОСТ 15621-77) и фрикционной (ГОСТ 15622-96) предохранительных муфт (с сокращением)

Номинальный вращающий момент T , Н·м	Общие размеры						Кулачковая и шариковая муфты		Кулачковая муфта		Шариковая муфта			Фрикционная муфта									
	d		l				l_1	b	h	t	$n_{\frac{1}{2}}$	d_1	D	L	d_1	D	L	d_1	D	L	t	$n_{\frac{1}{2}}$	
	Исполнение																						
1	2	3	1	2, 3, 4																			
4	8			20																			
	9	-	-	20																			
	10			23																			
	9			20																			
6,3	10	-	-	23																			
	11			23																			
	11	-	-	23																			
	12	-	-	30	25																		
10	14	14	14	30	25																		
	12	-	12	30	25																		
	14	14	14	30	25																		
	14	14	14	30	25																		
16	16	16	15	40	28																		
	14	14	14	30	25																		
	16	16	15	40	28																		
	16	16	15	40	28																		
25	18	-	17	40	28																		
	18	-	17	40	28																		
	20	20	20	50	36																		
	22	22	22	50	36																		
40	20	20	20	50	36																		
	22	22	22	50	36																		
	22	22	22	50	36																		
	25	25	25	60	42																		
63	22	22	22	50	36																		
	22	22	22	50	36																		
	25	25	25	60	42																		
	25	25	25	60	42																		

Пример условного обозначения кулачковой предохранительной муфты с номинальным вращающим моментом 63 Н·м, диаметром посадочного отверстия 25 мм, исполнения 1, климатического исполнения У и категории 3:

Муфта 63-25-У3 ГОСТ 15620-93.

То же, исполнения 2 с наружным диаметром прямобочных шлицев $d = 25$ мм:

Муфта 63-6x21x25x5-У3 ГОСТ 15620-93.

То же, исполнения 3 с номинальным диаметром $d = 25$ мм, модулем $m = 1,5$ мм:

Муфта 63-25x1,5-У3 ГОСТ 15620-93.

11.4. Выбор муфт и установка их на валах

Муфты выбирают по назначению и по передаваемой заданной мощности.

При выборе *типа муфты* учитывают условия её работы. Так, между электродвигателем и редуктором обычно устанавливают упругие компенсирующие муфты (втулочно-пальцевую или с тороидной оболочкой и другие), так как здесь большая угловая скорость и небольшой вращающий момент. На тихоходных валах устанавливают жесткие компенсирующие муфты, такие как кулачково-дисковая, зубчатая, цепная и другие.

Муфту для *передачи заданной мощности* выбирают по расчетному крутящему (вращающему) моменту T_p , который определяют по формуле

$$T_p = K_p T,$$

где K_p — коэффициент режима работы: при постоянной нагрузке (ленточные конвейеры, токарные, шлифовальные и фрезерные станки) $K_p = 1,15 \dots 1,20$; нагрузке с небольшими колебаниями (цепные пластинчатые и винтовые конвейеры) $K_p = 1,30 \dots 1,50$; со значительными колебаниями (скребковые и ковшовые элеваторы; строгальные станки) $K_p = 1,7 \dots 2,0$; ударной (поршневые насосы и компрессоры, молоты и прессы, дробилки) $K_p = 2,5 \dots 3,0$;

T — вращающий момент на валу,

$$T = \frac{P}{\omega},$$

P — передаваемая мощность, кВт;

ω — угловая скорость вала, рад/с.

Основной характеристикой муфт является номинальный крутящий момент T_n . Размеры муфт при разных стандартных значениях номинальных крутящих моментов приводятся в таблицах ГОСТов. При выборе муфт должно быть выполнено условие

$$T_p \leq T_n. \quad (11.18)$$

Для каждого номинального момента стандарт устанавливает несколько диаметров посадочных отверстий.

Муфты изготавливают разных исполнений в зависимости от вида посадочного отверстия (цилиндрическое или коническое), вида конца вала (короткий или длинный), вида соединения полумуфты с валом (с помощью шпоночного или шлицевого соединения).

Допускается сочетание полумуфт разных исполнений с разными диаметрами посадочных отверстий в пределах одного номинального крутящего момента. Допускается по заказу потребителя посадочное отверстие в одной из полумуфт уменьшать до значения, установленного в таблице ГОСТа для других номинальных крутящих моментов.

Полумуфты устанавливаются на цилиндрических или конических концах валов.

Если направление вращения валов постоянное и передаваемая нагрузка незначительная, то используется шпоночное соединение и полумуфты насаживаются на цилиндрические концы валов по переходным посадкам H7/k6 или H7/m6. Если работа механизма реверсивная и передаются значительные нагрузки, то полумуфты могут устанавливаться на цилиндрические концы валов с использованием шпоночных (с насадкой H7/p6) или шлицевых соединений (H7/js6 – с посадками по центрирующим поверхностям, H7/p6 – для прямобоочных зубьев; 7H/7n, 7H/9r – для эвольвентных зубьев).

Установка полумуфт на конических концах валов целесообразна при больших динамических и реверсивных нагрузках. При этом обеспечивается требуемый натяг в соединении и точное центрирование полумуфт на валах. Посадку полумуфт на конический конец вала выполняют с обязательным приложением осевой силы.

На рис. 11.24 показаны два варианта создания осевой силы для обеспечения требуемого натяга и предотвращения схода полумуфт с вала: с помощью винта, ввёрнутого в резьбовое отверстие в торце конца вала, и торцевой шайбы (рис. 11.24, а) или с помощью гайки, накрученной на конец вала с наружной резьбой (рис. 11.24, б).

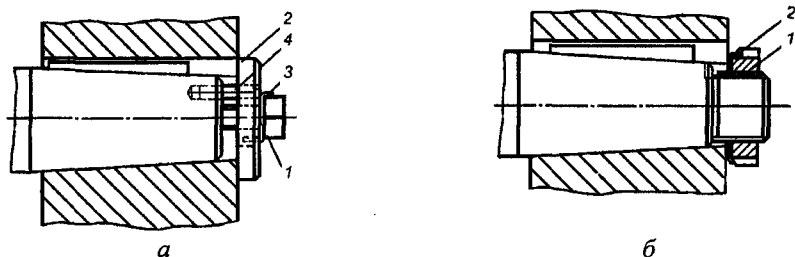


Рис. 11.24. Варианты посадки полумуфта на конический конец вала:
а – с помощью винта, ввернутого в резьбовое отверстие в торце конца вала: 1 – винт; 2 – торцовая шайба; 3 – стопорная шайба; 4 – штифт;
б – с помощью гайки, накрученной на конец вала с наружной резьбой:
 1 – гайка; 2 – стопорная шайба

При относительно коротком отверстии полумуфты ($l_{с\tau}/d < 0,7$) при её посадке на цилиндрический конец вала её поджимают к торцу заплечика вала с помощью гайки, накрученной на конец вала с наружной резьбой. При относительно длинном отверстии полумуфты ($l_{с\tau}/d \geq 0,7$) при посадке на цилиндрический конец вала её можно фиксировать установочным винтом (рис. 11.25, *а*) или с помощью пружинного кольца (рис. 11.25, *б*).

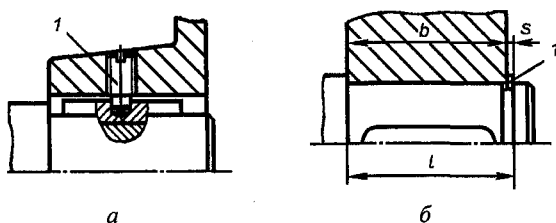


Рис. 11.25. Варианты фиксации полумуфт на цилиндрическом конце вала:
а – с помощью установочного винта 1;
б – с помощью плоского пружинного кольца 1

12. ШПОНОЧНЫЕ СОЕДИНЕНИЯ

Шпоночное соединение представляет собой шпонку, входящую в продольные пазы вала и ступицы вращающейся детали (шкива, звездочки, зубчатого или червячного колеса, полумуфты). Оно служит для передачи вращающего момента от вала к ступице вращающейся детали или наоборот.

Достоинства: простота конструкции и низкая стоимость, легкость монтажа и демонтажа.

Недостаток – шпоночные пазы ослабляют вал и ступицу детали, насаживаемой на вал.

Виды шпоночных соединений приведены на рис.12.1.



Рис.12.1. Классификация шпоночных соединений

12.1. Соединения призматическими шпонками (рис.12.2)

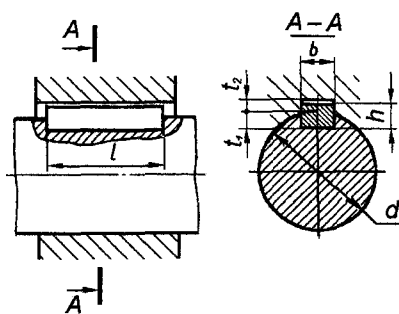


Рис.12.2. Конструкция соединения вала и ступицы детали с помощью призматической шпонки

Призматические шпонки представляют собой стальные стержни прямоугольного сечения. Конструкции призматических шпонок показаны на рис.12.3.

По форме торцов призматические шпонки могут быть с двумя скругленными торцами – исполнение 1 (рис.12.3, а), без скругленных торцов – исполнение 2 (рис.12.3, б), с одним скругленным торцом – исполнение 3 (рис.12.3, в).

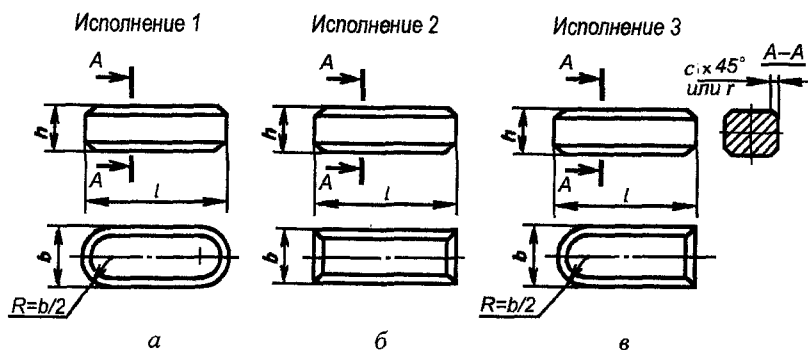


Рис.12.3. Конструкции призматических шпонок (ГОСТ 23360–78):
 а – с двумя скругленными торцами; б – без скругленных торцев;
 в – с одним скругленным торцом

Размеры призматических шпонок и пазов, выполненных в валу и ступице, приведены в табл. 12.1. Длину призматической шпонки принимают на 5...10 мм меньше длины ступицы соответствующей вращающейся детали (зубчатого колеса, шкива, звездочки и т.д.) и выбирают из ряда, приведённого в примечании к табл.12.1. Длина ступицы вращающейся детали принимается по диаметру вала. При установке вращающейся детали на конце вала длина её ступицы равна стандартной длине конца вала, которая определяется по диаметру вала (см. табл. 9.3, 9.4 и 9.5). Если ступица вращающейся детали устанавливается не на конце вала, то её длина принимается $l_{ст} = 1,0 \dots 1,5 d$. Длина ступицы уточняется после проверочного расчета выбранной шпонки на смятие.

Таблица 12.1

Размеры призматических шпонок и пазов,
 выполненных в валу и ступице, мм (из ГОСТ 23360–78)

Диаметр вала или ступицы d	Сечение шпонки		Радиус закругления r или фаски c		Глубина паза		Длина шпонки l
	ширина b	высота h	для пазов	для шпонки	вала t_1	ступицы t_2	
Св. 12 до 17	5	5	0,16...0,25	0,25...0,40	3,0	2,3	10...56
» 17 » 22	6	6			3,5	2,8	14...70
» 22 » 30	8	7			4,0	3,3	18...90
» 30 » 38	10	8	0,25...0,40	0,40...0,60	5,0	3,3	22...110
» 38 » 44	12	8			5,0	3,3	28...140
» 44 » 50	14	9			5,5	3,8	36...160
» 50 » 58	16	10			6,0	4,3	45...180
» 58 » 65	18	11			7,0	4,4	50...200

Продолжение табл.12.1

Диаметр вала или ступицы d	Сечение шпонки		Радиус закругления r или фаски c		Глубина паза		Длина шпонки l
	ширина b	высота h	для пазов	для шпонки	вала t_1	ступицы t_2	
Св. 65 до 75	20	12	0,40...0,60	0,60...0,80	7,5	4,9	56...220
» 75 » 85	22	14			9,0	5,4	63...250
» 85 » 95	25	14			9,0	5,4	70...280
» 95 » 110	28	16			10,0	6,4	80...320

Примечание. Длину шпонки l в указанных пределах следует брать из ряда: 10, 12, 14, 16, 18, 20, 22, 25, 28, 32, 36, 40, 45, 50, 56, 63, 70, 80, 90, 100, 110, 125, 140, 160, 180, 200, 220, 250, 280, 320, 360 мм.

Рабочими гранями призматических шпонок являются боковые грани высотой h . В радиальном направлении между шпонкой и дном паза в ступице имеется зазор. Соединения призматическими шпонками обеспечивают хорошее центрирование деталей на валу, но не удерживают детали от их осевого смещения вдоль вала. Для этого служат буртики, распорные втулки, установочные винты и др.

Пример условного обозначения призматической шпонки исполнения 1, размерами $b = 18$ мм, $h = 11$ мм, $l = 100$ мм:

Шпонка 18x11x100 ГОСТ 23360-78;

то же, исполнения 2:

Шпонка 2-18x11x100 ГОСТ 23360-78.

Для обеспечения различных посадок шпоночных соединений установлены поля допусков на размеры шпонок, пазов валов и ступиц. Для размеров шпонок установлены следующие поля допусков: по ширине – $h9$; по высоте – $h9$ при $h = 2...6$ мм и $h11$ при $h > 6$ мм; по длине – $h14$.

Установленные поля допусков для ширин пазов на валу и ступице для трех типов шпоночных соединений (I – свободное; II – нормальное; III – плотное) приведены в табл.12.2.

Таблица 12.2

Поля допусков для ширин пазов шпоночных соединений с призматическими шпонками

Ширина паза	Тип соединения		
	I	II	III
На валу	H9	N9	P9
В ступице	D10	I _s 9	P9

Предельные отклонения глубин пазов на валу t_1 и в ступице t_2 приведены в табл.12.3. Для длины шпоночного паза установлено поле допуска H15.

Таблица 12.3

Высота шпонки h	Предельные отклонения глубин пазов, мм		
	Предельные значения размеров		
	t_1	$d - t_1$	t_2 или $d + t_2$
От 2 до 6	+0,1 0	0 -0,1	+0,1 0
Св. 6 до 18	+0,2 0	0 -0,2	+0,2 0
Св. 18 до 50	+0,3 0	0 -0,3	+0,3 0

Примечание. Допускается контролировать размеры $d - t_1$ и $d + t_2$ вместо t_1 и t_2 .

Выбранные призматические шпонки рассчитываются на смятие. На изгиб и срез шпонки не рассчитываются, так как размеры шпонок и пазов по ГОСТу подобраны таким образом, что если прочность при расчете на смятие обеспечивается, то обеспечивается прочность и на другие деформации.

Условие прочности

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{2T}{d(h - t_1)l_p} \leq [\sigma_{\text{см}}],$$

где T – вращающий момент, передаваемый шпонкой, Н·мм;

d – диаметр вала, мм;

h – высота шпонки, мм;

t_1 – глубина паза в валу, мм;

l_p – рабочая длина шпонки, мм.

Для шпонок исполнения 1 $l_p = l - b$; 2 – $l_p = l$; 3 – $l_p = l - 0,5b$.

Для широко применяемых шпонок со скругленными торцами условие прочности имеет вид

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{2T}{d(h - t_1)(l - b)} \leq [\sigma_{\text{см}}].$$

Допускаемые напряжения:

– при стальной ступице $[\sigma_{\text{см}}] = 100 \dots 150$ МПа,

– при чугунной $[\sigma_{\text{см}}] = 60 \dots 80$ МПа,

– для обоих видов ступиц $[\tau_{\text{ср}}] = 60 \dots 90$ МПа.

Если расчетное напряжение превышает допускаемое более чем на 5 %, то, если позволяет конструкция, увеличивают длину шпонки и ступицы.

Если условие прочности не выполняется, а длину ступицы увеличить невозможно или нецелесообразно, допускается установка двух противоположно расположенных шпонок.

12.2. Соединения сегментными шпонками (рис.12.4)

Сегментные шпонки в отличие от призматических применяются для передачи небольших вращающих моментов от вала к вращающейся детали (или наоборот), причем ступица вращающейся детали (шкива, зубчатого колеса, звездочки и т.д.) имеет малую длину. Конструкции сегментных шпонок показаны на рис.12.5. Размеры сегментных шпонок и шпоночных пазов в валах и ступицах приведены в табл.12.4. Сегментные шпонки, так же как и призматические, работают боковыми гранями. В радиальном направлении между шпонкой и дном паза в ступице имеется зазор.

Сегментные шпонки имеют простую конструкцию и удобны в эксплуатации. Они изготавливаются по ГОСТ 24071-80, который соответствует международному стандарту ИСО 3912-77.

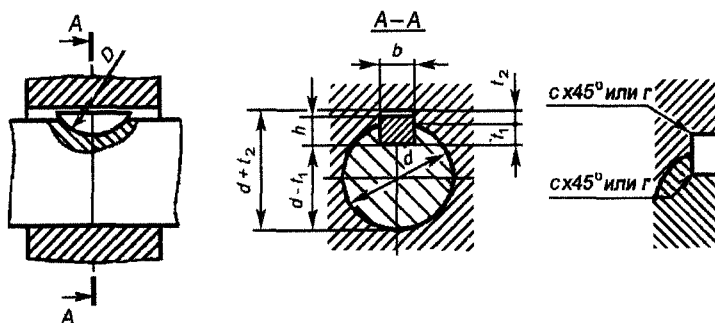


Рис.12.4. Конструкция соединения вала и ступицы детали с сегментной шпонкой

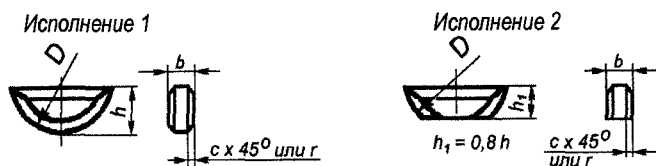


Рис.12.5. Конструкция сегментных шпонок

Таблица 12.4

Размеры, мм, сегментных шпонок и пазов,
выполненных в валу и ступице (ГОСТ 24071-80)

Диаметр вала или ступицы d	Размеры шпонки $b \times h \times D$	Глубина паза		Фаска $s \times 45^\circ$ или радиус закругления r	
		вала t_1	ступицы t_2	для пазов	для шпонки
Св. 5 до 6	2x2,6x7	1,8	1,0	0,08...0,16	0,16...0,25
» 6 » 7	2x3,7x10	2,9	1,0		
» 7 » 8	2,5x3,7x10	2,7	1,2		
» 8 » 10	3x5x13	3,8	1,4		
» 10 » 12	3x6,5x16	5,3	1,4		
» 12 » 14	4x6,5x16	5,0	1,8	0,16...0,25	0,25...0,40
» 14 » 16	4x7,5x19	6,0	1,8		
» 16 » 18	5x6,5x16	4,5	2,3		
» 18 » 20	5x7,5x19	5,5	2,3		
» 20 » 22	5x9x22	7,0	2,3		
» 22 » 25	6x9x22	6,5	2,8		
» 25 » 28	6x10x25	7,5	2,8		
» 28 » 32	8x11x28	8,0	3,3	0,25...0,40	0,40...0,60
» 32 » 38	10x13x32	10,0	3,3		

Пример условного обозначения сегментной шпонки
исполнения 1 размерами $b \times h = 5 \times 5,6$ мм:

Шпонка 5x5,6 ГОСТ 24071-80.

То же, исполнения 2 с размерами сечения $b \times h = 5 \times 5,2$ мм:

Шпонка 2-5x5,2 ГОСТ 24071-80.

Для обеспечения различных посадок шпоночных соединений установлены поля допусков на размеры шпонок, пазов валов и ступиц. Для размеров шпонок установлены следующие поля допусков: для ширины шпонки b — h9, для высоты шпонки h — h11, для диаметра шпонки D — h12.

Предельные отклонения ширины паза b должны соответствовать полям допусков, указанным в табл.12.5.

Таблица 12.5

Поля допусков для ширин пазов шпоночных
соединений с сегментными шпонками

Вид соединения	Поля допусков ширины шпоночного паза	
	Вал	Ступица
Нормальное	N9	I _s 9
Плотное	P9	P9

Предельные отклонения глубин пазов на валу t_1 и в ступице t_2 (размеров $d - t_1$ и $d + t_2$) приведены в табл.12.6.

Таблица 12.6

Предельные отклонения глубин пазов, мм

Высота шпонки h	Предельные значения размеров		
	t_1	$d - t_1$	t_2 или $d + t_2$
От 1,4 до 3,7	+0,1	0	+0,1
	0	-0,1	0
Св. 3,7 до 7,5	+0,2	0	+0,1
	0	-0,2	0
» 7,5 » 10	+0,3	0	+0,1
	0	-0,3	0
» 10 » 13	+0,3	0	+0,2
	0	-0,3	0

Примечание. Допускается контролировать размеры $d - t_1$ и $d + t_2$ вместо t_1 и t_2 .

Сегментные шпонки проверяют на смятие

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{2T}{d(h - t_1)l} \leq [\sigma_{\text{см}}]$$

и на срез

$$\tau_{\text{ср}} = \frac{2T}{d l b} \leq [\tau_{\text{ср}}],$$

где T – вращающий момент, передаваемый шпонкой, Н·мм;

d – диаметр вала, мм;

t_1 – глубина паза в валу, мм;

h – высота шпонки, мм;

b – ширина шпонки, мм;

l – длина шпонки, принимается $l = 0,95D$, мм;

$[\sigma_{\text{см}}]$ – допускаемое напряжение смятия, МПа;

$[\tau_{\text{ср}}]$ – допускаемое напряжение среза, МПа.

Значения $[\sigma_{\text{см}}]$ такие же, как и для призматических шпонок, а $[\tau_{\text{ср}}] = 0,6 [\sigma_{\text{см}}]$.

12.3. Соединение клиновыми шпонками

Клиновые шпонки имеют форму односкосных самотормозящихся клиньев с уклоном 1:100 (рис. 12.6). Такой же уклон имеют и пазы в ступицах. Клиновые шпонки забивают в пазы. Создаваемое напряженное соединение не только передает вращающий момент, но и воспринимает осевую силу.

Конструкции клиновых шпонок показаны на рис. 12.7. Они могут быть с головками (исполнение 1) и без головок. Клиновые шпонки без головок могут быть с двумя закругленными концами (исполнение 2), без за-

круглых концов (исполнение 3) и с одним закругленным концом (исполнение 4).

Размеры шпоночных соединений с клиновыми шпонками даны в табл. 12.7.

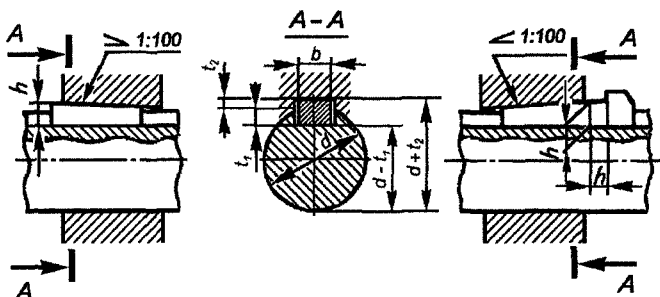


Рис. 12.6. Конструкция соединения вала и ступицы детали с клиновой шпонкой

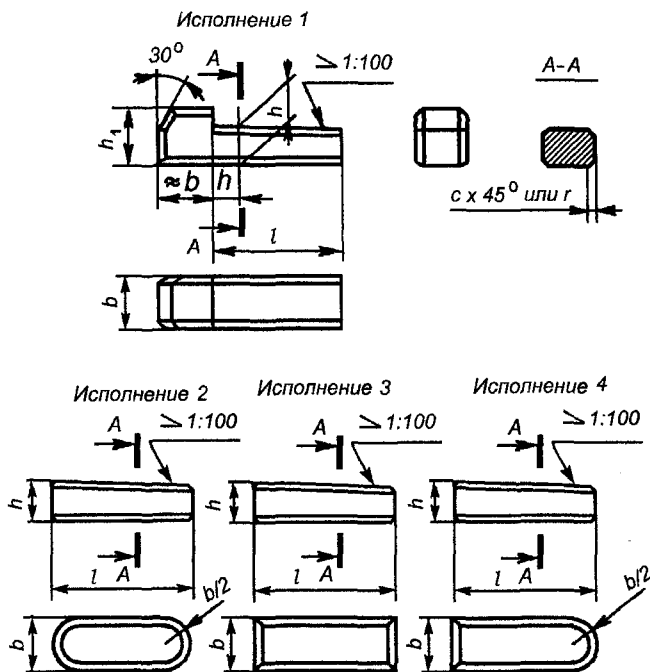


Рис. 12.7. Конструкции клиновых шпонок (ГОСТ 24068-80)

Размеры клиновых шпонок (ширина b , высота h , интервалы длин и длина l) полностью соответствуют установленным для призматических шпонок (см. табл. 12.1). Значения глубин пазов в ступицах t_2 в зависимости от диаметров валов приведены в табл. 12.7.

Таблица 12.7

Высота шпоночной головки h_1 и глубина паза t_2 в ступице для клиновых шпонок, мм (ГОСТ 24068–80)

Высота шпонки h	Высота головки h_1	Глубина паза t_2	Высота шпонки h	Высота головки h_1	Глубина паза t_2	Высота шпонки h	Высота головки h_1	Глубина паза t_2
2	—	0,5	10	16	3,4	25	40	9,1
3	—	0,9	11	18	3,4	28	45	10,1
4	7	1,2	12	20	3,9	32	50	11,1
5	8	1,7	14	22	4,4	36	56	13,1
6	10	2,2	16	25	5,4	40	63	14,1
7	11	2,4	18	28	6,4	45	70	16,1
8	12	2,4	20	32	7,1	50	80	18,1
9	14	2,9	22	36	8,1			

Примечание. Размер t_2 относится к большей глубине паза.

Допуски размеров шпонок b , h и l такие же как и для призматических шпонок. Поля допусков размеров пазов: для ширины пазов вала и ступицы — D10, для длины паза — H15. Предельные отклонения глубин пазов t_1 и t_2 или заменяющих их размеров $d - t_1$ и $d + t_2$ соответствуют указанным в табл. 12.3.

При забивании клиновых шпонок в пазы нарушается центрирование ступицы детали, поэтому соединение клиновыми шпонками применяют в малоответственных тихоходных передачах.

Пример условного обозначения клиновой шпонки исполнения 2 с размерами $b = 12$ мм, $h = 8$ мм, $l = 80$ мм:

Шпонка 2-12x8x80 ГОСТ 24068–80.

12.4. Соединения тангенциальными шпонками

Эти шпоночные соединения применяются для валов диаметром более 60 мм для передачи больших вращающих моментов при переменной нагрузке (рис. 12.8). Пара тангенциальных шпонок, представляющих собой два односкосных клина с уклоном 1:100 каждый, забивается навстречу друг другу ударами, образуя натяг между валом и ступицей в касательном (тангенциальном) направлении. В соединении ставят две пары тангенциальных шпонок под углом 120° .

Шпонки в таких соединениях работают на сжатие, чем обеспечивает-ся их более высокая прочность. Размеры соединений тангенциальными шпонками даны в табл.12.8.

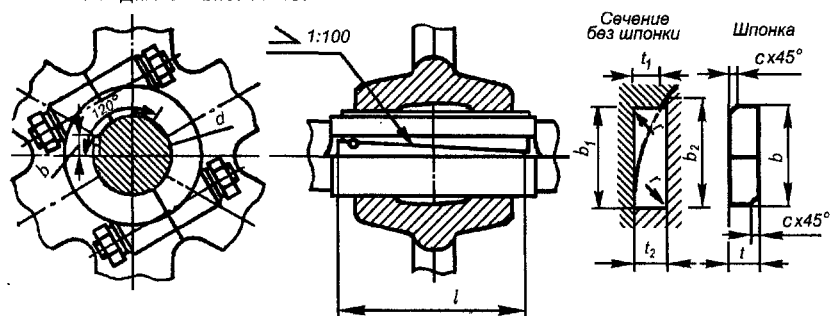


Рис. 12.8. Конструкция соединения вала и ступицы детали с тангенциальными шпонками

Таблица 12.8

Размеры тангенциальных нормальных шпонок и сечений пазов, мм (ГОСТ 24069-80)

Диаметр вала d	Шпонка				Шпоночный паз							
	Толщина l	Расчетная ширина b	Фаска $c \times 45^\circ$		Глубина		Расчетная ширина		Радиус закругления r			
			не менее	не более	втулки t_1	вала t_2	втулки b_1	вала b_2	не менее	не более		
60	7	19,3	0,6	0,8	7	7,3	19,3	19,6	0,4	0,6		
63		19,8					19,8	20,2				
65		20,1					20,1	20,5				
70		21					21,0	21,4				
71	8	22,5			8	8,3	22,5	22,8			0,4	0,6
75		23,2					23,2	23,5				
80		24,0					24,0	24,4				
85		24,8					24,8	25,2				
90		25,6					25,6	26,0				
95	9	27,8			9	9,3	27,8	28,2			0,7	1,0
100		28,6					28,6	29,0				
110		30,1					30,1	30,6				
120	10	33,2	1,0	1,2	10	10,3	33,2	33,6	0,7	1,0		
125		33,9					33,9	34,4				
130		34,6					34,6	35,1				
140	11	37,7			11	11,4	37,7	38,3				
150		39,1					39,1	39,7				

Продолжение таблицы 12.8

Диаметр вала d	Шпонка				Шпоночный паз					
	Толщина l	Расчетная ширина b	Фаска $\alpha \times 45^\circ$		Глубина		Расчетная ширина		Радиус закругления r	
			не менее	не более	втулки t_1	вала t_2	втулки b_1	вала b_2	не менее	не более
160	12	42,1			12	12,4	42,1	42,8		
170		43,5					43,5	44,2		
180		44,9					44,9	45,6		
190	14	49,6			14	14,4	49,6	50,3		
200		51,0					51,0	51,7		

13. ШЛИЦЕВЫЕ (ЗУБЧАТЫЕ) СОЕДИНЕНИЯ

Шлицевое соединение представляет собой сопряжение выступов (зубьев) на валу и соответствующих впадин в ступице (рис. 13.1). Передача вращающего момента осуществляется боковыми поверхностями зубьев. Впадины в ступице изготавливают протягиванием, а зубья на валу – фрезерованием или накаткой профильными роликами. В современном машиностроении шлицевые соединения широко применяют вместо шпоночных. Размеры шлицевых соединений с прямобочными профилями зубьев стандартизованы.

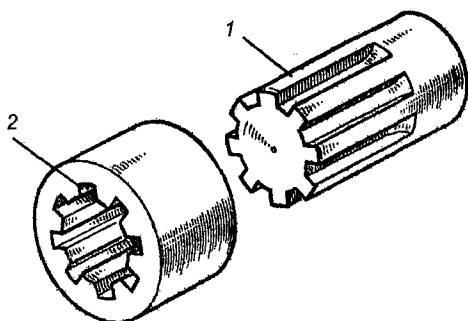


Рис. 13.1. Шлицевое соединение:
1 – зубья; 2 – впадины

По сравнению со шпоночными они имеют следующие *достоинства*: лучшее центрирование ступицы на валу; допускают передачу больших вращающих моментов; высокая надежность при динамических и реверсивных нагрузках; меньшая длина ступицы.

Недостаток – сложная технология изготовления, поэтому высокая стоимость.

Классификация шлицевых соединений приведена на рис.13.2.

Соединения с *прямобочным профилем* зубьев применяют в неподвижных и подвижных соединениях, они имеют постоянную толщину зубьев и выполняются с различными способами центрирования ступицы на валу. Когда требуется высокая соосность вала и ступицы, рекомендуется выполнять центрирование по одному из диаметров. Когда передается большая динамическая нагрузка, а точная соосность вала и ступицы не требуется, центрирование может быть выполнено по боковым поверхностям зубьев.

Соединения с *эвольвентным профилем* зубьев применяют в неподвижных и подвижных соединениях. Выполняют чаще с центрированием по боковым поверхностям зубьев, реже по наружному диаметру. По сравне-

нию с прямобочными зубьями имеют повышенную прочность, поэтому применяются для передачи больших вращающих моментов.

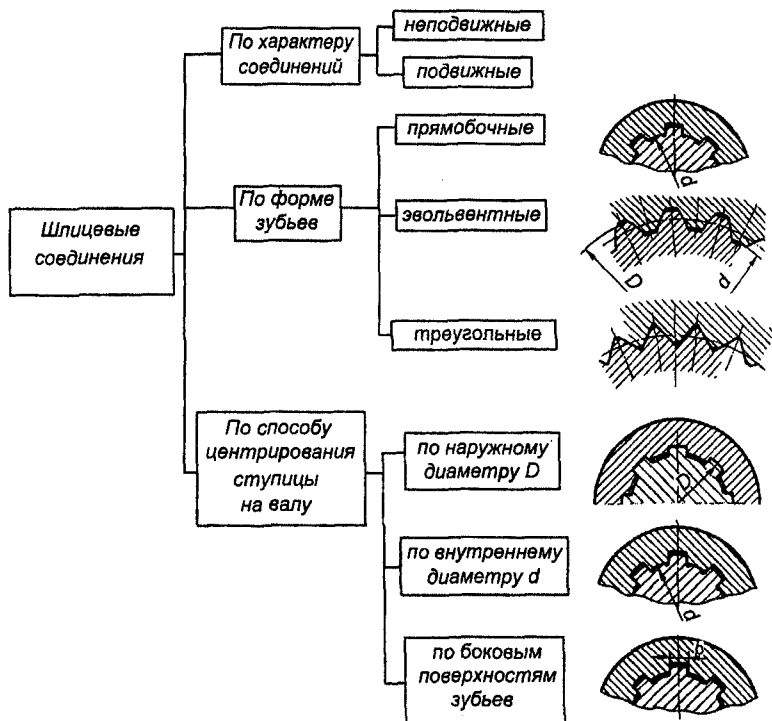


Рис. 13.2. Классификация шлицевых соединений

Соединения с *треугольным профилем зубьев* применяются в неподвижных соединениях. Имеют большое число мелких зубьев. Не стандартизованы. Центрирование ступицы на валу выполняется по боковым поверхностям зубьев. Предназначены для передачи малых вращающих моментов при пустотелых валах и тонкостенных ступицах.

13.1. Шлицевые прямобоочные соединения

Конструкция и размеры шлицевых прямобоочных соединений приведены в табл. 13.1.

Тип центрирования шлицевых прямобоочных соединений выбирают из конструктивных и технологических соображений.

Таблица 13.1

Размеры прямоугольных шлицевых соединений
(ГОСТ 1139-80 в редакции 1991 г.)

Втулка

Вал

Число зубьев z	d	D	b	d_1 , не ме- нее	a , не менее	c		r , не более
						Ном. откл.	Пред. откл.	
Легкая серия								
6	23	26	6	22,1	3,54	0,3	+0,2	0,2
6	26	30	6	24,6	3,85	0,3	+0,2	0,2
6	28	32	7	26,7	4,03	0,3	+0,2	0,2
8	32	36	6	30,4	2,71	0,4	+0,2	0,3
8	36	40	7	34,5	3,46	0,4	+0,2	0,3
8	42	46	8	40,4	5,03	0,4	+0,2	0,3
8	46	50	9	44,6	5,75	0,4	+0,2	0,3
8	52	58	10	49,7	4,89	0,5	+0,3	0,5
8	56	62	10	53,6	6,38	0,5	+0,3	0,5
8	62	68	12	59,8	7,31	0,5	+0,3	0,5
10	72	78	12	69,6	5,45	0,5	+0,3	0,5
10	82	88	12	79,3	8,62	0,5	+0,3	0,5
10	92	98	14	89,4	10,08	0,5	+0,3	0,5
10	102	108	16	99,9	11,49	0,5	+0,3	0,5
10	112	120	18	108,8	10,72	0,5	+0,3	0,5

Средняя серия

6	11	14	3,0	9,9	—	0,3	+0,2	0,2
6	13	16	3,5	12,0	—	0,3	+0,2	0,2
6	16	20	4,0	14,5	—	0,3	+0,2	0,2

Продолжение табл. 13.1

Число зубьев <i>z</i>	<i>d</i>	<i>D</i>	<i>b</i>	<i>d</i> ₁ , не ме- нее	<i>a</i> , не менее	<i>c</i>		<i>r</i> , не более
						Ном. откл.	Пред. откл.	
6	18	22	5,0	16,7	—	0,3	+0,2	0,2
6	21	25	5,0	19,5	1,95	0,3	+0,2	0,2
6	23	28	6,0	21,3	1,34	0,3	+0,2	0,2
6	26	32	6,0	23,4	1,65	0,4	+0,2	0,3
6	28	34	7,0	25,9	1,70	0,4	+0,2	0,3
8	32	38	6,0	29,4	—	0,4	+0,2	0,3
8	36	42	7,0	33,5	1,02	0,4	+0,2	0,3
8	42	48	8,0	39,5	2,57	0,4	+0,2	0,3
8	46	54	9,0	42,7	—	0,5	+0,3	0,5
8	52	60	10,0	48,7	2,44	0,5	+0,3	0,5
8	56	65	10,0	52,2	2,50	0,5	+0,3	0,5
8	62	72	12,0	57,8	2,40	0,5	+0,3	0,5
10	72	82	12,0	67,4	—	0,5	+0,3	0,5
10	82	92	12,0	77,1	3,00	0,5	+0,3	0,5
10	92	102	14,0	87,3	4,50	0,5	+0,3	0,5
10	102	112	16,0	97,7	6,30	0,5	+0,3	0,5
10	112	125	18,0	106,3	4,40	0,5	+0,3	0,5
Тяжелая серия								
10	16	20	2,5	14,1	—	0,3	+0,2	0,2
10	21	26	3,0	18,5	—	0,3	+0,2	0,2
10	23	29	4,0	20,3	—	0,3	+0,2	0,2
10	26	32	4,0	23,0	—	0,4	+0,2	0,3
10	28	35	4,0	24,4	—	0,4	+0,2	0,3
10	32	40	5,0	28,0	—	0,4	+0,2	0,3
10	36	45	5,0	31,3	—	0,4	+0,2	0,3
10	42	52	6,0	36,9	—	0,4	+0,2	0,3
10	46	56	7,0	40,9	—	0,5	+0,3	0,5
10	52	60	5,0	47,0	—	0,5	+0,3	0,5
10	56	65	5,0	50,6	—	0,5	+0,3	0,5
10	62	72	6,0	56,1	—	0,5	+0,3	0,5
10	72	82	7,0	65,9	—	0,5	+0,3	0,5
20	82	92	6,0	75,6	—	0,5	+0,3	0,5
20	92	102	7,0	85,5	—	0,5	+0,3	0,5
20	102	115	8,0	94,0	—	0,5	+0,3	0,5
20	112	125	9,0	104,0	—	0,5	+0,3	0,5

Примечания: 1. Исполнение 1 дано для изготовления валов соединений легкой и средней серий методом обкатывания. Валы соединений тяжелой серии методом обкатывания не изготавливаются.

2. Шлицевые валы исполнения 1 и 3 изготавливаются при центрировании по внутреннему диаметру, исполнения 2 — при центрировании по наружному диаметру и боковым сторонам зубьев.

3. Фаска у пазов отверстия втулки может быть заменена скруглением с радиусом, равным величине фаски *c*.

4. Стандарт не распространяется на специальные шлицевые соединения, отличающиеся от приведенных номинальными размерами и видом центрирования.

Центрирование по внутреннему диаметру целесообразно в тех случаях, когда втулка (ступица) имеет высокую твердость и ее нельзя обработать чистовой протяжкой. Шлицевой участок вала при таком центрировании необходимо изготавливать с опорной площадкой длиной a (см. табл.13.1, исполнение 1) и окончательно обрабатывать на шлифшлифовальном станке. Такой способ центрирования применяют обычно для подвижных соединений.

Центрирование по внешнему диаметру D рекомендуется выполнять, когда втулку термически не обрабатывают или когда её твердость после термообработки допускает калибровку протяжкой. Зубья вала фрезеруют с последующим круглым шлифованием. Такой способ центрирования технологически прост и экономичен. Его применяют при неподвижных соединениях или при подвижных соединениях и небольших нагрузках.

Центрирование по боковым сторонам зубьев применяется в том случае, когда не требуется высокая соосность вала и ступицы, но требуется высокая прочность соединения. Применяется в основном в карданных соединениях автомобилей.

Некоторые наиболее распространенные посадки шлицевых прямобочных соединений приведены в табл.13.2.

Таблица 13.2

Посадки шлицевых прямобочных соединений

Вид центрирования	Вид соединения	Посадки поверхностей	
		центрирующих	боковых
По внутреннему диаметру d	Неподвижное	$\frac{H7}{j_s 6}; \frac{H7}{n6}$	$\frac{D9}{j_s 7}; \frac{F8}{j_s 7}$
	Подвижное	$\frac{H7}{f6}; \frac{H7}{n6}$	$\frac{D9}{f8}; \frac{F8}{f7}$
По наружному диаметру D	Неподвижное	$\frac{H7}{j_s 6}; \frac{H7}{n6}$	$\frac{F8}{j_s 7}; \frac{F9}{j_s 7}$
	Подвижное	$\frac{H7}{f7}; \frac{H7}{n7}$	$\frac{F8}{f7}; \frac{D9}{d9}$

Обозначения шлицевых прямобочных соединений валов и втулок (ступиц) должны содержать:

букву, обозначающую поверхность центрирования;

число зубьев z и номинальные размеры d , D и b соединения вала и втулки;

обозначения полей допусков и посадок диаметров, а также размеров b , помещенные после соответствующих размеров.

Допускается не указывать в обозначении допуски центрирующих диаметров.

Пример условного обозначения шлицевого прямобочного соединения с числом зубьев $z = 8$, внутренним диаметром $d = 36$ мм, наружным диаметром $D = 40$ мм, шириной зуба $b = 7$ мм, с центрированием по внутреннему диаметру с посадкой по диаметру центрирования $\frac{H7}{f6}$, по нецентрирующему диаметру $\frac{H12}{a11}$ и по размеру $b \frac{D9}{f8}$:

$$d-8 \times 36 \frac{H7}{f6} \times 40 \frac{H12}{a11} \times 7 \frac{D9}{f8} \text{ ГОСТ 1139-80.}$$

То же, при центрировании по наружному диаметру с посадкой по диаметру центрирования $\frac{H7}{f7}$ и по размеру $b \frac{D9}{d9}$:

$$D-8 \times 36 \times 40 \frac{H7}{f7} \times 7 \frac{D9}{d9} \text{ ГОСТ 1139-80.}$$

Пример условного обозначения втулки (ступицы) того же соединения при центрировании по внутреннему диаметру:

$$d-8 \times 36 \text{ H7} \times 40 \times \text{H12} \times 7 \text{ D9} \text{ ГОСТ 1139-80.}$$

То же, вала:

$$d-8 \times 36 \text{ f6} \times 40 \times \text{a11} \times 7 \text{ d9} \text{ ГОСТ 1139-80.}$$

13.2. Шлицевые эвольвентные соединения

Все большее применение в промышленности находят шлицевые эвольвентные соединения, изготавливаемые по ГОСТ 6033-80. Профиль зубьев очерчивается окружностями вершин и впадин и эвольвентами боковых поверхностей. Основные отличия профилей зубьев шлицевых эвольвентных соединений и зубчатых колес с эвольвентным зацеплением заключаются в следующем: угол профиля зубьев шлицевых соединений 30° , а угол главного профиля инструмента при нарезании зубчатых колес 20° ; высота зубьев шлицевых соединений при центрировании по наружному диаметру $h = 1,1m$, а высота зубьев зубчатых колес $h = 2,25m$ (m – модуль зубьев). Они технологичны при изготовлении и обладают повышенной прочностью. Высокая технологичность изготовления достигается тем, что при производстве шлицевых эвольвентных соединений могут быть использованы современные технологии, применяемые при изготовлении зубчатых колес. Повышенная прочность обеспечивается тем, что нагрузка распределяется на большее количество зубьев, имеющих небольшую высоту и уширение у основания. Центрирование шлицевых соединений с эвольвентным

профилем чаще выполняют по боковым поверхностям зубьев, реже по наружному (номинальному) диаметру D . Исходные контуры и формы зубьев шлицевых эвольвентных соединений приведены на рис.13.3. Формулы для определения основных параметров шлицевых эвольвентных соединений даны в табл.13.3. Число зубьев z и модуль m в зависимости от номинального диаметра соединения D могут быть приняты по табл.13.4.

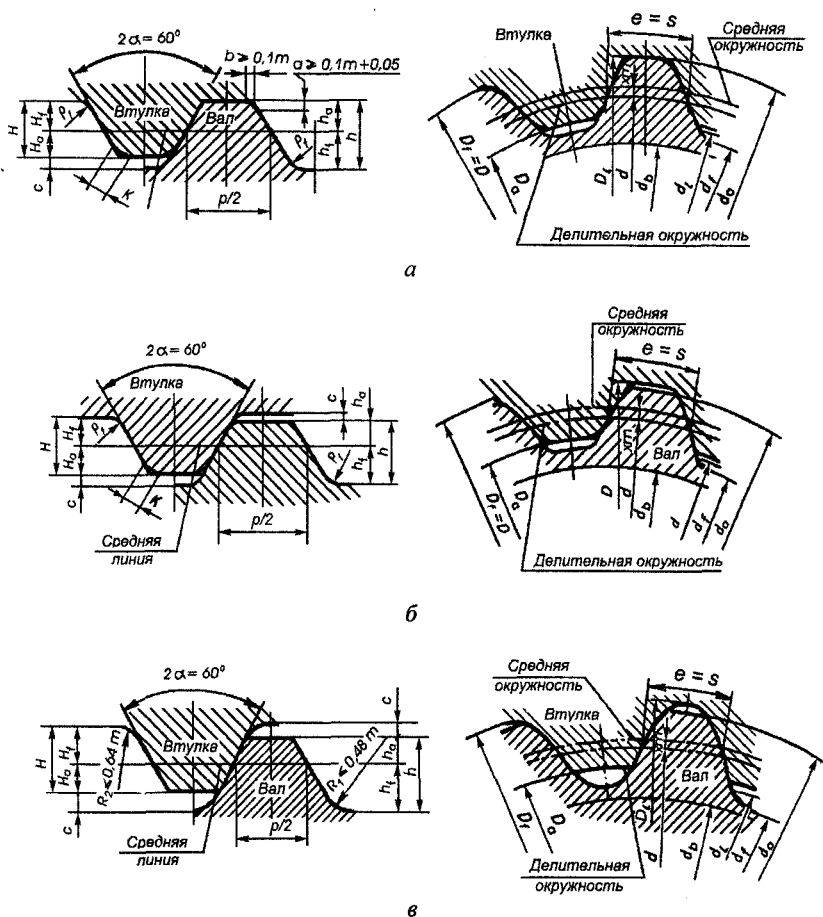


Рис. 13.3. Исходные контуры и формы зубьев вала и втулки эвольвентных соединений с углом профиля 30° :
а – центрирование по наружному диаметру; б – центрирование по боковым поверхностям зубьев при плоской форме дна впадины; в – центрирование по боковым поверхностям зубьев при закругленной форме дна впадины

Таблица 13.3

**Зависимости для определения основных параметров
шлицевых эвольвентных соединений**

Параметр	Формула	Параметр	Формула
Модуль m	—	Диаметр окружности впадин втулки при плоской форме дна впадины D_f	$D_f = D$
Делительный окружной шаг зубьев p	$p = \pi m$	Диаметр окружности вершин зубьев втулки D_a	$D_a = D - 2m$
Угол профиля зуба α	$\alpha = 30^\circ$	Смещение исходного контура xm	$xm = \frac{1}{2} \times (D - mz - 1,1m)$
Число зубьев z	—	Высота головки зуба вала h_a : при центрировании по боковым поверхностям зубьев	$h_a = 0,45m$
Диаметр делительной окружности d	$d = mz$	при центрировании по наружному диаметру	$h_a = 0,55m$
Диаметр основной окружности d_b	$d_b = mz \cos \alpha$	Высота головки зуба втулки H_a	$H_a = 0,45m$
Высота зуба вала h	$h_{\min} = h_a + h_{f\min}$	Высота ножки зуба втулки при плоской форме дна впадины H_f	$H_{f\min} = 0,55m$ $H_{f\max} = 0,65m$
Высота зуба втулки H	$H = H_a + H_f$	Высота ножки зуба вала при плоской форме дна впадины h_f	$h_{f\min} = 0,55m$ $h_{f\max} = 0,65m$
Номинальная делительная окружная толщина зуба вала s	$s = \frac{\pi}{2}m + 2xm \operatorname{tg} \alpha$	Радиус кривизны переходной кривой зуба ρ_f	$\rho_{f\min} = 0,15m$
Номинальная делительная окружная ширина впадины втулки e	$e = \frac{\pi}{2}m + 2xm \operatorname{tg} \alpha$	Диаметр окружности впадин вала при плоской форме дна впадины d_f	$d_{f\max} = D - 2,2m$
Номинальный (исходный) диаметр соединения D	$D = mz + 2xm + 1,1m$	Диаметр окружности граничных точек зуба вала d_l	$d_{l\max} = D_a - F_r$
Диаметр окружности вершин зубьев вала d_a при центрировании: по боковым поверхностям по наружному диаметру	$d_a = D - 0,2m$ $d_a = D$	Фаска или радиус приотупления продольной кромки зуба втулки K	$K = 0,15m$
Диаметр окружности граничных точек зуба втулки $D_{l\min}$	$D_{l\min} = d_a + F_r$	Радиальный зазор c	$c_{\min} = 0,1m$

Таблица 13.4

Предпочтительный размерный ряд шлицевых
эвольвентных соединений по ГОСТ 6033-80

Номинальный диаметр D , мм	Число зубьев z при модуле m , мм					Номинальный диаметр D , мм	Число зубьев z при модуле m , мм		
	0,5	0,8	1,25	2	3		3	5	8
6	10	6	—	—	—	85	27	15	—
8	14	8	—	—	—	90	28	16	—
10	18	11	—	—	—	95	30	18	—
12	22	13	—	—	—	100	32	18	—
15	28	17	—	—	—	110	35	20	—
17	—	20	12	—	—	120	38	22	—
20	—	23	14	—	—	140	45	26	—
25	—	30	18	—	—	160	52	30	18
30	—	36	22	—	—	180	58	34	21
35	—	—	26	16	—	200	—	38	24
40	—	—	30	18	—	220	—	42	26
45	—	—	34	21	—	240	—	46	28
50	—	—	38	24	—	260	—	50	31
55	—	—	—	26	17	300	—	58	36
60	—	—	—	28	18	340	—	—	41
65	—	—	—	31	20	380	—	—	46
70	—	—	—	34	22	400	—	—	48
75	—	—	—	36	24	440	—	—	54
80	—	—	—	38	25	480	—	—	58

Некоторые наиболее применяемые посадки шлицевых эвольвентных соединений приведены в табл.13.5.

Таблица 13.5

Посадки шлицевых эвольвентных соединений

Вид центрирования	Вид соединения	Посадки поверхностей	
		центрирующих	нецентрирующих
По боковым поверхностям зубьев s	Неподвижное	$\frac{7H}{7n}; \frac{7H}{9r}$	$\frac{H11}{d9} \quad \frac{H11}{h12}$
	Подвижное	$\frac{9H}{9g}; \frac{9H}{8f}$	
По наружному диаметру D	Неподвижное	$\frac{H7}{js6}; \frac{H7}{n6}$	$\frac{H11}{h16}$
	Подвижное	$\frac{H7}{g6}; \frac{H7}{f7}$	

Обозначения шлицевых эвольвентных соединений валов и втулок должны содержать: номинальный диаметр соединения D ; модуль m ; обозначение посадки соединения (полей допусков вала и втулки), помещаемое после размеров центрирующих элементов; обозначение стандарта.

Обозначения поля допуска ширины впадины втулки e и толщины зуба вала s состоят из числа, обозначающего степень точности, и буквы, обозначающей основное отклонение, например 9H, 7n, 9g, 8f.

Примеры условных обозначений:

а) шлицевого эвольвентного соединения с $D = 50$ мм, $m = 2$ мм при центрировании по боковым сторонам зубьев (толщине зуба s), с посадкой по боковым поверхностям зубьев $\frac{9H}{9g}$:

$$50 \times 2 \times \frac{9H}{9g} \text{ ГОСТ 6033-80};$$

б) втулки того же соединения:

$$50 \times 2 \times 9H \text{ ГОСТ 6033-80};$$

в) вала того же соединения:

$$50 \times 2 \times 9g \text{ ГОСТ 6033-80};$$

г) шлицевого эвольвентного соединения с $D = 50$ мм, $m = 2$ мм при центрировании по наружному диаметру с посадкой по центрирующему диаметру $\frac{H7}{g6}$:

$$50 \times 2 \times \frac{H7}{g6} \times 2 \text{ ГОСТ 6033-80};$$

д) втулки того же соединения:

$$50 \times H7 \times 2 \text{ ГОСТ 6033-80};$$

е) вала того же соединения:

$$50 \times g6 \times 2 \text{ ГОСТ 6033-80}.$$

13.3. Расчет шлицевых соединений на прочность

Шлицевые соединения выбирают по таблицам и затем проверяют на смятие

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{T}{\varphi z A_{\text{см}} R_{\text{ср}}} \leq [\sigma_{\text{см}}],$$

где T — передаваемый вращающий момент, Н·мм;
 $\varphi = 0,7 \dots 0,8$ — коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по рабочим поверхностям зубьев;
 z — число зубьев;
 $A_{\text{см}}$ — расчетная площадь поверхности смятия, мм²;
 $R_{\text{ср}}$ — средний радиус шлицевого соединения, мм;
 $\sigma_{\text{см}}$ — расчетное напряжение на смятие рабочих поверхностей зубьев, МПа;
 $[\sigma_{\text{см}}]$ — допускаемое напряжение на смятие рабочих поверхностей зубьев, МПа.

Площадь смятия:

для прямобочных соединений

$$A_{\text{см}} = \left(\frac{D-d}{2} - 2c \right) l,$$

для эвольвентных соединений

$$A_{\text{см}} = 0,8 ml,$$

где D – наружный диаметр, мм;

d – внутренний диаметр, мм;

c – размер фаски, мм;

l – длина поверхности контакта зубьев, мм;

m – модуль зубьев.

Средний радиус шлицевого соединения:

для прямобочных соединений

$$R_{\text{ср}} = 0,25(D + d);$$

для эвольвентных соединений

$$R_{\text{ср}} = 0,5 m.$$

Допускаемое напряжение на смятие принимается по табл. 13.6 в зависимости от характера соединения, условий эксплуатации и выполнения термообработки рабочих поверхностей зубьев.

Таблица 13.6

Допускаемые напряжения на смятие
боковых поверхностей зубьев шлицевых соединений $[\sigma_{\text{см}}]$, МПа

Соединение	Условия эксплуатации	Специальная термообработка рабочих поверхностей зубьев	
		не производится	производится
Неподвижное	<i>a</i>	—	—
	<i>б</i>	60...100	100...140
	<i>в</i>	80...120	120...200
Подвижное без нагрузки	<i>a</i>	15...20	20...35
	<i>б</i>	20...30	30...60
	<i>в</i>	25...40	40...70
Подвижное под нагрузкой	<i>a</i>	—	3...10
	<i>б</i>	—	5...15
	<i>в</i>	—	10...20

Примечание. *a* – тяжелые условия эксплуатации: нагрузка знакопеременная с ударами в обоих направлениях, вибрации большой частоты и амплитуды, условия смазки (для подвижных соединений) плохие, небольшая твердость деталей соединения, невысокая точность соосности ступицы и вала; *б* – средние условия эксплуатации; *в* – легкие условия эксплуатации.

14. УСТАНОВКА ПРИВODOB МАШИИ

14.1. Конструирование рам

Приводы машин, состоящие из электродвигателя и передач, устанавливают на сварных рамах или литых плитах. На рис. 14.1 приведены различные варианты рам.

При единичном производстве машин в основном применяют сварные рамы, изготовленные из листовой стали и профильного проката – швеллеров или уголков. Электродвигатели и редукторы устанавливают на опорных поверхностях рам – платиках, представляющих собой приваренные стальные полоски или отдельные прямоугольные элементы высотой 5...6 мм. Обработку рабочих поверхностей платиков производят строганием или фрезерованием после сварки рамы, отжига и правки.

Конструкция и размеры рамы зависят от типов и размеров электродвигателя и редуктора. Проектирование выполняется в следующей последовательности. Тонкими линиями чертится выбранная соединительная муфта (рис. 14.2), затем электродвигатель и редуктор, при этом вал электродвигателя вставляют в одну полумуфту, а конец быстроходного вала редуктора вставляют во вторую полумуфту. Конструктивно между торцами валов электродвигателя и редуктора получается расстояние a . По значениям l_1 и l_{31} (рис. 14.2) для выбранного электродвигателя и по значениям l_{1p} , K для сконструированного или выбранного редуктора на главном виде определяют расстояние между отверстиями для крепления электродвигателя и редуктора на раме $l_1 + l_{31} + l_{1p} + k + a$ и расстояния l_{10} и $A_{0,p}$.

По значениям h_3 (равно h на рис. 14.2) и h_p определяют положения опорных поверхностей электродвигателя и редуктора и разновысотность $\Delta h = h_3 - h_p$. Варианты достижения разновысотности Δh показаны на рис. 14.3. Длину платиков под электродвигателем и редуктором принимают равной или несколько больше длины опорных поверхностей электродвигателя (l_0 на рис. 1.1) и редуктора $l_{0,p}$. Определяется длина рамы

$$L = l_0/2 + l_{10}/2 + l_{31} + l_1 + a + l_{1p} + K + A_p/2 + l_{0,p}/2$$

Размер L округляется до ближайшего большего стандартного L_Φ (табл. 14.1). Уточняется значение C

$$C = (L_\Phi - L)/2.$$

Высоту рамы определяют в зависимости от ее длины $H = (0,08...0,10)L$ и подбирают размер швеллера по табл. 14.2.

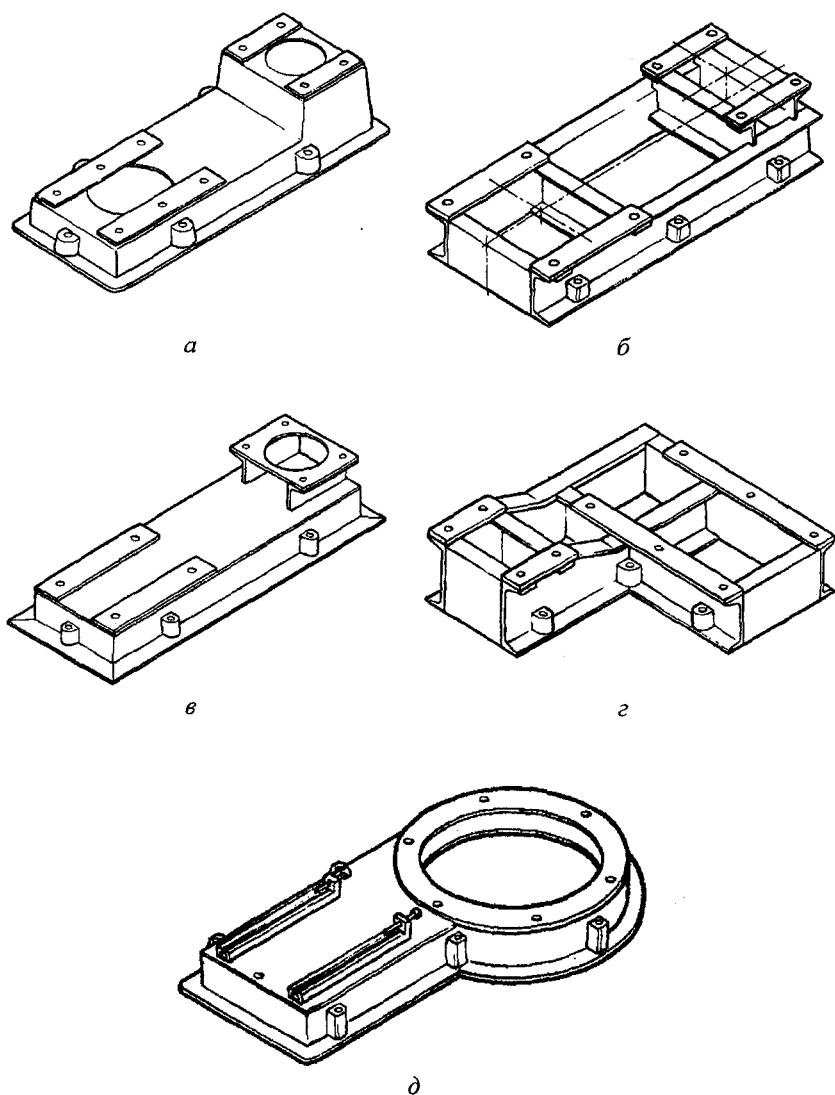


Рис. 14.1. Варианты рам и плит:
а – литая двухуровневая; *б* и *в* – сварные двухуровневые;
г – сварная двухуровневая Г-образная;
д – сварная для редукторов с вертикальным тихоходным валом

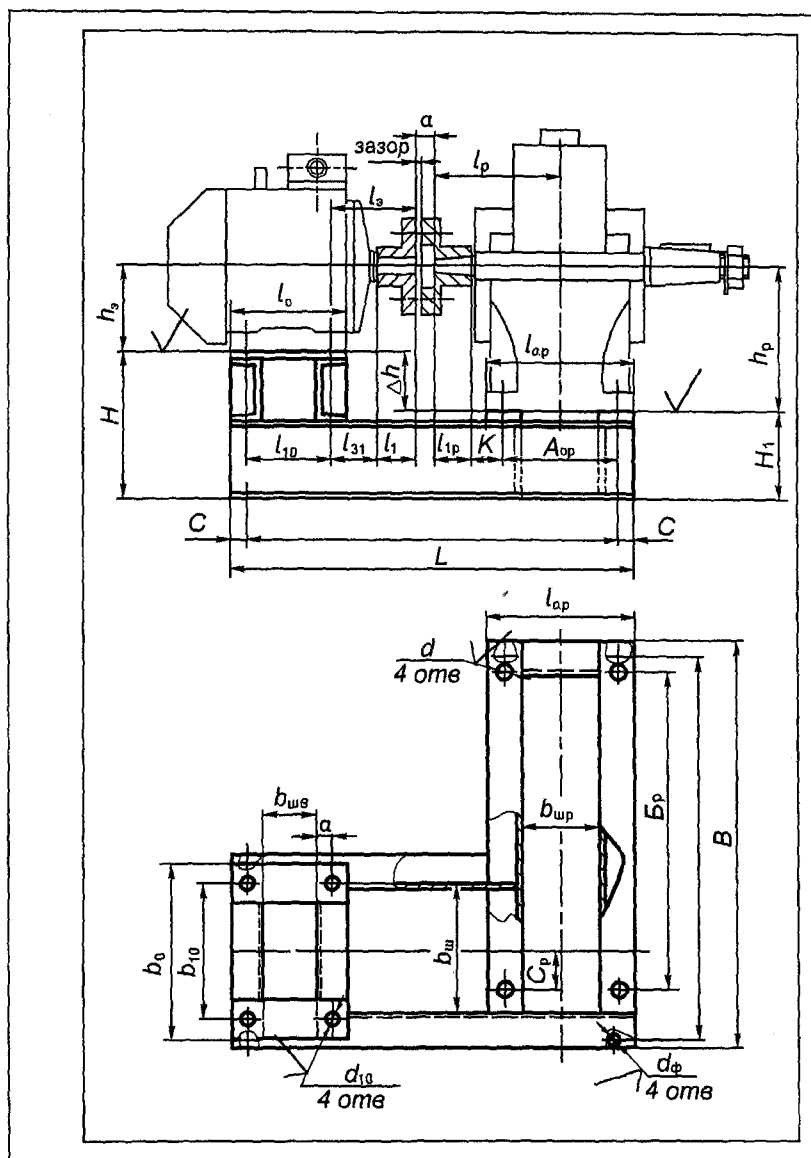


Рис. 14.2. Конструирования рамы для электродвигателя и цилиндрического редуктора

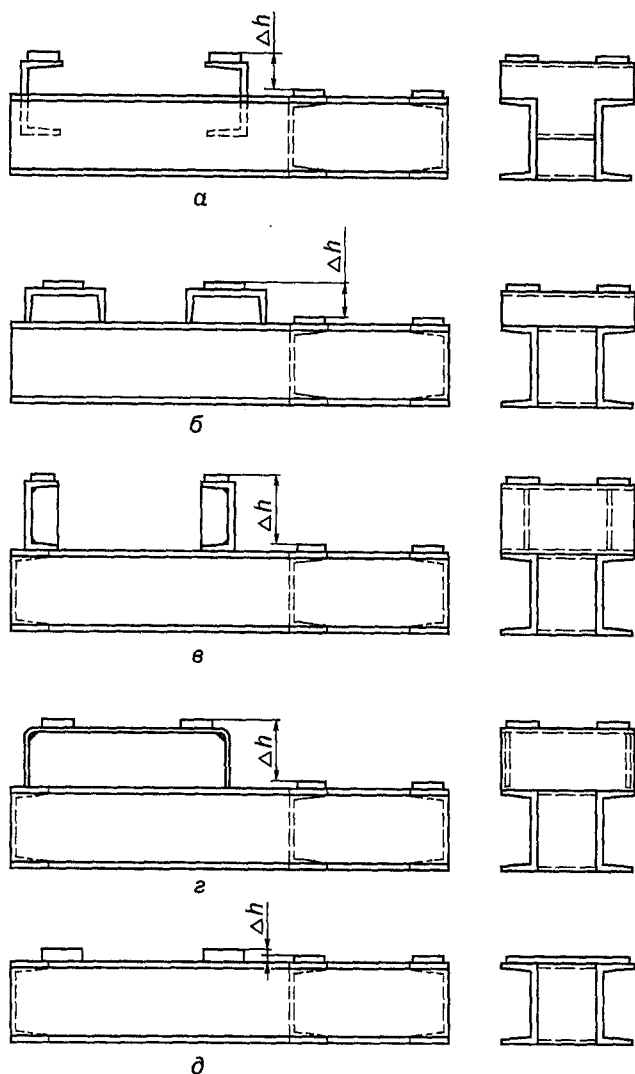


Рис. 14.3. Расположение платиков под электродвигатель и редуктор на разных уровнях:
a – привариванием швеллеров с вырезами; *б* – привариванием швеллеров, положенных на ребра; *в* – привариванием швеллеров, положенных на полки; *г* – привариванием коробки, изготовленной из листовой стали; *д* – привариванием платиков разной толщины

Таблица 14.1

Нормальные линейные размеры, мм (ГОСТ 6636-69)

3,2	5,6	10	18	32	56	100	180	320	560
3,4	6,0	10,5	19	34/35	60/62	105	190	340	600
3,6	6,3	11	20	36	63/65	110	200	360	630
3,8	6,7	11,5	21	38	67/70	120	210	380	670
4,0	7,1	12	22	40	71/72	125	220	400	710
4,2	7,5	13	24	42	75	130	240	420	750
4,5	8,0	14	24	45/47	80	140	250	450	800
4,8	8,5	15	26	48	85	150	260	480	850
5,0	9,0	16	28	50/52	90	160	280	500	900
5,3	9,5	17	30	53/55	95	170	300	530	950

Таблица 14.2

Швеллеры стальные горячекатаные (из ГОСТ 8240-89)

а

б

Номер профиля	h	b	s	t	R	r	x_0	$A, \text{мм}^2$	Масса 1 м, кг
	мм								
5	50	32	4,4	7,0	6,0	2,5	11,6	616	4,84
6,5	65	36	4,4	7,2	6,0	2,5	12,4	751	5,90
8	80	40	4,5	7,4	6,5	2,5	13,1	898	7,05
10	100	46	4,5	7,6	7,0	3,0	14,4	1090	8,59
12	120	52	4,8	7,8	7,5	3,0	15,4	1330	10,4
14	140	58	4,9	8,1	8,0	3,0	16,7	1560	12,3
16	160	64	5,0	8,4	8,5	3,5	18,0	1810	14,2
18	180	70	5,1	8,7	9,0	3,5	19,4	2070	16,3"
20	200	76	5,2	9,0	9,5	4,0	20,7	2340	18,4
22	220	82	5,4	9,5	10,0	4,0	22,1	2670	21,0
24	240	90	5,6	10,0	10,5	4,0	24,2	3060	24,0
27	270	95	6,0	10,5	11,0	4,5	24,7	3520	27,7
30	300	100	6,5	11,0	12,0	5,0	25,2	4050	31,8
33	330	105	7,0	11,7	13,0	5,0	25,9	4650	36,5
36	360	110	7,5	12,6	14,0	6,0	26,8	5340	41,9
40	400	115	8,0	13,5	15,0	6,0	27,5	6150	48,3

Примечания: 1. Швеллеры изготовляют с уклоном внутренних граней 4...10 % (а) и с параллельными гранями полок (б).

2. A — площадь поперечного сечения.

3. X_0 — расстояние от центра масс до наружной грани стенки.

Пример условного обозначения швеллера профиля 12 с уклоном внутренних граней полок из стали Ст 3:

$$\text{Швеллер} \frac{12 \text{ ГОСТ } 8240 - 89}{\text{Ст } 3 \text{ ГОСТ } 535 - 88}.$$

То же, с параллельными гранями полок:

$$\text{Швеллер} \frac{12 \text{ П ГОСТ } 8240 - 89}{\text{Ст } 3 \text{ ГОСТ } 535 - 88}.$$

Под главным видом размещают вид сверху. Проводится осевая линия, от которой откладываются расстояния $b_{10}/2$ (см. рис. 1.1) и C_p (по чертежу редуктора). Указываются размер d_{10} и положение отверстий для крепления электродвигателя к раме, размер d и расположения двух отверстий для крепления редуктора к раме, остальные два отверстия отмечаются на расстоянии B_p . Вычерчиваются платики, при этом ширина и длина их берется равной ширине и длине опорных поверхностей электродвигателя и редуктора. Определяются расстояния между швеллерами рамы $b_{шв} = l_0 - 2b$, $b_{ш} = b_0 - 2b$ и $b_{шр} = l_{ор} - 2b$. Здесь b — ширина полки швеллера (табл. 14.2).

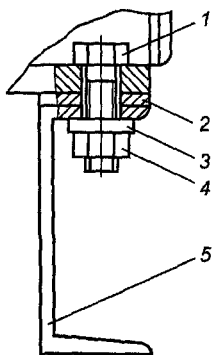
Швеллеры располагают, как правило, полками наружу для удобства крепления к раме привода и крепления рамы к фундаменту. Электродвигатель и редуктор крепятся к раме болтами (рис. 14.4) или винтами.

Рис. 14.4. Крепление редуктора (электродвигателя) к раме:

1 — болт; 2 — пластик рамы;

3 — косая шайба;

4 — гайка; 5 — рама



В первом случае в полках швеллера сверлятся отверстия для прохода стержня болта. На внутреннюю поверхность швеллера устанавливают или приваривают косые шайбы (если швеллер с уклоном внутренних граней), чтобы выровнять опорные поверхности под головкой болтов или гайки. Во

втором случае в отверстиях швеллера нарезается резьба, и крепление электродвигателя и редуктора к раме осуществляется винтами. Размеры швеллеров, косых шайб, болтов и гаек приведены соответственно в табл. 14.2, 14.3, 14.4 и 14.5. Конструирование рамы привода с ременной передачей не требует, чтобы оси ротора электродвигателя и быстроходного вала редуктора совпадали.

Таблица 14.3
Шайбы косые ГОСТ 10906–78. Конструкция и размеры.

*Размер для справок

Размеры в мм

Диаметр резьбы крепежной детали	d пред. откл. Н14	B	S пред. откл. $+0,3$ $-0,5$	S_i	Наименьшие номера профилей		Масса 1000 шт., кг
					швеллеров по ГОСТ 8240–72	балок двутавр. по ГОСТ 8239–89	
8	9,0	$16^{+1,0}_{-1,5}$	5,8	4,9	5	12	7,4
10	11,0	$20^{+1,0}_{-1,5}$	6,2	5,1	8	14	12,2
12	13,0	$30^{+1,0}_{-1,7}$	7,3	5,7	10	18	34,3
16	17,0				14	18a	29,9
20	22,0	$40^{+1,0}_{-1,9}$	8,4	6,2	18	24a	59,4
24	26,0	$50^{+1,4}_{-2,3}$	9,5	6,8	22a	40	104,4
27	30,0				40	60	95,7

В таблице приведена масса стальных шайб. Для определения массы шайб, изготовленных из других материалов, табличные значения умножать на коэффициенты: 0,356 – для алюминия; 0,970 – для бронзы; 1,080 – для латуни.

Пример условного обозначения косой шайбы для крепежной детали диаметром резьбы 20 мм из материала группы 02 без покрытия:

Шайба 20.02 ГОСТ 10906–78.

Болты с шестигранной головкой (ГОСТ 7798-70).

Таблица 14.4

$D_1 = (0,90 \dots 0,95)S$

Номинальный диаметр резьбы d	6	8	10	12	16	20	24	30
Шаг резьбы	крупный	1	1,25	1,5	1,75	2	2,5	3,5
	мелкий	—	1	1,25	1,25	1,5	1,5	2
Размер «под ключ» S	10	13	16	18	24	30	36	46
Высота головки k_1	4,0	5,5	7,0	8,0	10,0	13,0	15,0	19,0
Диаметр описанной окружности D_{min}	10,9	14,2	17,6	19,9	26,5	33,3	39,6	50,9

Гайки шестигранные (ГОСТ 5915-70)

Таблица 14.5

$D_1 = (0,90 \dots 0,95)S$

Номинальный диаметр резьбы d	6	8	10	12	16	20	24	30
Шаг резьбы	крупный	1	1,25	1,5	1,75	2	2,5	3,5
	мелкий	—	1	1,25	1,25	1,5	1,5	2
Размер «под ключ» S	10	13	16	18	24	30	36	46
Диаметр описанной окружности e , не менее	10,9	14,2	17,6	19,9	26,5	33,3	39,6	50,9
Высота головки m	5	6,5	8	10	13	16	19	24
Диаметр описанной окружности D_{min}	2,441	5,130	11,370	15,400	33,170	62,600	107,000	224,5010

Пример условного обозначения:

1) болта исполнения 1 с диаметром резьбы $d=12$ мм, длиной $l=60$ мм, с крупным шагом резьбы, полем допуска 6g, класса прочности 5.6, без покрытия:

Болт М12 - 6g·60,5.6 ГОСТ 7798-70

2) гайки исполнения 1, диаметром резьбы $d=12$ мм с крупным шагом резьбы с полем допуска 6H, класса прочности 5, без покрытия:

Гайка М12 - 6H.5 ГОСТ 5915-70.

Чертежи сварных рам оформляются как чертежи сборочных единиц. Ручная сварка выполняется по ГОСТ 5264-80. Сварные соединения подразделяют (ГОСТ 2601-74) на стыковые, угловые, тавровые и нахлесточные (рис. 14.5) и обозначают соответственно буквами С, У, Т, Н.

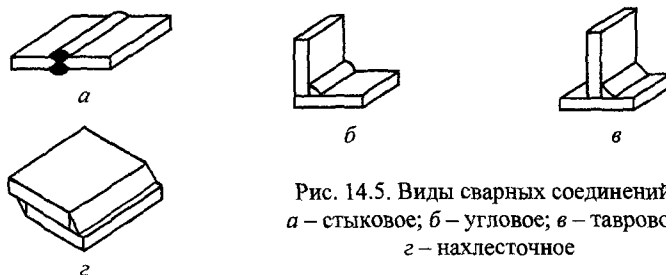


Рис. 14.5. Виды сварных соединений:
а – стыковое; б – угловое; в – тавровое;
г – нахлесточное

На чертежах к буквенному обозначению добавляют цифровое: С1, С2,...; Н1, Н2,...; У1, У2,...; Т1, Т2,..., характеризующее вид подготовки кромок и интервал толщин свариваемых деталей (ГОСТ 5264-80). По характеру расположения швы делятся на односторонние и двусторонние, сплошные и прерывистые (рис. 14.6).

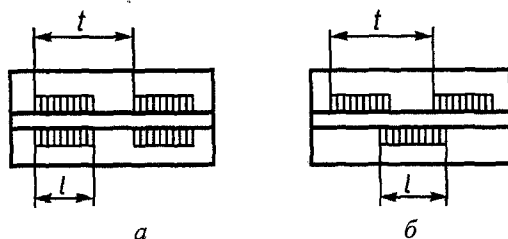


Рис. 14.6. Прерывистые сварные швы
с расположением привариваемых участков длиной l и шагом t :
а – цепное; б – шахматное

Условные изображения и обозначения швов сварных соединений устанавливает ГОСТ 2.312-72. Структура условного обозначения стандартного и нестандартного обозначения сварных швов дана на рис. 14.7: 1 – обозначение стандарта на тип и конструктивные элементы шва; 2 – буквенно-цифровое обозначение шва; 3 – условное обозначение способа сварки (допускается не указывать); 4 – знак и размер катета шва; 5 – размеры l и t (рис. 14.6) для прерывистого шва, помещаемые соответственно перед и после знака цепного (№4, табл.14.6) или шахматного (№5, табл.14.6) провариваемых участков; 6 – обозначение знаков № 1, 2 и 7 (табл.14.6).

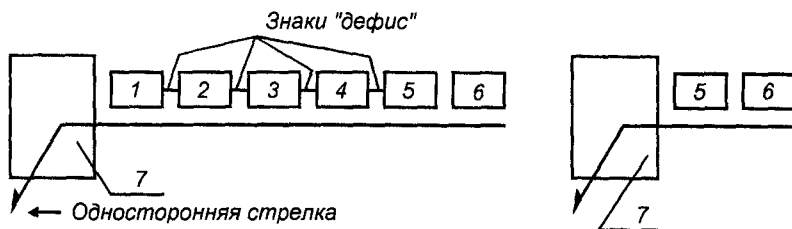


Рис. 14.7. Структура условного обозначения сварного шва:

а – стандартного; б – нестандартного

После вспомогательных знаков, если указана последующая механическая обработка шва, ставят обозначение шероховатости поверхности обработанного шва.

Условное обозначение шва наносят на полке линии выноски от изображения шва с лицевой стороны и под полкой линии-выноски, проводимой от оборотной стороны.

При наличии одинаковых швов обозначение наносят у одного изображения (рис. 14.8,а), а у остальных проводят линии-выноски с полками, на которых указывают номер шва (рис. 14.8,б,в), или без полок и номеров, если все швы одинаковы (рис. 14.8,г).

Допускается не отмечать на чертеже швы линиями-выносками, а приводить указания по сварке записью в технических требованиях чертежа, если эта запись однозначно определяет места сварки, способы сварки, типы швов сварных соединений и размеры их конструктивных элементов в поперечном сечении и расположение швов.

Одинаковые требования, предъявляемые ко всем швам или группе швов, приводят один раз – в технических требованиях или таблице швов.

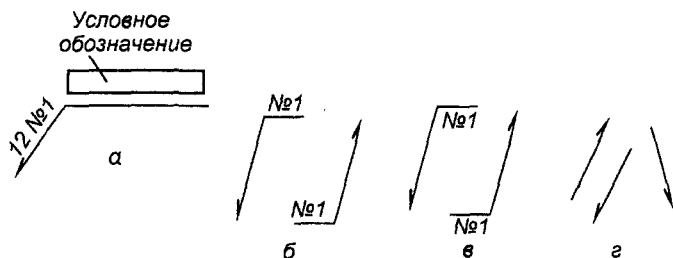


Рис. 14.8. Условное обозначение одинаковых сварных швов:
 а — с линией-выноской, имеющей полку с указанием обозначения шва;
 б, в — с линией-выноской, имеющей полку с указанием номера шва,
 соответственно с изображением шва с лицевой и оборотной стороны;
 г — с лицевой выноской без полки, если все швы одинаковы

Таблица 14.6

Вспомогательные знаки для обозначения сварных швов

Вспомогательный знак		Значение вспомогательного знака	Расположение вспомогательного относительно полки линий-выноски, проведенной от изображения шва	
Но-мер	Обозначение		с лицевой стороны	с оборотной стороны
1		Усилие шва снять		
2		Наплывы и неровности шва обработать с плавным переходом к основному металлу		
3		Шов выполнить при монтаже изделия, т.е. при установке его по монтажному чертежу на месте применения.		
4		Шов прерывистый или точечный с цепным расположением. Угол наклона линий 60°		
5		Шов прерывистый или точечный с шахматным расположением		
6		Шов по замкнутой линии. Диаметр знака 3...5 мм		
7		Шов по незамкнутой линии. Знак применяют, если расположение шва ясно из чертежа		


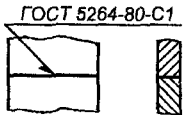

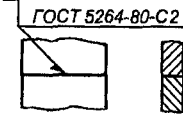
Таблица 14.7

Стандарты, регламентирующие основные типы, конструктивные элементы, размеры и условные обозначения сварных соединений


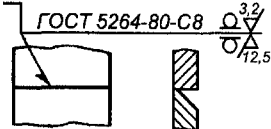

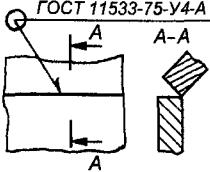

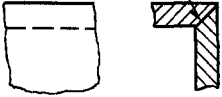

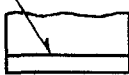
ГОСТ	Наименование
5264-80	Ручная дуговая сварка. Соединения сварные
8713-79	Сварка под флюсом. Соединения сварные
11533-75	Автоматическая и полуавтоматическая дуговая сварка под флюсом. Соединения сварные под острыми и тупыми углами
11534-75	Ручная дуговая сварка. Соединения сварные под острыми и тупыми углами
14771-71	Дуговая сварка в защитном газе. Соединения сварные
14776-79	Дуговая сварка. Соединения сварные
14806-80	Дуговая сварка алюминия и алюминиевых сплавов в инертных газах. Соединения сварные
15164-78	Электрошлаковая сварка. Соединения сварные
15878-79	Контактная сварка. Соединения сварные
16310-80	Соединения сварные из полиэтилена, полипропилена и винилпласта
23518-79	Дуговая сварка в защитных газах. Соединения сварные под острыми и тупыми углами
23792-79	Соединения контактные электрические сварные

Таблица 14.8

Примеры условных обозначений стандартных швов сварных соединений

Характеристика шва	Форма поперечного сечения шва	Условное обозначение шва, изображенного на чертеже с лицевой стороны
Шов стыкового соединения с отбортовкой кромок (С1, толщина свариваемых деталей 1...4 мм), односторонний, выполняемый ручной дуговой сваркой (ГОСТ 5264-80)		
Шов стыкового соединения без скоса кромок (С2, толщина свариваемых деталей 1...4 мм), односторонний, выполняемый ручной дуговой сваркой при монтаже изделия (Т)		

Продолжение табл. 14.8

Характеристика шва	Форма поперечного сечения шва	Условное обозначение шва, изображенного на чертеже с лицевой стороны
Шов стыкового соединения со скосом одной кромки (С8, толщина свариваемых деталей 3...60 мм), односторонний выполняемый электродуговой сваркой (ГОСТ 5264-80). Усилие (выпуклость) снято с обеих сторон (○). Параметр шероховатости поверхности шва с лицевой ($Ra\ 3,2$) и оборотной ($Ra\ 12,5$) сторон		 ГОСТ 5264-80-С8 $\frac{3,2}{12,5}$
Шов углового соединения без скоса кромок (У4), односторонний, выполняемый автоматической (А) сваркой под флюсом (ГОСТ 11533-75) по замкнутой линии (○)		 ГОСТ 11533-75-У4-А
Шов углового соединения (У2) со скосом кромок (ГОСТ 15164-78), выполняемый электрошлаковой сваркой проволочным электродом (ШЭ). Катет шва 22 мм		 ГОСТ 15164-78-У2-ШЭ-22
Шов таврового соединения без скоса кромок, двусторонний (ТЗ, толщина свариваемых деталей 15...40 мм), прерывистый с шахматным расположением элементов (З), выполненный ручной дуговой сваркой (ГОСТ 5264-80), катет 5 мм, длина каждого проваренного участка 50 мм, шаг 100 мм		 ГОСТ 5264-80-ТЗ-З-5-50-З100

14.2. Конструирование плит

При серийном выпуске приводов для их монтажа выгоднее применять плиты. Плиты выполняют в виде отливок из серого чугуна СЧ15 и СЧ20. Размеры L и b_0 (рис. 14.9), а также ширину плиты определяют конструктивно, руководствуясь компоновкой устанавливаемых на ней узлов (подобно конструированию рамы). Высота плиты принимается равной $(0,08 \dots 0,1) L$.

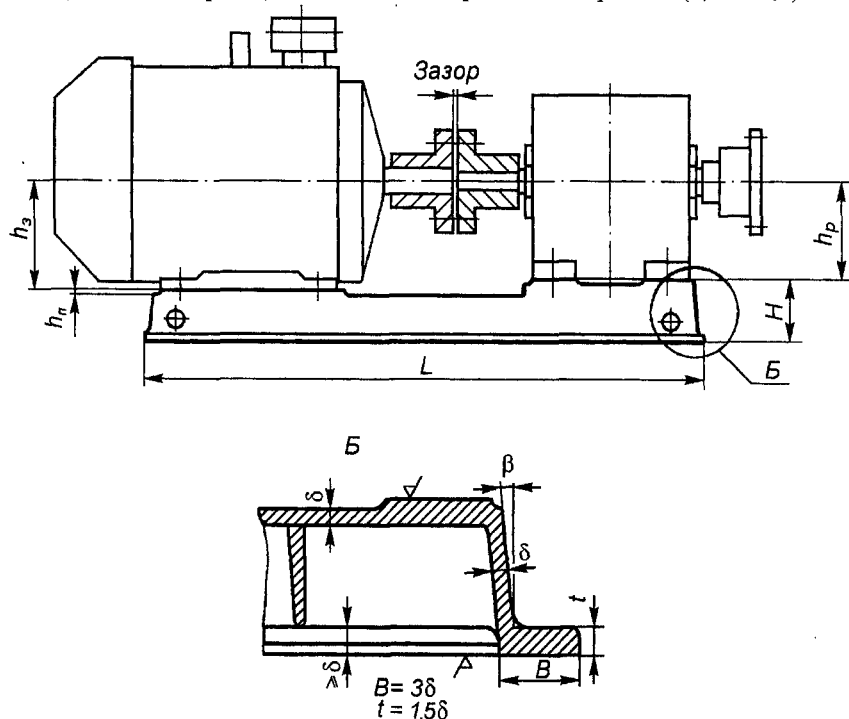


Рис. 14.9. Установка привода на плите

Толщина стенок δ во всех сечениях должна быть одинаковой. Стенки литых деталей обладают неодинаковой прочностью в поперечном сечении из-за различия условий кристаллизации. Прочность максимальна в поверхностном слое. Чем массивней стенка, тем больше разница прочности сердцевины и периферийных слоев. По этой причине и с целью уменьшения массы целесообразно выполнить стенки литых деталей наименьшей толщины, которая допускается условиями литья. Наименьшие значения толщины стенок литых деталей при литье в песчаные формы даны в табл. 14.9.

Таблица 14.9

Минимальная толщина стенок отливок

Материал	Характеристика отливки	Наименьшая толщина стенки, мм
Сталь углеродистая	Мелкие (до 2 кг) Средние (от 2 до 50 кг) Крупные (свыше 50 кг)	8 12 20
Сталь легированная		На 20... 40 % больше, чем для отливки из углеродистой стали
Чугун серый		3 6 10
Чугун высокопрочный		На 15... 20 % больше, чем для отливки из серого чугуна

Величина галтелей (радиус закруглений) в литых деталях определяется по толщине сопрягаемых элементов конструкции из ряда: 1, 2, 3, 4, 5, 8, 10, 15, 20, 25, 30, 40 мм. Число значений радиусов галтелей в одной отливке должно быть минимальным.

При сопряжении стенок одной толщины под прямым углом, плоскости стенок сопрягают дугами радиусом r или R (рис. 14.10, а). Если стенки встречаются под острым углом, рекомендуют их соединять короткой вертикальной стенкой (рис. 14.10, б). В обоих случаях принимают $r \approx 0,5\delta$; $R \approx 1,5\delta$, где δ – толщина стенки. В отдельных местах детали (например, в местах расположения приливов) толщину стенки необходимо увеличивать. Если отношения толщин $\delta_1/\delta \leq 2$ (рис. 14.9, в), то $r \approx 0,5\delta$. При $\delta_1/\delta > 2$ одно сечение должно переходить в другое плавно (рис. 14.10, г). При этом принимают: $h > 4(\delta_2 - \delta)$; $\delta_2 = 1,5\delta$; $r \approx 0,5\delta$; $R \approx 1,5\delta$.

Для облегчения выемки модели из формы поверхностям, перпендикулярным к плоскости разъема, придают формовочные (литейные) уклоны. Они зависят от высоты h поверхности над плоскостью разъема. Формовочные уклоны задают углом β или катетом a (рис. 14.11, табл. 14.10).

На чертежах проставляют конструктивные уклоны, которые должны быть не меньше литейных углов. Их принимают 1:5; 1:10; 1:20; 1:30; 1:50.

Жесткость плиты следует обеспечить за счет ребер. Ребра также служат для повышения прочности конструкции, улучшения теплоотдачи, уменьшения внутренних напряжений при отливке.

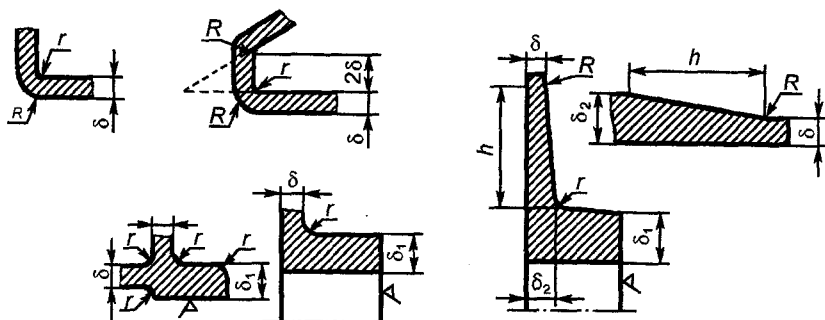


Рис. 14.10. Элементы литой конструкции:
 а – сопряжение стенок под прямым углом; б – сопряжение стенок
 под острым углом; в, г – сопряжение стенок разной толщины,
 соответственно при $\delta_1/\delta \leq 2$ и $\delta_1/\delta > 2$

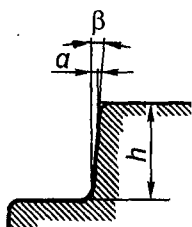


Рис. 14.11. Формовочный уклон

Таблица 14.10

Формовочные уклоны

h, мм	a, мм	β
До 10	0,50	2°55'
Св. 10 до 16	0,55	2°55'
» 16 » 25	0,65	2°30'
» 25 » 40	0,75	2°05'
» 40 » 63	0,85	45'
» 63 » 100	1,00	35'
» 100 » 160	1,20	25'
» 160 » 250	1,85	25'
» 250 » 400	2,30	20'
» 400 » 630	3,65	20'

На рис. 14.12 показана конструкция ребер. Толщина ребра у вершины зависит от толщины стенки A и принимается $a = (0,6 \dots 0,7)A$; толщина ребра у основания – на 2...3 мм больше, чем у вершины. Высота ребра принимается $h = (3 \dots 6)A$. Средняя толщина ребра $a_{\text{ср}} = a + (1,0 \dots 1,5)$ мм. Шаг ребер определяется по формуле $t = 2a_{\text{ср}}(h/A)^2$. Вершины ребер имеют закругления радиусом $r = 0,5a$. Радиус закругления у основания ребра $R = 0,5A$.

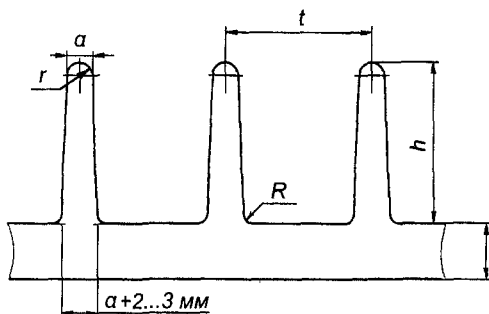


Рис. 14.12. Конструкция ребер

Из-за образования пористостей и раковин крайне нежелательно иметь большие горизонтально расположенные поверхности. Поэтому в горизонтальной стенке плиты следует делать большие окна. Это улучшает качество отливки и экономит металл. Для восстановления утраченной прочности и жесткости, вызванных применением окон, последние окаймляют невысокими ($\approx 1,3\delta$) контурными ребрами (рис. 14.13). Плиту крепят к полу фундаментными болтами, которые проходят через отверстия, выполненные на приливах. Чтобы приливы были прочными и жесткими, их делают высокими. Для удобства транспортирования плиты краном в ее вертикальных стенках предусматривают сквозные окна диаметром 25...30 мм.

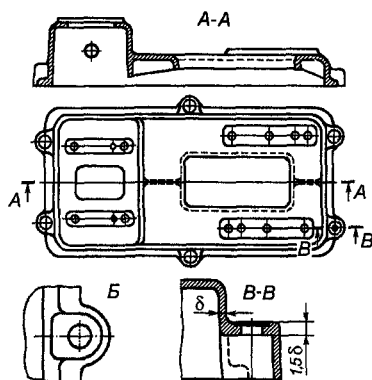


Рис. 14.13. Конструкция литой плиты

14.3. Крепление рам и плит к полу цеха

В большинстве случаев рамы и плиты привода машин устанавливают непосредственно на бетонном полу цеха с помощью фундаментных болтов. В основном применяют следующие типы фундаментных болтов: изогнутые, с анкерной плитой, составные, прямые и распорные. Конструкции фундаментных болтов приведены на рис. 14.14.

К основным установочным и конструктивным параметрам относятся: глубина заложения H , длина болта L , длина изогнутой части l , диаметр резьбы d , длина резьбы l_0 , диаметр стержня d_1 , диаметр или сторона анкерной плиты A , диаметр отверстия в фундаменте d_0 , высота конуса h .

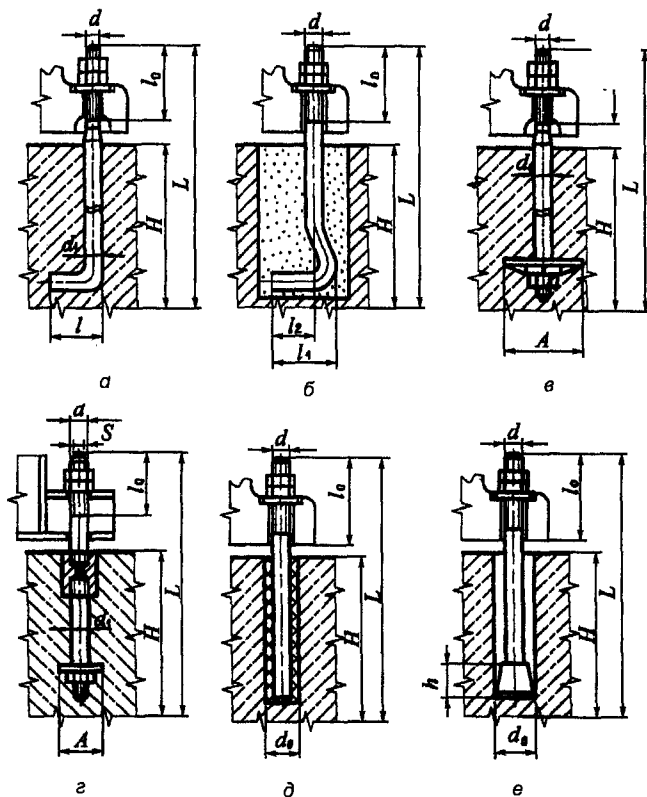


Рис. 14.14. Фундаментные болты:
а, б — изогнутые; в — с анкерной плитой;
г — составные д — прямые; е — распорные

В зависимости от конструкции болтов из устанавливают на кондукторах до бетонирования фундаментов (рис. 14.14, *а, в, д*); в колодцах, оставляемых при бетонировании (рис. 14.14, *б*) и в скважинах (отверстиях), выполняемых в полу цеха (рис. 14.14, *г, е*). Скважины (отверстия) выполняют алмазными кольцевыми, спиральными сверлами, буровыми коронками.

Конические болты распорного типа могут устанавливаться в отверстие и заливаться цементом; устанавливаться вибропогружением в отверстие, залитое цементом; закрепляться в отверстиях с помощью разжимных цанг; закрепляться в отверстиях с помощью распорного дюбеля.

Для выверки монтируемого привода в плане используются приспособления, показанные на рис. 14.15.

Для выверки устанавливаемого оборудования по высоте используются отжимные винты (рис. 14.16, *а*), установочные гайки (рис. 14.16, *б*), винтовые опоры (рис. 14.16, *в*), клиновые подкладки (рис. 14.15, *г*), опорные башмаки (рис. 14.16, *д*).

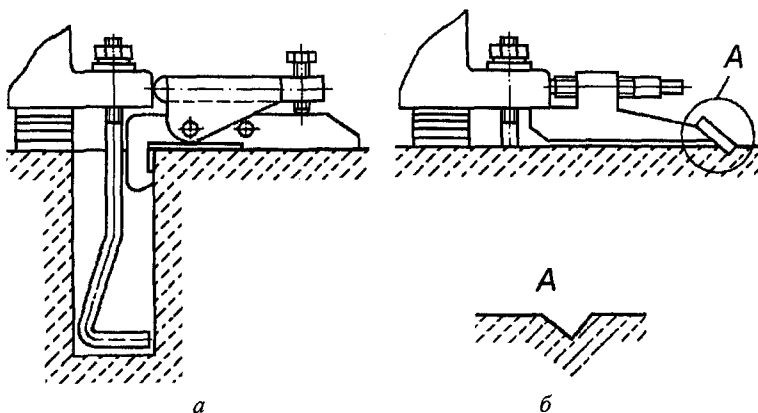


Рис. 14.15. Приспособления для выверки оборудования в плане:
а – рычажно-винтовые; *б* – с упорным винтом

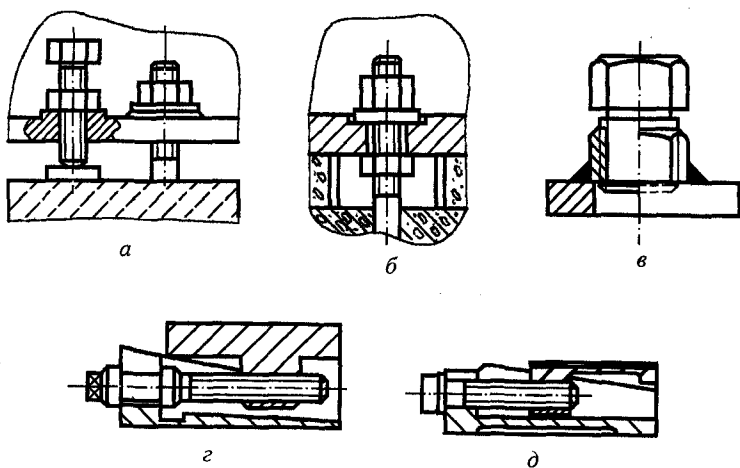


Рис. 14.16. Выверка монтажного оборудования по высоте с помощью:
а – отжимных регулировочных винтов; *б* – установочных гаек;
в – винтовых опор; *г* – клиновых подкладок; *д* – опорного башмака

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Анурьев, В.И. Справочник конструктора-машиностроителя: в 3 т. Т.2. – 8-е изд., перераб. и доп. / В.И. Анурьев; под ред. И.Н. Жестковой. – М.: Машиностроение, 2001. – 912 с.
2. Воскресенский, В.А. Расчет и проектирование опор скольжения (жидкостная смазка): справ. / В.А. Воскресенский, В.И. Дьяков. – Машиностроение, 1980. – 224 с.
3. Гузенков, П.Г. Детали машин: учеб. для вузов / П.Г. Гузенков. – 4-е изд., испр. – М.: Высш. шк., 1986. – 359 с.
4. Детали машин: атлас конструкций: учеб. пособие для студентов машиностроит. спец. вузов. В 2 ч. / под ред. Д.Н. Решетова. – 5-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1992. – Ч.1. – 352 с.
5. Дворянинов, В.Г. Внутрицеховой транспорт на воздушной подушке / В.Г. Дворянинов, Э.А. Сорокин. – 2-е изд. перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1989. – 88 с.
6. Дунаев, П.Ф. Конструирование узлов и деталей машин: учеб. пособие для техн. спец. вузов / П.Ф. Дунаев, О.П. Леликов. – 8-е изд., перераб. и доп. – М.: Издательский центр «Академия», 2003. – 496 с.
7. Иосилевич, Г.Б. Детали машин: учеб. для студентов машиностроит. спец. вузов / Г.Б. Иосилевич. – М.: Машиностроение, 1988. – 368 с.
8. Ку克林, Н.Г. Детали машин: учеб. для машиностроит. спец. техникумов / Н.Г. Ку克林, Г.С. Кукина, В.К. Житков – 5-е изд., перераб. и доп. – М.: Илекса, 1999. – 392 с.
9. Курсовое проектирование деталей машин: учеб. пособие для учащихся машиностроит. спец. техникумов / С.А. Чернавский, К.Н. Боков, И.М. Чернин и др. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1988. – 416 с.
10. Опоры скольжения с газовой смазкой / под ред. С.А. Шейнберга. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1979. – 336 с.
11. Перель, Л.Я. Подшипники качения: Расчет, проектирование и обслуживание опор: справ. / Л.Я. Перель. – М.: Машиностроение, 1983. – 543 с.
12. Пешти, Ю.В. Газовая смазка: учеб. для вузов / Ю.В. Пешти. – М.: Изд-во МГТУ, 1993. – 381 с.
13. Прокофьев, Г.Ф. Применение опор с газовой смазкой в технике: учеб. пособие / Г.Ф. Прокофьев, Н.И. Дундин, И.И. Иванкин. – Архангельск: Изд-во АГТУ, 1999. – 65 с.
14. Прокофьев, Г.Ф. Механические передачи: учеб. пособие / Г.Ф. Прокофьев, Н.И. Дундин, Н.Ю. Микловцик. – Архангельск: Изд-во Арханг. гос. техн. ун-та, 2005. – 210 с.
15. Прокофьев, Г.Ф. Подшипники, смазка и смазочные устройства, уплотнения: учеб. пособие / Г.Ф. Прокофьев, Н.И. Дундин, Н.Ю. Микловцик. – Архангельск: Изд-во Арханг. гос. техн. ун-та, 2004. – 151 с.

16. Прокофьев, Г.Ф. Валы и оси. Муфты. Шпоночные и шлицевые соединения: учеб. пособие / Г.Ф. Прокофьев, Н.И. Дундин, Н.Ю. Микловцик. – Архангельск: Изд-во Арханг. гос. техн. ун-та, 2003. – 104 с.
17. Решетов, Д.Н. Детали машин: учеб. для студентов машиностроит. и механ. спец. вузов / Д.Н. Решетов. – 4-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1989. – 496 с.
18. Шейнблит, А.Е. Курсовое проектирование деталей машин: учеб. пособие для техникумов / А.Е. Шейнблит. – Калининград: Янтар. сказ, 2005. – 456 с.
19. Чернилевский, Д.В. Детали машин. Проектирование приводов технологического оборудования: учеб. пособие для студентов вузов / Д.В. Чернилевский. – 3-е изд., испр. – М.: Машиностроение, 2004. – 560 с.

ОГЛАВЛЕНИЕ

Введение.....	3
1. ОСНОВНЫЕ СВЕДЕНИЯ О ПРИВОДАХ МАШИН	5
1.1. Характеристика асинхронных электродвигателей, применяемых в приводах машин.....	5
1.2. Механические передачи.....	13
1.3. Основные кинематические и энергетические характеристики передач.....	22
1.4. Пример выбора электродвигателя и определения кинематических и энергетических характеристик привода ленточного конвейера.....	24
1.4.1. Выбор электродвигателя.....	25
1.4.2. Определение кинематических и энергетических характеристик привода.....	25
2. РЕМЕННЫЕ ПЕРЕДАЧИ	28
2.1. Основные сведения	28
2.2. Конструкция, параметры и материалы ремней	30
2.2.1. Плоские ремни.....	30
2.2.2. Клиновые ремни.....	32
2.2.3. Поликлиновые ремни.....	35
2.3. Основные геометрические соотношения ременных передач.....	36
2.4. Силы в ременной передаче и напряжения в ремне	38
2.5. Тяговая способность ременных передач и долговечность ремней.....	42
2.6. Порядок расчета плоскоременной передачи	44
2.7. Порядок расчета клиноременной и поликлиноременной передач.....	49
2.8. Конструирование шкивов	57
2.8.1. Материал для изготовления шкивов.....	57
2.8.2. Обод шкива плоскоременной передачи.....	57
2.8.3. Обод шкивов клиноременной и поликлиноременной передач....	59
2.8.4. Диск.....	61
2.8.5. Спицы.....	62
2.8.6. Ступица.....	62
2.8.7. Допуски и посадки.....	64
2.8.8. Шероховатость поверхностей.....	64
2.8.9. Допуск формы и расположения поверхности.....	64
3. ЗУБЧАТОРЕМЕННЫЕ ПЕРЕДАЧИ	72
3.1. Основные сведения	72
3.2. Конструкция, параметры и материалы зубчатых ремней	73
3.3. Порядок расчета зубчатоременной передачи	73
4. ЦЕПНЫЕ ПЕРЕДАЧИ	78
4.1. Основные сведения	78
4.2. Конструкции и параметры приводных цепей	79
4.3. Порядок расчета цепной передачи с роликовой приводной цепью.....	93
4.4. Порядок расчета цепной передачи с зубчатой приводной цепью.....	96
4.5. Конструирование звездочек	99
4.5.1. Выбор материала звездочек.....	99
4.5.2. Обод звездочек роликовых и втулочных цепей.....	100

4.5.3. Диск звездочек.....	105
4.5.4. Ступица.....	107
4.5.5. Допуски и посадки.....	107
4.5.6. Шероховатость поверхностей.....	109
4.5.7. Допуски форм и расположения поверхностей.....	111
5. ОСОБЕННОСТИ МОНТАЖА И ЭКСПЛУАТАЦИИ ПЕРЕДАЧ	
С ГИБКОЙ СВЯЗЬЮ	116
5.1. Монтаж и эксплуатация ременных передач	116
5.2. Монтаж и эксплуатация цепных передач	123
5.3. Смазывание цепных передач.....	126
6. ЗУБЧАТЫЕ ПЕРЕДАЧИ	128
6.1. Основные сведения	128
6.1.1. Цилиндрическая прямозубая передача	131
6.1.2. Цилиндрическая косозубая передача	134
6.1.3. Цилиндрическая шевронная передача	135
6.1.4. Коническая зубчатая передача	136
6.2. Расчет зубчатых передач	140
6.2.1. Виды разрушения зубьев	140
6.2.2. Выбор материала зубчатых колес, термообработки и твердости.....	143
6.2.3. Определение числа циклов нагружения зубьев.....	143
6.2.4. Определение допускаемых напряжений	147
6.2.5. Порядок расчета закрытой цилиндрической зубчатой передачи.....	149
6.2.6. Порядок расчета открытой цилиндрической зубчатой передачи.....	155
6.2.7. Порядок расчета закрытой конической прямозубой зубчатой передачи.....	158
6.2.8. Порядок расчета открытой конической прямозубой зубчатой передачи	163
6.3. Конструирование зубчатых колес	167
6.3.1. Конструирование цилиндрических зубчатых колес	167
6.3.2. Конструирование конических зубчатых колес	176
6.4. Изготовление зубчатых колес	190
7. ЧЕРВЯЧНЫЕ ПЕРЕДАЧИ	196
7.1. Основные сведения	196
7.1.1. Особенности передач и классификация	196
7.1.2. Параметры червячной передачи	200
7.1.3. Параметры червяка	205
7.1.4. Параметры червячного колеса	206
7.2. Расчет червячных передач	207
7.2.1. Виды разрушения зубьев червячных колес	207
7.2.2. Материалы червячной пары (передачи)	207
7.2.3. Определение допускаемых напряжений	209
7.2.4. Порядок расчета закрытой червячной передачи	210
7.3. Конструирование червячных колес и червяков	215
7.3.1. Конструирование червячных колес	215
7.3.2. Конструирование червяков	221
	228

8. СМАЗЫВАНИЕ ЗУБЧАТЫХ И ЧЕРВЯЧНЫХ ПЕРЕДАЧ В РЕДУКТОРАХ	228
9. ВАЛЫ И ОСИ	236
9.1. Основные сведения	236
9.1.1. Конструктивные элементы валов и осей	238
9.1.2. Материалы валов и осей	241
9.2. Проектный расчет вала	242
9.2.1. Критерии работоспособности	242
9.2.2. Ориентировочный расчет	243
9.2.3. Приближенный расчет	244
9.2.4. Предварительная компоновка редуктора	245
9.2.5. Определение эквивалентных моментов и расчет диаметров вала	248
9.2.6. Пример приближенного расчета вала	249
9.3. Конструирование валов	253
9.3.1. Размеры конструктивных элементов валов	253
9.3.2. Допуски и посадки	257
9.3.3. Шероховатость поверхностей	259
9.3.4. Допуски формы и расположения поверхностей валов	259
9.4. Проверочные расчеты валов	265
9.4.1. Проверочный расчёт на усталостную прочность	265
9.4.2. Проверочный расчёт на жесткость	269
9.4.3. Проверочный расчёт на виброустойчивость	270
10. ПОДШИПНИКИ	271
10.1. Подшипники скольжения	271
10.1.1. Основные сведения	271
10.1.2. Материалы вкладышей	277
10.1.3. Виды трения и расчет подшипников скольжения	281
10.2. Опоры скольжения с газовой смазкой	287
10.2.1. Свойства газов и особенности опор с газовой смазкой	287
10.2.2. Газодинамические опоры	291
10.2.3. Газостатические опоры	296
10.3. Подшипники качения	305
10.3.1. Общие сведения	305
10.3.2. Основные типы подшипников качения	311
10.3.3. Подбор подшипников качения	326
10.4. Смазка подшипников	356
10.5. Установка подшипников качения и рекомендации по их эксплуатации	367
10.5.1. Посадки подшипников качения	367
10.5.2. Способы установки подшипников качения на валах и в корпусах	377
10.5.3. Допуски расположения посадочных поверхностей вала и корпуса в подшипниковых узлах (по ГОСТ 3325–85)	379
10.5.4. Рекомендации по монтажу, демонтажу и эксплуатации подшипников качения	383
10.6. Крышки подшипников и уплотнения	392
10.6.1. Конструирование крышек подшипников	392
10.6.2. Уплотнения подшипниковых узлов	398
10.7. Применение стаканов в подшипниковых узлах	406

11. МУФТЫ.....	414
11.1. Нерасцепляемые муфты	414
11.1.1. Жесткие муфты	414
11.1.2. Компенсирующие муфты	426
11.1.3. Упругие муфты	436
11.2. Управляемые (сцепные) муфты.....	443
11.2.1. Зубчатые и кулачковые управляемые муфты	443
11.2.2. Фрикционные управляемые муфты	445
11.3. Самодействующие муфты	447
11.3.1. Обгонные муфты	447
11.3.2. Центробежные муфты	448
11.3.3. Предохранительные муфты	451
11.4. Выбор муфт и установка их на валах	455
12. ШПОНОЧНЫЕ СОЕДИНЕНИЯ	458
12.1. Соединения призматическими шпонками	458
12.2. Соединения сегментными шпонками	462
12.3. Соединения клиновыми шпонками	464
12.4. Соединения тангенциальными шпонками	466
13. ШЛИЦЕВЫЕ ЗУБЧАТЫЕ СОЕДИНЕНИЯ	469
13.1. Шлицевые прямобоочные соединения.....	470
13.2. Шлицевые эвольвентные соединения	474
13.3. Расчет шлицевых соединений на прочность.....	478
14. УСТАНОВКА ПРИВОДОВ МАШИН.....	480
14.1. Конструирование рам	480
14.2. Конструирование плит.....	492
14.3. Крепление рам и плит к полу.....	497
БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК.....	500

Геннадий Федорович Прокофьев
Николай Иванович Дундин
Николай Юрьевич Микловцик

КОНСТРУИРОВАНИЕ ПРИВОДОВ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ МАШИН

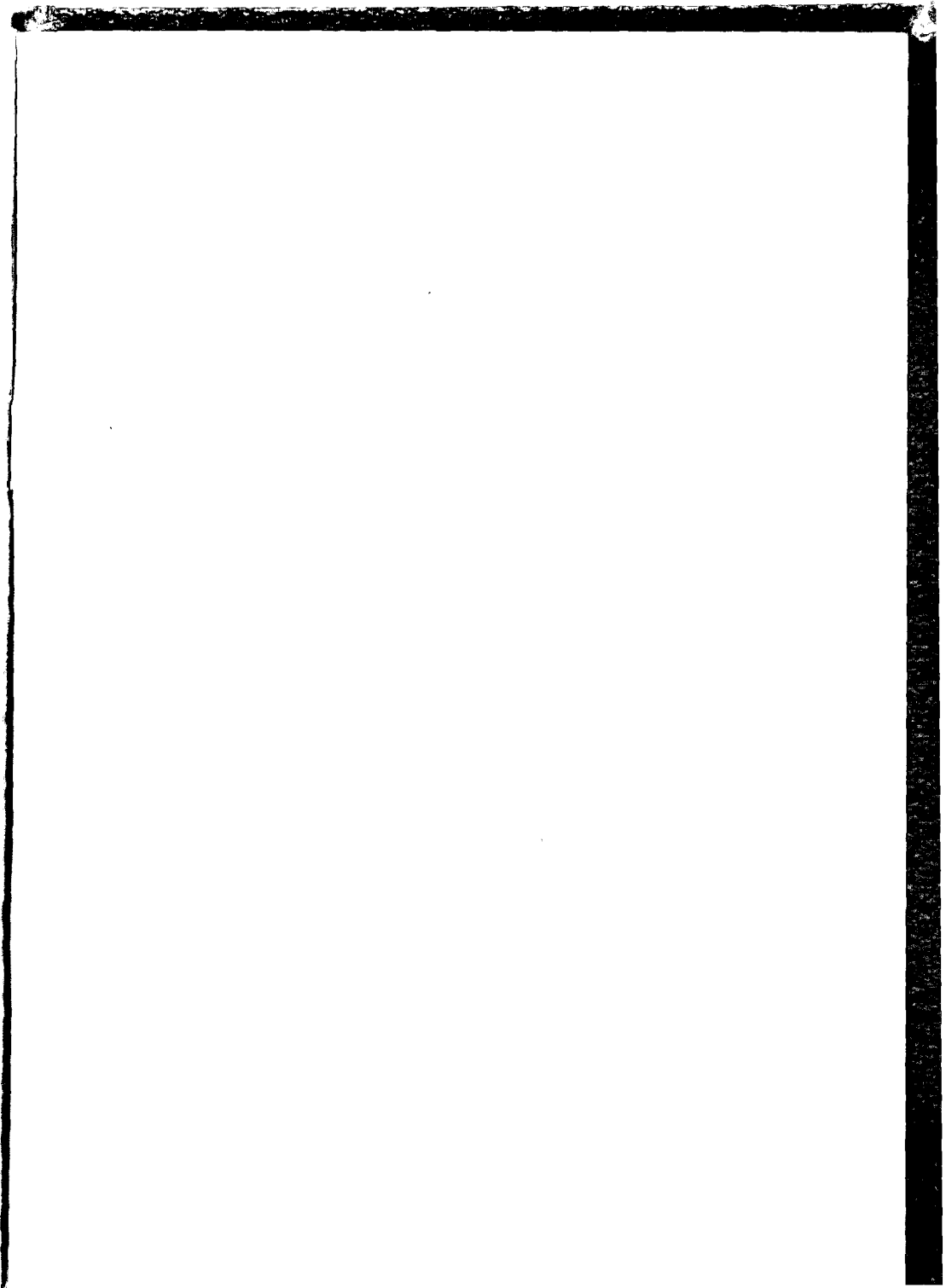
Учебное пособие для вузов

Редактор Е.А. Зажигина
Техн. ред. Н.З. Попова

Сдано в произв. 16.05.2007. Подписано в печать 29.06.2007.
Формат 60×84/16. Бумага писчая. Гарнитура Таймс. Усл. печ. л. 31,75.
Уч.-изд. л. 31,9. Заказ № 149. Тираж 400 экз.

Издательство Архангельского государственного
технического университета

Отпечатано в типографии АГТУ
163002, г. Архангельск, наб. Северной Двины, 17





Г.Ф. Прокофьев
Н.И. Дундин
Н.Ю. Микловцик

КОНСТРУИРОВАНИЕ ПРИВОДОВ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ МАШИН

**Учебное пособие
для вузов**

Архангельск · 2007



305256



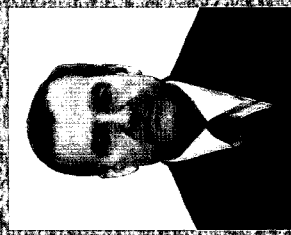
Профессор Иванова Владимир Александрович – доктор технических наук, академик РАЕН, заслуженный изобретатель РФ, профессор кафедры прикладной механики и основ конструирования, Архангельского государственного технического университета.

Имеет более 250 научных работ в области прикладной механики и инженерии, изобретений, разработок, изобретений, патентов, автор 12 учебников, пособий, монографий и 72 изобретений. Присвоены 4 патента (1994 г. и 1997 г.) на изобретения в области конструирования и производства изделий прикладной механики.



Дудин Николай Иванович – доктор кандидат технических наук, заведующий кафедрой прикладной механики и основ конструирования, Архангельского государственного технического университета.

В 1988 г. за отличия в работе по выполнению государственного задания в области конструирования и основ конструирования, Архангельского государственного технического университета. Имеет более 10 научных работ в том числе 17 изобретений в области прикладной механики и основ конструирования. Автор 12 учебников, пособий, монографий и 72 изобретений. Присвоены 4 патента (1994 г. и 1997 г.) на изобретения в области конструирования и производства изделий прикладной механики.



Миколович Николай Юрьевич – доктор, кандидат технических наук, профессор, заведующий кафедрой прикладной механики и основ конструирования, Архангельского государственного технического университета, кандидата технических наук.

В 1989 г. избран профессором, доктором технических наук, заведующим кафедрой прикладной механики и основ конструирования, Архангельского государственного технического университета. Имеет более 60 научных трудов, изобретений, патентов, автор 12 учебников, пособий, монографий и 72 изобретений. Присвоены 4 патента (1994 г. и 1997 г.) на изобретения в области конструирования и производства изделий прикладной механики.