

ПРИВОДЫ МАШИН

СПРАВОЧНИК

ПРИВОДЫ МАШИН

СПРАВОЧНИК

Второе издание,
переработанное и дополненное

*Под общей редакцией
д-ра техн. наук проф. В. В. Длоугого*



ЛЕНИНГРАД
«МАШИНОСТРОЕНИЕ»
ЛЕНИНГРАДСКОЕ ОТДЕЛЕНИЕ 1982

ББК 34.447я2

П75

УДК 62-88 (031)

В. В. Длоугий, Т. И. Муха, А. П. Цупиков, Б. В. Януш

Рецензент В. В. Верстов

Приводы машин: Справочник/В. В. Длоугий, Т. И. Муха, П75 А. П. Цупиков, Б. В. Януш; Под общ. ред. В. В. Длоугого. — 2-е изд., перераб. и доп. — Л.: Машиностроение, Ленингр. отд-ние, 1982. — 383 с., ил.

В пер. 1 р. 70 к.

В справочнике рассмотрены назначение и область применения современных типов приводов. Изложены основы конструирования, компоновки и расчета элементов привода машин на прочность, жесткость и надежность. Рассмотрены вопросы оптимизации выбора типа привода на различных этапах проектирования. Приведены материалы, характеризующие эксплуатационные и габаритные параметры типовых элементов приводов машин.

Второе издание (1-е изд. 1975 г.) дополнено сведениями по подшипникам скольжения, червячным редукторам, муфтам.

Справочник рассчитан на инженерно-технических работников, занимающихся вопросами проектирования и эксплуатации приводов машин.

П $\frac{2702000000-016}{038(01)-82}$ 16-82

ББК 34.447я2
6П5.3(083)

ОГЛАВЛЕНИЕ

Предисловие	8
Глава 1. Типы приводов и двигатели	6
1.1. Назначение и классификация приводов	7
1.2. Выбор типа и определение мощности двигателя привода	9
1.3. Электродвигатели переменного тока	44
1.4. Мотор-редукторы	54
Глава 2. Кинематические схемы приводов	54
2.1. Общие требования к кинематическим схемам	55
2.2. Разработка кинематических схем	60
2.3. Анализ кинематических схем	63
Глава 3. Компоновочные характеристики зубчатых и червячных передач и редукторов	63
Глава 4. Компоновочные характеристики передач с гибкой связью, муфт и опор валов	75
Глава 5. Гидравлический привод	82
5.1. Гидродвигатели	89
5.2. Гидродинамические передачи	93
5.3. Силовые гидроцилиндры	96
5.4. Насосы, вспомогательные устройства и элементы гидроприводов	106
Глава 6. Распределение нагрузок в звеньях привода и компоновка кинематических схем	106
6.1. Разбивка передаточных чисел механических редукторов	107
6.2. Моменты и мощности на элементах передачи	109
6.3. Учет динамических нагрузок	113
6.4. Разработка компоновочной схемы привода	117
Глава 7. Цилиндрические и конические зубчатые передачи	117
7.1. Область применения, классификация и критерии расчета	118
7.2. Выбор материала и термообработки	121
7.3. Расчет допускаемых контактных напряжений	123
7.4. Расчет допускаемых напряжений изгиба	125
7.5. Геометрический расчет цилиндрических зубчатых колес	132
7.6. Проверочный и проектный расчеты зубьев цилиндрических колес по контактным напряжениям	137
7.7. Проверочный и проектный расчеты зубьев цилиндрических колес по напряжениям изгиба	141
7.8. Пример расчета зубьев цилиндрической зубчатой передачи	146
7.9. Геометрический расчет конических зубчатых колес	154
7.10. Проверочный и проектный расчеты зубьев конических колес по контактным напряжениям	158
7.11. Проверочный и проектный расчеты зубьев конических колес по напряжениям изгиба	160
7.12. Конструирование и монтаж зубчатых передач	168
Глава 8. Червячные, планетарные и волновые передачи	168
8.1. Общие сведения и кинематические характеристики червячных передач	170
8.2. Выбор материала, допускаемые контактные напряжения и напряжения изгиба	173
8.3. Геометрический расчет	177
8.4. Проверочный и проектный расчеты червячной передачи	181
8.5. Нагрузка в червячной передаче и размеры элементов	182
8.6. Расчет планетарных передач	185
8.7. Расчет волновых передач	188
Глава 9. Редукторы	188
9.1. Основные параметры редукторов	193
9.2. Цилиндрические редукторы	211
9.3. Вертикальные редукторы	215
9.4. Планетарные редукторы	221
9.5. Волновые редукторы	223
9.6. Червячные редукторы	234
Глава 10. Ременные передачи	234
10.1. Плоскоременные передачи	245
10.2. Клиноременные передачи	252
Глава 11. Цепные передачи	252
11.1. Приводные цепи и звездочки	253

	11.2. Геометрические, кинематические и силовые характеристики	257
	11.3. Выбор цепи	259
	11.4. Конструкция звездочки и смазочные устройства	262
<i>Глава</i>	12. Передача винт — гайка и храповое зацепление	266
	12.1. Передача винт — гайка	—
	12.2. Храповое зацепление	271
<i>Глава</i>	13. Оси и валы	274
	13.1. Общие сведения и конструктивные элементы	—
	13.2. Расчет осей	283
	13.3. Расчет валов	284
	13.4. Определение допускаемых и опасных напряжений	285
	13.5. Жесткость валов и осей	288
	13.6. Определение суммарного угла деформации валов для расчета зубчатой передачи	292
<i>Глава</i>	14. Подшипники	298
	14.1. Подшипники качения	—
	14.2. Выбор подшипников качения	310
	14.3. Подшипниковые узлы	318
	14.4. Корпуса и крышки	322
<i>Глава</i>	15. Муфты общего назначения	331
	15.1. Общие сведения и классификация	—
	15.2. Глухие муфты	332
	15.3. Компенсирующие муфты	334
	15.4. Предельные муфты	346
	15.5. Предохранительные муфты	347
<i>Глава</i>	16. Соединения и уплотнительные устройства	349
	16.1. Шпоночные и шлицевые соединения	—
	16.2. Уплотнительные устройства	355
<i>Глава</i>	17. Проектирование рам	358
	17.1. Материалы и конструктивные элементы	—
	17.2. Компоновка рам	362
<i>Глава</i>	18. Надежность приводов машин	365
	18.1. Основные показатели надежности	—
	18.2. Расчет вероятности безотказной работы	366
	18.3. Сбор данных по надежности и их математическая обработка	368
	18.4. Конструирование машин с учетом требований надежности	373
	18.5. Примеры расчета надежности	376
	Список литературы	378
	Предметный указатель	380

ПРЕДИСЛОВИЕ

Привод, т. е. двигатель и передача, является одной из основных частей любой машины. Правильный выбор типа привода, его рациональная компоновка и проектирование в значительной степени определяют возможность получения наиболее благоприятных технико-экономических и эксплуатационных характеристик будущей машины. Однако несмотря на безусловную важность указанных вопросов в технической литературе практически до последнего времени отсутствовали справочно-методические издания, исключавшие необходимость поиска основных данных по расчету и конструированию элементов привода в многочисленной литературе по отдельным видам привода и передач. Именно это обусловило выпуск первого издания справочника в 1975 г. С момента выхода в свет указанного издания прошло значительное время, в течение которого практически полностью изменился тип выпускаемых электродвигателей, мотор-редукторов, редукторов общего назначения и другого оборудования; введены в действие новые нормативы расчета зубчатых передач по ГОСТ; приведены расчеты планетарных и волновых передач. В связи с указанным второе издание справочника существенно изменено и дополнено.

В справочнике приведены данные о наиболее распространенных типах электрических и гидравлических двигателей. Даны компоновочные характеристики отдельных сборочных единиц привода; значительное внимание уделено выбору и вариантному обоснованию кинематических схем привода на основе обобщенных компоновочных характеристик; достаточно полно изложены современные методики расчета различных видов передач гидравлических, зубчатых, червячных, ременных, цепных, винт—гайка и др., а также валов, подшипников, соединений. Рассмотрены вопросы конструирования привода с учетом надежности системы. Приведено значительное количество справочных материалов по выбору стандартных узлов, деталей и элементов передач, необходимых для проектирования привода.

Естественно, что ограниченные размеры справочника не позволяют полностью поместить все материалы, относящиеся к вопросу проектирования приводов машин общего назначения, однако, по мнению авторов, настоящий справочник во многих случаях может быть использован при проектировании привода без необходимости обращения к ряду других пособий по деталям машин.

Замечания по справочнику направлять по адресу: 191065, Ленинград, ул. Держинского, д. 10, изд-во «Машиностроение».

Глава 1 ТИПЫ ПРИВОДОВ И ДВИГАТЕЛИ

1.1. НАЗНАЧЕНИЕ И КЛАССИФИКАЦИЯ ПРИВОДОВ

Любая современная машина имеет, как известно, рабочие органы и их привод. Конструкция и вид рабочих органов определяются целевым назначением машины. Структурная схема привода включает двигатель того или иного типа и передачу (трансмиссию). Последняя служит для передачи энергии двигателя к рабочему органу и может быть механической, электрической, гидравлической, пневматической и комбинированной. Настоящий справочник предназначен для проектирования приводов общего назначения с механическими и гидравлическими передачами, обеспечивающими вращательное движение рабочих органов.

В современной технике у подавляющего числа машин движение рабочих органов является вращательным. К ним относятся транспортные машины, разнообразное станочное оборудование, вспомогательные устройства и средства механизации различных работ (стенды, установки, приспособления с машинным приводом) и т. п. Приводы большей части этих машин допускают применение стандартных двигателей и однотипных механических передач, в том числе стандартных редукторов, что позволяет отнести эти приводы к категории общего назначения.

Рациональное проектирование приводов общего назначения должно способствовать снижению их массы, габаритных размеров, повышению к. п. д. и надежности.

Машинные приводы общего назначения классифицируются по ряду признаков. Основными из них являются: число двигателей и схема соединения их с передачами; тип двигателей; тип передачи.

Особую группу составляют приводы, в которых используются встраиваемые двигатели или встраиваемые механические передачи — мотор-редукторы.

По числу двигателей различаются приводы: групповой, однодвигательный и многодвигательный.

Групповым называют *привод*, при котором от одного двигателя посредством механических передач приводится в движение несколько отдельных механизмов или машин. Привод этого типа применяется в различных строительных и погрузочно-разгрузочных машинах. Групповой привод имеет низкий к. п. д., громоздок и сложен по конструкции.

Однодвигательный привод наиболее распространен, особенно при использовании электродвигателей. Каждая производственная машина снабжается индивидуальным приводом. Если же отдельные механизмы одной и той же машины приводятся в движение от отдельных двигателей, то такой привод следует называть *многодвигательным*. При этом два или более двигателей могут соединяться с одной и той же передачей соответствующей конструкции. *Многодвигательный привод* используется в исполнительных механизмах строительных, путевых, грузоподъемных, транспортных и других машин и станочного оборудования и включает электродвигатели и гидромоторы. Гидропривод в этом случае является вторичным в отличие от основного, первичного, привода гидронасоса.

По типу двигателей различаются приводы: электрические; с двигателями внутреннего сгорания; с паровыми двигателями; гидродвигатели; пневмодвигатели.

Приводы могут иметь следующие типы передач: цилиндрические и конические зубчатые; червячные; планетарные; волновые; комбинированные; ременные; цепные; винт—гайка; гидродинамические. По расположению механизма привода в пространстве различают приводы с горизонтальным и вертикальным тихоходными выходными валами. В зависимости от расположения привода конструируются элементы передач и выбирается тип и исполнение двигателя.

1.2. ВЫБОР ТИПА И ОПРЕДЕЛЕНИЕ МОЩНОСТИ ДВИГАТЕЛЯ ПРИВОДА

Тип двигателя выбирается с учетом ряда факторов, в том числе: 1) назначения механизма или машины, для которой проектируется данный привод; 2) наличия того или иного источника энергии; 3) величины потребной мощности; 4) ограничений по массе, габаритным размерам и условиям работы привода; 5) режима работы привода и обеспечения соответствующей механической характеристики.

Назначение машины обуславливает основные требования к приводу, специфике его работы и параметрические характеристики. При этом учитываются мобильность, внешняя среда, температурные условия, географические особенности и т. п. Наличие электроэнергии предопределяет выбор электропривода как наиболее простого и надежного.

В зависимости от потребной мощности, а также от ограничений по массе и габаритным размерам выбирается тот или иной тип электродвигателя либо двигателя внутреннего сгорания. Выбранный двигатель должен удовлетворять следующим условиям:

1) обеспечивать момент, достаточный для разгона механизма с заданным ускорением, а при торможении двигателем — замедление заданной величины;

2) при работе в заданном режиме не должен испытывать длительных перегрузок, ведущих к перегреву электродвигателя или ускоренному износу двигателя внутреннего сгорания.

Мощность двигателя всегда относят к определенному режиму работы. При проектировании привода внешние сопротивления и режим работы являются заданными. Различают три номинальных режима работы двигателей: продолжительный, кратковременный и повторно-кратковременный. При продолжительном режиме работы двигатель нагревается до установившейся температуры в отличие от кратковременного, при котором этого не происходит. При повторно-кратковременном режиме происходят пуск и остановка двигателя, при этом нагрев электродвигателя и возможность реализации заданной мощности определяется продолжительностью включения $PВ$ по относительному времени за цикл, равный 10 мин. По величине $PВ$ различают четыре основных повторно-кратковременных режима работы (табл. 1.1).

Режим работы является продолжительным ($PВ = 100\%$), если время одного цикла работы превышает 10 мин.

При расчете мощности двигателя в повторно-кратковременном режиме работы возможны три случая.

1. Фактический режим работы двигателя соответствует одному из стандартных режимов (табл. 1.1); нагрузка постоянная. В этом случае по каталогу выбирается двигатель, мощность которого при заданном $PВ$ равна требуемой.

2. Фактическая продолжительность включения $PВ_{ф}$ не совпадает с номинальными значениями $PВ_{н}$; нагрузка постоянная. В этом случае двигатель выбирается по номинальной мощности $N_{н}$

$$N_{н} = N_{ф} \sqrt{PВ_{ф}/PВ_{н}}, \quad (1.1)$$

где $N_{ф}$ — фактический расход мощности; $PВ_{н}$ — ближайшее стандартное значение $PВ$.

3. Значения мощности переменны в течение цикла. В этом случае расчет производится в следующей последовательности. Строится график изменения мощ-

Т а б л и ц а 1.1. Характеристика режимов работы крановых механизмов

Режим работы	Использование кранов		Работа механизма	
	по времени (ч/год)	по грузоподъемности	ПВ, %	число включений в 1 ч
Л	Редкое (1000)	Среднее (0,5) Малое (0,25)	15 25	Менее 60
С	Редкое	Полное ($\geq 0,75$)	40	60—120
	Среднее (2500)	Полное Среднее	15 25	
Т	Среднее	Полное	25—40	120—240
	Частое (5000)	Полное Среднее	25—40 60	
ВТ	Частое	Полное	60—80	240—480
Примечание. Л — легкий; С — средний; Т — тяжелый, ВТ — весьма тяжелый.				

ности двигателя во времени за цикл и определяется $PВ_{\phi}$. Определяется средняя статическая мощность N_1 за цикл

$$N_1 = k \sum N_i t_i / t_{\text{ц}}, \quad (1.2)$$

где k — коэффициент перегрузок при пуске и торможении, $k = 1,1 \div 1,3$; N_i — различные значения статической мощности за соответствующие промежутки t_i времени в течение цикла продолжительностью $t_{\text{ц}}$.

Полученная мощность пересчитывается по выражению (1.1) и по величине N_H выбирается двигатель соответствующей мощности.

Строятся нагрузочные диаграммы механизма с выбранным двигателем по моменту $M = f(t)$ и по силе тока двигателя $I = f(t)$, после чего определяется среднеквадратичная сила тока

$$I_s = \sqrt{\frac{I_1^2 t_1 + I_2^2 t_2 + \dots + I_n^2 t_n}{t_{\text{ц}}}}, \quad (1.3)$$

где I_1, I_2, \dots, I_n — сила тока двигателя, принимаемая по его характеристике за промежутки времени t_1, t_2, \dots, t_n в пределах цикла продолжительностью $t_{\text{ц}}$.

Вместо J_3 для двигателей постоянного тока с параллельным возбуждением и для асинхронных электродвигателей можно определять среднеквадратичный момент

$$M_3 = \sqrt{\frac{M_1^2 t_1 + M_2^2 t_2 + \dots + M_n^2 t_n^2}{t_{\text{ц}}}} \quad (1.4)$$

Значения J_3 и M_3 сравниваются с номинальными значениями силы тока $I_{\text{н}}$ или момента $M_{\text{н}}$ предварительно выбранного двигателя с учетом отличия PB_{Φ} от $PB_{\text{н}}$:

$$I_{\text{н}} \geq I_3 \sqrt{PB_{\Phi}/PB_{\text{н}}}; \quad M_{\text{н}} \geq M_3 \sqrt{PB_{\Phi}/PB_{\text{н}}} \quad (1.5)$$

В случае несоблюдения неравенства (1.5) двигатель непригоден по нагреву и его следует заменить ближайшим двигателем большей мощности.

1.3. ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛИ ПЕРЕМЕННОГО ТОКА

Основные типы электродвигателей, их сравнительные характеристики и области применения приведены в табл. 1.2 и 1.3.

Электродвигатели переменного тока по массе на 50 % меньше и требуют в 4,5 раза меньшего расхода меди по сравнению с электродвигателями постоянного тока. К основным типам современных электродвигателей переменного тока относятся следующие.

Электродвигатели единой серии. Электродвигатели трехфазного тока единой серии 4А мощностью от 0,06 до 400 кВт с высотой оси вращения от 50 до 355 мм предназначаются для привода механизмов, не предъявляющих особых требований к пусковым характеристикам, скольжению и т. д. при температуре окружающего воздуха от -40 до $+40$ °С. По степени защиты они изготовляются закрытыми обдуваемыми (IP44) и защищенными (IP23).

Электродвигатели со степенью защиты IP44 выпускаются в трех исполнениях: на лапах — М100 (основное исполнение), с лапами и фланцевым щитом — М200 и лишь с фланцевым щитом — М300. Двигатели со степенью защиты IP23 выпускаются только в основном исполнении.

Многоскоростные электродвигатели имеют синхронные частоты вращения: 1500/3000, 750/1500, 1000/1500, 750/1000, 500/1000, 1000/1500/3000, 750/1500/3000, 750/1000/1500, 500/750/1000/1500 об/мин.

Выпускаются электродвигатели для работы от сети частотой 50 и 60 Гц.

В числе модификаций производятся малощумные двигатели для работы в приводах с повышенными требованиями к уровню шума в соответствии с ГОСТ 16372—77 для машин 3-го класса; встраиваемые электродвигатели, которые поставляются как в основном, так и в специализированных исполнениях; электродвигатели со встроенной температурной защитой для привода механизмов, работающих со значительными перегрузками, частыми пусками и т. д.; электродвигатели тропического, влаго-, морозостойкого и химически стойкого исполнения.

Приведем пример условного обозначения электродвигателя: 4АНХ315МВ4УЗ. Здесь 4 — номер серии; А — асинхронный; Н — защищенный (способ защиты от окружающей среды), при отсутствии этой буквы — закрытый обдуваемый; Х — сочетание чугуна и алюминия в качестве материалов станины и щитов (А — станина и щиты алюминиевые), при отсутствии букв Х и А — станина и щиты чугунные или стальные; 315 — высота (мм) оси вала; М — установочный размер по длине станины (либо S или L); В — длина сердечника статора (или А) при усло-

Т а б л и ц а 1.2. Основные типы электродвигателей и их сравнительные характеристики

Тип электропривода	Особенности механических характеристик	Пределы и способ регулирования скорости	Пределы применяемых мощностей, кВт	Область применения
<p>Двигатели постоянного тока с нерегулируемым напряжением и возбуждением:</p> <p>последовательным</p>	<p>Мягкие характеристики (жесткость 0,5—15)</p>		<p>До 150—200</p>	<p>Грузоподъемные устройства. Механизмы передвижения, а также другие приводы, где требуется быстрый разгон</p>
<p>параллельным</p>	<p>Жесткие естественные характеристики (жесткость 5—50); характеристики смягчаются увеличением сопротивления в цепи якоря</p>	<p>Пределы регулирования 1—4 с помощью реостата</p>	<p>Без ограничения мощности</p>	<p>Механизмы, где недопустимы значительные колебания скорости</p>
<p>смешанным</p>	<p>Мягкие характеристики (жесткость 2—20)</p>		<p>До 200</p>	<p>Механизмы поворота кранов и другие механизмы, где требуются повышенные пусковые моменты и точность управления</p>

Продолжение табл. 1.2

Тип электропривода	Особенности механических характеристик	Пределы и способ регулирования скорости	Пределы применяемых мощностей, кВт	Область применения
<p>Двигатели постоянного тока с питанием, с регулируемым напряжением (система генератор—двигатель)</p>	<p>Жесткие естественные и любой жесткости регулировочные искусственные характеристики</p>	<p>Плавное регулирование в пределах 1—10, а в специальных схемах 1—120</p>	<p>Без ограничения мощности</p>	<p>Ответственные механизмы, где требуется широкое регулирование скорости и высокая точность движения</p>
<p>Двигатели переменного тока асинхронные с короткозамкнутым ротором</p>	<p>Жесткие естественные характеристики (жесткость 1—30). Смягчение характеристик достигается применением специальных схем</p>	<p>Ступенчатое регулирование в пределах 1—4 (переключением полюсов) и плавное в пределах 1—100 при питании током переменной частоты</p>	<p>До 400 кВт</p>	<p>Широко используются в приводах различного назначения, в особенности, если не требуется регулирования скорости, а также во взрывобезопасных и пожаробезопасных устройствах</p>
<p>Двигатели переменного тока асинхронные с фазным ротором</p>	<p>Жесткие естественные характеристики (жесткость 5—25). Их смягчение достигается увеличением сопротивления в цепи ротора либо применением специальных схем</p>	<p>В пределах 1—5 с помощью тормозных машин, дросселей насыщения и т. п.; в пределах 1—100 при питании током переменной частоты</p>	<p>До 250—315</p>	<p>Наибольшее распространение получили в крановых механизмах, а также в приводах различного назначения мощностью 7—300 кВт</p>

Т а б л и ц а 1.3. Выбор исполнения и тип двигателя

Характеристика помещения (окружающая среда)	Рекомендуемое исполнение двигателя	Дополнительные требования	Тип двигателя
Сухие чистые отапливаемые	Закрытое обдуваемое и защищенное	Нет	Допускается установка двигателей всех типов
Неотапливаемые и умеренно влажные Агрессивная химическая среда На открытом воздухе с защитой от прямого попадания влаги	Закрытое Химически стойкое Закрытое	Противосыро- стная изоляция Специальное исполнение Противосыро- стная изоляция	МТФ, МТКФ, МТН, МТКН, 4А
Взрывоопасные	Взрывозащищенное	Недопусти- мость перегрузок	4А по ГОСТ 19483—74
Пожароопасные	Закрытое и взрывозащищенное		4А по ГОСТ 19483—74 МТН, МТКН
Пыльные	Закрытое	С независимой вентиляцией	МТК, МТКН
Влажные	Закрытое специальное или тропическое	Специальное исполнение	
Особо сырые, насыщенные парами и едкими газами	Закрытое специальное		
На палубе или морском берегу	Морское	По специальным требованиям морского регистра	4А...РЗ РОМ5
На открытом воздухе в северных районах	Северное	Работоспособность при низких температурах	Специальное исполнение крановых двигателей серии МТФ, МТН, МТКФ, МТКН

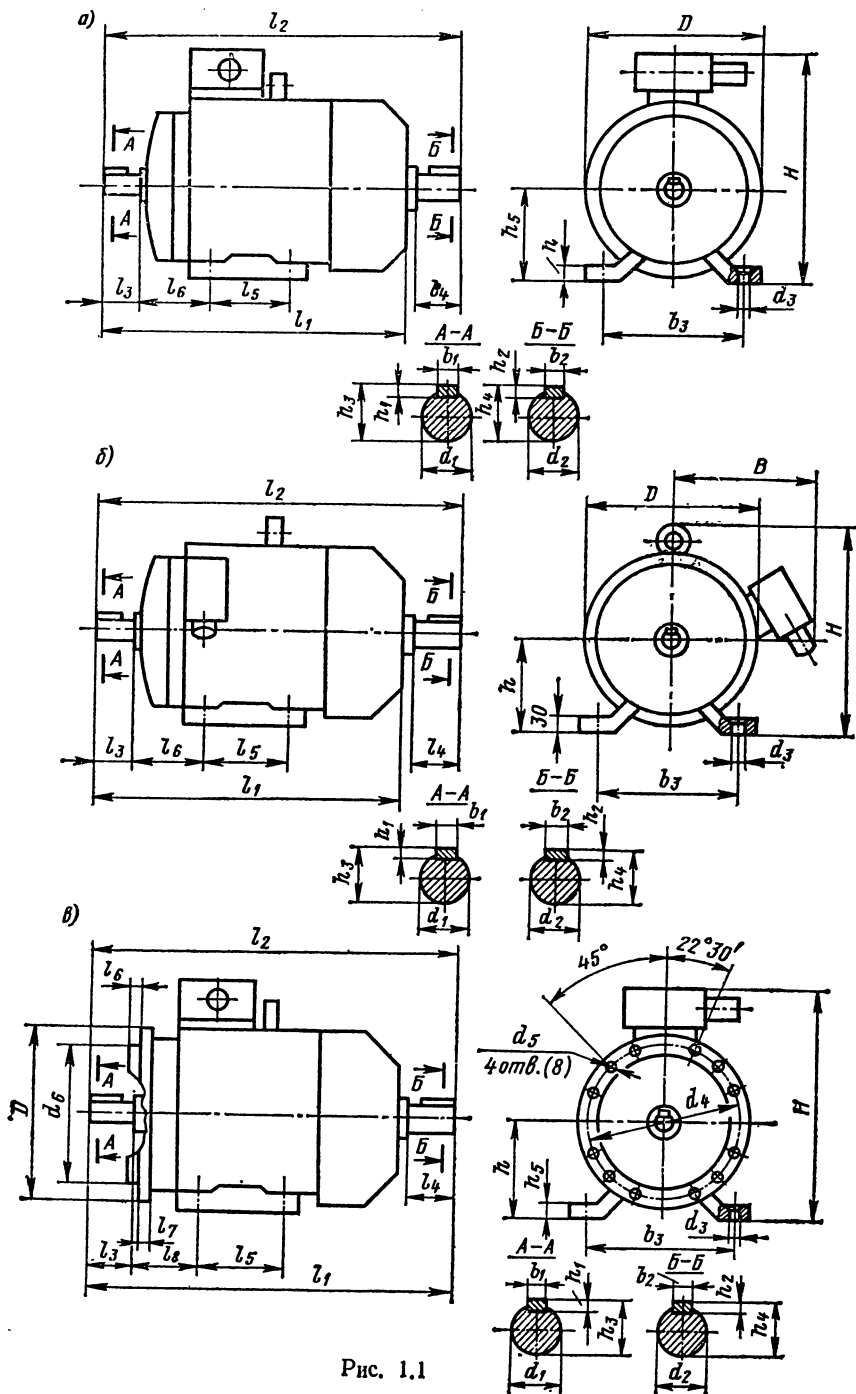


Рис. 1.1

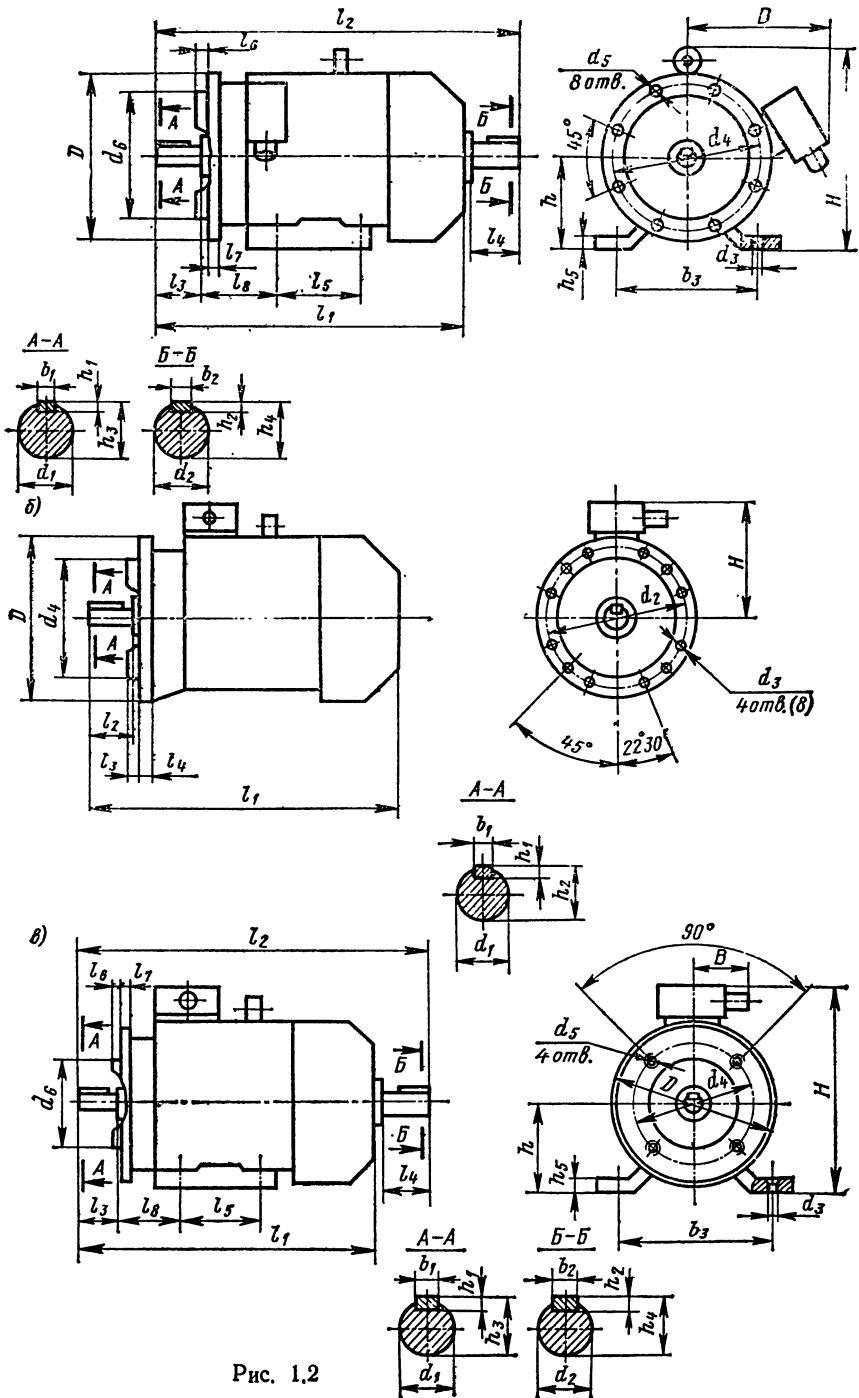


Рис. 1.2

вию сохранения установочного размера, отсутствие букв А и В означает наличие только одной длины сердечника; 4 — число полюсов; УЗ — климатическое исполнение и категория размещения по СТ СЭВ 458—77 и СТ СЭВ 460—77.

Основные данные электродвигателей приведены в табл. 1.4, 1.6, 1.7, а основные размеры — в табл. 1.5 и рис. 1.1—1.3.

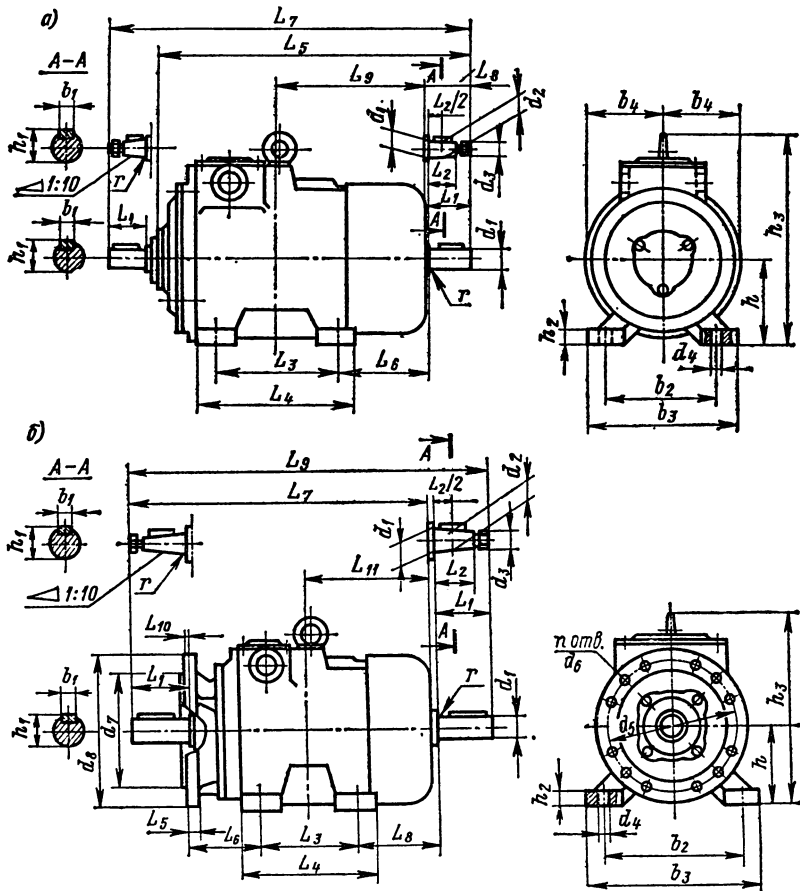


Рис. 1.3

Электродвигатели крановые и металлургические. Асинхронные электродвигатели трехфазного тока крановые и металлургические с короткозамкнутым ротором серий МТКФ и МТКН и с фазным ротором серий МТФ и МТН (в обозначении: М — металлургические и крановые, Т — трехфазного тока, Ф и Н — классы нагревостойкости) предназначены для привода крановых механизмов общепромышленного назначения, а также других механизмов с кратковременным и повторно-кратковременными режимами работы с большими кратностями перегрузок.

Для приводов, работающих в условиях повышенных температур окружающей среды (металлургическое производство и др.), рекомендуются электродвигатели серий МТН и МТКН.

Т а б л и ц а 1.4. Электродвигатели асинхронные трехфазные единой серии 4А мощностью 1,1—132 кВт закрытые обдуваемые

Тип двигателя	Мощность, кВт	Частота вращения, об/мин	К. п. д., %	cos φ	$\frac{M_{пуск}}{M_{ном}}$	$\frac{M_{пвх}}{M_{ном}}$	GD^2 , кг·м ²
<i>Синхронная частота вращения 3000 об/мин</i>							
4A50A2Y3	0,09	2740	60,0	0,70	2,0	2,2	$0,98 \cdot 10^{-4}$
4A50B2Y3	0,12	2710	63,0	0,70	2,0	2,2	$1,07 \cdot 10^{-4}$
4A56A2Y3	0,18	2800	66,0	0,76	2,0	2,2	$16,6 \cdot 10^{-4}$
4A56B2Y3	0,25	2770	68,0	0,77	2,0	2,2	$18,6 \cdot 10^{-4}$
4A63A2Y3	0,37	2750	70,0	0,86	2,0	2,2	$30,5 \cdot 10^{-4}$
4A63B2Y3	0,55	2740	73,0	0,86	2,0	2,2	$36 \cdot 10^{-4}$
4A71A2Y3	0,75	2840	77,0	0,87	2,0	2,2	$39 \cdot 10^{-4}$
4A71B2Y3	1,1	2810	77,5	0,87	2,0	2,2	$42 \cdot 10^{-4}$
4A80A2Y3	1,5	2850	81,0	0,85	2,1	2,6	$73 \cdot 10^{-4}$
4A80B2Y3	2,2	2850	83,0	0,87	2,1	2,6	$85 \cdot 10^{-4}$
4A90L2Y3	3,0	2840	84,5	0,88	2,1	2,5	$1,41 \cdot 10^{-2}$
4A100S2Y3	4,0	2880	86,5	0,89	2,0	2,5	$2,37 \cdot 10^{-2}$
4A100L2Y3	5,5	2880	87,5	0,91	2,0	2,5	0,03
4A112M2Y3	7,5	2900	87,5	0,88	2,0	2,8	0,04
4A132M2Y3	11,0	2900	88,0	0,90	1,7	2,8	0,09
4A160S2Y3	15,0	2940	88,0	0,91	1,4	2,2	0,19
4A160M2Y3	18,5	2940	88,5	0,92	1,4	2,2	0,21
4A180S2Y3	22,0	2945	88,5	0,91	1,4	2,5	0,28
4A180M2Y3	30,0	2945	90,5	0,90	1,4	2,5	0,34
4A200M2Y3	37,0	2945	90,0	0,89	1,4	2,5	0,58
4A200L2Y3	45,0	2945	91,0	0,90	1,4	2,5	0,67
4A225M2Y3	55,0	2945	91,0	0,92	1,4	2,5	1,0
4A250S2Y3	75,0	2960	91,0	0,89	1,2	2,5	1,86
4A250M2Y3	90,0	2960	92,0	0,90	1,2	2,5	2,08
4A280S2Y3	110	2970	91,0	0,89	1,2	2,2	4,36
4A280M2Y3	132	2970	91,5	0,89	1,2	2,2	4,76
4A315S2Y3	160	2970	92,0	0,90	1,2	2,2	5,6
4A315M2Y3	200	2970	92,5	0,90	1,2	2,2	6,5
4A355S2Y3	250	2970	92,5	0,90	1,0	1,9	11,4
4A355M2Y3	315	2970	93,0	0,91	1,0	1,9	12,9
<i>Синхронная частота вращения 1500 об/мин</i>							
4A50A4Y3	0,06	1380	50,0	0,60	2,0	2,2	$1,15 \cdot 10^{-4}$
4A50B4Y3	0,09	1370	55,0	0,60	2,0	2,2	$1,3 \cdot 10^{-4}$
4A56A4Y3	0,12	1375	63,0	0,66	2,1	2,2	$28 \cdot 10^{-4}$
4A56B4Y3	0,18	1365	64,0	0,64	2,1	2,2	$31,5 \cdot 10^{-4}$
4A63A4Y3	0,25	1380	68,0	0,65	2,0	2,2	$49,5 \cdot 10^{-4}$
4A63B4Y3	0,37	1365	68,0	0,69	2,0	2,2	$55 \cdot 10^{-4}$
4A71A4Y3	0,55	1390	70,5	0,70	2,0	2,2	$52 \cdot 10^{-4}$
4A71B4Y3	0,75	1390	72,0	0,73	2,0	2,2	$57 \cdot 10^{-4}$
4A80A4Y3	1,1	1420	75,0	0,81	2,0	2,2	$1,29 \cdot 10^{-2}$
4A80B4Y3	1,5	1415	77,0	0,83	2,0	2,2	$1,33 \cdot 10^{-2}$
4A90L4Y3	2,2	1425	80,0	0,83	2,1	2,4	$2,24 \cdot 10^{-2}$
4A100S4Y3	3,0	1435	82,0	0,83	2,0	2,4	$3,47 \cdot 10^{-2}$
4A100L4Y3	4,0	1430	84,0	0,84	2,0	2,4	$4,5 \cdot 10^{-2}$
4A112M4Y3	5,5	1445	85,5	0,85	2,0	2,2	$7,0 \cdot 10^{-2}$

Тип двигателя	Мощность, кВт	Частота вращения, об/мин	К. п. д., %	cos φ	$\frac{M_{пуск}}{M_{ном}}$	$\frac{M_{max}}{M_{ном}}$	GD ² , кг·м ²
4A132S4Y3	7,5	1455	87,5	0,86	2,2	3,0	0,11
4A132M4Y3	11,0	1460	87,5	0,87	2,2	3,0	0,16
4A160S4Y3	15,0	1465	88,5	0,88	1,4	2,3	0,41
4A160M4Y3	18,5	1465	89,5	0,88	1,4	2,3	0,51
4A180S4Y3	22,0	1470	90,0	0,90	1,4	2,3	0,76
4A180M4Y3	30,0	1470	91,0	0,89	1,4	2,3	0,93
4A200M4Y3	37,0	1475	91,0	0,90	1,4	2,5	1,47
4A200L4Y3	45,0	1475	92,0	0,90	1,4	2,5	1,78
4A225M4Y3	55,0	1480	92,5	0,90	1,3	2,5	2,56
4A250S4Y3	75,0	1480	93,0	0,90	1,2	2,3	4,08
4A250M4Y3	90,0	1480	93,0	0,91	1,2	2,3	4,67
4A280S4Y3	110	1470	92,5	0,90	1,2	2,0	9,2
4A280M4Y3	132	1480	93,0	0,90	1,3	2,0	9,9
4A315S4Y3	160	1480	93,5	0,91	1,3	2,2	12,3
4A315M4Y3	200	1480	94,0	0,92	1,3	2,2	14,5
4A355S4Y3	250	1485	94,5	0,92	1,2	2,0	24,0
4A355M4Y3	315	1485	94,5	0,92	1,2	2,0	28,2
<i>Синхронная частота вращения 1000 об/мин</i>							
4A63A6Y3	0,18	885	56,0	0,62	2,2	2,2	69,4 · 10 ⁻⁴
4A63B6Y3	0,25	890	59,0	0,62	2,2	2,2	86 · 10 ⁻⁴
4A71A6Y3	0,37	910	64,5	0,69	2,0	2,2	67 · 10 ⁻⁴
4A71B6Y3	0,55	900	67,5	0,71	2,0	2,2	81 · 10 ⁻⁴
4A80A6Y3	0,75	915	69,0	0,74	2,0	2,2	1,85 · 10 ⁻³
4A80B6Y3	1,1	920	74,0	0,74	2,0	2,2	1,84 · 10 ⁻³
4A90L6Y3	1,5	935	75,0	0,74	2,0	2,2	2,94 · 10 ⁻³
4A100L6Y3	2,2	950	81,0	0,73	2,0	2,2	5,24 · 10 ⁻³
4A112MA6Y3	3,0	955	81,0	0,76	2,0	2,5	7 · 10 ⁻³
4A112MB6Y3	4,0	950	82,0	0,81	2,0	2,5	8 · 10 ⁻³
4A132S6Y3	5,5	965	85,0	0,80	2,0	2,5	16 · 10 ⁻³
4A132M6Y3	7,5	970	85,5	0,81	2,0	2,5	23 · 10 ⁻³
4A160S6Y3	11,0	975	86,0	0,86	1,2	2,0	55 · 10 ⁻³
4A160M6Y3	15,0	975	87,5	0,87	1,2	2,0	73 · 10 ⁻³
4A180M6Y3	18,5	975	88,0	0,87	1,2	2,0	88 · 10 ⁻³

Продолжение табл. 1.4

Тип двигателя	Мощность, кВт	Частота вращения, об/мин	К. п. д., %	cos φ	$\frac{M_{прск}}{M_{ном}}$	$\frac{M_{тах}}{M_{ном}}$	GD^2 , кг·м ²
4A200M6Y3	22,0	975	90,0	0,90	1,3	2,4	1,6
4A200L6Y3	30,0	980	90,5	0,90	1,3	2,4	1,81
4A225M6Y3	37,0	980	91,0	0,89	1,2	2,3	2,95
4A250S6Y3	45,0	985	91,5	0,89	1,2	2,1	4,62
4A250M6Y3	55,0	985	91,5	0,89	1,2	2,1	5,04
4A280S6Y3	75,0	985	92,0	0,89	1,4	2,2	11,7
4A280M6Y3	90,0	985	92,5	0,89	1,4	2,2	13,5
4A315S6Y3	110	985	93,0	0,90	1,4	2,2	16,0
4A315M6Y3	132	985	93,5	0,90	1,4	2,2	18,0
4A355S6Y3	160	985	93,5	0,90	1,4	2,2	29,3
4A355M6Y3	200	985	94,0	0,90	1,4	2,2	35,2

Синхронная частота вращения 750 об/мин

4A71B8Y3	0,25	680	56,0	0,65	1,6	1,7	$74 \cdot 10^{-4}$
4A80A8Y3	0,37	675	61,5	0,65	1,6	1,7	$1,35 \cdot 10^{-2}$
4A80B8Y3	0,55	700	64,0	0,65	1,6	1,7	$1,62 \cdot 10^{-2}$
4A90LA8Y3	0,75	700	68,0	0,62	1,6	1,9	$2,7 \cdot 10^{-2}$
4A90LB8Y3	1,1	700	70,0	0,68	1,6	1,9	$3,45 \cdot 10^{-2}$
4A100L8Y3	1,5	700	74,0	0,65	1,6	1,9	$5,2 \cdot 10^{-2}$
4A112MA8Y3	2,2	700	76,5	0,71	1,9	2,2	$7,0 \cdot 10^{-2}$
4A112MB8Y3	3,0	700	79,0	0,74	1,9	2,2	$10 \cdot 10^{-2}$
4A132S8Y3	4,0	720	83,0	0,70	1,9	2,6	$17 \cdot 10^{-2}$
4A132M8Y3	5,5	720	83,0	0,74	1,9	2,6	$23 \cdot 10^{-2}$
4A160S8Y3	7,5	730	86,0	0,75	1,4	2,2	$55 \cdot 10^{-2}$
4A160M8Y3	11,0	730	87,0	0,75	1,4	2,2	$72 \cdot 10^{-2}$
4A180M8Y3	15,0	730	87,0	0,82	1,2	2,0	1,0
4A200M8Y3	18,5	735	88,5	0,84	1,2	2,2	1,6
4A200L8Y3	22,0	730	88,5	0,84	1,2	2,0	1,81
4A225M8Y3	30,0	735	90,0	0,81	1,3	2,1	2,95
4A250S8Y3	37,0	735	90,0	0,83	1,2	2,0	4,62
4A250M8Y3	45,0	740	91,0	0,84	1,2	2,0	5,45
4A280S8Y3	55,0	735	92,0	0,84	1,2	2,0	12,7
4A280M8Y3	75,0	735	92,5	0,85	1,2	2,0	16,5
4A315S8Y3	90,0	740	93,0	0,85	1,2	2,3	19,7
4A315M8Y3	110	740	93,0	0,85	1,2	2,3	23,4
4A355S8Y3	132	740	93,5	0,85	1,2	2,2	36,2
4A355M8Y3	160	740	93,5	0,85	1,2	2,2	40,8

Примечание. Стандарты предусматривают выпуск электродвигателей с синхронной частотой вращения 600 и 500 об/мин, а также защищенного типа

Т а б л и ц а 1.5. Основные размеры (мм) электродвигателей единой серии 4А

Тип двигателя	Габаритные размеры, мм				Установочные и присоединительные размеры, мм													Масса, кг					
	l ₁	l ₂	H	D	l ₃	l ₄	l ₅	l ₆	d ₁	d ₂	d ₃	b ₁	b ₂	b ₃	b ₄	h	h ₁		h ₂	h ₃	h ₄	h ₅	
4А50	174	—	142	104	20	—	63	32	9	—	5,8	3	—	80	50	3	—	10,2	—	—	—	6	3,3
4А56	194	221	152	120	23	71	36	11	11	5,8	4	4	4	90	56	4	4	12,5	12,5	—	—	7	4,5
4А63	216	250	164	130	30	80	40	14	14	7	5	5	5	100	63	5	5	16,0	16,0	—	—	—	6,3
4А71	285	330	201	170	40	90	45	19	19	7	—	—	—	112	71	—	—	21,5	21,5	—	—	9	15,1
4А80А	300	355	218	186	—	100	50	22	22	10	6	6	6	125	80	6	6	—	—	—	—	—	17,4
4А80В	320	375	—	—	50	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	24,5	24,5	—	—	10	20,4
4А90L	350	402	243	208	—	125	56	24	24	10	—	—	—	140	90	—	—	27,0	27,0	—	—	11	28,7
4А100S	365	427	—	—	60	112	63	28	28	12	8	8	7	160	100	7	7	—	—	—	—	—	36,0
4А100L	395	457	263	235	—	140	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	42,0
4А112M	452	534	310	260	80	140	70	32	32	—	—	—	—	190	112	—	—	35,0	35,0	—	—	12	56,0
4А132S	480	560	—	—	80	—	89	38	38	12	10	10	8	216	132	8	8	—	—	—	—	—	77,0
4А132M	580	610	350	302	—	178	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	41,0	41,0	—	—	13	93,0

Двигатели исполнения M100 (рис. 1.1, а)

Продолжение табл. 1.5

Тип двигателя	Габаритные размеры, мм						Установочные и присоединительные размеры, мм												Масса, кг		
	l_1	l_2	H	D	l_3	l_4	l_5	l_6	d_1	d_2	d_3	b_1	b_2	b_3	h	h_1	h_2	h_3		h_4	h_5
4A160S	624	737			110		178	42			12					8		45,0			130,0
			430	358	110	110		48	42	15	14		12		160	9	8	51,5	45,0	18	135,0
4A160M	667	780				210	42				12					8		45,0			145,0
							42				14					9		51,5			160,0
4A180S	662	778				203	48				14					9		51,5			165
			470	410			55	48	15		16		14		180	10	9	59,0	51,5	20	175
4A180M	702	818			110	241	48				14					9		51,5			185
							55				16					10		59,0			195
4A200M	760	875				267	60				18					11		64,0			255
	790	905	535	450	140		133	55	19		16		16	318	200	10	10	59,0	59,0	25	270
4A200L	800	915			110	305	60				18					10		64,0			280
	830	945			140		60				18					11		64,0			310
4A225M	810	925	575	494	110		55				16			356	225	10		59,0		28	355
	840	985				311	65	60			18	18				11	11	69,0	64,0		355
4A250S	915	1060			140	140	75	70	24		20		20	406	250	12	12	79,5	74,5	30	490
			640	554			65	65			18	18				11	11	69,0	69,0		510
4A250M	955	1100				349	75	70		20		20			12	12	79,5	74,5			535

Тип двигателя	Габаритные размеры, мм					Установочные и присоединительные размеры, мм												Масса, кг			
	l_1	l_2	H	D	B	l_3	l_4	l_5	l_6	d_1	d_2	d_3	b_1	b_2	b_3	h	h_1		h_2	h_3	h_4
A4280S	1140	1320				140		368		70			20				12		74,5		785
	1170	1350	700	660		170				80		24	22		457	280	14		85,0		
4A280M	1180	1360			535	140			190	70		20					12		74,5		835
	1210	1390	722	680		170		419		80		22		20			14		85,0	69,5	
4A315S	1235	1415				140		406		75	65		20				12	12	79,5		875
	1265	1445				170			216	90		25			508	315	14		95,0		
4A315M	1285	1465			635	140				75	28		20				12		79,5		1100
	1315	1495	765	710		170		457		90		25					14		95,0		
4A355S	1350	1530				170		500		85			22				14		90,0		1420
	1390	1570				210			254	100	75	28	28	22	610	355	16	14	106,0		
4A355M	1410	1590			660	170				85			22				14		90,0		1670
	1450	1630	855	791		210		560		100		28					16		106,0		

Двигатели исполнения M101 (рис. 1.1, б)

Тип двигателя	Габаритные размеры, мм					Установочные и присоединительные размеры, мм													Масса, кг														
	l_1	l_2	H	D		l_3	l_4	l_5	l_6	l_7	l_8	d_1	d_2	d_3	d_4	d_5	d_6	d_7		d_8	b_1	b_2	b_3	b_4	b_5	b_6	b_7	b_8	h	h_1	h_2	h_3	h_4
4A50	174	—	142	120	20	—	63		9	32	9	—			100	7	80	3	—	80	50	3	—	10,2	—	6	3,4						
4A56	194	221	152	140	23	23	71	3,0	36	11	11	5,8		115	95	4	4	4	4	90	56	4	4	12,5	12,5	4,6							
4A63	216	250	164	160	30	30	80		40	14	14	7,0		130	110	5	5	5	5	100	63	5	5	16,0	16,0	6,1							
4A71	285	330	201		40	40	90	3,5	10	45	19	19								112	71			21,5	21,5	9	16,1						
4A80A	300	355	218	200			100		50	22	22	10,0		165	12	130	6	6	6	125	80	6	6	24,5	24,5	10	18,7						
4A80B	320	375			50	50																				21,7							
4A90L	350	402	243				125		12	56	24	24								140	90			27,0	27,0	11	31,2						
4A100S	362	427		250			112							215	180	8	8	7	7					31,0	31,0	12	38,2						
4A100L	392	457			60	60	140	4,0	14	63	28	28			15					160	100					12	44,2						
4A112M	452	534	310	300			140		16	70	32		12,0	265	230					190	112			35,0			60,0						
4A132S	480	560			80	80						42		300	19	250	10	12	8	216	132	8	8	41,0	45,0	13	84,0						
4A132M	530	610	350	350			110	178	18	89	38									216	132						100,0						

Двигатели исполнения M200 (рис. 1.1, в)

Продолжение табл. 1.

Тип двигателя	Габаритные размеры, мм						Установочные и присоединительные размеры, мм													Масса, кг								
	l_1		l_2		H		D	l_5	l_4	l_6	l_7	l_8	d_1	d_2	d_3	d_4	d_5	d_6	b_1		b_2	b_3	h	h_1	h_2	h_3	h_4	h_5
	624	737	667	780	430	350																						
4A160S	624	737			430	350		178			15	108	42		300			250	12	14	12	160	8	9	45,0			135,0
4A160M	667	780					210					42							14	12	254	160	8	8	45,0	45,0	18	140,0
4A180S	662	778					203					48		15					14				9					165,0
4A180M	702	818			470	400		110	241		18	121	48		350			300	16	14	279	180	10	9	51,5	51,5	20	175,0
4A200M	760	875						267	5,0			55					19		16				10		59,0			270,0
4A200L	800	915			535	450		140		20	133	55	19		400			350	18	16	318	200	11	10	64,0	59,0	25	285,0
4A225M	810	925			575			305				60							18	18	16		10	11	64,0			295,0
4A250S	915	1060			640	550		311		22	168	65	24		500			450	20	20	406	250	12	12	79,5	74,5		325,0
4A250M	955	1100						349				75	70						18	18	18		11	11	69,0	69,0	30	375,0
												75	70						20	20	20		12	12	79,5	74,5		355,0
												75	70						20	20	406	250	12	12	79,5	74,5		495,0
												75	70						20	20	406	250	11	11	69,0	69,0		515,0
												75	70						20	20	406	250	12	12	79,5	74,5		535,0
												75	70						20	20	406	250	12	12	79,5	74,5		560,0

Тип двигателя	Габаритные размеры, мм				Установочные и присоединительные размеры, мм															Масса, кг							
	l_1	l_2	H	D	l_3	l_4	l_5	l_6	l_7	l_8	d_1	d_2	d_3	d_4	d_5	d_6	b_1	b_2	b_n		h	h_1	h_2	h_3	h_4	h_5	
4A280S	1140	1320			1140						70						20				12			74,5			810
	1170	1350	700	660	535	368				80							22		457	280	14			85,0		30	
4A280M	1180	1360			140					190	24						20				12			74,5			870
	1210	1390	722	680	170	419				80							22				14			85,0			
4A315S	1235	1415			140												20				12			79,5			1000
	1265	1445			170	406				75							25				14			95,0			
4A315M	1285	1465			140					22	216						20		508	315	12			79,5			1130
	1315	1495	765	660	635	140			6	90							25				14			95,0			
4A355S	1350	1530			170												22				14			90,0			1470
	1390	1570	855	800	660	500				85	740						28				16			106,0			
4A355M	1410	1590			170					254	75						22		610	355	14			90,0	80		1720
	1450	1630			210	560				100							28				16			106			

Двигатели исполнения M201 (рис. 1.2, а)

Продолжение табл. 1.5

Тип двигателя	Габаритные размеры, мм				Установочные и присоединительные размеры, мм												Масса, кг
	l_1	H	D		l_2	l_3	l_4	d_1	d_2	d_3	d_4	b_1	h_1	h_2	h_3		
<i>Двигатели исполнения М300, М302, М303 (рис. 1.2, б)</i>																	
4A50	174	92	120		20	3,0	9	9	100	7	80	3	3	10,2		3,2	
4A56	194	96	140		23		11	115		10	95	4	4	12,5		4,4	
4A63	216	101	160		30		14	130			110	5	5	16,0		6,0	
4A71	285	100			40	3,5	10							21,5		15,7	
4A80A	300		200						165	12	130	6	6			18,3	
4A80B	320	138			50		22							24,5		21,3	
4A90L	350	153					12	24						27,0		30,0	
4A100S	365		250						215	15	180	8	7			37,0	
4A100L	395	163			60	4,0	14	28						31,0		42,8	
4A112M	452	198	300		80		16	32	265		230	10	8	35,0		58,0	
4A132S	480				80		18	38				10	8	41,0		82,0	
4A132M	530	218	350			5,0			300	19	250					97,0	
4A160S	621	270		110			15	48				14	9	51,5		135,0	
							42	48			12		45,0		130,0		

Продолжение табл. 1.5

Тип двигателя	Габаритные размеры, мм				Установочные и присоединительные размеры, мм										Масса, кг
	l_1	H	D		l_2	l_3	l_4	d_1	d_2	d_3	d_4	b_1	h_1	h_2	
4A160M	667	270	350				15	42	300		250	12	8	45,0	145,0
4A180S	662							48				14	9	51,5	160,0
4A180M	702	290	400	110	5,0	18	55	350		300		16	10	59,0	180,0
							48					14	9	51,5	190,0
4A200M	760						55					16	10	59,0	200,0
	790														260,0
4A200L	800	335	450	140		20	60	400	19	350		18	11	64,0	275,0
	830			110			55					16	10	59,0	285,0
4A225M	810	350		140			60					18	11	64,0	315,0
	840			110								16	10	59,0	360,0
4A250S	915		550		5		65	500		450		18	11	69,0	340,0
4A250M	955	390		140		22	75					20	12	79,5	485,0
							65					18	11	69,0	505,0
							75					20	12	79,5	525,0
							75					20	12	79,5	550,0
4A280S	1215						70					20		74,5	780,0
	1245	535	660	170	6		80	600	24	550		22	14	85,0	
4A280M	1255			140			70					20	12	74,5	830,0
	1285			170			80					22	14	85,0	

Тип двигателя	Габаритные размеры, мм				Установочные и присоединительные размеры, мм														Масса, кг										
	l ₁	l ₂	D	B	H	l ₃	l ₄	l ₅	l ₆	l ₇	l ₈	d ₁	d ₂	d ₃	d ₄	d ₅	d ₆	b ₁		b ₂	b ₃	b ₄	b ₅	h ₁	h ₂	h ₃	h ₄	h ₅	
																													32
4A50	174	—	104	—	142	20	—	63	—	—	32	9	—	—	55/75	M5	40/60	3	—	80	50	3	—	10,2	—	6	—	3,3	
4A56	194	221	120	—	152	23	23	71	2,5	—	36	11	11	5,8	65/85	—	50/70	4	4	90	56	4	4	12,5	12,5	—	—	4,5	
4A63	216	250	130	—	164	30	30	80	2,5 3,0	—	40	14	14	7,0	75/100	M5 M6	60/80	5	5	100	63	5	5	16,0	16,0	—	7	6,0	
4A71	285	330	170	—	201	40	40	90	3,0	—	45	19	19	—	115	—	95	—	—	112	71	—	—	21,5	21,5	9	—	15,6	
4A80A	300	355	—	—	—	—	—	—	—	10	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	17,9
4A20B	320	375	—	—	186	86	218	—	—	100	50	22	22	10,0	130	M8	—	—	—	125	80	—	—	24,5	24,5	10	—	—	20,9
4A90L	350	402	208	—	243	—	—	125	—	—	12	56	24	24	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	29,2

Двигатели исполнения M210 (рис. 1.2, в)

**Т а б л и ц а 1.6. Электродвигатели асинхронные трехфазные
единой серии 4А с повышенным пусковым моментом**

Тип двигателя	Номи- нальная мощ- ность, кВт	При номинальной нагрузке			GD ² , кг·м ²
		Частота враще- ния, об/мин	К. п. д., %	cos φ	
<i>Синхронная частота вращения 1500 об/мин</i>					
4AP160S4Y3	15,0	1465	87,5	0,87	0,41
4AP160M4Y3	18,5	1465	88,5	0,87	0,51
4AP180S4Y3	22,0	1460	90,0	0,87	0,76
4AP180M4Y3	30,0	1460	90,0	0,87	0,93
4AP200M4Y3	37,0	1470	91,0	0,88	1,17
4AP200L4Y3	45,0	1470	92,0	0,88	1,86
4AP225M4Y3	55,0	1475	92,5	0,88	2,56
4AP250S4Y3	75,0	1475	93,0	0,87	4,08
4AP250M4Y3	90,0	1475	93,0	0,88	4,67
<i>Синхронная частота вращения 1000 об/мин</i>					
4AP160S6Y3	11,0	975	85,5	0,83	0,55
4AP160M6Y3	15,0	975	87,5	0,83	0,73
4AP180M6Y3	18,5	970	87,0	0,80	0,88
4AP200M6Y3	22,0	975	90,5	0,85	1,60
4AP200L5Y3	30,0	975	90,5	0,86	1,81
4AP225M6Y3	37,0	980	90,5	0,84	2,95
4AP250S6Y3	45,0	980	91,5	0,82	4,62
4AP250M6Y2	55,0	980	91,5	0,83	5,04
<i>Синхронная частота вращения 750 об/мин</i>					
4AP160S8Y3	7,5	730	86,0	0,75	0,55
4AP160M8Y3	11,0	730	87,0	0,75	0,72
4AP170M8Y3	15,0	730	86,5	0,77	1,00
4AP200M8Y3	18,5	730	88,0	0,78	1,60
4AP200L8Y3	22,0	730	88,5	0,80	1,81
4AP225M8Y3	30,0	735	90,0	0,80	2,95
4AP250S8Y3	37,0	735	90,0	0,72	4,62
4AP250M8Y3	45,0	735	90,5	0,75	5,45
<p>Примечание. Отношения $M_{\text{пуск}}/M_{\text{ном}}$ и $M_{\text{тах}}/M_{\text{ном}}$ для $n = 1500$ об/мин и $n = 1000$ об/мин соответственно равны: 2,0 и 2,2, а для $n = 750$ об/мин соответственно 1,8 и 2,0.</p>					

Таблица 1.7. Электродвигатели асинхронные трехфазные единой серии 4А с повышенным скольжением

Тип двигателя	Номинальная мощность при $U_{\text{н}} = 40\%$, кВт	При номинальной мощности				$\frac{M_{\text{пуск}}}{M_{\text{ном}}}$	$\frac{M_{\text{max}}}{M_{\text{ном}}}$	GD^2 , кг·м ²
		Скольжение, %	Частота вращения, об/мин	К. п. д., %	$\cos \phi$			
<i>Синхронная частота вращения 3000 об/мин</i>								
4AC71A2Y3	1,0	10,0	2700	72,0	0,87	2,0	2,2	$39,3 \cdot 10^{-4}$
4AC71B2Y3	1,2	10,0	2700	72,0	0,83	2,0	2,2	$42,2 \cdot 10^{-4}$
4AC80A2Y3	1,9	8,5	2745	75,0	0,87	2,0	2,2	$73 \cdot 10^{-4}$
4AC80B2Y3	2,5	8,5	2745	76,0	0,87	2,0	2,2	$85 \cdot 10^{-4}$
4AC90L2Y3	3,5	7,5	2775	80,0	0,86	2,0	2,2	$1,41 \cdot 10^{-2}$
4AC100S2Y3	4,8	6,5	2805	82,0	0,86	2,0	2,2	$2,37 \cdot 10^{-2}$
4AC100L2Y3	6,3	6,5	2805	82,0	0,86	2,0	2,2	$3 \cdot 10^{-2}$
4AC112M2Y3	8,0	5,0	2850	84,0	0,84	2,0	2,4	$4 \cdot 10^{-2}$
4AC132M2Y3	11,0	5,5	2840	84,0	0,89	2,0	2,4	$9 \cdot 10^{-2}$
<i>Синхронная частота вращения 1500 об/мин</i>								
4AC71A4Y3	0,6	10,0	1350	68,0	0,73	2,0	2,2	$52,1 \cdot 10^{-4}$
4AC71B4Y3	0,8	10,0	1350	68,5	0,75	2,0	2,2	$56,7 \cdot 10^{-4}$
4AC80A4Y3	1,3	9,5	1358	68,5	0,82	2,0	2,2	$1,29 \cdot 10^{-2}$
4AC80B4Y3	1,7	11,0	1335	70,0	0,82	2,0	2,2	$1,33 \cdot 10^{-2}$
4AC90L4Y3	2,4	9,5	1360	76,0	0,82	2,0	2,2	$2,24 \cdot 10^{-2}$
4AC100S4Y3	3,2	7,0	1395	76,5	0,82	2,0	2,2	$3,47 \cdot 10^{-2}$
4AC100L4Y3	4,25	7,0	1395	78,0	0,82	2,0	2,2	$4,5 \cdot 10^{-2}$
4AC112M4Y3	5,6	7,0	1395	79,0	0,83	2,0	2,2	$6,65 \cdot 10^{-2}$
4AC132S4Y3	8,5	7,5	1395	82,5	0,85	2,6	2,8	$11,3 \cdot 10^{-2}$
4AC132M4Y3	11,8	6,0	1410	84,0	0,85	2,0	2,2	$16 \cdot 10^{-2}$
4AC160S4Y3	17,0	5,0	1425	84,5	0,86	2,0	2,2	$41 \cdot 10^{-2}$
4AC160M4Y3	20,0	4,5	1432	87,0	0,87	2,0	2,2	$51 \cdot 10^{-2}$
4AC180S4Y3	21,0	5,5	1418	86,0	0,92	2,0	2,2	$76 \cdot 10^{-2}$
4AC180M4Y3	26,5	4,0	1440	88,5	0,91	2,0	2,2	$93 \cdot 10^{-2}$
4AC200M4Y3	31,5	6,0	1410	87,5	0,92	2,0	2,2	1,47
4AC200L4Y3	40,0	6,0	1410	89,0	0,93	2,0	2,2	1,78
4AC225M4Y3	50,0	7,0	1395	87,5	0,92	2,0	2,2	2,56
4AC250S4Y3	56,0	8,0	1380	87,5	0,92	2,0	2,2	4,08
4AC250M4Y3	63,0	9,0	1365	87,0	0,93	2,0	2,2	4,67
<i>Синхронная частота вращения 1000 об/мин</i>								
4AC71A6Y3	0,4	8,0	920	62,5	0,70	2,0	2,1	$6,8 \cdot 10^{-4}$
4AC71B6Y3	0,63	8,0	920	65,0	0,70	2,0	2,1	$81,3 \cdot 10^{-4}$
4AC80A6Y3	0,8	14,0	860	61,0	0,68	2,0	2,1	$1,35 \cdot 10^{-2}$
4AC80B6Y3	1,2	14,0	860	66,5	0,73	2,0	2,1	$1,38 \cdot 10^{-2}$
4AC90L6Y3	1,7	10,0	900	71,0	0,72	1,9	2,1	$2,94 \cdot 10^{-2}$
4AC100L6Y3	2,6	8,0	920	75,0	0,76	1,9	2,1	$5,24 \cdot 10^{-2}$

Тип двигателя	Номинальная мощность при $P_B = 40\%$, кВт	При номинальной мощности				$\frac{M_{пуск}}{M_{ном}}$	$\frac{M_{max}}{M_{ном}}$	GD^2 , кг·м ²
		Скольжение, %	Частота вращения, об/мин	К. п. д., %	cos φ			
4AC112MA6Y3	3,2	9,0	910	72,0	0,74	1,9	2,1	$6,9 \cdot 10^{-2}$
4AC112MB6Y3	4,2	9,0	910	75,0	0,79	1,9	2,1	$8,46 \cdot 10^{-2}$
4AC132S6Y3	6,3	6,0	940	79,0	0,80	1,9	2,1	$16 \cdot 10^{-2}$
4AC132MCY3	8,5	6,0	940	80,0	0,80	1,9	2,1	$23 \cdot 10^{-2}$
4AC160S6Y3	12,0	6,0	940	82,5	0,85	1,9	2,1	$55 \cdot 10^{-2}$
4AC160M6Y3	16,0	6,0	940	84,0	0,85	1,9	2,1	$73 \cdot 10^{-2}$
4AC180M6Y3	19,0	6,0	940	84,5	0,90	1,9	2,1	$88 \cdot 10^{-2}$
4AC200M6Y3	22,0	9,0	910	83,5	0,92	1,9	2,1	1,6
4AC200L6Y3	28,0	8,0	920	85,5	0,91	1,9	2,1	1,81
4AC225M6Y3	33,5	12,0	880	81,0	0,91	1,9	2,1	2,95
4AC250S6Y3	40,0	5,0	950	89,0	0,90	1,9	2,1	4,62
4AC250M6Y3	45,0	5,0	950	86,5	0,88	1,9	2,1	5,04
<i>Синхронная частота вращения 750 об/мин</i>								
4AC71B8Y3	0,3	11,0	670	50,0	0,61	1,9	2,0	$74 \cdot 10^{-4}$
4AC80A8Y3	0,45	12,0	660	53,5	0,61	1,9	2,0	$1,35 \cdot 10^{-2}$
4AC80B8Y3	0,6	12,0	660	58,0	0,63	1,9	2,0	$1,62 \cdot 10^{-2}$
4AC90LA8Y3	0,9	12,0	660	61,0	0,65	1,8	2,0	$2,7 \cdot 10^{-2}$
4AC90LB8Y3	1,2	12,0	660	65,0	0,64	1,8	2,0	$3,45 \cdot 10^{-2}$
4AC100L8Y3	1,6	10,0	675	69,0	0,63	1,8	2,0	$5,2 \cdot 10^{-2}$
4AC112MA8Y3	2,2	10,5	670	68,0	0,65	1,8	2,0	$7,0 \cdot 10^{-2}$
4AC112MB8Y3	3,2	10,5	670	72,0	0,70	1,8	2,0	$9,6 \cdot 10^{-2}$
4AC132S8Y3	4,5	8,0	690	76,0	0,70	1,8	2,0	$17 \cdot 10^{-2}$
4AC132M8Y3	6,0	8,0	690	77,0	0,70	1,8	2,0	$23,2 \cdot 10^{-2}$
4AC160S8Y3	9,0	8,0	690	81,5	0,80	1,8	2,0	$55 \cdot 10^{-2}$
4AC160M8Y3	12,5	9,0	688	82,5	0,79	1,8	2,0	$72 \cdot 10^{-2}$
4AC180M8Y3	15,0	7,0	700	83,5	0,83	1,8	2,0	1,0
4AC200M8Y3	20,0	8,0	690	83,5	0,85	1,8	2,0	1,6
4AC225M8Y3	26,5	10,0	675	83,0	0,85	1,8	2,0	2,95
4AC250S8Y3	36,0	7,5	694	85,0	0,85	1,8	2,0	4,62

**Т а б л и ц а 1.8. Электродвигатели крановые серии МТКФ
с короткозамкнутым ротором частотой 50 Гц,
напряжением 220/380 и 500 В**

Тип электро- двигателя	Мощность на валу (кВт) при ПВ, %				Частота враще- ния, об/мин	К. п. д., %	Максималь- ный момент	Пусковой момент	Маховой мо- мент ротора, кг·м ²	Масса, кг
	15	25	40	60						
МТКФ011-6	2	1,7	1,4	1,2	780	56	42	42	0,08	47
					835	60				
					875	61,5				
					900	61				
МТКФ012-6	3,1	2,7	2,2	1,7	785	61,5	67	67	0,11	53
					835	65				
					880	67				
					915	65				
МТКФ111-6	4,5	4,1	3,5	2,8	825	67	105	104	0,18	70
					850	69				
					885	72				
					915	73				
МТКФ112-6	6,5	5,8	5	4	845	69,5	175	175	0,26	80
					870	71				
					895	74				
					920	74				
МТКФ211-6	10,5	9	7,5	6	800	68	220	210	0,44	110
					840	72,5				
					880	75,5				
					910	78				
МТКФ311-6	14	13	11	9	880	76	390	380	0,85	155
					895	76,5				
					910	77,5				
					930	77,5				

Продолжение табл. 1.8

Тип электродвигателя	Мощность на валу (кВт) при ПВ, %				Частота вращения, об/мин	К. п. д., %	Максимальный момент	Пусковой момент	Маховой момент ротора, кг·м²	Масса, кг
	15	25	40	60						
МТКФ312-6	19,5	17,5	15	12	900	79	600	590	1,2	195
					915	80				
					930	81				
					945	81				
МТКФ411-6	30	27	22	18	905	80	780	720	1,9	255
					915	81				
					935	82,5				
					950	82,5				
МТКФ412-6	40	36	30	25	910	81,5	1000	950	2,55	315
					920	82,5				
					935	83,5				
					950	81,5				
МТКФ311-8	10,5	9	7,5	6	660	73	330	320	1,1	155
					670	74				
					690	73,5				
					705	73,5				
МТКФ312-8	15	13	11	8,2	675	78	510	470	1,55	195
					690	78,5				
					700	78				
					710	76				
МТКФ411-8	22	18	15	13	660	76,5	670	650	2,15	255
					680	78,5				
					695	80				
					705	81				
МТКФ412-8	30	26	22	18	675	79	1000	950	3	315
					690	80				
					700	80,5				
					710	80				

**Т а б л и ц а 1.9. Электродвигатели металлургические серии МТКН
с короткозамкнутым ротором частотой 50 Гц,
напряжением 220/380, 240/415, 400 и 500 В**

Тип электро- двигателя	Мощность на валу (кВт) при ПВ, %				Частота враще- ния, об/мин	К. п. д., %	Максималь- ный момент	Пусковой момент	Маховой мо- мент ротора, кг·м ²	Масса, кг
	25	40	60	100						
	Н · м									
МТКН111-6	3,5	3	2,5	2	890	67,5	99	98	0,18	70
					910	68				
					930	68				
					945	65,5				
МТКН112-6		4,5	3,6	3	875	71	158	157	0,26	80
					900	71,5				
					925	72				
					940	71,5				
МТКН211-6	8,2	7,0	5,6	2	875	71,5	230	220	0,44	110
					895	73				
					920	74				
					940	73				
МТКН311-6	13	11	9	7	895	76,5	390	380	0,85	155
					910	77,5				
					930	77,5				
					945	75				
МТКН312-6	17,5	15	12	9	915	80	600	590	1,2	195
					930	81				
					945	81				
					960	80				
МТКН411-6	27	22	18	14	915	81	780	720	1,9	255
					935	82,5				
					950	82,5				
					960	81,5				

Продолжение табл. 1.9

Тип электро- двигателя	Мощность на валу (кВт) при ПВ, %				Частота враще- ния, об/мин	К. п. д., %	Максималь- ный момент	Пусковой момент	Маховой мо- мент ротора, кг·м²	Масса, кг
	25	40	60	100						
МТКН412-6	36	30	25	18	920	82,5	1000	950	2,55	315
					935	83,5				
					950	83				
					965	81,5				
МТКН311-8	9	7,5	6	4,5	670	74	330	320	1,1	155
					690	73,5				
					705	73,5				
					715	73				
МТКН312-8	13	11	8,2	6	690	78,5	510	470	1,55	195
					700	78				
					710	76				
					720	76,5				
МТКН411-8	18	15	13	10	680	78,5	670	650	2,15	255
					695	80				
					705	81				
					715	79,5				
МТКН412-8	26	22	18	13	690	80	1000	950	3,0	315
					700	80,5				
					710	80				
					720	77,5				
МТКН511-8	34	28	23	18	680	80	1150	1150	4,3	440
					695	83				
					705	84				
					715	84				
МТКН512-8	45	37	31	25	680	81	1500	1420	5,7	540
					695	83				
					705	84				
					715	85				

Крановые и металлургические электродвигатели обладают повышенной нагрузочной способностью, большими пусковыми моментами, малым временем разгона. Отношение пускового (максимального) крутящего момента к номинальному колеблется в пределах 2,3—3,2. Диапазон рабочей температуры окружаю-

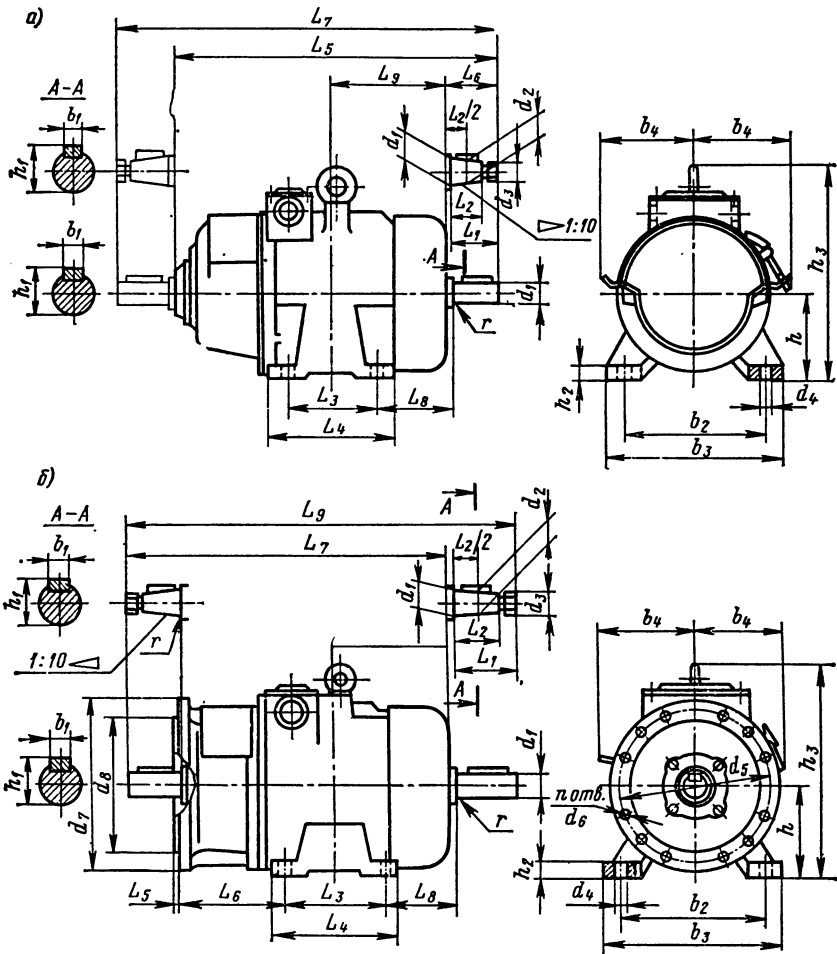


Рис. 1.4

щего воздуха для крановых электродвигателей от -45 до $+40$ °С, металлургических — от -45 до $+50$ °С.

Электродвигатели имеют синхронные частоты вращения 1000, 750 и 600 об/мин при работе от сети с частотой 50 Гц и соответственно 1200, 900 и 720 об/мин с частотой 60 Гц. Основные технические данные электродвигателей приведены в табл. 1.8, 1.9, 1.11, 1.12, основные размеры — в табл. 1.10, 1.13 (см. рис. 1.3 и 1.4).

Пример условного обозначения электродвигателя: МТКН311-8Т2. Первая цифра трехзначного числа после буквенного обозначения — условная величина

Т а б л и ц а 1.10. Основные размеры (мм)

Тип электродвигателя	b_1	b_2	b_3	b_4	d_1	d_2	d_3	d_4	h
<i>Исполнение на</i>									
МТКF011	8	180	230	118	28				112
МТКF012									
МТКF(H)111	10	220	290	134	35	—	—	19	132
МТКF(H)112									
МТКF(H)211	12	245	320	156,5	40			24	160
МТКF(H)311 МТКF(H)312	14	280	350	180	50				180
МТКF(H)411 МТКF(H)412	18	330	440	211	65	59,75	M42×3	28	225
МТКН511 МТКН512	20	380	500	236	70	64,75	M48×3	35	250
Тип электродвигателя	d_5		d_6	d_7		d_8		L_5	
<i>Фланцевое исполнение</i>									
МТК011 МТК012	255		14	280		215		12	
МТК(H)111 МТК(H)112	300		18	330		250		14	
МТК(H)211	300			350		250		14	
МТК(H)311 МТК(H)312	350		400		300		18		
МТКН511 МТКН512	400		450		350		22		
Примечания: 1. Размеры $b_1, b_2, b_3, d_1, d_2, d_3, d_4, h, h_1, h_2, h_3, L_{1\pm}$ число отверстий для электродвигателей МТК011+МТК(H)311 равно 4, для									

электродвигателей серии МТКФ и МТКН

h_1	h_2	h_3	L_1	L_2	L_3	L_4	L_5	L_6	L_7	L_8	L_9	r
<i>лапах (рис. 1.3, а)</i>												
31		302	60	—	150	200	415,5	132	485	64,5	202,5	5
38	20	342	80		190	240	450,5	127	520	64,5	217,5	
							484,5	140	574	86,5	228,5	
43		385			235	285	524,5	135	614	86,5	246	
53,5	23	444	110		243	306	586	150	706	118,5	263	
					260	320	637	155	748,5	118	277,5	
					320	380	712	170	823,5	118	322,5	
64,88	26	527	140	105	335	395	749	175	899	147	336	10
					420	480	824	165	974	147	368,5	
70,38	30	580			310	400	865	251	1015	150,5	396	
					390	480	965	271	1115	150,5	456	
L_6			L_7		L_8		L_9		L_{10}		L_{11}	

ние (рис. 1.3, б)

96	421 456	132 127	485 520	13	202,5 117,5
98	488 528	140 135	574 614	14	228,5 246
104	588	150	706	11	263
118	631 706	155 170	748,5 823,5	5	277,5 322,5
177	752 827	175 165	899 974	8	336 368,5
174	864 964	251 271	1015 1115	0	396 456

L_8, L_9, L_{10} и r такие же, как у электродвигателя с исполнением на лапах. 2. Количество остальных $n = 8$.

**Т а б л и ц а 1.11. Электродвигатели крановые серии МТФ
с фазовым ротором, частотой 50 Гц,
напряжением 220/380 и 500 В**

Тип электро- двигателя	Мощность на валу (кВт) при ПВ, %				Частота вра- щения, об/мин	К. п. д., %	Максимальный момент, Н·м	Маховой мо- мент ротора, кг·м²	Масса, кг
	15	25	40	60					
МТФ011-6	2	1,7	1,4	1,2	800	55	40	0,085	51
					850	60			
					885	61,5			
					910	60,5			
МТФ012-6	3,1	2,7	2,2	1,7	785	58	57	0,115	58
					840	62			
					890	64			
					920	64			
МТФ111-6	4,5	4,1	3,5	2,8	850	66	87	0,195	76
					870	68			
					895	70			
					920	72			
МТФ112-6	6,5	5,8	5	4	895	72	140	0,27	88
					915	74			
					930	75			
					950	74			
МТФ211-6	10,5	9	7,5	6	895	74	195	0,46	120
					915	77			
					930	77			
					945	78			
МТФ311-6	14	13	11	9	925	75,5	320	0,90	170
					935	77			
					945	79			
					960	77			

Продолжение табл. 1.11

Тип электро- двигателя	Мощность на валу (кВт) при ПВ, %				Частота вра- щения, об/мин	К. п. д., %	Максимальный момент, Н·м	Маховой мо- мент ротора, кг·м ²	Масса, кг
	15	25	40	60					
MTF312-6	19,5	17,5	15	12	945	80	480	1,25	210
					950	81			
					955	82			
					965	81			
MTF411-6	30	27	22	18	945	82	650	2,0	280
					955	83			
					965	83,5			
					970	83			
MTF412-6	40	36	30	25	960	84	950	2,7	345
					965	84,5			
					970	85,5			
					975	83,5			
MTF311-8	10,5	9	7,5	6	665	71	270	1,1	170
					680	72			
					695	73,0			
					710	72			
MTF312-8	15	13	11	8,2	680	75	430	1,55	210
					695	76,5			
					705	77			
					720	75,5			
MTF411-8	22	18	15	13	685	78	580	2,15	280
					700	80			
					710	81			
					715	81			
MTF412-8	30	26	22	18	705	81	900	3,0	345
					715	82			
					720	82			
					730	81			

**Т а б л и ц а 1.12. Электродвигатели металлургические серии МТН
с фазовым ротором частотой 50 Гц,
напряжением 220/380, 240/415, 400 и 500 В**

Тип электро- двигателя	Мощность на валу (кВт) при П.В. %				Частота вра- щения, об/мин	К. п. д., %	Максимальный момент, Н·м	Маховой мо- мент ротора, кг·м²	Масса, кг
	25	40	60	100					
МТН111-6	3,5	3	2,5	2	870	64	85	0,195	76
					895	65			
					920	65			
					940	63			
МТН112-6	5,3	4,5	3,6	3	885	69	120	0,27	88
					910	69			
					930	68			
					945	65			
МТН211-6	8,2	7	5,6	4,2	900	72	200	0,46	120
					920	73			
					940	72			
					955	69			
МТН311-6	13	11	9	7	925	76	320	0,90	170
					940	78			
					955	76			
					965	73			
МТН312-6	17,5	15	12	9	945	80	480	1,25	210
					950	81			
					960	80,5			
					965	76			
МТН411-6	27	22	18	14	950	82	650	2,0	280
					960	82,5			
					965	82			
					975	80,5			
МТН412-6	36	30	25	18	955	83,5	950	2,7	345
					965	84,5			
					970	84			
					980	82			
МТН311-8	9	7,5	6	4,5	675	70,5	270	1,1	170
					690	71,5			
					705	71			
					715	69,5			
МТН312-8	13	11	8,2	6	690	77	430	1,25	210
					700	78			
					715	78			
					725	74			

Продолжение табл. 1.12

Тип электродвигателя	Мощность на валу (кВт) при ПВ, %				Частота вращения, об/мин	К. п. д., %	Максимальный момент, Н·м	Маховой момент ротора, кг·м²	Масса, кг
	25	40	60	100					
МТН411-8	18	15	13	10	695 705 710 720	78 79 79 77,5	580	2,15	280
МТН412-8	26	22	18	13	710 715 725 730	80,5 80,5 80 78	900	3,0	345
МТН511-8	34	28	23	18	695 705 715 725	82 83 84 83	1020	4,3	470
МТН512-8	45	37	31	25	695 705 715 725	83 85 86 86	1400	5,7	570
МТН611-10	53	45	36	28	560 570 575 580	83 84 85 85	2360	17	900
МТН612-10	70	60	48	35	560 565 575 580	84 85 86 85	3200	21	1070
МТН613-10	90	75	60	40	570 575 580 585	87 88 88 87	4200	25	1240
МТН711-10	125	100	80	65	580 584 588 592	89,5 89,5 89,0 88,5	4650	41	1550
МТН712-10	155	125	100	80	580 585 590 593	88,5 90,3 89,0 88,5	5800	51	1700
МТН713-10	200	160	125	100	582 586 590 593	90,5 91,0 90,3 89,5	7450	60	1900

Т а б л и ц а 1.13. Основные размеры (мм) элек

Тип электро- двигателя	b_1	b_2	b_3	b_4	d_1	d_2	d_3	d_4	h	
<i>Исполнение на ла</i>										
MTF011	8	180	230	133	28	—	—	19	112	
MTF012									132	
MTF(H)111	10	220	290	137	35				24	160
MTF(H)112										180
MTF(H)211	12	245	320	158	40				225	28
MTF(H)311	14	280	350	176	50	59,75	M42×3	28	225	
MTF(H)312									250	
MTH511	20	380	500	212	70	64,75	M48×3	35	250	
MTH512									315	
MTH611	25	520	650	320	90	83,5	M64×4	42	315	
MTH612									400	
MTH613									400	
MTH711	32	640	790	383	110	101,75	M80×4	48	400	
MTH712									400	
MTH713									400	
Тип электро- двигателя	d_5		d_6		d_7		d_8			
<i>Фланцевое исполне</i>										
MT011	255		14		280		215			
MT012	300		18		330		250			
MT(H)111	350		18		350		300			
MT(H)112	400		18		400		300			
MT(H)211	400		18		450		350			
MT(H)311	400		18		450		350			
MT(H)312	400		18		450		350			
MT(H)411	400		18		450		350			
MT(H)412	400		18		450		350			
MTH511	400		18		450		350			
MTH512	400		18		450		350			

П р и м е ч а н и я; 1. Размеры $b_1, b_2, b_3, b_4, d_1, d_2, d_3, d_4, h, h_1, h_2, h_3, L_1, L_2$ стий для электродвигателей MTF011+MTF(H)311 равно 4, для остальных $n = 8$.

тройных двигателей серий МТФ и МТН

h_1	h_2	h_3	L_1	L_2	L_3	L_4	L_5	L_6	L_7	L_8	L_9	r
<i>пах (рис. 1.4, а)</i>												
31		302	60			150	200	515,5	132	585	64,5	202,5
								550,5	127	620		217,5
38	20	342	80			190	240	583,5	140	673	86,5	228,5
								623,5	135	713		246
43		385				235	285	623,5	135	713		246
						243	306	700,5	150	820	118,5	263
53,5	23	444	110			260	320	748	155	859,5	118	277,5
						320	380	823	170	934,5		322,5
64,88	26	527	140	105	335	395	877	175	1027	147	336	368,5
					420	480	952,5	165	1102			
70,38	30	580	140	105	310	400	1014	251	1164	150	396	456
					390	480	1114	271	1264			
90,75	50	770	170	130	345	446	1152	256	1335	189	409	
					445	546	1252	256	1435		459	
					540	640	1347	256	1530		507	
110,88	55	933	210	165	440	580	1423	323	1645	230	523	
					510	650	1493	323	1715		558	
					590	730	1573	323	1795		598	
L_3			L_4		L_7		L_8		L_9		L_{10}	

ние (рис. 1.4, б)

4		520	132	585	202,5
		555	127	620	217,5
	183	586	140	673	228,5
		626	135	713	246
	207	701	150	720	263
5	224	742	155	859,3	77,5
		817	170	934,5	322,5
	237	880	175	1027	336
		955	165	1102	368,5
	326	1014	251	1164	396
		1114	271	1264	456

L_3 и L_4 такие же, как у электродвигателя с исполнением на лапах. 2. Количество отвер-

внешнего диаметра пакета статора, вторая — порядковый номер серии, третья — условная длина пакета статора. Следующая цифра — число полюсов электродвигателя. Для работы в условиях тропиков вводится обозначение Т2, в условиях холодного климата — ХЛ2. Электродвигатели всех габаритов изготавливаются в закрытом обдуваемом исполнении, а с фазовым ротором 5—7-го габаритов, кроме того, — в защищенном исполнении с независимой вентиляцией.

1.4. МОТОР-РЕДУКТОРЫ

Электродвигатели, объединенные в одном компоновочном блоке с редуктором, называются мотор-редукторами. Выпускаются мотор-редукторы с горизонтально

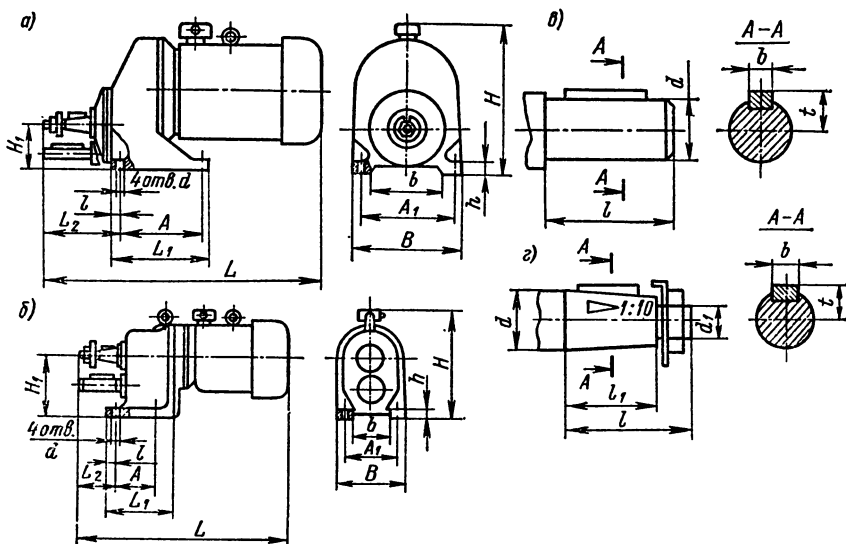


Рис. 1.5

расположенным тихоходным валом типов МЦ (редуктор цилиндрический одноступенчатый, крутящий момент на выходном валу 0,063—0,50 кН·м при частоте вращения 224—450 об/мин); МЦ2С (редуктор цилиндрический двухступенчатый соосный, крутящий момент на выходном валу 0,125—1,0 кН·м при частоте вращения 28—180 об/мин); МП (редуктор планетарный одноступенчатый зубчатый, крутящий момент на выходном валу 0,125—1,0 кН·м при частоте вращения 90—280 об/мин); МПз2 (редуктор планетарный двухступенчатый зубчатый, крутящий момент на выходном валу 0,125—4,0 кН·м при частоте вращения 18—90 об/мин); МВ (редуктор волновой зубчатый, крутящий момент на выходном валу 0,09—1,0 кН·м при частоте вращения 5,6—18 об/мин).

Мотор-редукторы предназначены для режима работы S1 от сети переменного тока с частотой 50 Гц при постоянной и переменной по величине (в пределах допускаемого крутящего момента) и направлению нагрузках и вращении выходного вала в любую сторону. Основное климатическое исполнение У (категория 3) и Т (категория 2).

Для мотор-редукторов основного исполнения применяются асинхронные трехфазные короткозамкнутые электродвигатели серии 4А ... РЗ или 4А ... УЗ. В качестве модификаций выпускаются мотор-редукторы в климатическом исполнении У (категория размещения 1); для среды с химически активными примесями и запыленностью — мотор-редукторы с электродвигателями серии 4А ... РЗ СУ1 (сельское хозяйство) и др.

Основные данные по мотор-редукторам МЦ, МЦ2С, МПз, МПз2 и МВз приведены в табл. 1.14, 1.16, 1.19, 1.21, 1.24. Основные размеры — в табл. 1.15, 1.17, 1.18, 1.20, 1.22, 1.23, 1.25 (рис. 1.5—1.7). Приведем примеры обозначения мотор-редукторов.

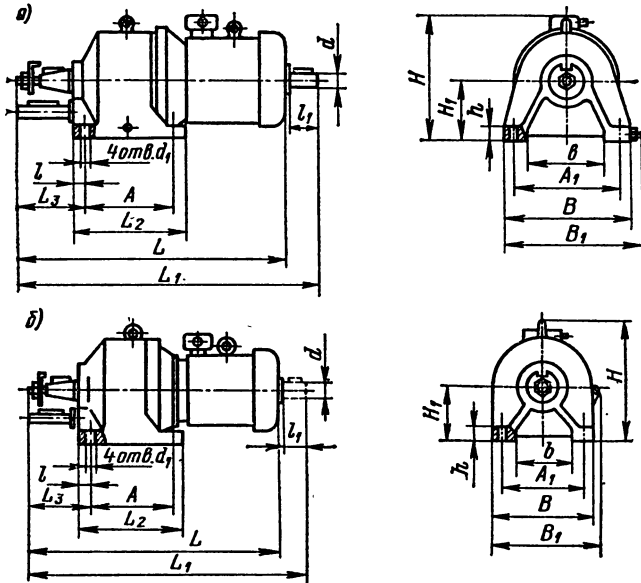


Рис. 1.6

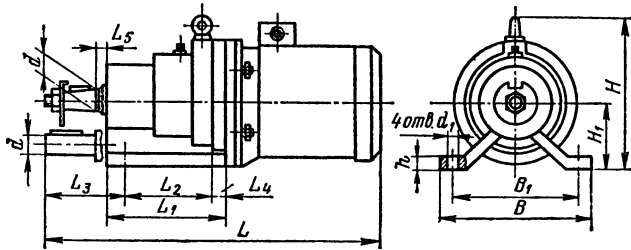


Рис. 1.7

1. МЦ-100-355 КУЗ ГОСТ 20754—75. Здесь: МЦ — тип мотор-редуктора; 100 — межосевое расстояние, мм; 355 — частота вращения выходного вала, об/мин; К — конический конец вала; У — климатическое исполнение; 3 — категория размещения.
2. МЦ2С-100-45-ЦТ2 ГОСТ 20721—75. Здесь: Ц — цилиндрический конец вала; Т — климатическое исполнение; 2 — категория размещения.
3. МПз-63-180-КУЗ ГОСТ 24355—75. Здесь 63 — радиус расположения осей сателлитов, мм.
4. МПз2-63-56 ЦТ2 ГОСТ 21356—75.
5. МВз-160-14-КУЗ. Здесь: М — мотор-редуктор; В — волновой; з — зубчатый; 160 — внутренний диаметр гибкого колеса (мм); 14 — частота вращения выходного вала, об/мин.

**Т а б л и ц а 1.14. Характеристики мотор-редукторов
цилиндрических одноступенчатых типа МЦ**

Типо-размер	Межосевое расстояние, мм	Крутящий момент на выходном валу, Н·м	Частота вращения, об/мин	Допускаемая радиальная нагрузка, Н	Электродвигатель			Масса, кг
					Тип	Мощность, кВт	Частота вращения, об/мин	
МЦ-63	63	65,7	224	1000	4A100L8P3	1,5	700	54
		53,0	280					
		56,0	355					
		63,7	450		4A100S4P3	3,0	1420	47
МЦ-80	80	124	224	1400	4A112MB8P3	3,0	700	78
		123	280					
		101	355					
		112	450		4A112M4P3	5,5	1450	
МЦ-100	100	232	224	2000	4A132M8P3	5,5	720	125
		264	280					
		210	355					
		230	450		4A132M4P3	11,0	1450	
МЦ-125	125	440	224	2800	4A160S6P3	11,0	970	185
		469	280					
		491	355					
		390	450		4A160M6P3	15,0		205
					4A160M4P3	18,5	1460	200

**Т а б л и ц а 1.15. Размеры (мм) мотор-редукторов
типа МЦ (рис. 1.5, а)**

Типо-размер	Частота вращения выходного вала, об/мин	L	L ₁	L ₂	A	A ₁	B	H	H ₁	b	l	h	d	d ₁
МЦ-63	224; 280;	505	185	90	150	180	215	306	80	120	15	16	22	12
	355													
	450	475												
МЦ-80	224; 280; 355; 450	565	205	105	165	230	275	370	100	190	18	22	28	15
МЦ-100	224; 280; 355; 450	675	255	128	200	250	305	426	112	200	20	25	35	19
МЦ-125	224	790	325	160	270	300	355	530	140	250	25	28	45	19
	280; 355; 450	830												

**Т а б л и ц а 1.16. Характеристики мотор-редукторов
двухступенчатых соосных типа МЦ2С**

Типо-размер	Крутящий момент на тихоходном валу, Н·м	Частота вращения, об/мин	Допускаемая радиальная нагрузка, кН	Электродвигатель			К. п. д.	Масса, кг
				Тип	Мощность, кВт	Частота вращения, об/мин		
МЦ2С-63	136; 109 121	38; 47 58	2,8	4A71B6P3 4A80A6P3	0,55 0,75	920	0,64 0,66	35 37
	102	69		4A71B4P3	0,75	1370	0,69	35
	117 133; 100	88 105; 141		4A80A4P3 4A80B4P3	1,1 1,5	1400	0,72 0,74	37 40
	115	178		4A80B2P3	2,2	2850	0,80	40
МЦ2С-80	248 271; 219 246	28,5 37; 47 57	4,0	4A90LA8P3 4A80B6P3 4A80B4P3	0,75 1,1 1,5	700 920 1400	0,65 0,71 0,74	55 50 50
	282; 234 250 267; 206	72; 87 111 139; 179		4A90L4P3 4A100S4P3 4A100L4P3	2,2 3,0 4,0	1420	0,77 0,79 0,81	55 63 70
МЦ2С-100	500 541; 442	28 38; 46,5	5,6	4A100L8P3 4A100L6P3	1,5 2,2	700 950	0,71 0,78	87
	490 526; 407	57 70; 92		4A100S4P3 4A100L4P3	3,0 4,0	1400	0,79 0,81	80 87
	444 490	118 143		4A112M4P3 4A112M2P3	5,5 7,5	1450 2900	0,82 0,84	105
МЦ2С-125	1010 1020; 814	27 37; 46	8,0	4A112MB8P3 4A112MB6P3	3,0 4,0	700 950	0,76 0,79	140
	926	56		4A112M4P3	5,5	1450	0,82	
	1010	70		4A132S4P3	7,5		0,84	160
	1130; 890	92; 117		4A132M4P3	11,0		0,84	175
	950 956	148 185		4A160S4P3 4A160M4P3	15,0 18,5	1460	0,85 0,86	215 235

**Т а б л и ц а 1.17. Размеры (мм) мотор-редукторов
типа МЦ2С (рис. 1.5, б)**

Типо- размер	Частота вращения выходного вала, об/мин	L	L ₁	L ₂	A	A ₁	B	H	H ₁	b	l	h	d
МЦ2С-63	38; 47; 69 58; 88; 105; 141; 180	485 506	160	48	110	150	185	270 280	140	110	15	16	12
МЦ2С-80	28,5; 72; 87 37; 47; 57 111 139; 179	575 550 590 620	175	75	115	180	225	320 310 310 355	170	130	22	18	15
МЦ2С-100	28; 38; 46,5 70; 92 57 118; 143	670 670 640 695	195	102	130	210	255	375 375 375 400	212	150	20	22	15
МЦ2С-125	28; 38; 46,5; 56 70 92; 117 148 185	740 765 815 870 910	235	105	160	280	355	455 480 480 530 530	265	230	25	28	19

**Т а б л и ц а 1.18. Размеры (мм) выходных концов валов
мотор-редукторов типов МЦ и МЦ2С (рис. 1.5, в, г)**

Типо- размер	Цилиндрический конец				Конический конец					
	d	l	b	t	d	d ₁	l	l ₁	b	t
МЦ-63	22	50	6	24,5	22	M12×1,25	50	36	4	11,60
МЦ-80	28	60	8	31	28	M16×1,5	60	45	5	14,95
МЦ-100	35	80	10	38	35	M20×1,5	80	58	6	18,55
МЦ-125	45	110	14	48,5	45	M30×2	110	82	12	23,45
МЦ2С-63	28	60	8	31	28	M16×1,5	60	45	5	14,95
МЦ2С-80	35	80	10	38	35	M20×1,5	80	58	6	18,55
МЦ2С-100	45	110	14	48,5	45	M30×2	110	82	12	23,45
МЦ2С-125	55	110	16	59	55	M36×3	110	82	14	28,95

Т а б л и ц а 1.19. Характеристики одноступенчатых планетарных мотор-редукторов типа МПз

Типо-размер	Радиус расположения осей сателлитов, мм	Крутящий момент на тихоходном валу, Н·м	Частота вращения, об/мин	Допускаемая радиальная нагрузка, кН	Электродвигатель			К. п. д.	Масса, кг
					Тип	Мощность, кВт	Частота вращения, об/мин		
МПз-31,5	32,35	120	119	1,4	4АХ90L6P3	1,5	940	0,72	39
		125	139		4АХ90L4P3	2,2	1420	0,72	38,5
		120	181		4АХ90L4P3	2,2	1420	0,72	38,5
		125	282		4А100S2P3	4,0	2880	0,86	51
МПз-40	40	235	120	2,0	4А112МА6P3	3,0	950	0,79	80
		250	149		4А100L4P3	4,0	1450	0,82	68
		250	184		4А100L4P3	5,5		0,83	86
		230	230		4А112М4P3	5,5		0,83	86
		240	299		4А112М2P3	7,5	2900	0,85	87
МПз-50	50	420	124	2,8	4А132S6P3	5,5	960	0,82	123
		500	143		4А132S4P3	7,5	1450	0,85	128
		500	187		4А132М4P3	11		0,85	143
		450	231		4А132М4P3	11		0,85	143
		МПз-63	63		1000	100	4,0	4А160S6P3	11
840	123			4А160S6P3	11	0,84		215	
940	151			4А160S4P3	15	1460		0,87	211
940	185			4А160М4P3	18,5			0,87	232

Т а б л и ц а 1.20. Размеры (мм) мотор-редукторов типа МПз (рис. 1.6, а)

Типо-размер	Частота вращения тихоходного вала, об/мин	L	L ₁	L ₂	L ₃	A	A ₁	B	B ₁	H	H ₁	l	l ₁	b	h	d	d ₁
МПз-31,5	280	565	630	175	130	130	205	245	260	275	100	20	60	156	18	28	19
	112—180	550	605														
МПз-40	112—280	665	765	215	110	170	260	305	320	315	112	20	80	210	22	42	19
	140	630	695														
МПз-50	180; 224	810	890	265	150	210	295	345	360	360	132	25	80	236	30	42	24
	112; 140	760	840														
МПз-63	180	940	1055	285	150	230	340	395	410	440	160	25	110	260	32	42	24
	90; 112; 140	900	1015														

Т а б л и ц а 1.21. Характеристики двухступенчатых планетарных редукторов типа МПз-2

Типо-размер	Радиус расположения осей сателлитов, мм	Крутящий момент на входном валу, Н·м	Частота вращения, об/мин	Допускаемая радиальная нагрузка, кН	Электродвигатель			К. п. д.	Масса, кг
					Тип	Мощность, кВт	Частота вращения, об/мин		
МПз2-31,5	32,35	125 106	17,2 21,6	2,8	4AX71B8P3	0,25	690	0,53	30,5
		120	28,7		4AX71A6P3	0,37	920	0,60	30,5
		125 120	34,2 42,8		4AX71A4P3	0,55	1370	0,68	30,5
		125 115	70,2 87,8		4AX71B2P3	1,1	2810	0,74	31,0
МПз2-40	40	250 220 240	17,6 23,1 29,0	4,0	4AX80B8P3	0,55	700	0,61	47,5
					4AX71B6P3	0,55	920	0,63	43,5
					4AX80A6P3	0,75	920	0,66	45,5
		250 230	35,3 44,1		4AX80A4P3	1,1	1400	0,72	45,5
		250	54,7		4AX80B4P3	1,5	1400	0,73	45,5
	250 227	71,8 89,6	4AX80B2P3	2,2	2850	0,80	45,8		
МПз-50	50	500	17,7	5,6	4AX90LB8P3	1,1	700	0,67	75
		500 470	23,8 29,5		4AX90L6P3	1,5	940	0,72	73
		500 460	35,9 44,9		4AX90L4P3	2,2	1420	0,77	72,5
		490 500 500	56,5 73,0 92,6		4A100S4P3 4A100S2P3 4A100L2P3	3,0 4,0 5,5	1420 2880 2880	0,79 0,84 0,85	85 85 93

Продолжение табл. 1.31

Типо-размер	Радиус расположения осей сателлитов, мм	Крутящий момент на тихоходном валу, Н·м	Частота вращения, об/мин	Допускаемая радиальная нагрузка, кН	Электродвигатель			К. п. д.	Масса, кг
					Тип	Мощность, кВт	Частота вращения, об/мин		
МПз-63	63	1000 910	17,9 22,5	8,0	4A112MA8P3	2,2	700	0,75	132
		910 980 1000	30,5 37,7 46,6		4A112MA6P3 4A112MB6P3 4A112M4P3	3,0 4,0 5,5	950 950 1450	0,78 0,79 0,83	133 137 139
		880 940	57,5 74,0		4A112M2P3	7,5	2900	0,85	140
МПз-80	80	2000	18,0	11,0	4A132S8P3	4,0	720	0,78	212
		2000 1670	24,0 30,5		4A132S6P3	5,0	960	0,81	212
		1920	36,0		4A132S4P3	7,5	1450	0,84	216
		2000 1800	46,0 57,0		4A132M4P3	11,0	1450	0,84	231
МПз2-100	100	3820 4000	18,2 24,2	16,0	4A160S8P3 4A160S6P3	7,5 11,0	730 970	0,83 0,84	380
		4000 3630	31,2 38,2		4A160M6P3	15,0	970	0,84	402
		3650 3520	47,0 58,0		4A160M4P3 4A180S4P3	18,5 22,0	1460 1470	0,86	397 424

Т а б л и ц а 1.22. Размеры (мм) мотгор-редукторов МПз2 (рис. 1.6, а, б)

Типо-размер	Частота вращения тихоходного вала, об/мин	L	L ₁	L ₂	L ₃	A	A ₁	B	B ₁	H	H ₁	l	l ₁	b	h	d	d ₁
МПз2-31,5	18—90	515	560	175	90	130	155	195	220	225	100	20	40	106	18	19	19
	18 22,4 28; 35,5; 45	570	625	215	110	170	180	225	245	285	112	20	50 40 50	130	22	22	19
МПз2-40	56; 71; 90	590	645										50			22	
	18—45 56; 71 90	700 715 745	755 770 800	265	150	210	220	270	285	330	132	25	50 60 60	160	30	24 28 28	24
МПз2-63	18—71	785	885	285	150	230	260	330	345	385	160	25	80	195	32	42	24
МПз2-80	18—35,5 45; 56	1000 1045	1080 1125	400	185	335	335	405	415	460	200	30	80	249	40	42	28
МПз2-100	18; 22,4 28; 35,5; 45 56	1215 1255 1255	1335 1375 1375	500	215	420	420	500	515	570	250	37,5	110	330	40	42 42 48	35

Т а б л и ц а 1.23. Размеры (мм) концов валов мотор-редукторов МПз и МПз2 (рис. 1.5, в, з)

Типо-размер	Цилиндрический конец				Конический конец					
	<i>d</i>	<i>l</i>	<i>b</i>	<i>t</i>	<i>d</i>	<i>d₁</i>	<i>l</i>	<i>l₁</i>	<i>b</i>	<i>t</i>
МПз-31,5 МПз2-31,5	28	60	8	31	28	M16×1,5	60	42	5	14,95
МПз-40 МПз2-40	35	80	10	38	35	M20×1,5	80	58	6	18,55
МПз-50 МПз2-50	45	110	14	48,5	45	M30×2	110	82	12	23,45
МПз-63 МПз2-63	55	110	16	59	55	M36×3	110	82	14	28,95
МПз2-80 МПз2-100	70 90	140 170	20 25	74,5 95	70 90	M48×3 M64×4	140 170	105 130	18 22	36,38 46,75

Т а б л и ц а 1.24. Характеристики волновых мотор-редукторов типа МВз

Типо-размер	Крутящий момент на тихоходном валу, Н·м	Частота вращения, об/мин	Допускаемая радиальная нагрузка, кН	Электродвигатель			К. п. д.	Масса, кг
				Тип	Мощность, кВт	Частота вращения, об/мин		
МВз-80	140	7,2	3,0	4А63А4У3	0,25	1500	0,61	15,2
	125	9,1					0,59	
	112	11,6					0,57	
	100	14,5					0,55	
	90	18,0					0,53	
МВз-160	1000	5,6	9,0	4АХ80В4У3	1,5	1500	0,69	74,0
	1000	7,2					0,67	
	1000	9,1					0,65	
	900	11,6					0,62	
	800	14,5					0,60	
	710	18,0					0,58	

Т а б л и ц а 1.25. Размеры (мм) мотор-редукторов типа МВз (рис. 1.7)

Типо-размер	<i>L</i>	<i>L₁</i>	<i>L₂</i>	<i>L₃</i>	<i>L₄</i>	<i>L₅</i>	<i>B</i>	<i>B₁</i>	<i>H</i>	<i>H₁</i>	<i>d</i>	<i>d₁</i>	<i>h</i>
МВз-80	420	155	125	85	15	10	190	160	200	80	28	13	15
МВз-160	692	260	210	145	25	10	270	224	285	125	55	19	25

Примечание. Размеры цилиндрических и конических концов валов диаметром 28 и 55 мм даны в табл. 1.23 по рис. 1.5, в, з.

КИНЕМАТИЧЕСКИЕ СХЕМЫ ПРИВОДОВ

2.1. ОБЩИЕ ТРЕБОВАНИЯ К КИНЕМАТИЧЕСКИМ СХЕМАМ

Выбор и обоснование кинематических схем является первым этапом проектирования передачи. Кинематическая схема строится в зависимости от назначения и условий работы машины. Передачи, устанавливаемые между двигателем и рабочей машиной (рабочий орган), призваны исполнять целый ряд функций, главными из которых являются:

- 1) понижение или повышение скорости на рабочем органе;
- 2) повышение или понижение крутящего момента;
- 3) изменение траектории или характера движения;
- 4) изменение направления движения (реверсирование);
- 5) изменение плоскости движения;
- 6) суммирование или разделение движений и моментов от нескольких двигателей;
- 7) регулирование скорости;
- 8) предохранение деталей и сборочных единиц машины от поломок при перегрузках.

Выбор кинематической схемы во многом зависит от двигателя, используемого для привода, и требований, предъявляемых к рабочей машине (характер и траектория движения, скорость, крутящий момент и т. д.). Двигатели в зависимости от формы траектории движения его ведущего органа могут быть с вращательным и возвратно-поступательным движением. Рабочие органы по форме траектории разделяются на вращательные, возвратно-поступательные, с качательным и сложным движениями, а по характеру движения — с монотонным, разнообразным и циклическим движениями.

В машинах с монотонным движением рабочего органа скорость постоянно и длительное время направлена в одну сторону. Двигатель в таких машинах непосредственно соединен с рабочим органом или между ними устанавливается какая-либо передача (зубчатая, цепная, ременная и т. д.). Примерами таких машин могут служить вентиляторы, транспортеры и т. д.

Машины с разнообразным движением имеют переменный силовой и скоростной режимы, которые изменяются вручную или автоматически. В таких машинах между двигателем и рабочим органом должна быть установлена управляемая передача (коробка скоростей, вариатор и т. д.). Примерами машин с разнообразным движением служат транспортные машины, станки и т. д. Машины, относящиеся к этой группе, характеризуются тем, что движение их рабочего органа происходит по установленному циклу, определяемому условиями работы машины или характером технологического процесса. По такому принципу работают многие автоматы, механизм газораспределения ДВС и т. д. В кинематические схемы таких машин обычно включаются механизмы, позволяющие задавать и регулировать работу машины, кулачковые, кулисные механизмы, механизмы мальтийского креста, рычажные механизмы и т. д.

Изменение скорости движения и момента от двигателя к рабочему органу определяется передаточным числом i , которое и является одним из основных параметров передачи. Передаточные числа для всех возможных сочетаний движений двигателя и рабочего органа определяются по формулам, приведенным в табл. 2.1.

Если скорость рабочего органа постоянна (монотонное движение), то передаточное число также постоянно. В целом ряде машин в процессе работы скорость рабочего органа может меняться (разнообразное и циклическое движение); в этом случае и передаточное число будет переменным. Оно может меняться плавно или ступенчато (при изменении режима работы машины), сохраняясь постоянным длительное время при работе машины в заданном режиме; в последнем случае отношение наибольшей скорости рабочего органа к наименьшей называется диапазоном регулирования. Иногда в специальных машинах скорость рабочего органа должна меняться от максимума до минимума за один

Т а б л и ц а 2.1. Определение передаточного числа

Скорость		Расчетная формула
двигателя	рабочего органа	
n_d	n_p	$u = n_d/n_p$
n_d	v_p	$u = \frac{n_d t}{6 \cdot 10^4 v_p}$ — для винтовых передач; $u = \frac{n_d D_d}{1,9 \cdot 10^4 v_p}$
v_d	n_p	$u = 1,9 \cdot 10^4 \frac{v_d}{n_p D_p}$
v_d	v_p	$u = v_d/v_p$

Примечание. В формулах приняты следующие обозначения; n_d и n_p — соответственно частота вращения двигателя и рабочего органа, об/мин; v_d и v_p — окружная или линейная скорость ведущего звена двигателя или рабочего органа, м/с; D_p и D_d — диаметр звена или диаметр траектории движения звена, преобразующего поступательное движение во вращательное на рабочем органе или двигателе, мм; t — ход резьбы винта, $t = iP$; i — число заходов резьбы; P — шаг резьбы, мм.

оборот вала, в этом случае передаточное число будет переменным за оборот. Таким образом, выбор передач производится в зависимости от предъявляемых к ним требований, передаточного числа, передаваемой мощности и предполагаемого относительного расположения узлов. Для этого прежде всего устанавливается (если это не задано) характер движения рабочего органа, его ориентировочные размеры и расположение.

Требования, предъявляемые к приводу, могут быть выполнены с использованием различных вариантов передач и их кинематических схем. Задача конструктора состоит в разработке и выборе оптимальных передач на основании оценки их по критериям сравнения.

2.2. РАЗРАБОТКА КИНЕМАТИЧЕСКИХ СХЕМ

Разработка кинематической схемы обычно осуществляется на основе расчетной схемы передачи. Расчетная схема может быть выполнена в виде блок-схемы, на которой условно в виде прямоугольников представляются элементы передачи, выполняющие требуемые функции, и кинематические связи. Так, например, вадан механизм, в котором рабочий орган, совершающий вращательное движение, должен изменять направление вращения и иметь две скорости. Составление блок-схемы начинается с двигателя, далее идет реверс, имеющий кинематическую связь с двигателем (рис. 2.1). За реверсом располагается коробка скоростей и далее рабочий орган. Для снижения частоты вращения и повышения крутящего момента, а также выполнения других функций, не приведенных в задании, в блок-схеме обязательно должна быть передача.

При выборе типа двигателя учитываются условия работы машины, ее значение и возможность наилучшего использования мощности двигателя. При составлении кинематической схемы в большинстве случаев еще не известен характер изменения

нагрузки и поэтому при выборе двигателя невозможно согласовать его работу с работой рабочего органа. В связи с этим на данном этапе проектирования машины для обеспечения перечисленных требований выбор типа двигателя производится на основании данных о предполагаемых условиях, режиме и технологическом процессе работы машины. После этого рабочая характеристика двигателя согласовывается с рабочей характеристикой машины [32].



Рис. 2.1

В зависимости от вида нагрузки на рабочий орган мощность определяется по одной из формул:

$$N_d = k_\eta N_p; \quad (2.1)$$

$$N_d = k_\eta \frac{M_p n_p}{9,55 \cdot 10^3}; \quad (2.2)$$

$$N_d = 10^{-3} k_\eta P_p v_p, \quad (2.3)$$

где N_p — мощность рабочего органа, кВт; M_p — крутящий момент на рабочем органе, Н·м; n_p — частота вращения, об/мин; P_p — силовая нагрузка на рабочий орган, Н; v_p — скорость рабочего органа, м/с; k_η — коэффициент, учитывающий потери в передаче, его значение в зависимости от n_p равно:

	< 10	$10-50$	> 50	Винтовая передача
n_p				—
k_η	1,2—2,0	1,2—1,1	1,1—1,05	2,5—3,0

По найденной мощности из каталогов подбираются двигатели, причем, если двигатель допускает перегрузку, а работает в повторно-кратковременном режиме, то можно выбрать двигатель с номинальной мощностью меньше расчетной. Если же двигатель не допускает перегрузок или работает в непрерывном или близком к нему режиме, то мощность двигателя должна быть равна расчетной или быть больше нее.

При составлении кинематической схемы необходимо знать размеры и характер движения рабочего органа, которые определяются на основании существующих норм технологического процесса работы машины и прочностных расчетов [32]. После того как проделаны все предварительные расчеты и получены необходимые сведения, приступают к составлению кинематической схемы.

Рекомендуемые виды передач для различных сочетаний движений приводного двигателя и рабочего органа приведены в табл. 2.2.

Наибольшее распространение в современных машинах получили передачи, осуществляющие вращательное движение, составление кинематических схем для которых будет рассмотрено дальше. При необходимости проектирования передач, осуществляющих другие виды движения, можно рекомендовать литературу [3, 15, 32].

Предварительно необходимо установить один или несколько вариантов возможного взаимного расположения двигателя и рабочего органа в пространстве. По табл. 2.3 в зависимости от требуемого передаточного числа, относительного расположения передачи в пространстве и специальных требований подбираются один или несколько вариантов передачи. Процесс выбора передачи лучше оформлять по форме 1. При выборе передач функции, предусмотренные для отдельных блоков блок-схемы, можно сочетать в одном агрегате или узле: например, коробку ско-

Т а б л и ц а 2.2. Вид передачи

Движение рабочего органа или ведомого звена		Вращательное				Поступательное или качательное			
		Монотонное непрерывное с одной скоростью	Переменное по скорости в зависимости от требуемого режима	Прерывистое или переменное в течение одного оборота	Возвратно-поступательное	Возвратно-качательное	Возвратно-поступательное в конце пути	Возвратно-качательное с остановами в конце пути	
Вращательное	Зубчатая; червячная; цепная; ременная; фрикционная; рычажная	Зубчатая; цепная; ременная; фрикционная (с плавным или ступенчатым регулированием скорости)	Зубчатая с некруглыми колесами; рычажная; обгонный механизм; мальтийский механизм	Рычажная; кулачковая; винтовая; клиновая; зубчатая (реечная); барабанный полиспастный механизм	Рычажная; кулачковая	Кулачковая	Кулачковая; кулисная		
Поступательное	Рычажная; винтовая (при ограниченном движении); зубчатая (реечная)	Рычажная; кулисная	Рычажная; обгонный и мальтийский механизм	Рычажная	Кулачковая; зубчатая (реечная)	Рычажная; кулачковая	Рычажная; кулачковая		

Т а б л и ц а 2.3. Параметры и характе

Вид передачи	Передаточное число при числе ступеней			Передаваемая мощность, кВт	Максимально допустимая окружная скорость, м/с	К. п. д. в одной ступени	Межцентровое расстояние, м	Положение валов	Регулирование скорости	Плавность и бесшумность работы	Постоянство передаточного числа													
	1	2	3																					
Зубчатая: цилиндрическая	До 6—10*	До 30	До 400	До 40 000—50 000	От 0,5 * до 150	0,93 *—0,98	Определяется размерами передач	Пр	Ступенчатое	—	+													
	кони- ческая	До 5	До 20									—	0,88 *—0,92	Ск	—	+								
	коническо- цилиндри- ческая	—	До 30									До 180					—	Ск	—	+				
	планетар- ная 2К—Н	До 15	До 60									До 400									До 150	0,93—0,98	Пр	—
	планетар- ная 3К	До 100	—				—		До 100			0,70—0,92												
Червячная	До 70	—	—	До 60	40	0,4—0,8	Пс	—		+	+													
Цепная	До 8	—	—	120	30	0,92—0,96	До 8	Пр		Ст	—		+											
Плоско- ременная	До 6	—	—	50	25	0,94—0,95	До 15	Лю- бое		Ст, Пл	+		—											
							До 10	Пр		Пл	+		—											
Фрик- ционная	До 7	—	—	20	25	0,85—0,95	По размеру передачи	Пр, Ск	Пл	+	—													

Примечания: 1. Знак* указывает, что данные численные значения относительные сокращения; Пр — параллельные; Ск — скрещивающиеся; Пс — пересекающиеся; габариты, масса и стоимость определяются по отношению к одноступенчатой от

ристики основных типов передач

Предохранение от поломок при перегрузках	Самосторможение	Относительный габарит G_o			Относительная масса G_o			Относительная стоимость $C_{то}$		
		при числе ступеней								
		1	2	3	1	2	3	1	2	3
—	—	1,0	1,6— 1,5	2,2— 1,7	1,0	0,85	0,80	1,0	0,55— 0,7	0,2— 0,8
—	—	2,0	—	—	1,2—1,0	—	—	1,7— 2,2	—	—
—	—	—	2,8— 3,2	2,5— 2,9	—	0,82	0,8— 0,75	—	1,8— 1,0	1,3— 0,97
—	—	0,7— 1,0	—	—	0,93— 0,73	—	—	1,50— 1,05	—	—
—	—	0,7— 1,0	—	—	0,67— 0,72	—	—	1,7— 0,9	—	—
—	+	1,0— 1,6	—	—	1,04	—	—	1,55— 1,40	—	—
—	—	1,0— 1,6	—	—	0,25	—	—	0,35— 0,20	—	—
+	—	10—20	—	—	0,3—0,4	—	—	0,17— 0,15	—	—
+	—	5—4	—	—	0,4—0,5	—	—	0,3— 0,2	—	—
+	—	1,5— 2,0	—	—	1,5	—	—	0,8	—	—

сятся к открытым передачам. 2. Для обозначения положения валов приняты следующие обозначения: Ст — ступенчатое; Пл — плавное. 3. Относительные значения даны для крытой зубчатой передачи.

Форма 1. Составление вариантов кинематических схем

№ вариантов	Входные параметры		Требуемые параметры				Вид передачи											
	N, кВт	n, об/мин	Ориентировочная окружная скорость, м/с	Передаточное число (общее)	Расположение передач в пространстве	Специальные требования (регулирование скорости, бесшумность, защита от перегрузки и т. д.)	Зубчатая											
							цилиндрическая	коническая	коническо-цилиндрическая	планетарная	Червячная	Цепная	Глоскоремная	Клиноременная	Фрикционная			
1																		
2																		
3																		
...																		

ростей и реверс, реверс и передачу и т. д. Окружную скорость желательно ориентировочно определять для случая, если сразу за высокооборотным двигателем ($n > 1000$ об/мин) предполагается установить передачу с ограниченной окружной скоростью (цепная, ременная, фрикционная, червячная). После установления основных требований производится подбор подходящих для механизма передач и распределения между ними общего передаточного числа. Если требуется изменение скорости рабочего органа, то при составлении формы нужно установить, какой передачей и в каких пределах будет изменяться передаточное число. В форме также должно быть отражено требование приведения в движение рабочего органа от нескольких двигателей или от одного двигателя нескольких механизмов (групповой привод).

2.3. АНАЛИЗ КИНЕМАТИЧЕСКИХ СХЕМ

Сведенные в форму варианты кинематических схем могут отличаться друг от друга типом, мощностью, массой и стоимостью двигателей, к. п. д.; массой, стоимостью и габаритами передач. Прежде чем производить оценку вариантов для выбора из них оптимального определяют общий к. п. д. и мощность двигателей. Коэффициент полезного действия механизма может определяться на основе укрупненных норм для отдельных видов передач из табл. 2.3. К. п. д. отдельных элементов передач приведены ниже:

Подшипники качения	0,99—0,995
Подшипники скольжения	0,93—0,9955
Муфты:	
с промежуточным передаточным элементом	0,97—0,99
шарнирные	0,97—0,99
зубчатые	0,99
упругие втулочно-пальцевые	0,99—0,995
фрикционные	0,85—0,95
Блоки:	
на подшипниках качения	0,98
на подшипниках скольжения	0,96
Вариаторы	0,92—0,95

Т а б л и ц а 2.4. Формулы для определения расчетной мощности приводного двигателя

Расположение передач в механизме	Заданные параметры на рабочем органе	Мощность, кВт
Последовательное	N_p (кВт) M_p (Н·м), n_p (об/мин) P_p (Н), v_p (м/с)	$N_1 = N_p \eta_M^{-1}$; $N_1 = M_p n_p / (9,55 \cdot 10^3 \eta_M)$; $N_1 = P_p v_p / (10^3 \eta_M)$
Параллельное: от одного двигателя приводится в движение несколько рабочих ор- ганов	N_{p1}, N_{p2}, N_{pn} (кВт) M_{p1}, M_{p2}, M_{pn} (Н·м) n_{p1}, n_{p2}, n_{pn} (об/мин) P_{p1}, P_{p2}, P_{pn} (Н) v_{p1}, v_{p2}, v_{pn} (м/с)	$N_1 = \frac{N_{p1} + N_{p2} + \dots + N_{pn}}{\eta_M}$ $N_1 = \frac{1}{9,55 \cdot 10^3 \eta_M} (M_{p1} n_{p1} + M_{p2} n_{p2} + \dots + M_{pn} n_{pn})$ $N_1 = \frac{1}{10^3 \eta_M} (P_{p1} v_{p1} + P_{p2} v_{p2} + \dots + P_{pn} v_{pn})$
от нескольких двигате- лей приводится в дви- жение один рабочий орган	N_p (кВт) M_p (Н·м), n_p (об/мин) P_p (Н), v_p (м/с)	$N_1 + N_2 + \dots + N_n = N_p / \eta_M$ $N_1 + N_2 + \dots + N_n = M_p n_p / (9,55 \cdot 10^3 \eta_M)$ $N_1 + N_2 + \dots + N_n = P_p v_p / (10^3 \eta_M)$

Форма 2. Определение коэффициентов качества

Варианты кинематических схем	3						2						1					
	шш		шд		шш		шш		шд		шш		шш		шд		шш	
	шш	шд	шш	шд	шш	шд	шш	шд	шш	шд	шш	шд	шш	шд	шш	шд	шш	шд
	шш	шд	шш	шд	шш	шд	шш	шд	шш	шд	шш	шд	шш	шд	шш	шд	шш	шд
	шш	шд	шш	шд	шш	шд	шш	шд	шш	шд	шш	шд	шш	шд	шш	шд	шш	шд
	шш	шд	шш	шд	шш	шд	шш	шд	шш	шд	шш	шд	шш	шд	шш	шд	шш	шд
	шш	шд	шш	шд	шш	шд	шш	шд	шш	шд	шш	шд	шш	шд	шш	шд	шш	шд
	шш	шд	шш	шд	шш	шд	шш	шд	шш	шд	шш	шд	шш	шд	шш	шд	шш	шд
	шш	шд	шш	шд	шш	шд	шш	шд	шш	шд	шш	шд	шш	шд	шш	шд	шш	шд
	шш	шд	шш	шд	шш	шд	шш	шд	шш	шд	шш	шд	шш	шд	шш	шд	шш	шд
	шш	шд	шш	шд	шш	шд	шш	шд	шш	шд	шш	шд	шш	шд	шш	шд	шш	шд
	Передачи, принятые в вариантах																	
Частичные значения коэффициентов для передач:																		
1.																		
2.																		
3.																		
Произведения коэффициентов																		
$k_{нач}$																		

При последовательном расположении отдельных передач

$$\eta_m = \eta_1 \eta_2 \dots \eta_n; \quad (2.4)$$

при параллельном расположении отдельных передач, если от данного двигателя приводится в движение несколько рабочих органов,

$$\eta_m = \frac{N_{p1} + N_{p2} + \dots + N_{pn}}{\frac{N_{p1}}{\eta_1} + \frac{N_{p2}}{\eta_2} + \dots + \frac{N_{pn}}{\eta_n}}; \quad (2.5)$$

при параллельном расположении отдельных передач, если несколько двигателей приводят в движение один рабочий орган,

$$\eta_m = \frac{N_1 \eta_1 + N_2 \eta_2 + \dots + N_n \eta_n}{N_1 + N_2 + \dots + N_n}. \quad (2.6)$$

В формулах (2.4) — (2.6) η_1, η_2, η_n — к. п. д. отдельных передач, входящих в механизм; N_{p1}, N_{p2}, N_{pn} — мощности на рабочих органах; N_1, N_2, N_n — расчетные мощности двигателей, кВт.

Кроме рассмотренных случаев в практике встречается комбинированный способ расположения рабочих органов; в этом случае используется сочетание из приведенных выше формул.

После определения общего к. п. д. уточняется требуемая мощность двигателя по формулам, приведенным в табл. 2.4.

В многоскоростных передачах при приводе рабочего органа от одного двигателя мощность его определяется по максимальной скорости рабочего органа. Если в машине или механизме для передачи движения от ведущего к ведомому звену может быть использован лишь один редуктор или одна одноступенчатая передача любого

типа (например, ременная, цепная и т. д.), то возможные варианты сопоставляются между собой по коэффициенту качества

$$k_{\text{кач}} = \frac{G_0 G_o C_{\text{то}} G_d C_{\text{мд}}}{\eta_{\text{м}}}, \quad (2.7)$$

где G_0 — относительный габарит передачи; G_o и G_d — относительная масса передачи и двигателя; $C_{\text{то}}$ и $C_{\text{мд}}$ — относительные стоимости передачи и двигателя.

Коэффициенты G_0 , G_o , $C_{\text{то}}$ выбираются по табл. 2.3 для принятых вариантов передач или их сочетаний. Если по какой-либо передаче сведения в таблице отсутствуют, то их влияние на качество механизма оценивается по аналогии с существующими механизмами или близкими им по конструкции. Коэффициенты G_d и $C_{\text{мд}}$ учитывают влияние массы и стоимости двигателей. Для наиболее легких и дешевых двигателей их значение принимается равным единице, для других двигателей оно принимается равным соотношению между массой и стоимостью рассматриваемого двигателя и наиболее легкого и дешевого двигателя.

В том случае, если общее передаточное число проектируемой передачи достаточно велико и не удастся использовать редуктор или одноступенчатую передачу, необходимо разработать (с учетом общих технико-эксплуатационных требований) несколько вариантов кинематических схем с использованием многоступенчатых передач. Общее передаточное число должно быть распределено между отдельными передачами в соответствии с данными табл. 2.3. Далее для каждого варианта необходимо определить коэффициент качества, используя зависимость (2.7). При этом значения коэффициентов G_0 , G_o , $C_{\text{то}}$, G_d и $C_{\text{мд}}$ определяются как произведения частных значений соответствующих коэффициентов, например $G_0 = G'_0 G''_0 \dots G^n_0$ и т. д., где G'_0 , $G''_0 \dots G^n_0$ — значения коэффициентов относительных габаритов передачи для отдельных типов передач, входящих в кинематическую схему данного варианта. Аналогично определяется величина остальных коэффициентов (G_o , $C_{\text{то}}$, G_d и $C_{\text{мд}}$).

Расчет коэффициента качества целесообразно вести по форме 2. Наилучшими считаются передачи с меньшим значением $k_{\text{кач}}$.

Из рассмотренных вариантов передач для дальнейшего анализа выбираются два-три лучших.

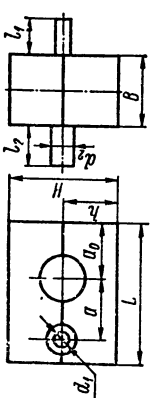
Однако кинематические схемы, имеющие меньшие значения $k_{\text{кач}}$, могут иметь громоздкую и неудовлетворительную для эксплуатации и ремонта компоновку. Поэтому для окончательного установления варианта, подлежащего дальнейшей разработке, по принятым вариантам кинематических схем необходимо составить компоновочные схемы с учетом взаимного расположения сборочных единиц, их габаритных размеров и формы.

Глава 3

КОМПОНОВОЧНЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ЗУБЧАТЫХ И ЧЕРВЯЧНЫХ ПЕРЕДАЧ И РЕДУКТОРОВ

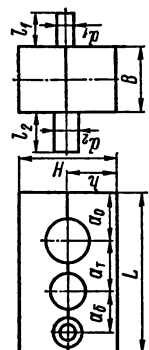
В табл. 3.1—3.9 приведены компоновочные характеристики зубчатых и червячных редукторов. Приведенные в таблицах параметры справедливы для редукторов с чугунными корпусами и стальными зубчатыми колесами при твердости рабочих поверхностей $HV < 350$. При более высокой твердости габаритные размеры и масса будут иметь меньшие значения. На величину компоновочных характеристик варианты расположения ведущего и ведомого валов влияния не оказывают. Если из условий компоновки значения габаритного объема $V = LBH$ (длина, ширина, высота) получились иные, отличные от табличных, то

Т а б л и ц а 3.1. Компоночные размеры, масса G , стоимость C_m и объем V одноступенчатых цилиндрических редукторов с $u \leq 6$



Крутящий момент на тихоходном валу M_n , Н·м	мм											G , кг	C_m , руб.	$V = LBH$, м ³
	a	L	B	H	a_0	h	d_1	l_1	d_2	l_2				
150	100	340	190	220	140	112	25	48	30	53	30	30	46	0,014
490	150	440	230	313	185	160	30	53	45	68	67	58	58	0,033
1 200	200	565	285	410	235	212	45	78	65	83	120	81	81	0,066
2 300	250	690	344	505	285	265	55	98	85	103	230	130	130	0,120
4 000	300	820	375	600	340	315	65	108	95	123	320	235	235	0,183
6 300	350	935	425	705	385	375	75	133	105	138	520	290	290	0,280
9 500	400	1060	468	800	435	425	85	148	120	158	760	340	340	0,400
13 400	450	1170	505	895	480	475	95	168	150	178	940	520	520	0,530
17 200	500	1295	530	1000	530	530	105	178	150	178	1170	660	660	0,690
30 000	600	1538	615	1190	630	630	120	188	170	198	1950	1220	1220	1,130
41 500	700	1770	717	1360	720	710	140	198	200	238	3250	1620	1620	1,720

Таблица 3.2. Компоночные размеры, масса G , стоимость C_m и объем V двухступенчатых цилиндрических редукторов с μ от 8 до 40



Крутящий момент на тихоходном валу M_T , Н·м	Межцентровое расстояние		L	B	H	a_0	h	d_1	l_1	d_2	l_2	G , кг	C_m , руб.	$V = LBH$, м ³
	общее	a_T												
140	175	100	75	235	215	140	112	20	43	30	53	45	46	0,020
470	250	150	100	285	310	185	160	25	48	45	68	85	55	0,046
1 060	350	200	150	365	407	235	212	30	53	65	83	160	100	0,104
2 130	400	250	150	405	505	285	265	30	53	85	103	250	110	0,163
3 780	500	300	200	455	600	340	315	45	78	95	123	380	210	0,268
6 000	600	350	250	540	705	385	375	55	98	105	138	640	255	0,438
8 900	650	400	250	575	800	435	425	55	98	120	158	885	320	0,575
12 800	750	450	300	630	895	480	475	65	108	150	178	1170	415	0,805
17 500	850	500	350	670	1000	530	530	75	133	150	178	1545	620	1,070
29 400	1000	600	400	760	1190	630	630	85	148	170	198	2850	880	1,700
46 600	1150	700	450	890	1360	720	710	95	168	200	238	3870	1380	2,580

Т а б л и ц а 3.3. Компонентные размеры, масса G , стоимость $C_{мг}$ и объем V трехступенчатых цилиндрических горизонтальных редукторов с $и$ от 40 до 200

Крутящий момент на тихоходном валу M_T , Н·м	Межцентровое расстояние				L	B	H	a_0	h	d_1	l_1	d_2	l_2	G , кг	$C_{мг}$, руб.	$V = L \cdot B \cdot H$, м ³
	об-щие		a_{Π}	a_0												
	a_T	a_0														
2 000	500	250	150	100	880	400	505	285	265	25	48	85	103	265	50	0,178
3 500	650	300	200	150	1110	455	600	340	315	30	53	95	123	410	155	0,303
5 560	750	350	250	150	1260	535	705	385	375	30	53	105	138	645	240	0,475
8 350	800	400	250	150	1365	570	800	435	425	30	53	120	158	865	415	0,623
11 800	950	450	300	200	1575	630	895	480	475	45	78	150	178	1165	560	0,890
16 000	1100	500	350	250	1795	670	1000	530	530	55	98	150	178	1590	870	1,200
28 000	1250	600	400	250	2055	764	1192	630	630	55	98	170	198	2840	1300	1,870
44 500	1450	700	450	300	2380	889	1360	720	710	65	108	200	238	4100	2520	2,880

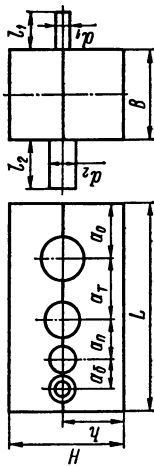
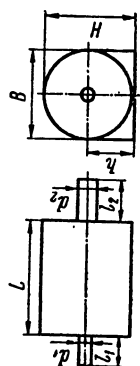
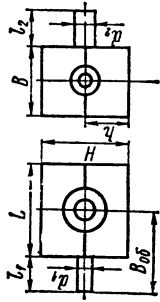


Таблица 3.5. Компоночные размеры, масса G , стоимость C_m и объем V планетарных редукторов с u от 4,5 до 10 и от 23 до 260



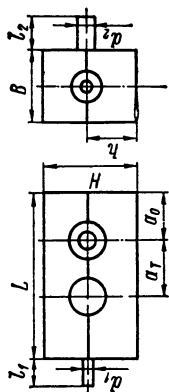
Крутящий момент на входном валу $M_{вх}$, Н·м	L	B	H	h	d_1	l_1	d_2	l_3	G, кг	C_m , руб.	$V = LBH$, м³
	мм										
$u = 4,5 \div 10$											
130	340	215	230	125	18	40	32	80	28	100	0,017
440	430	295	318	170	28	60	48	110	70	85	0,041
1 000	540	400	425	225	32	80	70	140	140	130	0,092
2 000	580	510	520	265	48	110	80	170	250	230	0,154
3 500	680	580	605	315	70	140	95	170	380	270	0,249
5 000	740	650	680	355	70	140	110	210	560	300	0,528
$u = 23 \div 260$											
400	505	300	360	160	22	40	40	80	70	85	0,055
1 430	620	460	490	225	28	45	65	140	180	162	0,140
2 440	810	600	670	315	38	60	80	170	230	210	0,326
8 100	1015	740	850	400	55	85	110	210	760	537	0,640
14 000	1110	850	960	450	55	85	130	250	1200	820	0,905

Т а б л и ц а 3.6. Компоночные размеры, масса G , стоимость C_m и объем V одноступенчатых конических редукторов с и до 6



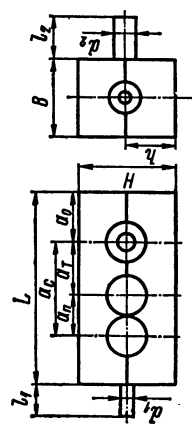
Крутящий момент на входном валу $M_{в}$, Н·м	мм											G , кг	C_m , руб.	$V = \frac{L \cdot H}{N^3}$
	L	B	H	$B_{об}$	B	h	d_1	l_1	d_2	l_2	$l_р$			
70	340	288	240	280	220	140	25	45	25	45	45	45	61	0,023
217	415	328	335	340	260	200	35	60	35	60	60	60	105	0,045
584	520	400	425	395	325	250	35	60	50	85	85	85	190	0,089
1220	600	420	530	465	355	315	45	85	60	108	108	108	300	0,154
1670	695	488	570	530	400	335	50	85	70	108	108	108	420	0,194
2340	750	488	640	560	420	375	50	85	80	135	135	135	520	0,236
3260	820	563	690	620	470	400	60	108	90	135	135	135	610	0,317
4200	900	580	760	670	510	425	70	108	100	170	170	170	820	0,400
5800	975	630	820	700	540	450	70	108	100	170	170	170	1000	0,504

Т а б л и ц а 3.7. Компоночные размеры, масса G , стоимость C_m и объем V двухступенчатых коническо-цилиндрических редукторов с α от 6 до 30



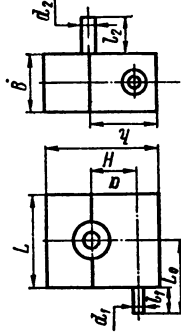
Крутящий момент на тихоходном валу M_T , Н·м	мм											G , кг	C_m , руб.	$V = \frac{LBH}{M^3}$
	a_T	L	B	H	a_0	h	a_1	d_1	d_2	d_3	l_2			
680	200	815	317	435	240	225	40	85	45	88	190	230	0,112	
1380	250	1085	400	515	295	265	50	85	55	108	400	310	0,224	
2000	300	1190	470	607	350	315	50	85	70	138	490	360	0,340	
4900	400	1595	545	800	455	415	60	108	90	176	1010	770	0,695	
8900	500	1950	650	977	555	500	90	135	110	216	1770	1100	1,236	

Т а б л и ц а 3.8. Компоночные размеры, масса G , стоимость C_m и объем V трехступенчатых коническо-цилиндрических редукторов с и от 28 до 180



Крутящий момент на входном валу M_T , Н·м	мм												G , кг	C_m , руб.	$V = LBH$, м ³
	a_c	a_n	a_t	L	B	H	a_0	h	d_1	l_1	d_2	l_2			
2 200	500	200	300	1200	362	600	400	315	40	110	70	138	435	364	0,258
7 400	750	300	450	1870	570	895	525	465	50	110	90	176	1270	900	0,955
18 200	1000	400	600	2340	710	1156	645	600	60	130	130	255	2650	1750	1,920
40 000	1300	500	800	3000	865	1512	820	770	90	160	190	350	5330	3250	3,920

Т а б л и ц а 3.9. Компонентные размеры, масса G , стоимость C_m и объем V одноступенчатых червячных редукторов с i от 6 до 40



Крутящий момент на тихоходном валу M_T , Н·м	a	L	B	H	L ₀	h	d ₁	l ₁	d ₂	l ₂	G, кг	C _m , руб.	V = $\frac{L \cdot B \cdot H}{10^3}$, м ³
177	100	260	180	352	193	200	25	60	30	80	38	58	0,016
253	120	310	230	422	203	245	30	25	45	78	62	60	0,030
1 250	180	415	320	583	285	340	45	78	60	108	177	142	0,053
5 900	300	840	440	870	482	495	60	110	90	170	574	440	0,320
13 500	420	1140	630	1170	648	680	90	140	140	200	1573	1250	0,840

масса и стоимость редукторов могут быть определены по следующим приближенным зависимостям:

для одноступенчатых цилиндрических

$$G \approx 1800V \text{ кг, } C_m \approx 930V + 25 \text{ руб.};$$

для двухступенчатых цилиндрических

$$G \approx 1520V \text{ кг, } C_m \approx 524V + 32 \text{ руб.};$$

для трехступенчатых горизонтальных

$$G \approx 1450V \text{ кг, } C_m \approx 810V - 100 \text{ руб.};$$

для трехступенчатых вертикальных

$$G \approx 1610V + 45 \text{ кг, } C_m \approx 1500V + 25 \text{ руб.};$$

для планетарных при $u = 4,5 \div 10$

$$G \approx 1240V^{0,9} \text{ кг, } C_m \approx \frac{1,05}{V^{0,9}} + 825V^{0,9} + 24 \text{ руб.};$$

для планетарных при $u = 23 \div 260$

$$G \approx 1300V - 10 \text{ кг, } C_m \approx 785V + 37 \text{ руб.};$$

для конических одноступенчатых

$$G \approx 1600V + 6 \text{ кг, } C_m \approx 1800V + 20 \text{ руб.};$$

для конических двухступенчатых

$$G \approx 1476V + 5 \text{ кг, } C_m \approx 830V + 120 \text{ руб.};$$

для коническо-цилиндрических трехступенчатых

$$G \approx 1360V + 10 \text{ кг, } C_m \approx 840V + 122 \text{ руб.};$$

для червячных одноступенчатых

$$G \approx 1865V \text{ кг, } C_m \approx 1460V + 21 \text{ руб.}$$

Компоновочные размеры, масса и стоимость открытых цилиндрических передач определяются по следующим формулам.

Размеры шестерни назначаются из условия прочности передачи на изгиб: диаметр $d \approx 3,8 \sqrt{M_1}$ мм, ширина $b \approx 2,82 \sqrt{M_1}$ мм, где M_1 — крутящий момент на шестерне, Н·м. Формулы справедливы при следующих допущениях:

Твердость материала HV	≤ 250
Окружная скорость v , м/с	≤ 1
Степень точности	9
Коэффициент ширины шестерни	0,8
Расположение опор	Несимметричное
Число зубьев шестерни	17

Т а б л и ц а 3.10. Масса и стоимость зубчатых колес в зависимости от технологии их изготовления

Параметр передачи	Насадные шестерни	Кованые колеса	Литые колеса		Насадные венцы	
			с крестообразными спицами	с двойными дисками	с внешним зацеплением	с внутренним зацеплением
Масса, кг	$2,5 \cdot 10^{-2} M_1$	$0,00125V - 7$	$2,2V - 71$	$4,1V - 600$	$6,1 (d_{вн}^2 - d_2^2) b \cdot 10^{-3}$	$6,1 (d_{вн}^2 - d_2^2) b \cdot 10^{-3}$
Стоимость, руб.	$3,3 \cdot 10^{-2} M_1$	$0,00162V - 9$	$2,9V - 92$	$5,2V - 780$	$8 (d_{вн}^2 - d_2^2) b \cdot 10^{-3}$	$8 (d_{вн}^2 - d_2^2) b \cdot 10^{-3}$

При определении размеров колес возможны два случая.

1. Размеры колес определяются при компоновке в зависимости от размеров сопряженных с ними деталей.

При этом диаметр колеса d_2 определяется так: для внешнего зацепления $d_2 = d_n + (50 \div 100)$ мм; для внутреннего $d_2 = d_{вн} - (50 \div 100)$ мм. Зная диаметры шестерни и колеса, можно найти передаточное число передачи $u = d_2/d_1$; ширина колеса $b_2 = b_1$, где d_n и $d_{вн}$ — наружный или внутренний диаметр детали, на которую насаживается зубчатое колесо.

2. Задано передаточное число передачи u , тогда

$$d_2 = d_1 u; \quad b_2 = b_1.$$

Масса и стоимость зубчатых колес определяются по табл. 3.10 в зависимости от их габаритного объема: $V = 10^{-2} b d$ см.

Диаметры валов для открытых передач могут быть определены по формуле

$$d_v = (5 - 6) \sqrt[3]{M} \text{ мм},$$

где

M — крутящий момент на валу, Н·м.

Массу вала ориентировочно можно определить так:

$$G_v \approx 6,1 d_v^2 l \cdot 10^{-3} \text{ кг.}$$

Стоимость вала учтена в стоимости зубчатых колес. Общая масса передачи складывается из массы шестерни, колеса, валов и опор.

Аналогично определяется и стоимость передачи.

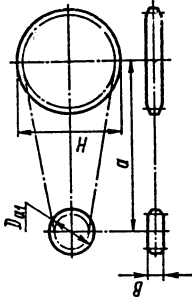
КОМПОНОВОЧНЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ПЕРЕДАЧ С ГИБКОЙ СВЯЗЬЮ, МУФТ И ОПОР ВАЛОВ

В данной главе приведены нагрузочные, массовые, экономические и габаритные параметры различных передач и их элементов, необходимые для составления компоновочных схем приводов машин. Указанные данные по цепным, клиноременным и плоскоремненным передачам, а также вариаторам, муфтам и опорам валов содержатся в табл. 4.1—4.8.

Т а б л и ц а 4.1. Компоновочные размеры, маховой момент, масса G и стоимость C_m втулочно-пальцевых соединительных муфт

Передаваемый крутящий момент, Н·м	d_B , мм	d_1 max, об/мин	L	D	d_1	GD^2 , кг·м ²	G , кг	C_m , руб.
			мм					
32	18	6 300	84	90	30	0,005	1,6	4
55	22	5 600	104	100	40	0,008	2,2	5
130	28	4 700	125	120	52	0,025	4,6	6
240	36	4 000	165	140	70	0,055	7,3	8
450	45	3 350	226	170	80	0,155	13	10
700	55	3 000	226	190	100	0,254	17	14
1100	60	2 650	286	220	120	0,520	28	18
2000	70	2 240	288	250	135	0,960	38	23

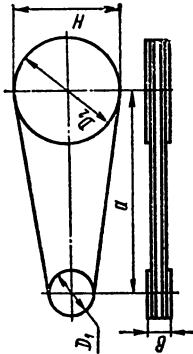
Таблица 4.2. Компонентные размеры цепных передач с $z \leq 6$



Крутящий момент на тихоходном валу M_T (Н·м) при числе рядов цепи		Максимальная частота вращения быстрогоходного вала n_1 макс, об/мин		Шаг цепи t	Диаметр D_{a1} при $z_1 = 16$	Межцентровое расстояние a		Ширина передачи B при числе рядов цепи					
		1	2			3	4	мини-мальное	максимальное	1	2	3	4
11,5	—	—	4100	8 000	44	240	640	12	—	—	—	—	—
34,8	—	—	4100	9,525	53	290	760	17	—	—	—	—	—
67,0	114	167	2650	12,700	70	380	1000	18	35	49	—	—	—
132	223	330	1900	15,875	88	476	1270	20	40	57	—	—	—
325	525	770	1450	19,050	105	570	1520	30	53	76	102	130	130
846	1 440	2 120	950	25,400	140	760	2000	39	68	97	130	158	158
1570	2 680	3 900	690	31,750	176	950	2500	46	82	118	148	197	197
3600	6 100	8 900	515	38,100	211	1140	3000	57	102	148	189	212	212
4180	7 100	10 500	410	44,450	246	1335	3600	61	110	159	189	212	212
7350	12 500	18 400	335	50,800	281	1520	4000	72	131	189	212	212	212

Примечания: 1. Данные приведены для спокойной нагрузки, горизонтального положения передачи, периодической смазки, относительной работы и межцентрового расстояния $a = 50t$. 2. Размеры передачи по высоте: $H = Da2 = uDa1$. 3. Условный объем передачи $V = LBH$ или $V = 6,4 \cdot 10^{-6} M_2 + 4,8 \cdot 10^{-8} M_2^2$, где M_2 — момент на тихоходном валу, Н·м. 4. Масса и стоимость передачи в зависимости от условного объема V определяются по формулам: $G = 423V + 1,46$ кг; $C_m = 88V^{0,36}$ руб.

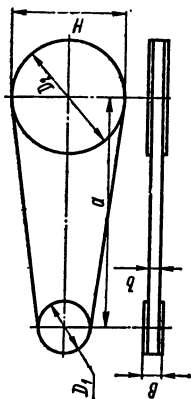
Т а б л и ц а 4.3. Компоночные размеры клиноремennых передач при $u \leq 6$



Крутящий момент на быстроходном валу M_B (Н·м) при числе ремней								Ширина передачи B (мм) при числе ремней									
								Тип ремня	n , тах./мин.	Минимальный диаметр шкива, мм							
1	2	3	4	5	6	7	1				2	3	4	5	6	7	
3,7	7,4	11,1	14,8	18,5	22	26	А	3400	90	20	36	52	68	84	100	116	
9,3	18,6	28,0	37,3	46,5	56	65	Б	2300	125	25	45	65	85	105	125	145	
27,5	55,0	82,5	110,0	137,0	165	193	В	1430	200	34	60	86	112	138	164	190	
90,0	180,0	270,0	360,0	450,0	540	630	Г	910	315	48	86	123	161	198	236	273	

П р и м е ч а н и я: 1. Данные приведены для спокойной нагрузки, горизонтального положения, угла охвата $\alpha \geq 120^\circ$, скорости $v \leq 15$ м/с; ремень кордтаневый; шкивы — литые, чугуновые; ведущий — дисковый, ведомый — с эллиптическими спицами.
 2. Размеры передачи по высоте: $H = D_2 + uD_1$. 3. Межцентровое расстояние принимается в пределах $0,57(D_2 + D_1) \leq a \leq 2(D_2 + D_1)$. 4. Условный объем передачи: $V = LBH$, м³. 5. Масса и стоимость передачи для кордтаневого ремня в зависимости от условного объема V определяются по формулам: $G = 675V + 20$ кг; $C_m = 200V + 12$ руб.

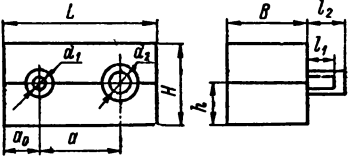
Таблица 4.4. Компоновочные размеры ременных передач с плоским ремнем при $\alpha \leq 6$



Крутящий момент на быстроходном валу M_6 (Н·м) при ширине ремня (мм)											n_{\max} , об/мин	Число прокладок в ремне	Минимальный диаметр малого шкива, мм										
20	25	30	40	45	50	60	70	75	80	85				90	100	125	150	200	250	300	400	450	500
5,2	7,2	9,5	14,7	17,4	—	—	—	—	76	83	91	106	—	—	—	—	—	—	—	—	1500	2	125
9,5	13,3	17,5	26,9	32,2	37,5	49,4	62	69	111	118	140	165	228	300	460	650	850	—	—	—	1060	3	180
14,7	20,5	26,9	42,0	49,4	57,7	76,0	96	106	163	179	195	228	318	463	649	905	1190	1820	2180	2560	760	4	250
20,5	28,7	37,5	57,6	69,3	81,0	106	134	148	214	234	257	300	418	552	850	1190	1565	2400	2870	3500	1060	5	320
—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	1490	1965	3040	3620	4240	530	6	360
—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	1780	2400	3700	4430	5170	640	7	450
—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	6160	8	500	
—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	340	9	560

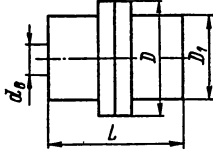
Примечания: 1. В таблице приведены данные для спокойной нагрузки, горизонтального положения передачи, угла охвата $\alpha \geq 120^\circ$, скорости $n \leq 10$ м/с; прорезиненного ремня типа А с прокладками из бельтинг Б-820 и литых чугуных шкивов. 2. Размеры передач по высоте: $H = D_2 = \alpha D_1$, по ширине $B = 1,1b + (5-10)$ мм, где b — ширина ремня. 3. Минимальное межцентровое расстояние: $a_{\min} = 2(D_1 + D_2)$. 4. Условный объем передачи; $V = LBH$ м³. 5. Масса и стоимость передачи; $G = 384V + 22$ кг; $C_m = 12V + 7$ руб.

Т а б л и ц а 4.5. Компоночные размеры, масса G , стоимость C_m и объем V ременных вариантов с диапазоном регулирования 2—4



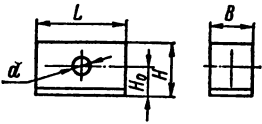
Крутящий момент на тихоходном валу M_T , Н·м	a	L	B	H	a_0	h	d_1	l_1	d_2	l_2	G , кг	C_m , руб.	$V = LBH$, м ³
	мм												
18,5	200	450	428	438	140	160	18	32	30	53	50	90	0,085
42,0	260	550	443	612	170	190	18	32	30	53	105	160	0,149
81,5	290	620	625	578	165	300	18	32	30	53	125	180	0,224
74,0	330	800	666	376	285	200	25	48	30	53	132	170	0,201
164,0	340	730	584	670	195	340	30	53	45	68	206	230	0,286

Т а б л и ц а 4.6. Компоночные размеры, маховой момент, масса G и стоимость C_m зубчатых соединительных муфт



Передаваемый крутящий момент, Н·м	Диаметр вала d_B , мм	a_1 max, об/мин	L	D	D_1	GD^2 , кг·м ²	G , кг	C_m , руб.
			мм					
710	40	6300	115	170	110	0,12	10,2	—
1 400	50	5000	145	185	125	0,21	14,3	—
3 150	60	4000	175	220	150	0,42	24	—
5 600	75	3350	215	250	175	0,85	38	—
8 000	90	2800	240	290	200	1,80	57	72
11 800	105	2500	260	320	230	2,80	80	—
19 000	120	2120	290	350	260	4,60	110	95
23 600	140	1900	330	380	290	8,30	163	106
30 000	160	1700	340	430	330	14,20	187	—
50 000	180	1400	370	490	390	28,00	262	148
71 000	220	1250	410	545	445	55,00	382	—
100 000	250	1120	485	590	490	85,00	550	340

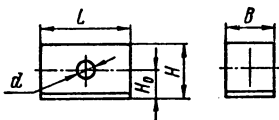
Т а б л и ц а 4.7. Опоры валов с подшипниками качения.
Компоновочные размеры и масса G



Корпуса неразъемные						Корпуса разъемные					
d	L	B	H	H_2	G , кг	d	L	B	H	H_0	G , кг
мм						мм					
17	115	57	70	36	1,04	50	235	93	158	80	7,9
20	125	60	76	40	1,16	55	245	98	180	92	11,3
25	145	62	90	48	1,74	60	260	110	190	98	14,2
30	160	66	100	52	2,32	65	290	115	200	102	15,8
35	175	70	113	58	3,10	70	330	116	215	110	20,0
40	190	80	130	68	4,33	75	335	120	230	120	22,8
45	210	87	140	72	5,40	80	335	127	240	125	25,2
50	225	93	158	80	6,80	85	350	132	250	130	28,0
55	245	98	180	92	9,80	90	350	140	260	135	31,1
60	260	110	190	98	12,60	95	360	140	270	140	34,0
65	285	114	200	102	13,60	100	390	156	293	150	45,1
70	305	116	215	110	18,00	105	405	158	310	160	52,1
75	320	120	230	120	20,50	110	415	166	330	170	65,1
80	320	217	240	125	22,00	120	470	172	355	180	76,5
85	350	132	250	130	24,70	130	470	185	375	190	88,8
90	345	140	260	135	27,40	140	480	200	400	200	110,3
95	360	140	270	140	31,00	150	500	212	425	210	129,0
100	370	156	293	150	41,00	160	520	225	445	220	145,0
						170	595	230	480	240	173,0
						180	590	230	505	250	204,0
						190	605	236	530	260	240,0

Примечание. Значение C_m для неразъемных корпусов: $C_m = G - 2,1 \cdot 10^{-4} G^2$ руб., для разъемных: $C_m = 1,5G - 3,2 \cdot 10^{-4} G^2$ руб

Т а б л и ц а 4.8. Опоры валов с подшипниками скольжения, компоновочные размеры и масса



Корпуса неразъемные						Корпуса разъемные					
d	L	B	H	H ₀	G, кг	d	L	B	H	H ₀	G, кг
мм						мм					
10	80	20	40	20	0,20	25	140	34	67	32	0,68
16	85	24	45	22	0,27	30	140	34	67	32	0,68
20	105	30	58	28	0,56	36	165	42	85	42	1,32
25	125	38	68	34	0,82	40	170	50	89	45	1,80
30	160	48	84	42	1,68	45	175	55	94	45	1,83
36	160	55	84	45	2,27	50	200	60	104	50	2,75
40	165	60	88	50	3,45	55	210	65	115	55	3,74
45	185	70	98	55	3,57	60	230	70	125	60	4,37
50	185	75	98	55	4,45	65	240	75	135	65	4,96
55	195	80	108	60	6,37	70	250	80	140	70	6,77
60	225	90	120	70	8,26	75	260	85	145	75	8,15
70	245	100	138	80	9,66	80	290	95	160	80	10,20
80	255	100	155	85	12,50	90	300	105	170	85	12,30
90	285	120	165	95	15,10	100	340	115	185	90	18,40
100	305	120	185	100	20,00	110	350	125	190	95	18,40
110	315	140	195	120	20,14	125	370	145	205	105	23,00
125	380	150	235	120	29,60	130	380	150	210	110	27,10
130	380	150	235	120	31,10	140	390	160	230	120	32,20
140	400	170	245	125	37,30	150	400	170	245	125	36,60
						160	430	180	250	130	43,30

Примечание. Значение C_m для неразъемных корпусов; $C_m = G - 2,1 \cdot 10^{-4} G^2$ руб., для разъемных — $C_m = 1,6G - 3,4 \cdot 10^{-4} G^2$ руб.

Глава 5

ГИДРАВЛИЧЕСКИЙ ПРИВОД

5.1. ГИДРОДВИГАТЕЛИ

Гидродвигатели являются машинами с неограниченным ходом, преобразующими энергию потока жидкости в механическую энергию вращательного движения выходного вала: при этом величина поворота выходного вала конструктивно не ограничивается. Гидродвигатели с неограниченным ходом часто называют гидромоторами в отличие от гидродвигателей с ограниченным ходом, которые называются гидроцилиндрами. Гидромоторы предназначены для осуществления вращательного движения исполнительных органов различных гидрофицированных машин и механизмов.

Гидромоторы могут быть низкомоментными и высокомоментными. Низкомоментные гидромоторы являются быстроходными двигателями и характеризуются малым значением отношения крутящего момента M к частоте вращения n $M/n = 0,001 \div 1 \text{ Н}\cdot\text{м}/(\text{об}/\text{мин})$.

Высокомоментные гидромоторы являются тихоходными двигателями и имеют большое значение отношения крутящего момента к частоте вращения, которое может достигать 20 000. Различают гидромоторы шестеренные, лопастные, аксиально-поршневые и радиально-поршневые. Наибольшее распространение получили радиально-поршневые и лопастные гидромоторы. Сравнительные характеристики гидродвигателей приведены в табл. 5.1.

Т а б л и ц а 5.1. Сравнительные характеристики гидродвигателей

Тип	Рабочее давление, МПа	Объемный к. п. д.	К. п. д.	Крутящий момент, кН м	Масса на единицу мощности, кг/кВт
Шестеренный	1000	0,9	0,75	0,05— 0,07	0,5—0,7
Пластинчатый	500—	0,75—	0,5—	0,02—	2—6
	1000	0,97	0,91	18,0	
Аксиально-поршневой	500—	0,95—	0,8	0,04—	4—7
	1600	0,98		1,17	
Радиально-поршневой	1000—	0,91—	0,8—	0,24—	4—34
	1600	0,98	0,94	35,7	

Потребляемая (подводимая) мощность (кВт) для всех типов гидродвигателей может быть определена по формуле

$$N_{\text{п}} = pQ/60, \quad (5.1)$$

где p — давление в системе, МПа; Q — расход жидкости, л/мин.

Эффективная (отдаваемая) мощность (кВт)

$$N_{\text{эф}} = M_n/9,55 \cdot 10^3. \quad (5.2)$$

Потребный расход жидкости при работе под нагрузкой

$$Q = 10^{-3} q n / \eta_0, \quad (5.3)$$

где q — потребный расход за один оборот гидродвигателя, см³/об; η_0 — объемный к. п. д.

Необходимо учитывать, что при работе вблизи нижнего предела n значения η_0 снижаются. Крутящий момент M_1 на выходном валу двигателя пропорционален давлению в гидросистеме p_1 и номинальному крутящему моменту M_H

$$M_1 = M_H (p_1/p_H), \quad (5.4)$$

где p_H — номинальное давление.

Практически эта пропорциональность нарушается, так как эффективный к. п. д. зависит от нагрузки (особенно при невысоких скоростях вращения). С увеличением нагрузки скорость вращения тихоходного вала уменьшается, что характеризуется коэффициентом C , изменяющимся по зависимости, близкой к линейной, и равным

$$C = \frac{n_0 - n}{n_0} 100\%, \quad (5.5)$$

где n_0 и n — соответственно частота вращения выходного вала в режиме холостого хода и под нагрузкой, об/мин.

Так, например, для лопастных гидродвигателей значение C изменяется в пределах 8—40 %; для аксиально-поршневых гидродвигателей при работе на любых скоростях $C = 2 \div 5$ %.

Время реверса у гидродвигателей от наибольшей частоты вращения до наименьшей может быть определено по формуле

$$t_{\text{рев}} = \frac{0,209 (J + J_{\text{пр}})}{M}, \quad (5.6)$$

где J — момент инерции гидродвигателя, кг·м²; $J_{\text{пр}}$ — приведенный момент инерции вращающихся масс, связанных с валом гидродвигателя, кг·м²; M — крутящий момент, Н·м.

Шестеренные реверсивные гидромоторы-насосы типа МНШ (табл. 5.2) обратимые и могут работать в режиме насоса.

Аксиально-поршневые гидромоторы типа Г15-2... Н (табл. 5.3) обладают компактностью и высоким к. п. д., однако требуют тщательной очистки рабочей жидкости, так как чрезвычайно чувствительны к ее загрязнению. Скорость и

Т а б л и ц а 5.2. Характеристики шестеренных гидромоторов-насосов типа МНШ

Параметры	МНШ-32		МНШ-46	
	в режиме гидромотора	в режиме насоса	в режиме гидромотора	в режиме насоса
Удельный расход, см ³ /об	32,57		47,37	
Крутящий момент, кН·м	0,0475	—	0,069	—
Частота вращения, об/мин	300—1600	1100—1600	300—1600	1100—1600
Эффективная мощность, кВт	9,5		14,0	
Масса, кг	6,4		7,2	

Примечание. Здесь рабочее давление для гидромоторов-насосов составляет 10 МПа, объемный к. п. д. — 0,9

Т а б л и ц а 5.3. Характеристики аксиально-поршневых гидромоторов типа Г15-2... Н

Параметры	Г15-21Н	Г15-22Н	Г15-23Н	Г15-24Н	Г15-25Н
Рабочий объем, см ³	11,2	20	40	80	160
Частота вращения, об/мин: номинальная			960		
максимальная	2400	2100	1800	1500	1300
минимальная	18	8	4	2	1
Расход масла, л/мин	10,75	19,2	38,4	76,8	153,6
Крутящий момент, Н·м	10	17	35	68,5	140
Эффективная мощность, кВт	0,8	1,6	3,2	6,4	12,8
Уровень интенсивности звука, дБА		65			72
Габаритные размеры $L \times B \times H$	168×80×80	202×92×92	248×110×110	308×132×132	402×162×162
Момент инерции $J \cdot 10^3$, кг·м ²	0,4	1,1	3,5	7,5	25
Масса, кг	4,7	7,0	12,0	20	40

П р и м е ч а н и е. Здесь номинальное давление для всех гидромоторов составляет 6 МПа, допустимая частота реверса в минуту равна 20.

Т а б л и ц а 5.4. Характеристики гидромоторов радиально-поршневых типа МР-Ф ... $V_0/100$

Параметры	МР-Ф-16/100	МР-Ф-32/100	МР-Ф-80/100	МР-Ф-125/100	МР-Ф-80-16/100 регулируемый	МР-Ф-125-16/100 регулируемый
Рабочий объем, см ³	16	32	80	125	16—80	16—125
Частота вращения, об/мин:						
номинальная	480	378	300	240	150—300	96—300
максимальная	1200	960	750	750	300—750	240—750
минимальная	4	3	1	1	1—24	1—24
Расход масла, л/мин	8	12,4	24,5	30,7	5,1—12,3	5,1—12,3
Крутящий момент, Н·м	22	44	115	179	115—192	179—192
Эффективная мощность, кВт	1	1,7	3,5	4,3	1,7—11,0	1,7—16,9
Диапазон регулирования	—	—	—	—	1 : 5	1 : 7,8
Допустимое число циклов регулирования в минуту	—	—	—	—	10	10
Момент инерции $J \cdot 10^3$, кг·м ²	0,2	0,25	1,6	1,6	1,6	1,6
Масса, кг	8,6	10	26	30	34	34

П р и м е ч а н и е. Здесь номинальное давление для всех гидромоторов составляет 10 МПа, 90 %-ный ресурс — 5000 ч, 90 %-ная наработка до отказа — 3000 ч, уровень интенсивности звука — 75 дБА.

направление вращения выходного вала гидромотора регулируются объемом и направлением потока жидкости, подаваемой в гидромотор.

В табл. 5.4 и 5.5 приведены технические характеристики радиально-поршневых гидромоторов типа МР-Ф ... $V_0/100$ (рис. 5.1), рассчитанных на давление

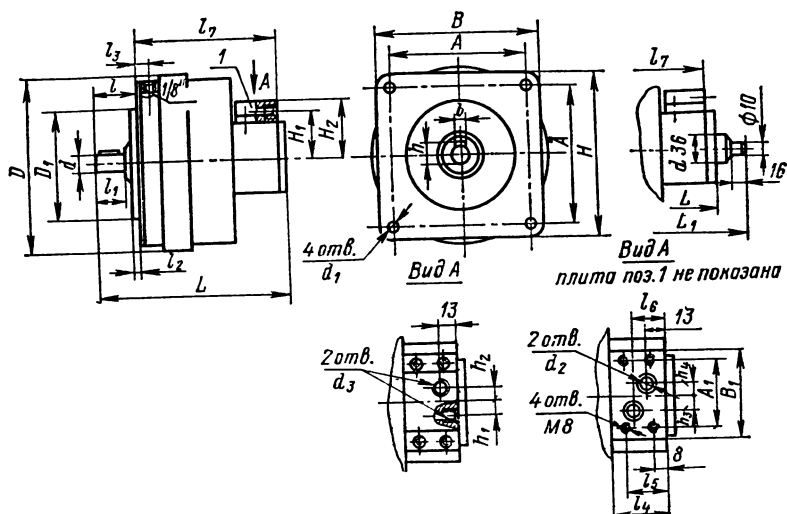


Рис. 5.1

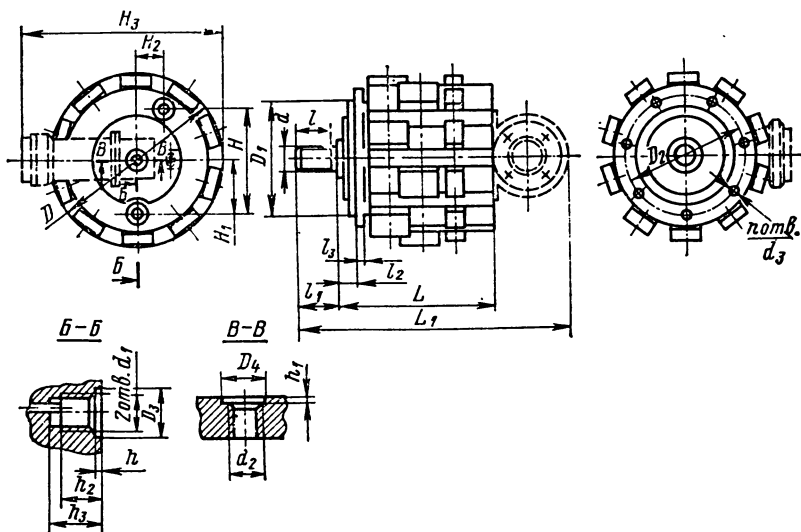


Рис. 5.2

10 МПа, и их размеры. Характеристики высокомоментных гидродвигателей типа МР ... $V_0/250$, рассчитанных на давление 25 МПа, приведены в табл. 5.6, а их размеры — в табл. 5.7 (рис. 5.2).

Т а б л и ц а 5.5. Размеры (мм) гидромоторов типа МР-Ф ... $V_0/100$ (рис. 5.1)

Тип гидромотора	L	L ₁	A	H	B	D	D ₁	l	l ₁	l ₂	d	b	h	d ₁		
МР-Ф-16/100	182	205	105	120	120	130	100	33	25	6	18	5	20	9		
МР-Ф-32/100	185	208	120	140	140	150	110	39	30	6	20	6	25	9		
МР-Ф-80/100	224	242	160	190	190	200	150	51	42	7	28	8	31	11		
МР-Ф-125/100	224	242	170	208	208	220										
МР-Ф-80-16/100,	265	280	188	225	225	240										
МР-Ф-125-16/100																
Тип гидромотора	d ₂	d ₃	H ₁	H ₂	A ₁	B ₁	h ₁	h ₂	h ₃	h ₄	l ₃	l ₄	l ₅	l ₆	l ₇	
МР-Ф-16/100; МР-Ф-32/100	8	1/4"	43	55	48	62	8				22	37	26	27	139	
МР-Ф-80/100; МР-Ф-125/100	13	1/2"	60	75	68	82	14	14	14	14	27	43	34	29	167	
МР-Ф-80-16/100; МР-Ф-125-16/100	—	1/4"	57,5	70	—	—	—	—	—	—		—	—	—	—	201

Т а б л и ц а 5.6. Характеристики радиально-поршневых высокомоментных гидродвигателей типа МР ... $V_0/250$

Параметр	МР ... 100/250	МР ... 160/250	МР ... 250/250	МР ... 400/250
	Рабочий объем, см ³	100	160	250
Частота вращения, об/мин:				
номинальная	750	480	480	300
максимальная	960	600	600	378
минимальная	5	5	5	3
Расход масла, л/мин	75	77	127	127
Крутящий момент, Н·м	370	600	940	1500
Эффективная мощность, кВт	28,5	30	46	46
Допустимая частота реверса в минуту	10	10	8	8
Момент инерции $J \cdot 10^3$, кг·м ²	2,6	3,1	7,58	9,3
Масса, кг:				
исполнение МР-Ф	50	52	84	90
исполнение МР-П-Ф	52	54	86	92

Пр и м е ч а н и е. Здесь для всех гидродвигателей номинальное давление составляет 25 МПа, уровень интенсивности звука — 85 дБА.

Т а б л и ц а 5.7. Размеры (мм) гидромоторов типа МР-Ф ... V₀/250 (рис. 5.2)

Тип гидромотора	D					d		d ₁		d ₂		H		H ₁
	D	D ₁	D ₂	D ₃	D ₄	d	d ₁	d ₂	d ₃	H	H ₁			
МР-Ф-100/250; МР-Ф-160/250	253	170	210	34	22	6×28×34	M27×2	M16×1,5	13	130	63			
МР-Ф-250/250; МР-Ф-400/250	306	200	240	42	22	8×42×48	M33×2	M16×1,5	17	161	79			

Тип гидромотора	H ₂		h		h ₂		L		z		l ₁		l ₂	
	H ₂	H ₃	h	h ₁	h ₂	h ₃	L	L ₁	z	l	l ₁	l ₂		
МР-Ф-100/250; МР-Ф-160/250	48	265	1	1,9	15	20	232	302	5	45	58	20	13	
МР-Ф-250/250; МР-Ф-400/250	58	295	1	1,9	15	23	278	352	5	50	65	28	12	

Примечания: 1. Значения H₂ и L₁ даны для гидромоторов МР-Ф-А-V₀/250. 2. d — обозначение зубчатого (шлицевого) соединения.

Т а б л и ц а 5.8. Характеристики аксиально-поршневого насоса-мотора типа МН 250/100

Параметры	Режим	
	насоса	мотора
Рабочий объем, см ³	250	
Номинальное давление, МПа	10	
Частота вращения, об/мин:		
номинальная	1000	1500
максимальная	1500	1500
минимальная	200	380
Подача или расход масла, л/мин	245	380
Крутящий момент, Н·м	—	380
Мощность, кВт:		
затрачиваемая	43	—
эффективная	—	58
90%-ный ресурс, ч	5000	
90%-ная наработка до отказа, ч	2000	
Уровень интенсивности звука, дБА	92	
Момент инерции, кг·м ²	4,15	
Масса, кг	68	

В табл. 5.8 приведены данные аксиально-поршневого насоса-мотора типа МН 250/100, а его размеры показаны на рис. 5.3. Эти гидромоторы применяются в приводах, где необходим широкий диапазон бесступенчатого регулирования частоты вращения рабочего органа и его реверсирование.

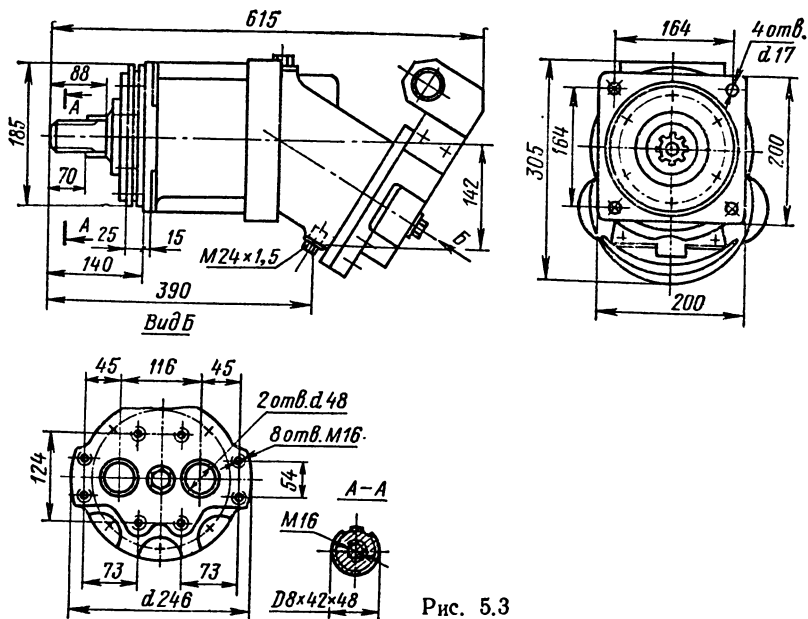


Рис. 5.3

5.2. ГИДРОДИНАМИЧЕСКИЕ ПЕРЕДАЧИ

Гидродинамические муфты (гидромуфты) и гидродинамические трансформаторы (гидротрансформаторы) составляют гидродинамические передачи. Гидродинамические передачи сочетают в одном агрегате рабочие органы двух лопастных машин — центробежного насоса и гидротурбины. Они осуществляют перенос энергии от двигателя к приводимой машине движущимся потоком жидкости. В таких передачах отсутствует необходимость в промежуточных устройствах и трубопроводах, поэтому к. п. д. гидродинамических передач определяется в основном только потерями в рабочих колесах и достигает высоких значений (0,85—0,98).

Гидродинамические передачи передают мощность без жесткого соединения ведущего и ведомого валов, благодаря чему двигатель и приводимая машина не воспринимают вредного влияния пульсаций нагрузок, что значительно увеличивает надежность и срок службы машины. При передаче мощности гидродинамические передачи способны плавно изменять величину, а в некоторых случаях и знак передаваемого крутящего момента при соответственном изменении частоты вращения ведомого вала. Такие передачи способны выполнять роль бесступенчатых редукторов.

Гидродинамические муфты. Гидродинамическая муфта (рис. 5.4) передает крутящий момент без изменения его по величине и знаку. Гидромуфта состоит из двух рабочих колес: ведущего 1 (насосного) и ведомого 2 (турбинного). Гидромуфты различают с переменным наполнением — незамкнутые (с регулируемым

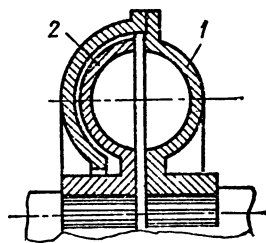


Рис. 5.4

Т а б л и ц а 5.9. Характеристика тяговых (предельных) гидромуфт

Параметры	ТП-315	ТП-340	ТП-370	ТП-400	ТП-420	ТП-450	ТП-500	ТП-560
Передаваемая мощность, кВт	11	15	26	37	45	70	100	160
Активный диаметр рабочей полости, мм	315	340	370	400	420	450	500	560
Габаритные размеры (округленно), мм:								
	по диаметру	382	405	440	470	500	1022	920
	по оси	295	315	318	380	395	1218	1150
Масса (ориентировочно), кг	58	68	78	85	109	123	471	613
Стоимость, руб.	405	440	480	485	570	650	1000	1290

Примечания: 1. Муфты по ТУ 24-8-563—70 Министерства тяжелого, энергетического и транспортного машиностроения. 2. Здесь частота вращения двигателя (насосного колеса) для всех гидромуфт составляет 1480 об/мин, гидравлический к. п. д. — 0,95.

объемом жидкости), которые допускают управляемое регулирование скоростей и мощности, и с постоянным заполнением — замкнутые (нерегулируемые).

Характеристика тяговых (предельных) гидромуфт приведена в табл. 5.9. Уравнение моментов для гидродинамической муфты имеет вид

$$M_1 + M_2 = 0, \quad (5.7)$$

следовательно, к. п. д. муфты определяется так:

$$\eta = n_2/n_1, \quad (5.8)$$

где M_1 и M_2 — соответственно моменты на ведущем и ведомом валах; n_1 и n_2 — частота вращения ведущего и ведомого валов.

При рассмотрении характеристик муфты частота вращения ведущего и ведомого вала принимается постоянной.

Внешняя характеристика гидродинамических муфт выражается следующей зависимостью:

$$M = \rho g \lambda D^5 n_1^2, \quad (5.9)$$

где ρ — плотность жидкости; g — ускорение свободного падения; λ — коэффициент момента, зависящий от конструкции муфты, положения регулируемых элементов и заполнения рабочей полости муфты жидкостью; D — характерный размер муфты (обычно максимальный диаметр рабочей полости).

Мощность, передаваемая муфтой, определяется по формуле

$$N = \tau \rho g D^5 n_1^3, \quad (5.10)$$

где τ — коэффициент мощности; $\tau = \lambda/716,2$, если мощность выражена в л. с.

Для установления времени работы системы нерегулируемой гидромуфты и двигателя в заданных пределах его устойчивой работы строят внешнюю характеристику их совместной работы, а затем — характеристики двигателя и гидравлической муфты для различных значений n_1 . После этого значения моментов двигателя переносят на кривые внешних характеристик муфты для одинаковых значений скоростей вращения вала двигателя и ведущего вала муфты.

Гидродинамические трансформаторы. Гидродинамический трансформатор (рис. 5.5) помимо насосного 1 и турбинного 2 рабочих колес содержит одно 3 или два (3 и 4) реакторных колеса, имеющих внешнюю опору и воспринимающих реактивный крутящий момент. Благодаря наличию реактора гидротрансформатор позволяет изменять крутящий момент по величине, а в некоторых случаях и по знаку.

Гидротрансформатор, состоящий из трех колес — насосного, турбинного и реактора, называется одноступенчатым (простейшим). Уравнение моментов для простейшего гидротрансформатора имеет вид

$$M_1 + M_2 + M_3 = 0, \quad (5.11)$$

где M_1 и M_2 — моменты на ведущем и ведомом валах; M_3 — момент на реакторе.

Коэффициент полезного действия гидротрансформатора

$$\eta = ku, \quad (5.12)$$

где k — коэффициент трансформации, $k = M_1/M_2$; u — передаточное число.

Коэффициент трансформации, или силовое передаточное число, характеризующее преобразующие свойства передачи, определяется отношением коэффициентов моментов на ведущем λ_1 и ведомом λ_2 валах. Значения этих коэффициентов используют для построения безразмерных характеристик гидротрансформаторов.

Основными параметрами внешних характеристик гидротрансформаторов являются: коэффициент трансформации k_0 на режиме трогания, то же при максимальном к. п. д. — k_η , максимальный к. п. д. — η_{\max} и коэффициент прозрачности P

$$P = \lambda_{1\min}/\lambda_{1\max}, \quad (5.13)$$

где $\lambda_{1\min}$ и $\lambda_{1\max}$ — коэффициенты моментов при минимальном и максимальном значениях передаточного числа.

Гидротрансформаторы делят на непрозрачные и прозрачные с прямой, обратной и смешанной прозрачностью. При прямой прозрачности с увеличением нагрузки на ведомом валу увеличивается нагрузка и на ведущем; при обратной прозрачности с увеличением нагрузки на ведомом валу уменьшается нагрузка на ведущем, а при смешанной прозрачности на характеристике могут быть участки как прямой, так и обратной прозрачности. Степень прозрачности оценивается коэффициентом $P' = \lambda_{10}/\lambda_{1м}$, где λ_{10} — коэффициент момента при режиме трогания (стоповый режим); $\lambda_{1м}$ — коэффициент момента на режиме муфты. При $P' = 1 \div 1,2$ — гидротрансформатор практически непрозрачный; при $P' < 1$ — обратная прозрачность; при $P' \gg 1$ — гидротрансформатор прозрачный. Непрозрачные гидротрансформаторы позволяют нагружать двигатель на наиболее выгодных режимах независимо от характера нагрузки на рабочем органе машины.

Используются также многоступенчатые гидродинамические трансформаторы, имеющие несколько турбинных колес и реакторов, которые разделены на несколько ступеней так, что все колеса турбины соединены между собой и ведомым валом, а колеса реактора закреплены неподвижно в корпусе. Многоступенчатые гидротрансформаторы обладают высоким коэффициентом трансформации при малых передаточных числах, а также имеют более широкую зону повышенного значения к. п. д. В этих гидротрансформаторах принудительное регулирование осуществляется наполнением с помощью поворотных лопаток одного из колес — насосного или реактора. В качестве примера на рис. 5.6 и 5.7 показаны общий вид и внешняя характеристика гидротрансформатора У358011В из серии гидротранс-

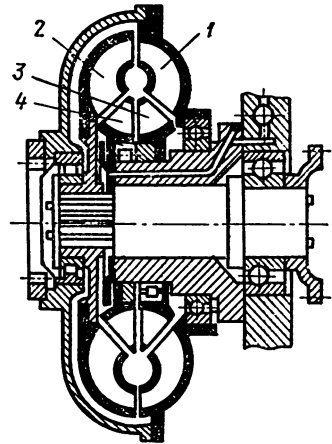


Рис. 5.5

Т а б л и ц а 5.10. Техническая характеристика гидротрансформаторов типа У3580

Параметры	У358011А		У358011АК		У358015		У358015А		У358016	У358012
	Одноступенчатый трехколесный с осевой турбиной, блокируемый		Одноступенчатый трехколесный с осевой турбиной, блокируемый		Одноступенчатый трехколесный с центро- стремительной турбиной		Одноступенчатый трехколесный с центро- стремительной турбиной, некомплексный		Одноступенчатый трехколесный с центро- стремительной турбиной, некомплексный	Одноступенчатый трехколесный с осевой турбиной, блокируемый
Номинальная мощность, л. с.	57	1700	45	1500	70	1750	40	1500	105	108
Номинальная частота вращения, об/мин	1700		1500		1750		1500		1600	1650
Активный диаметр, м									0,390	0,5
Максимальный к. п. д. η (%) на режиме трансформации момента		0,325				0,34			87	85
Передаточное число при τ max		0,7				0,65			0,65	0,7
Коэффициент трансформации k_0		2,6				2,7			3,0	2,6
Рабочий диапазон d_{25}		2,1				2,3			2,3	2,1
Степень прозрачности P'		1,1				1,3			1,3	1,03
Коэффициент потерь на холостом ходу $m_{х.к.}$, %		25				15			15	28
Производительность насоса системы питания, л/мин	51,5		43			40—60			40—60	125
Давление подпитки, МПа	0,05		1,15			20—40			20—40	1,5—30
Вместимость системы питания, л	130		58			60—90			60—90	170
Система охлаждения	Воздушно-масляный радиатор СМД-15К-11С		Воздушно-масляный радиатор СМД-7К		Два воздушно-масляных радиатора трактора ДТ-75М		Без радиатора		Два воздушно-масляных радиатора двигателя Д-108	
Масса G, кг	—	125	125		153		163		—	—

Примечание. Здесь наибольшая температура рабочей жидкости равна 80—100 °С.

форматоров У3580, получивших применение в строительном и дорожном машиностроении. Технические характеристики гидротрансформаторов типа У3580 приведены в табл. 5.10. Более подробные сведения о гидротрансформаторах отечественного и зарубежного производства приведены в работах [1; 4; 8; 20; 31].

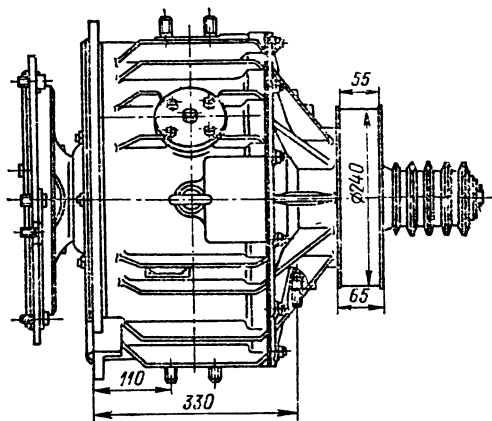


Рис. 5.6

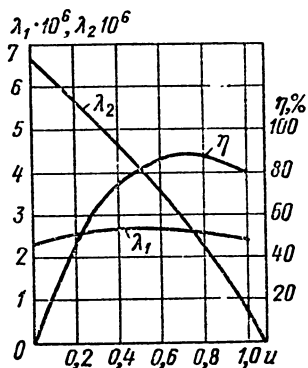


Рис. 5.7

5.3. СИЛОВЫЕ ГИДРОЦИЛИНДРЫ

Гидроцилиндры предназначены для преобразования энергии потока жидкости в механическую энергию возвратно-поступательного или возвратно-поворотного (качательного) движения выходного звена и связанных с ним устройств. В соответствии с этим различают поршневые и поворотные гидроцилиндры. Поршневые гидроцилиндры бывают одностороннего и двустороннего действия.

На рис. 5.8 показаны различные конструктивные схемы гидроцилиндров. В табл. 5.11 приведены основные расчетные зависимости для гидроцилиндров поступательного и поворотного движения и формулы для определения характеристик гидроцилиндров.

Объемный к. п. д. поршневого гидроцилиндра весьма высок: $\eta_0 = 0,98 \div 0,99$. У поворотных гидроцилиндров η_0 несколько ниже вследствие сложности уплотнения по некруглому поперечному сечению. У гидроцилиндров двустороннего действия с односторонним штоком или с разными по площади сечения штоками движение осуществляется в разные стороны с неодинаковыми скоростями. При подборе гидроцилиндра задаются рабочим давлением и на основании уравнения $P = pF$ определяют конструктивные размеры поперечного сечения цилиндра (давлением в сливной полости пренебрегают). Целесообразно иметь некоторый запас и по усилию, с тем чтобы компенсировать неучтенные потери при расчете. Для обеспечения малого хода и больших усилий применяются мембранные гидроцилиндры. Их активную площадь приближенно определяют по формуле

$$F = 0,262 (D^2 + Dd + d^2),$$

где D — диаметр заделки мембраны; d — диаметр жесткого центрального диска.

Для сокращения габаритных размеров поперечного сечения применяют сдвоенные цилиндры, в которых усилие суммируется. Для уменьшения габаритного размера по длине (высоте) при значительном ходе применяются телескопические гидроцилиндры.

Длину хода поршня в зависимости от прочности штока рекомендуется принимать равной не более 10 диаметров цилиндра. Длина цилиндра в зависимости от

назначения с учетом технологии изготовления определяется отношением $L/D < 20$. Отношение диаметра штока к диаметру цилиндра выбирается конструктивно и колеблется в широких пределах: $d_{шт}/D = 0,2 \div 0,7$, причем большее значение обычно выбирается для более нагруженных установок.

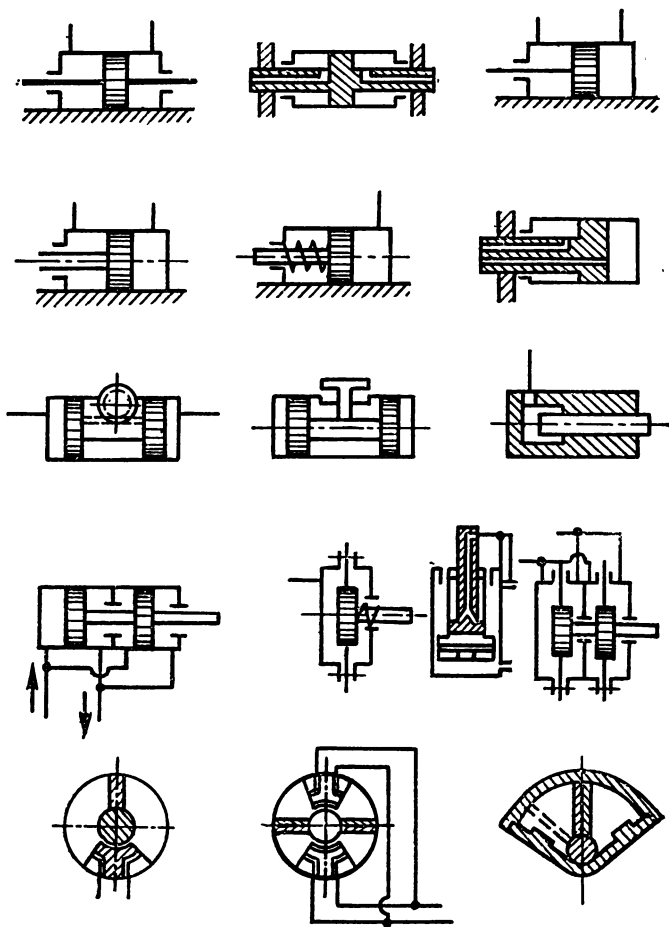


Рис. 5.8

Гидроцилиндры рассчитываются и проверяются на прочность по формулам:

$$R = r \sqrt{\frac{10^2 [\sigma]_P + 0,4 p_y}{10^2 [\sigma]_P - 1,3 p_y}}$$

$$\sigma_P = 10^{-2} \frac{0,4 r^2 + 1,3 R^2}{R^2 - r^2} p_y < [\sigma]_P$$

где R и r — наружный и внутренний радиусы гидроцилиндра; p_y — условное давление жидкости, МПа; σ_P — напряжение растяжения на внутренней поверх-

Т а б л и ц а 5.11. Основные зависимости для силовых гидроцилиндров

Параметры	Гидроцилиндры	
	поступательного движения	моментные (поворотные)
Расход жидкости Q (л/мин) при заданной скорости (м/мин) или $A\omega$ (рад/с)	$Q = 0,1Fv$	$Q = 6 \cdot 10^{-5} b\omega (R^2 - r^2)$
Рабочая площадь цилиндра F , см ² : штоковая полость противоштоковая полость плунжерный цилиндр	$F_{шт} = 0,785 (D^2 - d_{шт}^2) \times 10^{-2}$ $F_{пшт} = 0,785 D^2 10^{-2}$ $F_{пл} = 0,785 D_{пл}^2 10^{-8}$	$F = 0,01 b (R - r)$
Развиваемое усилие, Н	$P = 10^2 F \Delta p$	$P = 10^2 F \Delta p$
Развиваемый крутящий момент, Н·м	—	$M_k = \frac{b (R^2 - r^2)}{2 \cdot 10^3} \Delta p$
Мощность, кВт	$N = \frac{\Delta p Q}{60} = \frac{p v}{6 \cdot 10^4}$	
Время одного двойного хода, с	$t = \frac{6L}{10^3 Q} (F_1 + F_2) + 2\Delta t$	$t = \frac{6\alpha}{180} \frac{\pi b (R^2 - r^2)}{10^5 Q} + 2\Delta t$
<p>Примечания: 1. В формулах объемный и механический к. п. д. не учтены. 2. $D, d_{шт}, D_{пл}$ — диаметры цилиндра, штока и плунжера, мм; L — длина хода поршня гидроцилиндра, мм; Δp — разность между давлениями в полостях нагнетания и слива, МПа; α — угол поворота лопасти гидроцилиндра, ...°; R и r — наибольший и наименьший радиусы лопасти моментного гидроцилиндра, мм; Δt — время реверсирования в крайнем положении, с; b — ширина лопасти, мм.</p>		

ности стенки цилиндра, МПа; $[\sigma_p]$ — допускаемое напряжение на растяжение, МПа, равное 110—120 МПа для углеродистой стали и 150—180 МПа для легированной.

Фланцы и крышки гидроцилиндров крепятся болтами, усилия затяжки которых (Н) для обеспечения герметичности должны быть равны

$$P_3 = 0,785k [p_n (D_n^2 - D_b^2) + p D_b^2],$$

где p_n — контактное давление между прокладкой и уплотняемыми деталями, МПа; D_b, D_n — внутренний и наружный диаметры прокладки, мм; p — давление жидкости, МПа.

Т а б л и ц а 5.12. Размеры (мм) силовых гидроцилиндров

Диаметр цилиндра		Диаметр штока		Ход поршня	
1-й ряд	2-й ряд	1-й ряд	2-й ряд	1-й ряд	2-й ряд
10; 12; 16; 20; 25; 32; 40; 50; 60; 80; 100; 125; 160; 200; 250; 320; 400; 500; 630	36; 45; 55; 70; 90; 100; 140; 180; 220; 280; 360; 450; 560; 710	4; 5; 6; 8; 10; 12; 16; 20; 25; 32; 40; 50; 60; 80; 100; 125; 160; 200; 250; 320; 400; 500	14; 18; 22; 28; 36; 45; 55; 70; 90; 110; 140; 180; 220; 280; 360; 450	10; 12; 16; 20; 25; 32; 40; 50; 60; 80; 100; 125; 160; 200; 250; 320; 400; 500; 630; 800; 1000; 1250; 1600; 2000; 2500	55; 70; 110; 140; 180; 220; 280; 360; 450; 710; 1120; 1400; 1800; 2240; 2680
Пр и м е ч а н и е. Первый ряд является более предпочтительным.					

Коэффициент $k = 2$ при $p \leq 1,0$ МПа и $k = 3$ при $p \leq 5,0$ МПа; для широких прокладок, не ограниченных канавками, отношение $p_{п}/p = 2 \div 4$; для прокладок, помещенных в канавки, $p_{п}/p = 3 \div 8$ (большие значения для узких прокладок).

Ряд номинальных давлений в гидроцилиндрах следующий: 6,3; 10; 16; 20; 25; 32; 40; 50 МПа. Гидроцилиндры изготавливаются в соответствии с ГОСТ 15108—69 и ГОСТ 16028—70. Основные параметры гидроцилиндров должны соответствовать данным табл. 5.12.

5.4. НАСОСЫ, ВСПОМОГАТЕЛЬНЫЕ УСТРОЙСТВА И ЭЛЕМЕНТЫ ГИДРОПРИВОДОВ

Насосы. В гидроприводах машин применяются главным образом насосы объемного действия. Приводная (потребляемая) мощность насоса (кВт)

$$N = PQ/(60 \cdot \eta_{эф}),$$

где p — давление, развиваемое насосом, МПа; Q — производительность насоса или расход жидкости, л/мин; $\eta_{эф}$ — общий (эффективный) к. п. д., $\eta_{эф} = \eta_0 \eta_{м}$; $\eta_{м}$ — механический к. п. д. насоса, учитывающий потери на трение и гидравлические сопротивления; η_0 — объемный к. п. д., учитывающий утечку рабочей жидкости через зазор, $\eta_0 = Q/Q_T$; Q_T — теоретическая производительность.

Мощность, отдаваемая насосом (эффективная мощность),

$$N_{эф} = pQ/60.$$

В зависимости от конструкции рабочего органа различаются шестеренные насосы для гидроприводов, пластинчатые и поршневые (плунжерные). Реже для гидроприводов применяются винтовые насосы. Шестеренные (рис. 5.9) и пластинчатые насосы отечественного производства применяются для давлений до 12,0—15,0 МПа. Эти насосы компактны, неприхотливы в эксплуатации, однако чувствительны к перегреву, а при работе на предельных давлениях (10 МПа и выше) недолговечны (например, у насосов типа НШ срок службы в этом случае ограничивается 800 ч). Поршневые делятся на аксиально- и радиально-поршневые, а также эксцентровые. Аксиально- и радиально-поршневые насосы применяются для давления до 20—30 МПа, а поршневые эксцентровые — до 50 МПа и выше.

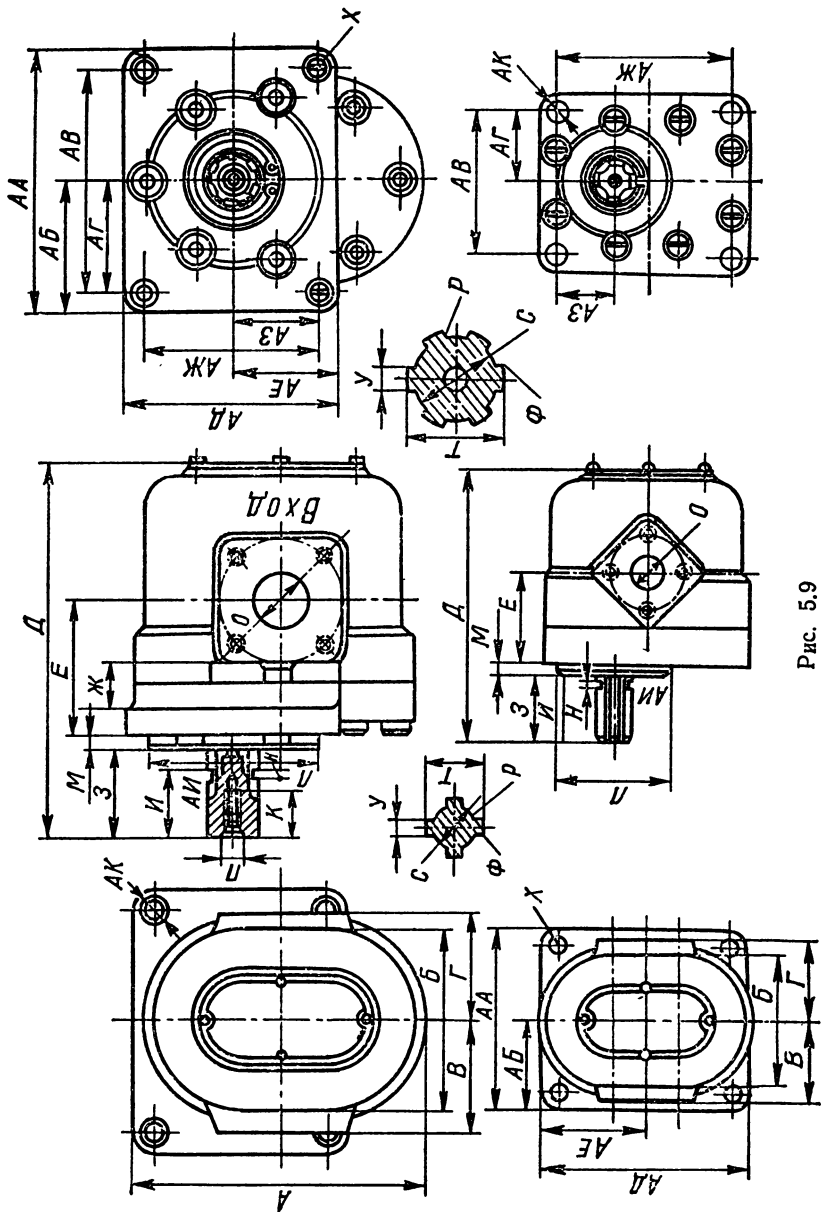


Рис. 5.9

Т а б л и ц а 5.13. Сравнительные характеристики гидронасосов

Тип	p_{\max} , МПа	Q , л/мин	η_o	η_{ϕ}	Удельная масса, кг/кВт
Шестеренный	До	5—125	0,7—0,9	0,25—0,7	0,6—0,7
Пластинчатый	12,0—14,0	3—200	0,6—0,9	0,55—0,75	1,25—4
Радиально-поршневой	До	50—400	0,7—0,9	0,67—0,85	10—19,5
Аксиально-поршневой	20,0—30,0	9—775	0,95—0,98	0,8—0,9	7—3,3
Эксцентриковый поршневой	До	3—35	0,75—0,9	0,68—0,76	2,7—8

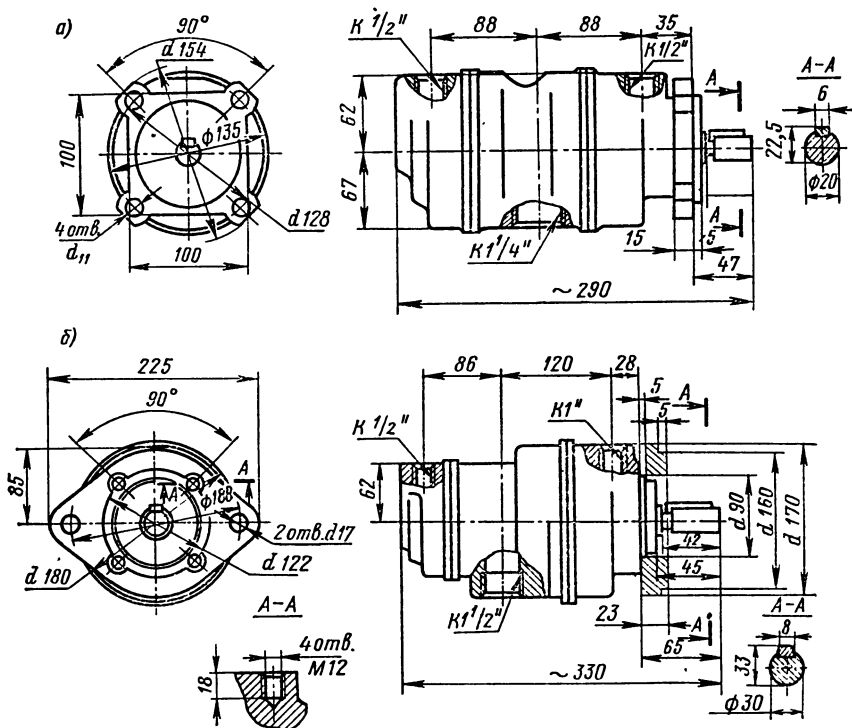


Рис. 5.10

Т а б л и ц а 5.14. Техническая характеристика насосов типа НШ

Параметры	НШ-10Е-2	НШ-32У	НШ-46У
Рабочий объем, см ³ /об	10	31,7	47,38
Наибольшее давление, МПа	15,0	11,0	14,0
Рабочее давление, МПа	10,4	10,0	10,0
Диапазон частот вращения, об/мин	900—3000	1100—1650	1200—1950
Объемный к. п. д.	0,80	0,92	0,92
Масса, кг	2,5	6,6	5,76

Т а б л и ц а 5.15. Установочные размеры (мм)
шестеренных насосов (рис. 5.10)

Обозначение	НШ-10Е-2	НШ-32У	НШ-46У
А	—	152	152
Б	68	94	94
В	41,5	56	56
Г	41,5	56	56
Д	133	184	200
Е	48	67,5	72,5
Ж	—	21,5	21,5
З	29	42	45
И	24	35	—
К	—	25,5	25,5
Л	60	90	90
М	6	6	6
Н	1,1	1,3	—
О	14	24	30
П	—	М8×1,25	М8×1,25
Р	Р0,2	Р0,2	Р0,2
С	11,4	20,1	20,1
Т	15	25	24
У	4	6	6
Ф	0,2×45°	0,2×45°	0,2×45°
Х	Р9 для четырех мест	Р12	Р12
АА	93	134	134
АБ	46,5	67	67
АВ	75	110	110
АГ	37,5	56	55
АД	108	110	110
АЕ	54	55	55
АЖ	90	86	86
АЗ	28,5	43	43
АИ	14,3	23,8	—
АК	9 (4 отв.)	11 (4 отв.)	11 (4 отв.)

Т а б л и ц а 5.16. Характеристики пластинчатых

Параметры	5БГ12-21АМ	5БГ12-21М	5БГ12-22АМ	5БГ12-22М	5БГ12-23АМ	5БГ12-23М	8БГ12-21М	8БГ12-22АМ	8БГ12-22М
Рабочий объем, см ³	$\frac{5,0}{5,0}$	$\frac{5,0}{8,0}$	$\frac{5,0}{12,5}$	$\frac{5,0}{16,0}$	$\frac{5,0}{20,0}$	$\frac{5,0}{25,0}$	$\frac{8,0}{8,0}$	$\frac{8,0}{12,5}$	$\frac{8,0}{16,0}$
Номинальная подача, л/мин	$\frac{5,4}{5,4}$	$\frac{5,4}{9,0}$	$\frac{5,4}{14,6}$	$\frac{5,4}{19,4}$	$\frac{5,4}{25,5}$	$\frac{5,4}{33,0}$	$\frac{9,0}{9,0}$	$\frac{9,0}{14,6}$	$\frac{9,0}{19,4}$
Мощность, кВт	4,00	5,06	6,60	7,65	8,84	10,45	6,12	7,66	8,71
Коэффициент подачи, %	$\frac{72}{72}$	$\frac{72}{75}$	$\frac{72}{78}$	$\frac{72}{81}$	$\frac{72}{85}$	$\frac{72}{88}$	$\frac{75}{75}$	$\frac{75}{78}$	$\frac{75}{81}$
К. п. д.	$\frac{0,55}{0,55}$	$\frac{0,55}{0,60}$	$\frac{0,55}{0,65}$	$\frac{0,55}{0,70}$	$\frac{0,55}{0,75}$	$\frac{0,55}{0,80}$	$\frac{0,60}{0,60}$	$\frac{0,60}{0,65}$	$\frac{0,60}{0,70}$
Уровень шума, дБА	83			84			83		

Примечания: 1. Здесь и в табл. 5.17 данные приведены при работе на номинальное и предельное давления на выходе для всех пластинчатых насосов соот. максимальная и минимальная соответственно — 1800 и 1200 об/мин; масса — 16 кг.

Т а б л и ц а 5.17. Характеристики пластинчатых

Параметры	5БГ12-24АМ	5БГ12-24М	5БГ12-25АМ	8БГ12-24АМ	8БГ12-24М	8БГ12-25АМ	12БГ12-24АМ
Рабочий объем, см ³	$\frac{45,0}{5,0}$	$\frac{56,0}{5,0}$	$\frac{80,0}{5,0}$	$\frac{45,0}{8,0}$	$\frac{56,0}{8,0}$	$\frac{80,0}{8,0}$	$\frac{45,0}{12,5}$
Частота вращения, об/мин:	1800		1500	1800		1500	1800
максимальная	1800		1500	1800		1500	1800
минимальная	1200		1500	1200		1500	1200
Номинальная подача, л/мин	$\frac{56,0}{5,4}$	$\frac{73,9}{5,4}$	$\frac{108,0}{5,4}$	$\frac{56,0}{9,0}$	$\frac{73,9}{9,0}$	$\frac{108,0}{9,0}$	$\frac{56,0}{14,6}$
Мощность, кВт	17,10	21,60	28,00	18,16	22,66	29,06	19,70
Коэффициент подачи	$\frac{83}{72}$	$\frac{88}{72}$	$\frac{90}{72}$	$\frac{83}{75}$	$\frac{88}{75}$	$\frac{90}{75}$	$\frac{83}{78}$
К. п. д.	$\frac{0,76}{0,55}$	$\frac{0,77}{0,55}$	$\frac{0,85}{0,55}$	$\frac{0,76}{0,60}$	$\frac{0,77}{0,60}$	$\frac{0,85}{0,60}$	$\frac{0,76}{0,65}$
Уровень шума, дБА	90	90	92	90	90	92	90

Примечание. Здесь номинальное и предельное давления на выходе для стога вращения — 1500 об/мин; масса — 32 кг.

насосов типа БГ12-21АМ — БГ12-23АМ

8БГ12-23АМ	8БГ12-23М	12БГ12-22АМ	12БГ12-22М	12БГ12-23АМ	12БГ12-23М	18БГ12-22М	18БГ12-23АМ	18БГ12-23М	25БГ12-23АМ	25БГ12-23М	35БГ12-23М
$\frac{8,0}{20,0}$	$\frac{8,0}{25,0}$	$\frac{12,5}{12,5}$	$\frac{12,5}{16,0}$	$\frac{12,5}{20,0}$	$\frac{12,5}{25,0}$	$\frac{16,0}{16,0}$	$\frac{16,0}{20,0}$	$\frac{16,0}{25,0}$	$\frac{20,0}{20,0}$	$\frac{20,0}{25,0}$	$\frac{25,0}{25,0}$
$\frac{9,0}{25,5}$	$\frac{9,0}{33,0}$	$\frac{14,6}{14,6}$	$\frac{14,6}{19,4}$	$\frac{14,6}{25,5}$	$\frac{14,6}{33,0}$	$\frac{19,4}{19,4}$	$\frac{19,4}{25,5}$	$\frac{19,4}{33,0}$	$\frac{25,5}{25,5}$	$\frac{25,5}{33,0}$	$\frac{33,0}{33,0}$
1,000	11,51	9,20	10,25	11,54	13,05	11,30	12,59	14,10	13,88	15,39	16,90
$\frac{75}{85}$	$\frac{75}{88}$	$\frac{78}{78}$	$\frac{78}{81}$	$\frac{78}{85}$	$\frac{78}{88}$	$\frac{81}{81}$	$\frac{81}{85}$	$\frac{81}{88}$	$\frac{85}{85}$	$\frac{85}{88}$	$\frac{88}{88}$
$\frac{0,60}{0,75}$	$\frac{0,60}{0,80}$	$\frac{0,65}{0,65}$	$\frac{0,65}{0,70}$	$\frac{0,65}{0,75}$	$\frac{0,65}{0,80}$	$\frac{0,70}{0,70}$	$\frac{0,70}{0,75}$	$\frac{0,70}{0,80}$	$\frac{0,75}{0,75}$	$\frac{0,75}{0,80}$	$\frac{0,80}{0,80}$
84		83		84		83		84		85	

неральном масле вязкостью 17—23 сСт при температуре масла от 46 до 50 °С. 2. Здесь ветственно составляют 12,5 и 14,0 МПа; номинальная частота вращения — 1500 об/мин,

насосов типа БГ12-24АМ—БГ12-25АМ

12БГ12-24М	12БГ12-25АМ	18БГ12-24АМ	18БГ12-24М	18БГ12-25АМ	25БГ12-24АМ	25БГ12-24М	25БГ12-25АМ	35БГ12-24АМ	35БГ12-24М	35БГ12-25АМ
$\frac{56,0}{12,5}$	$\frac{80,0}{12,5}$	$\frac{45,0}{16,0}$	$\frac{56,0}{16,0}$	$\frac{80,0}{16,0}$	$\frac{45,0}{20,0}$	$\frac{56,0}{20,0}$	$\frac{80,0}{20,0}$	$\frac{45,0}{25,0}$	$\frac{56,0}{25,0}$	$\frac{80,0}{25,0}$
1800	1500	1800		1500	1800		1500	1800		1500
1200	1500	1200		1500	1200		1500	1200		1500
$\frac{73,9}{14,6}$	$\frac{108,0}{14,6}$	$\frac{56,0}{19,4}$	$\frac{73,9}{19,4}$	$\frac{108,0}{19,4}$	$\frac{56,0}{25,5}$	$\frac{73,9}{25,6}$	$\frac{108,0}{25,5}$	$\frac{56,0}{33,0}$	$\frac{73,9}{33,0}$	$\frac{108,0}{33,0}$
24,20	30,60	20,75	25,25	31,65	22,04	26,54	32,94	23,55	28,05	34,45
$\frac{88}{78}$	$\frac{90}{78}$	$\frac{83}{81}$	$\frac{88}{81}$	$\frac{90}{81}$	$\frac{83}{85}$	$\frac{88}{85}$	$\frac{90}{85}$	$\frac{83}{88}$	$\frac{88}{88}$	$\frac{90}{88}$
$\frac{0,77}{0,65}$	$\frac{0,85}{0,65}$	$\frac{0,76}{0,70}$	$\frac{0,77}{0,70}$	$\frac{0,85}{0,70}$	$\frac{0,76}{0,75}$	$\frac{0,77}{0,75}$	$\frac{0,85}{0,75}$	$\frac{0,76}{0,80}$	$\frac{0,77}{0,80}$	$\frac{0,85}{0,80}$
90	92	90	90	92	90	90	92	90	90	92

всех пластинчатых насосов составляют соответственно 12,5 и 14 МПа; номинальная ча-

Т а б л и ц а 5.18. Характеристики радиально-поршневых насосов типа НП

Параметры	НПР-50М	НПР-705М	НПР-100	НПР-713	НПР-200М	НПР-715М	НПР-400А
Номинальный расход, л/мин	50	100	100	200	200	400	400
Давление, МПа	20	10	20	10	20	10	20
Мощность, кВт	25	22	49	42	97	77	182
Коэффициент подачи, %	75	90	75	90	75	93	80
К. п. д.	0,67	0,77	0,67	0,77	0,67	0,85	0,72
Габаритные размеры	650×570× ×442	650×570× ×442	812×665× ×552	812×665× ×552	970×818× ×725	970×818× ×725	1084×860× ×750
Масса, кг	344	344	618	1680	1470	1470	1470
Параметры	НПМ-50М	НПМ-705М	НПМ-100	НПМ-713	НПМ-713В	НПМ-200М	НПМ-714М
Номинальный расход, л/мин	50	100	100	200	200	200	300
Давление, МПа	20	10	20	10	35	20	10
Мощность, кВт	25	22	49	42	14	97	64
Коэффициент подачи, %	75	90	75	90	90	75	90
К. п. д.	0,67	0,77	0,67	0,77	0,85	0,67	0,77
Габаритные размеры, мм	650×740× ×442	650×740× ×442	812×865× ×552	812×865× ×552	745×870× ×545	970×996× ×725	878×890× ×597
Масса, кг	344	344	765	765	705	1470	880

Продолжение табл. 5.18

Параметры	НПМ-715М	НПМ-400	НП4М-705М	НП4М-713	НП4М-714М	НП4М-715М	НПС-50М
Номинальный расход, л/мин	400	400	100	200	300	400	50
Давление, МПа	10	20	10	10	10	10	20
Мощность, кВт	77	182	22	42	64	77	25
Кoeffициент подачи, %	93	80	90	90	90	93	75
К. п. д.	0,85	0,72	0,77	0,77	0,77	0,85	0,67
Габаритные размеры, мм	970×996× ×725	1094×1135× ×750	630×690× ×442	812×780× ×552	878×810× ×597	970×900× ×725	650×760× ×442
Масса, кг	1470	1960	392	805	930	1570	344
Параметры	НПС-705М	НПС-100	НПС-713	НПС-200М	НПС-715М	НПС-400	
Номинальный расход, л/мин	100	100	200	200	400	400	
Давление, МПа	10	20	10	20	10	20	
Мощность, кВт	22	49	22	97	77	182	
Кoeffициент подачи, %	90	75	93	75	93	80	
К. п. д.	0,77	0,67	0,77	0,67	0,85	0,72	
Габаритные размеры, мм	650×760× ×442	812×800× ×552	812×800×552	970×1030×725	970×1030×725	1110×1037×750	
Масса, кг	344	765	765	1470	1470	1960	

Примечания: 1. Направление вращения вала — по часовой стрелке (со стороны привода). 2. Высота всасывания — 0,5 м.

Т а б л и ц а 5.19. Характеристики аксально-поршневых насосов типа НАР

Параметры	НАР 16/200	НАР 18/200	НАР 40/200	НАР 63/200	НАР 71/200	НАР 125/200	НАР 140/200
Рабочий объем, см ³	16	18	40	63	71	125	140
Давление, МПа	25	22	25	25	22	25	22
Максимальная частота вращения, об/мин	3000	1500	1920	1920	1500	1920	1500
Подача, л/мин	22	25	56,5	89	100	178	200
Мощность, кВт	9,5	10,5	21,1	33,2	37,6	66	74
Коэффициент подачи, %	93	93	94	95	95	96	96
К. п. д.	0,87	0,87	0,88	0,89	0,89	0,90	0,90
Уровень шума, дБА	87	87	90	90	90	92	92
Габаритные размеры, мм	292×60×230		422×210× ×347		432×210×347		570×285×430
Масса, кг	28	28	62	62	62	127	127

Примечание. Делные приведены при работе насосов на минеральном масле Т22 (ГОСТ 32—74*) при температуре масла от 45 до 50 °С.

Т а б л и ц а 5.20. Размеры (мм) аксиально-поршневых регулируемых насосов типа НАР (рис. 5.11)

Типоразмеры	L	B	H	d	d ₁	d ₂	d ₃	d ₄	d ₅	d ₆	l	l ₁	l ₂	l ₃	l ₄	h	b ₁	b ₂	b ₃	b ₄	b ₅	b	t
НАР 16/00 НАР 18/200	292	160	230	18	70	M12	K3/8	—	M27×1,5	200	85	34	70	40	95	—	—	—	—	90	—	5	20
НАР 40/200 НАР 63/200 НАР 71/200	430	210	348	28	100	M16	K3/8	M16	28	284	100	50	97	60	140	76	50	50	120	76	8	31	
НАР 125/200 НАР 140/200	570	285	430	40	130	M16	K1/2	M16	40	284	125	58	175	80	190	105	70	70	185	105	12	43	

Радиально-поршневые насосы применяются, как правило, в качестве регулируемых, они имеют значительные габаритные размеры и массу. Аксиально-поршневые насосы компактны, но чувствительны к загрязнению рабочей жидкости. Эксцентрикковые насосы более компактны и имеют небольшую массу. Сравнительные характеристики насосов приведены в табл. 5.13.

Характеристики шестеренных насосов типа НШ и их размеры приведены в табл. 5.14 и 5.15 (рис. 5.10). В табл. 5.16 и 5.17 даны технические характеристики пластинчатых насосов типа 5БГ12-21АМ—35БГ12-23АМ (рис. 5.10, а) и 5БГ12-24АМ—35БГ12-25АМ (рис. 5.10, б).

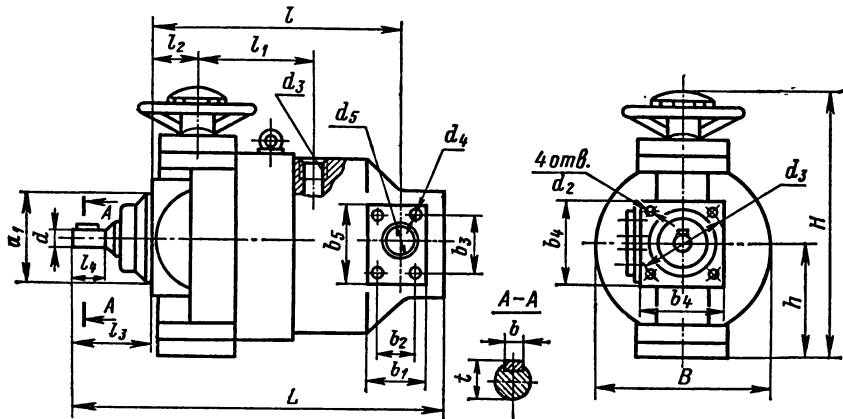


Рис. 5.11

Радиально-поршневые насосы типа НП (табл. 5.18) относятся к машинам регулируемой производительности. Они выпускаются серийно нескольких модификаций: НПР, НПМ, НП4М и НПС. Насосы НПР с ручным регулированием производительности имеют постоянное давление жидкости. Насосы НПМ также с ручным управлением производительности, но имеют электромагнитное управление потоком жидкости, а насосы типа НП4М — электрогидравлические. У насосов типа НПС регулирование производительности осуществляется следующим устройством.

Аксиально-поршневые насосы типа НАР (рис. 5.11) являются регулируемыми и применяются там, где требуется переменная по величине и направлению подача рабочей жидкости. Их характеристики и размеры приведены в табл. 5.19 и 5.20.

Глава 6

РАСПРЕДЕЛЕНИЕ НАГРУЗОК В ЗВЕНЬЯХ ПРИВОДА И КОМПОНОВКА КИНЕМАТИЧЕСКИХ СХЕМ

6.1. РАЗБИВКА ПЕРЕДАТОЧНЫХ ЧИСЕЛ МЕХАНИЧЕСКИХ РЕДУКТОРОВ

Разбивка передаточного числа по отдельным передачам и их ступеням производится после составления кинематической схемы передачи в целом. Для этого нужно воспользоваться данными табл. 2.3. Для редукторов специального назначения разбивку общего передаточного числа u_0 ориентировочно можно произвести по следующим формулам.

Передаточное число u_1 первой ступени *двухступенчатых цилиндрических редукторов* с развернутой схемой определяется зависимостью

$$u_1 = (1,2 \div 1,25) \sqrt{u_0};$$

цилиндрических соосных

$$u_1 \geq \sqrt{u_0};$$

коническо-цилиндрических

$$u_1 \leq \sqrt{u_0}.$$

Передаточное число второй (тихоходной) ступени

$$u_2 = u_0/u_1.$$

Передаточное число *трехступенчатых цилиндрических редукторов* второй ступени определяется зависимостью

$$u_2 = \sqrt[3]{u_0};$$

первой и третьей ступеней совместно

$$u_{13} = u_0/u_2;$$

первой ступени

$$u_1 = 1,2\sqrt{u_{13}};$$

третьей ступени

$$u_3 = u_{13}/u_1.$$

Более точно разбивку передаточного числа можно произвести на основе рекомендаций работы [19].

6.2. МОМЕНТЫ И МОЩНОСТИ НА ЭЛЕМЕНТАХ ПЕРЕДАЧИ

Номинальный момент (Н·м) на валу двигателя

$$M_H = 9,55 \cdot 10^3 (N_d/n_d). \quad (6.1)$$

Если кинематическая схема состоит из последовательно соединенных передач (рис. 6.1), то нагрузки и скорости для каждого последующего вала (1—5), начиная от вала двигателя, определяются по следующим формулам:

$$N_1 = N_d; \quad N_2 = N_d\eta_1;$$

η_1 учитывает к. п. д. муфты и подшипников второго вала;

$$N_3 = N_2\eta_2 = N_d\eta_1\eta_2;$$

η_2 учитывает к. п. д. первой ступени передачи и подшипников третьего вала и т. д.;

$$N_n = N_{n-1}\eta_{n-1}.$$

Аналогично находим частоту вращения на валах:

$$n_1 = n_d = n_2; \quad n_3 = n_2/u_1; \quad n_4 = n_3/u_2 \text{ и т. д.}; \quad n_n = n_{n-1}/u_{n-1}.$$

Крутящие моменты для каждого вала можно найти через мощность и частоту вращения по формуле (6.1) или же через к. п. д. и передаточное число:

$$M_1 = M_d; \quad M_2 = M_1\eta_1; \quad M_3 = M_2u_1\eta_2 = M_1u_1\eta_1\eta_2; \quad M_n = M_{n-1}u_{n-2}\eta_{n-1}. \quad (6.2)$$

Для схемы с комбинированным расположением передач (рис. 6.2), когда от одного двигателя приводится в движение несколько рабочих органов, расчет ведется в следующей последовательности. От двигателя до вала 3 рассчитывается последовательная цепь:

$$N_3 = N_d\eta_1\eta_2; \quad n_3 = n_d/u_1; \quad M_3 = M_d u_1 \eta_1 \eta_2 i$$

на валу 3 мощность и момент делятся на две ветви.

Распределение мощности по параллельным ветвям таково:

$$N_{\min} = \frac{N_i}{1 + \sum \frac{N_{pj}}{\eta_j} \left(\frac{N_p}{\eta}\right)^{-1}},$$

где N_{\min} — мощность одной из параллельных ветвей, меньшая по сравнению с остальными; N_i — мощность на звене распределения (для схемы, показанной на рис. 6.2, это N_3); N_{pj}/η_j — отношение мощности на рабочем органе к к. п. д. в j -й ветви; $(N_p/\eta)_{\min}$ — то же в ветви минимальной мощности.

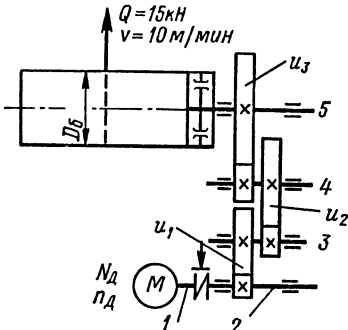


Рис. 6.1

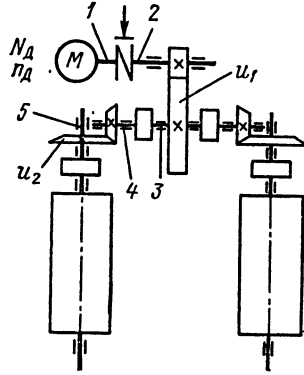


Рис. 6.2

Мощность других ветвей определяется так:

$$N_j = N_{\min} \frac{N_{pj}/\eta_j}{(N_p/\eta)_{\min}}. \quad (6.3)$$

Частота вращения определяется передаточными числами, а крутящие моменты распределяются аналогично мощностям.

Т а б л и ц а 6.1. Коэффициент режима работы k_p

Характер нагрузки	Типы машин	k_p при приводе	
		от электродвигателя	от двигателя внутреннего сгорания
Равномерная	Вентиляторы, воздуходувки, сверлильные или токарные станки	1,0—1,1	1,05—1,2
Неравномерная	Углеразмолочные мельницы, шахтные подъемники, прокатные станы, грузоподъемные краны	1,1—1,3	1,2—1,6
Ударная	Дробилки, поршневые насосы, долбежные станки, прессы эксцентриковые, землеройные машины	1,3—1,7	1,4—2,0

При расчете на прочность зубчатых и червячных передач расчетный крутящий момент M_I на ведомом валу принимается таким:

$$M_I = k_p M_H, \quad (6.4)$$

где k_p — коэффициент режима работы, определяемый в зависимости от характера нагрузки по табл. 6.1; M_H — номинальный крутящий момент.

6.3. УЧЕТ ДИНАМИЧЕСКИХ НАГРУЗОК

Привод с механической передачей. Полагая все связи внутри механизма жесткими, можем найти момент M_i , нагружающий любое звено при разгоне по выражению

$$M_i = (M_c + \varepsilon J_i) u_i \eta_i; \quad (6.5)$$

при торможении

$$M_i = (M_c + \varepsilon J_i) (u_i / \eta_i), \quad (6.6)$$

где M_c — статический момент, приведенный к валу двигателя (при разгоне) или к валу тормоза (при торможении); ε — угловое ускорение вала двигателя или тормоза; J_i — приведенный к валу электродвигателя или тормоза момент инерции всех вращающихся масс от рассматриваемого звена до наиболее удаленного от электродвигателя; u_i, η_i — передаточное число и к. п. д. передачи от двигателя или тормоза до рассматриваемого звена.

С учетом характеристик двигателя выражение (6.6) при разгоне записывается в виде

$$M_i = [M_c + M_H (J_i/J)] u_i \eta_i; \quad (6.7)$$

при торможении

$$M_i = [M_c + M_H (J_i/J)] (u_i / \eta_i), \quad (6.8)$$

где J — приведенный к валу двигателя момент инерции всех движущихся масс; M_H — избыточный момент на валу двигателя или тормоза, численное значение которого зависит от типа двигателя.

Для асинхронного электродвигателя с короткозамкнутым ротором

$$M_H = 0,8M_{\Pi} - M_c;$$

для асинхронного электродвигателя с фазовым ротором

$$M_H = 1,45M_{\Pi} - M_c;$$

для двигателя внутреннего сгорания и гидродвигателя

$$M_H = M_d - M_c; \quad M_d = 1,05 M_H,$$

где M_{Π} — пусковой момент, равный для электродвигателей $M_{\Pi} = k_{\Pi} M_H$; k_{Π} — коэффициент пуска, устанавливаемый из каталога на двигатели; для двигателей внутреннего сгорания $M_d = 1,05 M_H$.

Момент инерции всех масс механизма

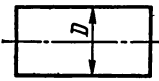
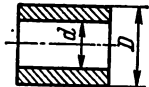
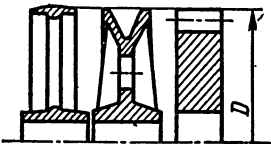
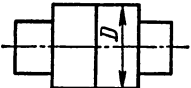
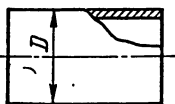
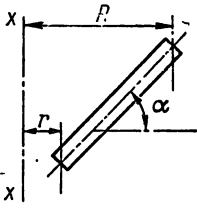
$$J = \sum_{i=1}^{i=n} (J_k / u_k^2) + 91 G v^2 / (g n_d^2),$$

где J_k — момент инерции k -й вращающейся детали; u_k — передаточное число до k -й детали от электродвигателя или тормоза; G — масса поступательно движущейся массы со скоростью v ; n_d — частота вращения ротора двигателя.

Формулы для определения моментов инерции наиболее часто встречающихся деталей приводов приведены в табл. 6.2.

Для упрощения расчетов принимают момент инерции масс, расположенных на промежуточных и выходных валах, равным 15—20 % от суммарного момента инерции основных масс, вращающихся на быстроходном валу (ротор двигателя, соединительные муфты, тормозной шкив).

Т а б л и ц а 6.2. Моменты инерции деталей приводов

Деталь	Форма детали	Момент инерции
Цилиндр сплошной		$GD^2/(8g)$
Цилиндр полый		$[G(D^2 + d^2)]/(8g)$
Шкив, блок, шестерня		$GD^2/(7g)$
Муфта		$GD^2/(9g)$
Барабан		$GD^2/(6g)$
Стержень		При $\alpha = 0 \div 90^\circ$ $[G(R^2 + Rr + r^2)]/(3g)$

При учете упругости связей между звеньями механизма привода момент, нагружающий i -е звено, определяется по выражению

$$M_y = k_y M,$$

где k_y — коэффициент, учитывающий влияние упругости связей; M — момент, определяемый по формулам (6.4)—(6.8) как при жестких связях.

k_y определяется для схемы механизма, которая условно принимается состоящей из двух приведенных масс, распределенных данным рассматриваемым звеном. При этом

$$k_y = 1 + k_1 k_2,$$

где k_1 — коэффициент влияния упругости связи при мгновенном приложении нагрузки. Если к началу действия момента нагрузки связь не имела напряжения, то

$$k_1 = k_1' = \sqrt{1 - \frac{(M_{ci}/M_i)^2}{1 + (J_2/J_1)}},$$

где M_{ci} и M_i — статический и суммарный моменты нагрузки на данном звене; J_1 и J_2 — суммарные приведенные моменты инерции масс, расположенных по обе стороны рассматриваемого упругого звена (J_1 — со стороны двигателя или тормоза).

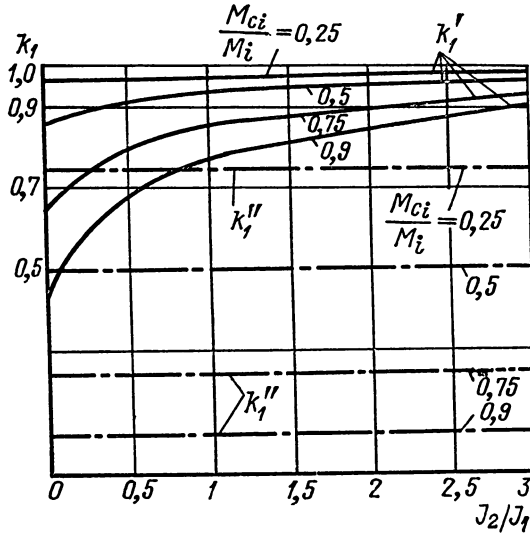


Рис. 6.3

Для связи, нагруженной статическим моментом M_{ci} ,

$$k_1 = k_1'' = 1 - (M_{ci}/M_i).$$

Значения коэффициента k_1 приведены на рис. 6.3.

В выражении для k_y коэффициент k_2 называется коэффициентом нарастания нагрузки

$$k_2 = (\tau/\pi t_0) \sin(\pi t_0/\tau),$$

где τ — период собственных колебаний системы,

$$\tau = \frac{2\pi}{\sqrt{C[(1/J_1) + (1/J_2)]}};$$

C — коэффициент жесткости; t_0 — время нарастания нагрузки.

При нескольких упругих звеньях между приведенными массами определяют приведенный угловой коэффициент жесткости

$$C_{пр} = \frac{1}{\sum \frac{u^2}{C''} \eta + \sum \frac{u^2}{C'R^2} \eta},$$

где u — передаточное число между звеном, к которому осуществляется приведение, и приводимым звеном; C'' и C' — угловые и линейные коэффициенты жесткости упругих звеньев; η — к. п. д. (при торможении η под знаком суммы подставить в знаменатель); R — плечо изгибающей или растягивающей силы до оси вращения.

Гидромуфты и гидротрансформаторы. Процесс разгона при гидромуфте и гидротрансформаторе протекает идентично (рис. 6.4). Периоды разгона: $0-t_1$ — разгон двигателя и насосного колеса H до момента начала вращения турбинного колеса T ; t_1-t_2 — разгон двигателя до номинальной скорости вращения; t_2-t_3 — разгон турбинного колеса до номинального значения $\omega_{н.т.}$

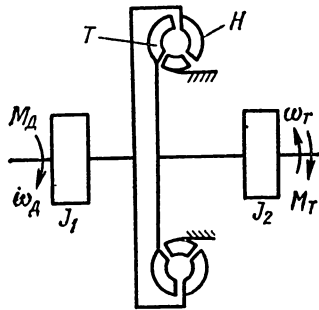


Рис. 6.4

Уравнения движения:

$$M_d = M_n + (Jd\omega_d/dt);$$

$$M_T = kM_n - (Jd\omega_T/dt).$$

Полагая, что в течение первых двух периодов разгон ведомого вала при любых значениях J_2 в начальный период не оказывает влияния на разгон ведущего вала (при прозрачности гидротрансформатора $\Pi > 1$), а также, что $M_d = M_{д\max}$ (для дизелей вполне допустимо), в результате решения уравнений движения получим время разгона в первые два периода

$$t_{1,2} = 1,83J_1\omega_{н0}/M_{д\max},$$

где J_1 — приведенный момент инерции вращающихся масс двигателя (маховика), насосного колеса и жидкости, заполняющей колеса; $\omega_{н0}$ — скорость вращения насосного колеса в начальный момент; $M_{д\max}$ — максимальный момент двигателя.

Время разгона в течение третьего периода

$$t_3 = \frac{J_2\delta_\omega}{kM_{н.н} - M_T} (\omega_T - \omega_{T2}),$$

где J_2 — момент инерции движущихся масс механизма (передачи), турбинного колеса и жидкости, заполняющей это колесо; δ_ω — коэффициент вращающихся масс; k — коэффициент трансформации; $M_{н.н}$ — момент на насосном колесе; M_T — статический момент сопротивления, приведенный к валу гидротрансформатора; ω_T — номинальная угловая скорость вращения турбинного колеса; ω_{T2} — угловая скорость вращения турбинного колеса в конце второго периода, определяющаяся в зависимости от характеристики гидротрансформатора.

Для гидротрансформаторов с $\Pi \approx 1$ и $k(d\omega_0/d\omega_1) \approx 0,2$ значения δ_ω в зависимости от отношения J_1/J_2 составляют:

J_1/J_2	0,1	0,125	0,25	0,5	1,0
δ_ω	1,02	1,03	1,05	1,10	1,20

Гидродвигатели. Момент, развиваемый гидродвигателем (Н·м),

$$M = 0,159q\Delta p,$$

где q — удельный объем гидродвигателя, см³/об; Δp — перепад давления, МПа.
Уравнение движения системы

$$M_d - M_c = J_{пр} \left(\frac{d\omega_d}{dt} \right).$$

Время разгона механизма в пусковой период

$$t_p = J_{пр}\omega_d/M_n,$$

где $J_{пр}$ — приведенный к валу гидродвигателя момент инерции движущихся масс механизма; ω_d — угловая скорость вращения ротора гидродвигателя.

Гидроцилиндры. Время разгона при приводе системы от штока поршня гидроцилиндра

$$t_p = \left(\frac{2V_{шл}}{E_{шл}\delta_{шл}/r_{шл}} + \frac{V_{тр} + V_{ц}}{E_{ж}} \right) \frac{\rho v_{шт} F_{ц}}{2(\alpha f_3)^2},$$

где $V_{шл}$, $V_{тр}$, $V_{ц}$ — объемы шлангов, трубопроводов и цилиндров; $E_{шл}$, $E_{ж}$ — модули упругости материала шланга и рабочей жидкости; $\delta_{шл}$, $r_{шл}$ — толщина стенки и внутренний радиус проходного сечения шланга; ρ — плотность жидкости; $v_{шт}$ — скорость движения штока,

$$v_{шт} = \frac{F_{тр}}{F_{ц}} v_{ж} = \frac{\pi d_{тр}^2}{4F_{ц}} v_{ж};$$

$F_{тр}$, $F_{ц}$ — площади проходных сечений трубопровода и цилиндра; α — коэффициент расхода жидкости в золотнике; f_3 — площадь сечения щели золотника; $v_{ж}$ — скорость движения рабочей жидкости; $d_{тр}$ — диаметр трубопровода.

Избыточная нагрузка на штоке (Н) в период времени пуска t_p

$$P_{и} = \frac{10v_{шт} (f_{пр} + k_{пр})}{1 - e^A},$$

где

$$A = - \frac{f_{пр} + k_{пр}}{m_{пр}} t_p;$$

$f_{пр}$ — приведенный коэффициент, учитывающий трение в узлах приводимого механизма, $f_{пр} = (0,4 \div 0,6) m_{пр}$ кг·с/м; $m_{пр}$ — перемещаемая масса рабочего органа, приведенная к штоку гидроцилиндра; $k_{пр}$ — приведенный коэффициент, учитывающий трение в гидросистеме,

$$k_{пр} = \frac{4c\mu l_{пр} F_{ц}^2}{\pi d_{тр}^4},$$

$c \approx 38$ — опытный коэффициент для минеральных масел при ламинарном потоке; μ — абсолютная вязкость рабочей жидкости; $l_{пр}$ — приведенная длина трубопровода.

Полная нагрузка на шток гидроцилиндра $P = P_{пр} + P_{и}$, где $P_{пр}$ — статические силы сопротивления, приведенные к штоку гидроцилиндра.

6.4. РАЗРАБОТКА КОМПОНОВОЧНОЙ СХЕМЫ ПРИВОДА

Для разработки компоновочной схемы привода необходимо определить габаритные размеры элементов передач. Габаритные размеры, масса и стоимости элементов передач определяются ориентировочно по данным таблиц гл. 2—4 в зависимости от передаваемых крутящих моментов и значений передаточного числа.

Если в кинематической схеме применяется какая-либо специальная передача, данные по которой в таблицах гл. 3 и 4 отсутствуют, то грубая оценка ее габаритных размеров и массы производится по конструктивно близким передачам или же на основании прикидочного расчета и компоновки. Так как данные по стоимости отдельных сборочных единиц взяты из прейскурантов и относятся к конкретным предприятиям, а в некоторых случаях приняты ориентировочно, то их можно использовать только как сравнительные и приближенные. В том случае, если конструктор располагает конкретными данными по стоимостям предприятий-изготовителей, для расчета лучше использовать их.

Получив ориентировочные массовые и стоимостные параметры для рассматриваемых вариантов, приступают к компоновке приводов. Компоновочная схема отличается от сборочного чертежа тем, что составные части изделия в ней вычер-

чены хотя и в масштабе, но с большими упрощениями. Она наглядно определяет внешний вид привода, взаимное расположение его узлов и габаритные размеры, кроме того, позволяет произвести членение изделия на отдельные блоки, установить нормы по размерам элементов привода и их относительное расположения, зазоры между узлами привода и размещение приборов управления с учетом удобства обслуживания машины.

Составление компоновочных схем начинается с рассмотрения отобранных кинематических схем и расчленения их на отдельные блоки. Так, например, кинематическая схема (см. рис. 6.1) привода лебедки, имеющей диаметр барабана $D_6 = 300$ мм, усилие в канате $Q = 15$ кН и скорость выбора каната $v = 10$ м/мин, при компоновке узлов и блоков для обеспечения общего передаточного числа может быть решена в двух вариантах: на основе трехступенчатого редуктора и с использованием двухступенчатого редуктора и открытой зубчатой передачи. В первом случае лебедка будет состоять из трех блоков: двигателя, редуктора и барабана, связанных между собой через муфты. Второй вариант также предусматривает три блока, но будут соединены они между собой муфтой и открытой зубчатой передачей.

Общие передаточные числа для рассматриваемой передачи с различными вариантами двигателей определяются при расчете кинематической схемы, результаты которого сведены в табл. 6.3.

Т а б л и ц а 6.3. Результаты расчета и вариантный выбор электродвигателя

Частота вращения рабочего органа n , об/мин	Расчетная мощность N , кВт	Марка двигателя	Мощность двигателя N_n , кВт	Частота вращения двигателя n , об/мин	Масса G , кг	Стоимость двигателя, руб	Общее передаточное число i
9,1	2,75	AOC 2-31-2	3,5	2800	35	15,0	304
		AOC 2-31-4	3,0	1365	34	14,0	150
		AOC 2-32-6	2,7	900	38	16,7	99
		AOC 2-41-8	3,0	630	55	21,5	69

Первый вариант с передаточным числом 304 может быть осуществлен только при условии проектирования и изготовления специального трехступенчатого редуктора, так как в стандартном исполнении трехступенчатые редукторы имеют передаточное число, не превышающее 200 (см. табл. 3.3). Для последующих трех вариантов по типу и частоте вращения двигателя стандартный трехступенчатый редуктор является приемлемым. Кроме того, все эти четыре варианта могут быть выполнены с применением двухступенчатого редуктора и открытой передачи. Таким образом, если считать нецелесообразным изготовление специального трехступенчатого редуктора, для дальнейшего рассмотрения могут быть оставлены семь вариантов (табл. 6.4). При этом необходимо учитывать следующее. По соображениям компоновки колесо открытой передачи должно быть несколько больше барабана, с которым оно соединяется, при малых же передаточных числах шестерня будет соизмерима с колесом, что приведет к значительному росту открытой передачи. Поэтому передаточное число открытой передачи принимается $i \geq 4$, тогда передаточные числа двухступенчатых редукторов будут 40; 37,5; 24,8 и 12,3. Передаточное число двухступенчатого редуктора не должно превышать 40, так как таких редукторов промышленность не выпускает.

Для сравнения вариантов между собой на основе данных, приведенных в гл. 2—4, определяются масса, стоимость и габаритные размеры отдельных элементов передачи. Затем данные о массе и стоимости элементов заносятся в табл. 6.4, где в качестве примера приведены цифры для вариантов переда лебедки (см. рис. 6.1), а на основе габаритных размеров отдельных элементов передачи вычерчи-

№ варианта	Общее передаточное число и тип передачи		Двигатель		Редуктор		Шестерня открытой передачи		Колесо открытой передачи		Муфта		Опора барабана		Всего	
	G	C _m	G	C _m	G	C _m	G	C _m	G	C _m	G	C _m	G	C _m	G	C _m
1	35	15	160	100	2,14	2,9	87	114	10,2	36	41	40	275	307,9		
2	34	14	410	155	—	—	—	—	10,2	36	20,5	20	474,7	255		
3	38	16—70	410	155	—	—	—	—	10,2	36	20,5	20	474,7	227,7		
4	55	21—50	410	155	—	—	—	—	10,2	36	20,5	20	474,7	232,5		
5	34	14	160	100	4,1	5,4	10	13,2	10,2	36	41	40	259	208,6		
6	38	16—70	160	100	4,1	5,4	10	13,2	10,2	36	41	40	263	211,3		
7	55	21—50	160	100	4,1	5,4	100	13,2	10,2	36	41	40	340	316,1		

ваются компоновочные схемы в возможно большем масштабе в двух-трех проекциях. При графическом выполнении отдельных элементов передачи допускаются значительные упрощения и главное внимание обращается на размеры и форму присоединительных элементов (выходные части валов, основания и т. д.). Разработка схемы ведется от двигателя к рабочему органу с обязательной простановкой всех габаритных и установочных размеров.

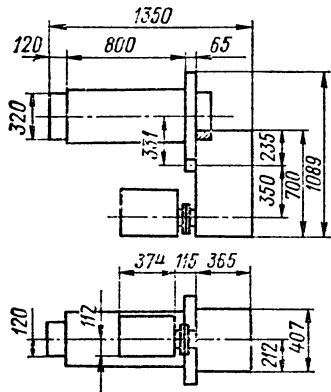


Рис. 6.5

Таким образом, из сравнения схем можно заключить, что наиболее приемлемым является вариант 5. При окончательном же выборе схемы нужно учесть, что в рассматриваемом варианте принимается открытая передача, использование которой в современных машинах ограничено. Открытые зубчатые передачи можно включать в схемы механизмов, которые не работают в запыленной абразивными частицами среде и имеют окружную скорость, не

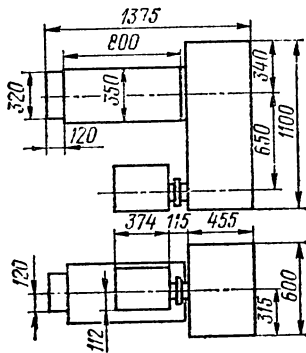


Рис. 6.6

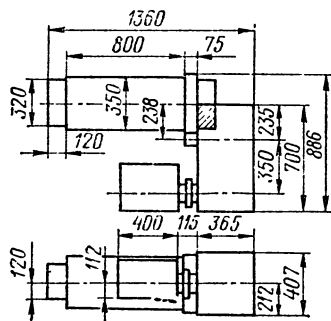


Рис. 6.7

превышающую 1 м/с. Кроме открытой зубчатой передачи вариант 5 имеет еще одну особенность (как видно из рис. 6.7): редуктор накладывается на опору барабана (заштрихованная зона). Схема с трехступенчатым редуктором (см. рис. 6.6) не имеет этих недостатков, но отличается более высокой массой и стоимостью, а также несколько большими габаритными размерами. Учитывая сказанное, для эскизной разработки можно принять две схемы (например, по рис. 6.6 и 6.7) и окончательный выбор произвести по результатам их сравнения при эскизной разработке узлов.

При эскизной разработке необходимо установить перечень стандартных и унифицированных узлов, которые будут использованы в изделии, рассчитать на прочность и надежность все наиболее важные, вновь проектируемые узлы, при компоновке учесть требования техники безопасности и технической эстетики. В рассматриваемых вариантах схем требования могут быть отражены следующим образом. Варианты 2—4 представляют собой блочную конструкцию с закрытыми зубчатыми передачами и широким применением стандартных узлов (муфты, редуктор, опоры барабана). Такие схемы нашли большое распространение в подъемных устройствах и отличаются высокой надежностью. Недостатком этих вариантов является значительная масса и несколько большие габаритные размеры. Учитывая габаритные размеры изделия, следует помнить, что с их увеличением повышается масса рамы, на которой должны устанавливаться агрегаты, а это ведет к утяжелению и удорожанию всей конструкции.

В вариантах 5, 6 и 7 привод не компоуется. В эскизном проекте для этих вариантов необходимо увеличить расстояние между осью барабана и осью выходного вала редуктора. Этого можно достигнуть перераспределением передаточного числа с редуктора на открытую передачу, что приведет к увеличению ее межцентрового расстояния. Кроме того, уменьшение общего передаточного числа редуктора и использование в нем колес высокой твердости позволит сократить его габаритные размеры. Если при выполнении перечисленных условий редуктор все же будет накладываться на опору барабана, то для обеспечения возможности компоновки привода необходимо спроектировать специальную опору барабана. Таким образом, сохранение рассматриваемого варианта схемы возможно только за счет сокращения уровня стандартизации узла.

После окончания компоновки передачи необходимо выяснить возможность применения в приводе зубчатой передачи. Весь процесс выполнения вариантов проекта должен сопровождаться прочностными расчетами наиболее ответственных деталей и узлов, а также оценкой их надежности. После получения всех необходимых данных производится окончательный выбор оптимального варианта схемы, который подлежит дальнейшей конструктивной обработке.

Глава 7

ЦИЛИНДРИЧЕСКИЕ И КОНИЧЕСКИЕ ЗУБЧАТЫЕ ПЕРЕДАЧИ

7.1. ОБЛАСТЬ ПРИМЕНЕНИЯ, КЛАССИФИКАЦИЯ И КРИТЕРИИ РАСЧЕТА

Зубчатые передачи широко применяются в приводах машин и позволяют передавать движение при любом относительном расположении осей с окружными скоростями до 200 м/с и мощностями, достигающими 100 тыс. кВт. Передаточное отношение зубчатых передач в зависимости от конструкции и числа ступеней может колебаться в больших пределах и быть как постоянным, так и переменным (коробки скоростей), причем возможно их выполнение замедляющими — редукторы, или ускоряющими — мультипликаторы. Достоинствами зубчатых передач являются возможность их использования в широком диапазоне нагрузок и скоростей, малые габаритные размеры, высокий к. п. д., высокая надежность и долговечность, постоянство передаточного числа. Недостатки зубчатых передач: необходимость высокой точности изготовления, шум, возникающий при их работе, невозможность в некоторых случаях получения точного значения передаточного числа в связи с тем, что число зубьев должно быть целым.

Зубчатые передачи, используемые в современных машинах, могут быть классифицированы: по форме линии зуба — прямозубые, косозубые и с винтовым зубом, по форме зубчатых колес — цилиндрические, конические и не-

круглые, по расположению зубьев — с внешним и внутренним зацеплением, по расположению осей — с параллельными, пересекающимися и перекрещивающимися осями, по окружной скорости весьма тихоходные ($v < 0,5$ м/с), тихоходные ($v = 0,5 \div 3,0$ м/с), скоростные ($v = 3,0 \div 15$ м/с) и быстроходные ($v > 15$ м/с).
Окружная скорость

$$v_i = \pi d_{w1} n_1 / (60 \cdot 10^3), \quad (7.1)$$

где d_{w1} — начальный диаметр шестерни, мм; n_1 — частота вращения, об/мин.

В зависимости от системы смазки, конструкций опор, кожухов и уплотнений зубчатые передачи могут быть закрытые и открытые. В закрытых передачах основным видом повреждения является усталостное выкрашивание, поэтому такие передачи рассчитываются на контактную прочность и проверяются на изгиб. В открытых передачах вследствие значительного абразивного износа усталостного выкрашивания не наблюдается и такие передачи рассчитываются на изгиб.

При проектировании зубчатых передач в зависимости от данных, которыми располагает конструктор, различается два метода расчета.

1. Поверочный расчет: при известных габаритах передачи и передаваемых нагрузках определяются напряжения в зубьях и сравниваются с допускаемыми.

2. Проектный расчет: по заданным нагрузкам и известным допускаемым напряжениям определяются размеры передачи.

7.2. ВЫБОР МАТЕРИАЛА И ТЕРМООБРАБОТКИ

Проектирование и расчет зубчатых передач начинается с выбора материала и его термообработки. Для изготовления зубчатых колес используются сталь, чугуны и некоторые неметаллические материалы: наибольшее распространение в силовых передачах получили термообработанные стали. Благодаря их высоким механическим характеристикам, передачи со стальными колесами обладают высокой надежностью и долговечностью, а также малыми габаритами и массой.

В малоответственных открытых передачах возможно применение чугунных зубчатых колес, которые дешевле стальных, имеют меньшую склонность к заеданию и, следовательно, надежнее работают при недостатке смазки. Однако зубья чугунных колес не выдерживают ударных нагрузок и не допускают изготовления колес большой ширины.

Передачи с колесами из неметаллических материалов обладают меньшей массой, лучшей коррозионной стойкостью и бесшумностью работы, но из-за низких механических свойств имеют малую нагрузочную способность и, как следствие, большие габариты, а также сравнительно высокую стоимость, в связи с чем они редко применяются в силовых передачах.

Стальные зубчатые колеса для повышения их нагрузочной способности, как правило, термообработываются. Причем в зависимости от требований, предъявляемых к передачам, применяются различные виды термообработки.

Для малоответственных передач общего назначения, когда габариты их не ограничены, колеса подвергаются объемной закалке с высоким отпуском, при этом зубья по всему сечению имеют одинаковую твердость ($HB \leq 350$). При назначении твердости для таких передач следует руководствоваться следующими условиями: максимальное значение твердости ($HB = 300 \div 350$) назначается для зубчатых колес диаметром менее 150 мм, при увеличении размеров колес твердость следует уменьшать, соблюдая условие $HB_{\min} \geq 200$. Во избежание заедания рабочих поверхностей зубьев твердость шестерни и колеса делается разной, при этом нижнее значение предела твердости шестерни должно быть выше верхнего предела твердости колеса на 30—50 ед., т. е. $HB_{1\min} = HB_{2\max} + (30 \div 50)$. При изготовлении колес с $HB \leq 350$ не требуется доводочных операций, так как их нарезка может осуществляться после окончательной термообработки.

Для ответственных передач, работающих в тяжелых условиях, а также при ограниченных габаритах рабочие поверхности зубьев колес термообработываются до твердости $HB > 400$, при этом их сердцевина делается более мягкой, а следовательно, и более пластичной. Для получения высокой твердости поверх-

Т а б л и ц а 7.1. Марки сталей, применяемых для изготовления зубчатых колес

Область применения	Марка стали	Твердость поверхности		Твердость сердцевинны НВ	Относительная стоимость материала
		НВ	НRC		
Открытые передачи $v < 1$ м/с	Ст5	200—300	—	200—300	1,0
	Ст6	200—300	—	200—300	
	35	200—300	—	200—300	1,1
	35Л	200—300	—	200—300	
	40	200—350	—	200—350	
40Л	200—350	—	200—350		
Редукторы общего назначения при спокойной нагрузке и неограниченных габаритах	40	200—350	—	200—350	1,1
	40Л	200—350	—	200—350	
	50	200—350	—	200—350	
	50Л	200—350	—	200—350	
	40Х	200—350	—	200—350	1,4
	40ХЛ	200—350	—	200—350	
Редукторы общего назначения при ограниченных габаритах	40	—	45—50	200—300	1,1
	40Л	—	45—50	200—300	
	40Х	—	45—55	200—350	1,4
	40ХЛ	—	45—55	200—350	
	40ХН	—	45—55	200—350	1,6
	40ХНЛ	—	45—55	200—350	
	20Х	—	50—60	200—300	1,4
	20ХН	—	50—60	200—350	1,6
	30ХГТ	—	50—60	200—350	
	Редукторы общего назначения при жестко ограниченных габаритах и ударных нагрузках Специальные тяжело-нагруженные редукторы и коробки скоростей	18ХГТ	—	55—60	200—300
25ХГМ		—	55—60	200—350	
12ХН3А		—	55—60	200—300	3,3
12Х2Н4А		—	55—60	200—320	
20Х2Н4А		—	55—60	200—400	
30ХГТ		—	55—60	200—350	1,6

ностного слоя применяются: закалка токами высокой частоты, цементация, азотирование и цианирование. Наибольшее распространение в машиностроении получили первые два способа.

Закалка токами высокой частоты (т. в. ч.) по контуру зуба более производительна, чем цементация и азотирование, но колеса с $m < 5$ обрабатывать таким методом технологически сложно, а при $m < 2,5$ невозможно. Твердость закаленных поверхностей при этом зависит от марок материала, которые принимаются с содержанием углерода 0,3—0,5 %, и может быть в пределах $HRC\ 45—55$. Толщина закаленного слоя ориентировочно принимается $\delta \approx (0,22m + 0,13) \pm 0,1$, но не более 4 мм.

С помощью цементации — науглероживания поверхностного слоя малоуглеродистых сталей ($C = 0,12 \div 0,3\%$) с последующей закалкой — можно получить колеса с наибольшей нагрузочной способностью и возможно меньшими габаритами. Кроме того, этот способ позволяет термообработать по контуру зубья с любым модулем, но он трудоемок и менее производителен, чем закалка т. в. ч. Твердость поверхностей при этом получается $HRC\ 50—62$. Глубина слоя цементации принимается равной $(0,20 \div 0,25)m$ при $m \leq 4$ мм и $0,5\sqrt{m}$ при $m > 4$ мм, но не более 2 мм.

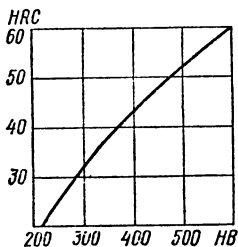


Рис. 7.1

При назначении твердости сердцевины для зубьев с цементованными поверхностями или термообработанными т. в. ч. следует иметь в виду, что при $HRC > 45$ резко повышается хрупкость материала и понижается сопротивление ударам, поэтому твердость сердцевины должна быть $HRC < 45$ для углеродистых и $HRC < 50$ для легированных сталей, содержащих никель и молибден.

Рассмотренные способы термообработки поверхностей зубьев из-за необходимости нагрева приводят к их короблению, что требует дополнительных доводочных операций. А так как твердость после термообработки получается высокой и их механическая обработка обычным режущим инструментом невозможна, то зубья обычно шлифуют или хонингуют, а иногда просто прокатывают.

Выбор материала может быть выполнен на основе рекомендаций табл. 7.1 в зависимости от требований, предъявляемых к проектируемой передаче. При этом следует учитывать предполагаемые размеры колес и объем производства. Если диаметр колес превышает 500—600 мм, а объем производства единичный или мелкосерийный, то колеса изготавливаются сварными бандажированными; при диаметре, меньшем 500 мм, заготовка получается свободной ковкой с последующей механической обработкой по контуру. При крупносерийном и массовом производстве колеса диаметром, превышающим 500—600 мм, изготавливаются литыми, а при малых диаметрах — штампованными.

Соотношение между HB и HRC для их взаимного пересчета приведено на рис. 7.1.

Механические характеристики выбранных материалов шестерни и зубчатого колеса существенно влияют на величину контактных напряжений, возникающих на поверхности смежных зубьев. В последующих расчетах это учитывается коэффициентом

$$K_E = \sqrt[3]{2 \cdot 10^3 Z_M^2}. \quad (7.2)$$

Величина Z_M учитывает модули упругости материалов шестерни и колеса E_1 и E_2 , а также их коэффициенты Пуассона μ_1 и μ_2

$$Z_M = \sqrt{\frac{2E_1E_2}{\pi[E_2(1-\mu_1^2) + E_1(1-\mu_2^2)]}}. \quad (7.3)$$

Значения K_E и Z_M для наиболее часто применяемых материалов шестерни и колеса приведены в табл. 7.2.

Т а б л и ц а 7.2. Значения коэффициентов K_E и Z_M для различных пар материалов

Материал шестерни	Материал колеса					
	Сталь		Чугун		Бронза	
	K_E	Z_M	K_E	Z_M	K_E	Z_M
Сталь	535	275	468	227	459	220
Чугун	468	227	429	199	422	194

7.3. РАСЧЕТ ДОПУСКАЕМЫХ КОНТАКТНЫХ НАПРЯЖЕНИЙ

Допускаемые контактные напряжения определяются в зависимости от способа термообработки, твердости рабочих поверхностей зубьев и заданного ресурса передачи

$$[\sigma]_H = 0,9\sigma_{H \text{ lim}}/S_H \quad (7.4)$$

Предел контактной выносливости поверхностей зубьев, соответствующий эквивалентному числу циклов переменных напряжений $\sigma_{H \text{ lim}}$, определяется равенством

$$\sigma_{H \text{ lim}} = \sigma_{H \text{ lim} b} K_{HL} \quad (7.5)$$

где $\sigma_{H \text{ lim} b}$ — предел контактной выносливости поверхностей зубьев, соответствующий базовому числу циклов напряжений (определяется по табл. 7.3); K_{HL} — коэффициент долговечности, вычисляется в зависимости от условий работы передачи и заданного ее ресурса (срока службы) по формуле

$$K_{HL} = \sqrt[6]{N_{H0}/N_{HE}} \quad (7.6)$$

где N_{H0} — базовое число циклов, являющееся функцией твердости рабочих поверхностей зубьев (рис. 7.2); N_{HE} — эквивалентное число циклов напряжений.

Если при определении K_{HL} по (7.6) $N_{H0} < N_{HE}$, то значение K_{HL} принимается равным 1. Значение K_{HL} ограничено также по верхнему пределу. Если по (7.6) расчетное значение K_{HL} для однородной структуры материала зубьев

Т а б л и ц а 7.3. Значения предела контактной выносливости поверхностей при базовом числе циклов

Способ термической и химико-термической обработки зубьев	Средняя твердость поверхностей зубьев	Стали	Расчетное значение $\sigma_{H \text{ lim} b}$, МПа
Отжиг, нормализация или улучшение Объемная закалка Поверхностная закалка	$HB < 350$	Стали углеродистые или легированные	$2 \cdot HB + 70$
	$HRC \ 38-50$ $HRC \ 40-50$		$18 \cdot HRC + 150$ $17 \cdot HRC + 200$
Цементация и нитроцементация Азотирование	$HRC > 56$ $HRC \ 50-60$	Стали легированные	$23 \cdot HRC$ 1050

более 2,6, то $K_{HL} = 2,6$; аналогично для зубьев с поверхностным упрочнением максимальное значение $K_{HL} = 1,8$.

Эквивалентное число циклов напряжения при постоянной нагрузке передачи равно суммарному числу циклов, т. е.

$$N_{HE} = N_{\Sigma}$$

где $N_{\Sigma} = 60nT_h\gamma$; n — частота вращения шестерни и колеса; γ — число колес, одновременно зацепляющихся с шестерней; T_h — число часов работы передачи за весь срок службы,

$$T_h = 0,7T_{ch}v_{cm}v_{ч.з.}$$

Заданная долговечность передачи в часах T_{ch} определяется по заданному ресурсу машины в годах T_{cr}

$$T_{ch} = 8750T_{cr}.$$

Коэффициент сменности v_{cm} учитывает предполагаемое число смен работы

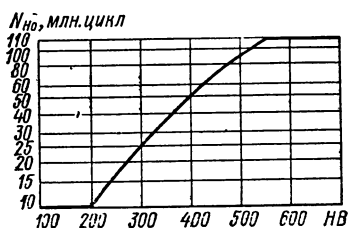


Рис. 7.2

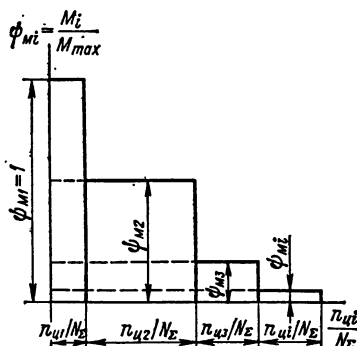


Рис. 7.3

машины в сутки. При односменной работе $v_{cm} = 0,33$, при двухсменной $v_{cm} = 0,67$ и при трехсменной $v_{cm} = 1,0$. Коэффициент часовой загрузки $v_{ч.з.}$ учитывает работу машины в течение часа

$$v_{ч.з.} = \sum t_{ч}/60,$$

где $\sum t_{ч}$ — суммарное время работы передачи (мин) в течение часа.

Если в период эксплуатации передачи крутящий момент изменяется, то N_{HE} определяется на основе циклограммы нагрузок (рис. 7.3), где крутящие моменты на данном зубчатом колесе M_i отложены как функция числа циклов $n_{ци}$ i -й ступени нагружения

$$N_{HE} = N_{\Sigma} \sum \left\{ \left[\frac{M_i + v_H M_1}{M_1 (1 + v_H)} \right]^3 \frac{n_{ци}}{N_{\Sigma}} \right\}, \quad (7.7)$$

где M_1 — расчетный крутящий момент, соответствующий максимальному значению на циклограмме; v_H — динамический коэффициент на первой стадии проектного расчета, $v_H = 0,25$; после определения геометрических и динамических характеристик зацепления определяется по формуле (7.39).

Коэффициент безопасности S_H для зубчатых колес с однородной структурой материала (нормализация, $NB \leq 350$), принимается $S_H = 1,1$; для зубчатых колес с поверхностным упрочнением зубьев $S_H = 1,2$. Для особо ответственных передач, выход из строя которых связан с тяжелыми последствиями, коэффициент безопасности следует увеличить на 12—14 %.

Значения допускаемых контактных напряжений прямозубых передач определяются для шестерни и колеса отдельно и в качестве расчетного берется меньшее из них; для косозубых при разности более $NB_1 - NB_2 = 60 \div 100$, расчетное допускаемое напряжение определяется по формуле

$$[\sigma]_H = 0,45 \{ [\sigma]_{H1} + [\sigma]_{H2} \} \leq 1,24 [\sigma]_{H \min}. \quad (7.8)$$

7.4. РАСЧЕТ ДОПУСКАЕМЫХ НАПРЯЖЕНИЙ ИЗГИБА

Расчетная формула

$$[\sigma]_F = Y_s k_{xF} (\sigma_{F \text{ lim}} / S_F), \quad (7.9)$$

где Y_s — коэффициент, учитывающий чувствительность материала к концентрации напряжений; k_{xF} — коэффициент, учитывающий размеры зубчатого колеса; $\sigma_{F \text{ lim}}$ — предел выносливости зубьев при изгибе; S_F — коэффициент безопасности.

Предел выносливости $\sigma_{F \text{ lim}}$ определяется на основе зависимости

$$\sigma_{F \text{ lim}} = K_{Fg} K_{Fd} K_{Fc} K_{FL} \sigma_{F \text{ lim } b}^0, \quad (7.10)$$

где K_{Fg} — коэффициент, учитывающий влияние шлифования переходной поверхности зуба (определяется по табл. 7.4); для нешлифованной поверхности $K_{Fg} = 10$; K_{Fd} — коэффициент, учитывающий влияние деформированного упрочнения переходной поверхности зуба (определяется по табл. 7.4); для колес без деформированного упрочнения $K_{Fd} = 1,0$; K_{Fc} — коэффициент, учитывающий направление приложения нагрузки; при нереверсивной передаче $K_{Fc} = 1,0$; при реверсивной передаче, когда M_1 — момент в прямом направлении, а

Т а б л и ц а 7.4. Определение параметров $\sigma_{F \text{ lim } b}^0$, K_{Fg} и K_{Fd}

Марка стали	Вид термо-обработки	Твердость зубьев на поверхности	Твердость сердцевины H_B	$\sigma_{F \text{ lim } b}^0$, МПа	K_{Fg}	K_{Fd} при упрочнении дробью или роликом
20ХН 25ХГМ 12ХНЗА 12Х2Н4А 20Х2Н4А 20Х	Цементация и закалка	HRC 55—63	250—350	600	0,65	1,1—1,2
280—400			600			
			250—350	600		
			280—430	800		
			280—450	800		
			250—350	500		
18ХГТ, 30ХГТ			280—430	700	0,7	
40, 45, 40Х, 40ХН	Нормализация, улучшение	HВ 180—350		1,8 · HВ	1,1	1,1—1,3
40, 40Х	Закалка т. в. ч. по контуру впадин	HRC 48—55	250—320	600	0,8	1,05—1,1
40ХН				700		
40Х	Закалка т. в. ч. по всему сечению зуба и части обода	HRC 48—55		500	0,8	1,15—1,35
40ХН				600		

M'_1 — в противоположном направлении и соответственно n_1 и n'_1 — частоты вращения,

$$K_{Fc} = 1 - \gamma_{Fc} \frac{M'_1 n'_1}{M_1 n_1};$$

$\gamma_{Fc} = 0,35$ — для нормализованной и термоулучшенной стали; $\gamma_{Fc} = 0,25$ — для колес с твердостью рабочей поверхности $HRC > 45$; K_{FL} — коэффициент долговечности; σ_{F1limb}^2 — предел выносливости при изгибе при базовом числе циклов нагружения (определяется по табл. 7.4).

Коэффициент долговечности K_{FL} рассчитывается с учетом базового числа циклов нагружения N_{F0} (для стали $N_{F0} = 4 \cdot 10^6$), эквивалентного числа цик-

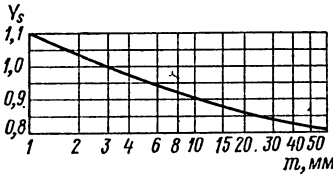


Рис. 7.4

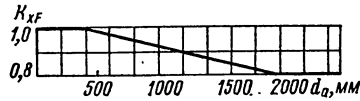


Рис. 7.5

лов N_{FE} и некоторых параметров, характеризующих материал и вид обработки вучбчатых колес,

$$K_{FL} = \sqrt[m_F]{N_{F0}/N_{FE}},$$

где m_F — показатель корня; для колес с твердостью рабочей поверхности зубьев $HB \leq 350$, а также для колес с закалкой рабочей поверхности т. в. ч. и колес со шлифованной переходной поверхностью $m_F = 6,0$; для колес с нешлифованной переходной поверхностью при $HB > 350$ значение $m_F = 9,0$; если при расчете по формуле (7.10) значение $K_{FL} < 1,0$, то для дальнейшего использования принимается $K_{FL} = 1,0$; если при $m_F = 6$ расчетное значение больше 2,08, то принимается $K_{FL} = 2,08$; если при $m_F = 9$ расчетное значение K_{FL} больше 1,63, то принимается $K_{FL} = 1,63$.

Эквивалентное число циклов нагружения при постоянной нагрузке $N_{FE} = N_{\Sigma}$, где N_{Σ} — суммарное число циклов нагружений. Если в процессе эксплуатации режим нагрузки в передаче изменяется, то

$$N_{FE} = N_{\Sigma} \sum \left\{ \left[\frac{M_i + \nu_F M_1}{M_1 (1 + \nu_F)} \right]^{m_F} \frac{n_{ци}}{N_{\Sigma}} \right\}. \quad (7.11)$$

Величины M_i , $n_{ци}$ и N_{Σ} определяются по циклограмме (рис. 7.3) и зависимостям, приведенным в п. 7.2.

Динамический коэффициент ν_F на первой стадии проектного расчета принимается равным 0,3; после определения геометрических и динамических характеристик зацепления определяется по (7.48).

Коэффициент безопасности S_F учитывает нестабильность характеристик материала и способ получения заготовок. Он равен:

Для поковок и штамповок	1,75
» проката	2,0
» литых заготовок	2,28

Коэффициент Y_s определяется по графику (рис. 7.4) в зависимости от модуля передачи m . Для проектного расчета на первой стадии $Y_s = 1,0$.

Коэффициент K_{xF} учитывает размеры зубчатого колеса и определяется по графику рис. 7.5 в зависимости от наружного диаметра колеса. Для проектного расчета на первой стадии $K_{xF} = 1,0$.

7.5. ГЕОМЕТРИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС

Обозначения геометрических параметров зубчатых колес в зависимости от их принадлежности сопровождаются соответствующими индексами. Параметры, относящиеся к нормальному сечению, сопровождаются индексами n , к наружному, торцевому, — индексом t . Обозначения параметров, относящихся к начальной поверхности или окружности, сопровождаются индексом ω . Индексы 1 и 2 определяют соответственно шестерню и колесо; если такой индекс отсутствует, то имеется в виду любое зубчатое колесо передачи. Простановка индексов производится в следующей последовательности: сначала записывается обозначение параметра по ГОСТ 16530—70 с сопровождающими его индексами,

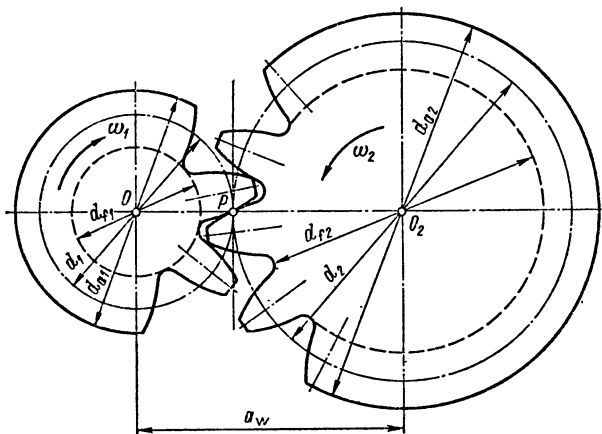


Рис. 7.6

если такие имеются; далее следуют индексы n или t , за ними — индексы ω , a (относящиеся к окружности вершин) и f (относящиеся к окружности впадин или ножке зуба) и последними проставляются индексы, определяющие отношение обозначения к шестерне или колесу.

Начальные геометрические параметры зубчатых колес определяются или при компоновке передачи, когда они назначаются в зависимости от размеров сопряженных деталей и требуемых межосевых расстояний, или же в результате проектного прочностного расчета. Из кинематического расчета передачи должно быть известно передаточное число рассчитываемой ступени u . Геометрический расчет начинают с определения или назначения ряда исходных параметров, с помощью которых находятся все необходимые геометрические размеры. Определение геометрических параметров передач (рис. 7.6) производится по табл. 7.5.

Число зубьев шестерни z_1 назначается с учетом рекомендаций табл. 7.6 и конструктивных требований проектируемой передачи.

Для обеспечения прочности зубьев по изгибу должно выполняться условие

$$z_1 \leq z_{1\max} k_1 k_2,$$

где $z_{1\max}$ определяется по графику рис. 7.7 в зависимости от передаточного числа и термообработки колес.

Номера кривых соответствуют: 1 — HB 250 при $\beta \neq 0$; 2 — HB 300 при $\beta = 0$ и HB 250 при $\beta = 0$; 3 — HB 300 при $\beta = 0$; 4 — HRC 58 при $\beta = 0$ и точности не ниже 6-й степени; 5 — HRC 58 при $\beta \neq 0$; 6 — HRC 58 при $\beta \neq 0$ и точности не выше 7-й степени.

Т а б л и ц а 7.5. Геометрические параметры зубчатых передач

Параметры	Наименование	Номер	
		формулы	таблицы
z_1	Число зубьев шестерни	—	7.6
z_2	Число зубьев колеса $z_2 = z_1 u$	—	—
u	Передаточное число $u = z_2/z_1$	—	—
m , мм	Модуль зубчатого колеса	(7.12)	7.7
β, \dots°	Угол наклона линии зуба	(7.13)	—
α_f, \dots°	Угол профиля зуба	—	—
X_1 и X_2	Коэффициенты смещения исходного контура шестерни и колеса	—	7.8, 7.9
α_{fw}, \dots°	Угол зацепления	(7.14), (7.15)	—
X_Σ	Коэффициент суммы смещений	—	7.9
X_d	Коэффициент разности смещений	—	—
y	Коэффициент воспринимаемого смещения	(7.17)	—
Δy	Коэффициент уравнивающего смещения	(7.18), (7.19)	—
d , мм	Делительный диаметр зубчатых колес	(7.20)	—
d_w , мм	Начальный диаметр зубчатых колес	(7.21), (7.22)	—
a , мм	Делительное межосевое расстояние	(7.16)	—
a_w , мм	Межосевое расстояние	(7.23)	—
d_a , мм	Диаметр окружностей вершин зубчатых колес	(7.24)	—
d_f , мм	Диаметр окружностей впадин зубчатых колес	(7.25)	—
h_a^*	Коэффициент высоты головки	—	—
C^*	Коэффициент радиального зазора	—	—
d_b , мм	Диаметр основной окружности	(7.26)	—
Ψ_{bd}	Коэффициент ширины шестерни	—	7.10
b_w , мм	Ширина шестерни и колеса	(7.27), (7.28)	—
$j_n \text{ min}$	Боковой зазор	(7.29)	—
ϵ_α	Коэффициент перекрытия	(7.30)	—
n	Степень точности изготовления передачи	—	7.11

Т а б л и ц а 7.6. Рекомендуемое минимальное число зубьев $z_{1\text{min}}$

Частота вращения шестерни, об/мин	Зубья шестерни			
	Нормальные ($h = 2,25m$)		Укороченные ($h = 1,85m$)	
	прямозубые	косозубые	прямозубые	косозубые
> 1000	24—26	20—22	19—21	16—18
500—1000	22—24	18—20	18—19	15—16
100—500	18—22	16—18	15—18	13—15
< 100	17—18	16	13—15	13

Коэффициент k_1 принимается равным 1,0 при $N_{HE1} \geq N_{H01}$ (см. стр. 121)

$$k_1 = \sqrt[3]{N_{HE1}/N_{H01}} \text{ при } N_{HE1} < N_{H01}.$$

Коэффициент k_2 принимается равным 1,0 при неререверсивной нагрузке, $k_2 = 0,75$ при реверсивной симметричной нагрузке.

При назначении числа зубьев колеса $z_2 = z_{1i}$ нужно руководствоваться следующим: при малых и средних окружных скоростях ($v_{ок} \leq 6$ м/с) и постоянной нагрузке числа зубьев сопряженных колес для ускорения их приработки принимаются кратными друг другу или с возможно большим числом общих множителей. При больших окружных скоростях: ($v_{ок} > 6$ м/с) и переменной нагрузке принимаются взаимно простые числа зубьев или с возможно меньшим числом общих множителей.

Модуль зубчатого колеса m определяет в прямозубой передаче отношение d/z . У косозубых передач различают нормальный m_n и торцевой m_t модули

$$m_n = \cos \beta (d/z); \quad m_t = m_n / \cos \beta. \quad (7.12)$$

Модули стандартизованы СТ СЭВ 267—76 (табл. 7.7) и найденное по формуле значение округляется до стандартного в большую сторону.

Угол наклона линии зуба β выбирается на основе следующих соображений. Косозубые передачи по сравнению с прямозубыми обладают большей плавностью и бесшумностью работы, а также некоторым увеличением нагрузочной способности. Их особенно выгодно применять в быстроходных ступенях редукторов. В то же время в таких передачах появляется осевая составляющая усилия в зацеплении, величина которой тем больше, чем больше угол β . В связи с этим величина β ограничена для обычных косозубых колес пределом 8—20°, а для двоянных косозубых и шевронных до 40°. Меньше 8° угол наклона линии зуба делать не следует, так как в этом случае утрачиваются достоинства косозубых передач.

Направление наклона линии зуба определяется следующим образом: если при взгляде на цилиндрическую поверхность зубчатого венца виден зуб, поднимающийся слева направо, — такое направление считается правым, при подъеме зуба справа налево — левым. Направление зуба шестерни и колеса всегда про-

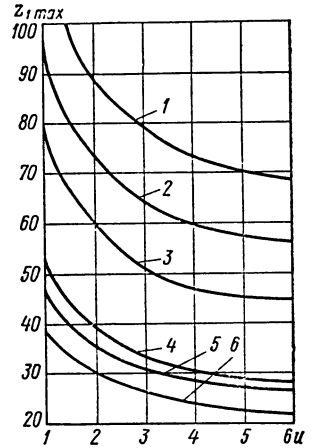


Рис. 7.7

Т а б л и ц а 7.7. Модули (мм) по СТ СЭВ 267—76

1-й ряд	2-й ряд	1-й ряд	2-й ряд
1,0	1,125	5,0	5,5
1,25	1,375	6,0	7,0
1,5	1,75	8,0	9,0
2,0	2,25	10	11
2,5	2,75	12	14
3,0	3,5	16	18
4,0	4,5	20	22

П р и м е ч а н и я: 1. Стандарт предусматривает модули до 100 мм. 2. При назначении величин модулей первый ряд следует предпочитать второму.

**Т а б л и ц а 7.8. Рекомендуемые значения коэффициентов смещения
зубчатых колес прямозубой передачи**

Область применения		Коэффициент смещения	
		шестерни X_1	колеса X_2
Межосевое расстояние a_w задано равным $0,5(z_1 + z_2) m$	$z_1 \geq 21$	0	0
	$14 \leq z_1 \leq 20; u \geq 3,5$	0,3	-0,3
Межосевое расстояние a_w не задано	$z_1 > 30$	0	0
	$16 \leq z_1 \leq 30$	0,5	0,5

типоволожно. Если нет каких-либо конструктивных ограничений, то зуб шестерни обычно делается правым, а колеса — левым.

В некоторых случаях при расчете передачи необходимо знать основной угол наклона линии зуба β_b , который находится по формуле

$$\sin \beta_b = \sin \beta \cos \alpha, \quad (7.13)$$

где α — угол профиля зуба рейки. Для нормального исходного контура по ГОСТ 13755—68 $\alpha = 20^\circ$.

Для «вписывания» косозубой передачи в заданное межосевое расстояние a можно воспользоваться изменением угла β , который находится из зависимости

$$\beta = \arccos \frac{z_1 m_n (u + 1)}{2a}.$$

При постоянных a и u изменением z_1 и m_n можно получить значение угла в заданных пределах. Этот способ «вписывания» в межосевое расстояние можно использовать при проектировании соосных редукторов. Если при прочностном расчете определены размеры тихоходной ступени a_T и m_T , то, пользуясь формулой (7.13), можно при заданных $a = a_T$ и $m_G = (0,4 \div 0,6) m_T$ и выбранном z_1 найти необходимый угол наклона линии зуба первой (быстроходной) ступени.

Пример. При расчете тихоходной ступени найдено $a_T = 115,5$ мм, $m_T = 3,5$ мм. Определив $m_G = 0,4 \cdot 3,5 = 1,4$ мм, по табл. 7.7 находим $m_G = 1,5$ мм и, задавшись $z_1 = 19$ при $u_G = 6,8$, получим

$$\beta = \arccos \frac{19 \cdot 1,5 (6,8 + 1)}{2 \cdot 115,5} = 15^\circ 46' 29''.$$

Коэффициенты смещения исходного контура X_1 и X_2 для силовых прямозубых передач принимаются по рекомендациям ГОСТ 16532—70, приведенным в табл. 7.8. При этом следует учитывать также рекомендуемое соотношение между z_{\min} и X_1 :

z_{\min}	11	12	14	16	18	19
X_1	0,5	0,4	0,3	0,2	0,1	0

Коэффициент суммы смещений X_Σ следует принимать на основе табл. 7.9 ($X_\Sigma = X_1 + X_2$).

Коэффициент разности смещений $X_d = X_1 - X_2$ в соотношении с X_1 и X_2 принимается на основе опыта проектирования передач данного типа.

Угол зацепления α_{tw} для прямозубых зубчатых передач с нулевыми коэффициентами численно равен углу профиля зуба рейки α . Для нормального исходного

**Т а б л и ц а 7.9. Разбивка коэффициента суммы смещений X_{Σ} у
прямоугольной передачи на составляющие X_1 и X_2**

Область применения	Коэффициенты суммы смещения X_{Σ}	Коэффициенты смещения	
		у шестерни X_1	у колеса X_2
$z_1 \geq z_{\min}$ $z_2 \geq 21$	$0 < X_{\Sigma} \leq 0,5$	X_{Σ}	0
$z_1 \geq 11$ $z_2 \geq z_{\min}$	$0,5 < X_{\Sigma} \leq 1$	0,5	$X_{\Sigma} - 0,5$

контура по ГОСТ 13755—68 $\alpha = 20^\circ$. Угол профиля косозубых зубчатых колес определяется по формуле

$$\operatorname{tg} \alpha_t = \operatorname{tg} \alpha / \cos \beta.$$

Угол зацепления передач, колеса которых изготовлены со смещением, находится из выражения

$$\operatorname{inv} \alpha_{t_w} = 2X_{\Sigma} \operatorname{tg} \alpha / (z_2 \pm z_1) + \operatorname{inv} \alpha_t, \quad (7.14)$$

где знак «минус» берется для внутреннего зацепления.

Соотношение между α_{t_w} и $\operatorname{inv} \alpha_{t_w}$ может быть взято из данных работы [21]. Если, например, по конструктивным соображениям межосевое расстояние a_w задано, то

$$\alpha_{t_w} = \arccos (a/a_w) \cos \alpha_t, \quad (7.15)$$

где a — делительное межосевое расстояние; соответственно для наружного и внутреннего зацеплений:

$$\left. \begin{aligned} a &= (z_1 + z_2) m_n / (2 \cos \beta); \\ a &= (z_2 - z_1) m_n / (2 \cos \beta). \end{aligned} \right\} \quad (7.16)$$

При найденном α_{t_w} на основе зависимостей (7.14) или (7.15) могут быть найдены X_{Σ} или X_d .

Коэффициент воспринимаемого смещения y

$$y = (a_w - a) / m_n = a_w / m_n - (z_2 \pm z_1) / (2 \cos \beta), \quad (7.17)$$

где знак «плюс» принимается для колес с внешним зацеплением, а знак «минус» для колес с внутренним зацеплением.

Коэффициент уравнительного смещения Δy для передач с внешним зацеплением определяется по формуле

$$\Delta y = X_{\Sigma} - y; \quad (7.18)$$

для передач с внутренним зацеплением

$$\Delta y = X_d - y. \quad (7.19)$$

Делительный диаметр зубчатых колес d для шестерни и колеса определяется по формулам:

$$d_1 = z_1 m / \cos \beta; \quad d_2 = z_2 m / \cos \beta. \quad (7.20)$$

Начальный диаметр зубчатых колес d_w при заданном межосевом расстоянии может быть найден по формулам:

$$d_{w1} = 2a_w / (u \pm 1); \quad d_{w2} = d_{w1} u, \quad (7.21)$$

где знак «минус» принимается для колес с внутренним зацеплением.

Начальный диаметр по известному делительному диаметру для передач с внешним зацеплением находят по формуле

$$d_w = d + \frac{2(X_\Sigma - \Delta y)}{z_1 + z_2} d, \quad (7.22)$$

и, наоборот,

$$d = d_w / \left[1 + \frac{2(X_\Sigma - \Delta y)}{z_1 + z_2} \right].$$

Аналогичны формулы и для колес с внутренним зацеплением, только вместо X_Σ необходимо использовать значение X_d .

Для нулевых зубчатых колес делительный диаметр равен начальному

$$d = d_w.$$

Межосевое расстояние a_w для передач с $X_\Sigma = 0$ определяется зависимостью

$$a_w = \frac{(z_2 \pm z_1) m \cos \alpha_t}{2 \cos \beta \cos \alpha_{tw}}, \quad (7.23)$$

где знак «минус» принимается для внутреннего зацепления.

Диаметры окружностей вершин d_a соответственно для передач с внешним и внутренним зацеплением таковы

$$\left. \begin{aligned} d_{a1} &= d_1 + 2(h_a^* + X_1 - \Delta y) m; \\ d_{a2} &= d_2 + 2(h_a^* + X_2 - \Delta y) m; \\ d_{a1} &= d_1 + 2(h_a^* + X_1) m; \\ d_{a2} &= d_2 - 2(h_a^* - X_2 - 0,2) m, \end{aligned} \right\} \quad (7.24)$$

где h_a^* — коэффициент высоты головки; для исходного контура по ГОСТ 13755—68 $h_a^* = 1,0$.

Диаметры окружностей впадин d_f соответственно для передач с внешним и внутренним зацеплением определяются так:

$$\left. \begin{aligned} d_{f1} &= d_1 - 2(h_a^* + C^* - X_1) m; \\ d_{f2} &= d_2 - 2(h_a^* + C^* - X_2) m; \\ d_{f1} &= d_1 - 2(h_a^* + C^* - X_1) m; \\ d_{f2} &= d_1 + 2(h_a^* + C^* + X_2) m, \end{aligned} \right\} \quad (7.25)$$

где C^* — коэффициент радиального зазора; для исходного контура по ГОСТ 13755—68 $C^* = 0,25$.

Диаметр основной окружности d_b

$$d_b = d_w \cos \alpha_t. \quad (7.26)$$


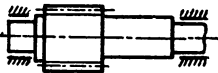

Ширина шестерни и колеса b_w для прямозубых зубчатых колес определяется из выражения

$$b_{w1} = \psi_{bd} d_{w1} + (0,2 \div 0,4) m, \quad (7.27)$$

где ψ_{bd} — коэффициент ширины шестерни, определяется по табл. 7.10.

Коэффициент ширины ψ_{bd} изменяется в широких пределах, его выбор зависит от жесткости валов и корпусов, расположения колес относительно опор жесткости самих зубьев, их твердости и т. д. Для редукторов ψ_{bd} приме-

Т а б л и ц а 7.10. Ориентировочные значения ψ_{bd}

Расположение опор относительно зубчатого венца	Нагрузка	Твердость рабочих поверхностей зубьев	
		$H\bar{B}_2 \leq 350$ или $H\bar{B}_1 \leq 350$ и $H\bar{B}_2 \leq 350$	$H\bar{B}_1 > 350$ и $H\bar{B}_2 > 350$
		ψ_{bd}	
Симметричное и вблизи зубчатого венца 	А	1,8 (2,4)	1,1 (1,4)
	Б	1,4 (1,9)	0,9 (1,2)
Несимметричное 	А	1,4 (1,9)	0,9 (1,2)
	Б	1,15 (1,65)	0,7 (1,1)
По одну сторону зубчатого венца 	А	0,8	0,55
	Б	0,6	0,4

Примечания: 1. Буквой А обозначена нагрузка, мало изменяющаяся по величине; буквой Б — нагрузка, резко изменяющаяся по величине. 2. В скобках даны значения ψ_{bd} для шевронных передач для которых b — сумма значений ширины обоих полушевронов

няется обычно в пределах от 0,8 до 1,2; в планетарных редукторах коэффициент берется в пределах 0,4—0,8, причем с увеличением числа сателлитов ψ_{bd} уменьшается. Для коробок скоростей коэффициент ширины принимается в пределах 0,2—0,4.

Найденный по формуле (7.27) размер ширины шестерни округляется по ГОСТ 6636—69. Для косозубых колес необходимо выполнить условие

$$b_{w1} \geq 4m/\sin \beta.$$

Для компенсации неточностей установки в осевом направлении ширина колеса делается несколько уже шестерни

$$b_{w2} = b_{w1} - (0,2 \div 0,4) m. \quad (7.28)$$

Ширина колеса b_{w2} также округляется по ГОСТ 6636—69.

Боковой зазор в зацеплении цилиндрических зубчатых колес j_n делается для компенсации температурных изменений размеров деталей передач. Виды сопряжений зубьев и соответствующая им величина гарантированного бокового зазора для цилиндрических зубчатых передач нормированы ГОСТ 1643—72. При выборе вида сопряжения зубьев необходимо знать требуемый боковой зазор (мм), зависящий от геометрических параметров передачи, который можно найти по формуле

$$j_n \text{ min} = C \cdot 10^{-6} a_w + k_{vw} m \cdot 10^{-3}, \quad (7.29)$$

Т а б л и ц а 7.11. Ориентировочные значения предельных окружных скоростей (м/с) в зависимости от степени точности и вида зубьев

Вид зубьев	Вид передачи	Степень точности по ГОСТ 1643—72, СТ СЭВ 186—75 и СТ СЭВ 641—77				
		5	6	7	8	9
Прямые	Цилиндрические	Св. 15	До 20	До 20	До 8	До 3
	Конические	Св. 10	До 14	До 10	До 5	До 2
Непрямые	Цилиндрические	Св. 30	До 40	До 30	До 12	До 6
	Конические	Св. 20	До 25	До 16	До 8	До 4

где C — коэффициент, равный 197 для стальных колес и корпуса и 217 — для стальных колес и чугунного корпуса; $k_{\tau 0}$ — коэффициент, зависящий от окружной скорости v_1 и равный $k_{\tau 0} = 7,5 + 0,83v_1$ для $v_{ок} \leq 15$ м/с.

Коэффициент перекрытия ϵ_{α} определяется равенством

$$\epsilon_{\alpha} = \frac{z_1 \operatorname{tg} \alpha_{a1} \pm Z_2 \operatorname{tg} \alpha_{a2} \mp (z_2 \pm z_1) \operatorname{tg} \alpha_{t\omega}}{2\pi}, \quad (7.30)$$

где верхний знак принимается для колес с внешним зацеплением, а нижний — для колес с внутренним зацеплением; α_a — угол профиля зуба на окружности вершин

$$\cos \alpha_a = d_b/d_a.$$

Степень точности n изготовления передачи выбирается по табл. 7.11 как функция окружностей скорости v_1 .

7.6. ПРОВЕРОЧНЫЙ И ПРОЕКТНЫЙ РАСЧЕТЫ ЗУБЬЕВ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ КОЛЕС ПО КОНТАКТНЫМ НАПРЯЖЕНИЯМ

Уравнение прочности при проверочном расчете цилиндрических зубчатых колес

$$\sigma_H = z_M z_{\epsilon} z_H \sqrt{2 \cdot 10^3 \cdot K_{H\alpha} K_{H\beta} K_{H\nu} \frac{u \pm 1}{u} \frac{M_1}{b_{\omega 1} d_{\omega 1}^2}} \leq [\sigma]_H. \quad (7.31)$$

Для определения диаметра начальной окружности шестерни цилиндрических зубчатых колес при проектном расчете используются формулой

$$d_{\omega 1}^0 \geq K_d K_E \sqrt[3]{\frac{u \pm 1}{\psi_{bd} u} M_1}. \quad (7.32)$$

Знак «плюс» в формулах (7.31) и (7.32) принимается для колес с внешним зацеплением, знак «минус» для колес с внутренним зацеплением. Величины, входящие в эти формулы, приведены в табл. 7.12, а порядок их нахождения на с. 134.

Перечисленные в табл. 7.12 параметры и коэффициенты характеризуют и учитывают применяемые материалы, термообработку, конструктивные схемы, геометрические размеры и точность изготовления зубчатых колес. σ_H и $d_{\omega 1}$ в этой таблице — определяемые величины, M_1 и u должны быть найдены ранее на основе кинематического и силового расчета передачи; $[\sigma]_H$ и z_M определяются по рекомендациям, изложенным ранее; $b_{\omega 1}$ для проверочного расчета считается известной, а ψ_{bd} определяется по рекомендациям геометрического расчета (см. п. 7.5).

**Т а б л и ц а 7.12. Параметры к проверочному и проектному расчету
зубьев по контактным напряжениям**

Параметры	Наименование	Номер	
		формулы	таблицы или рисунка
σ_H , МПа	Контактные напряжения	—	—
d_w , мм	Начальный диаметр шестерни	—	—
M_t , Н·м	Расчетный крутящий момент на шестерне сопряженной пары	—	—
i	Передаточное число рассчитываемой ступени	—	7.5
$[\sigma]_H$, МПа	Допускаемые контактные напряжения	(7.3)—(7.8)	—
b_w , мм	Рабочая ширина венца	(7.27); (7.28)	—
ψ_{bd}	Коэффициент ширины шестерни	—	7.10
Z_m , Н ^{1/2} /мм	Коэффициент, учитывающий механические свойства материалов сопряженных зубчатых колес	(7.3)	7.2
Z_e	Коэффициент, учитывающий суммарную длину контактных линий	(7.33); (7.34)	—
Z_H	Коэффициент, учитывающий форму сопряженных поверхностей зубьев в полюсе зацепления	(7,35)	—
$K_{H\alpha}$	Коэффициент, учитывающий распределение нагрузки между зубьями	—	Рис. 7.8
$K_{H\beta}$	Коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по длине контактных линий	(7.36)—(7.38)	Рис. 7.9; Рис. 7.10; Рис. 7.11
$K_{H\sigma}$	Коэффициент, учитывающий динамическую нагрузку, возникающую в зацеплении	(7.39)—(7.40)	7.13; 7.14
K_d	Вспомогательный коэффициент при проектном расчете передачи	(7.41)	—
K_E	Коэффициент, учитывающий механические свойства материалов сопряженных зубчатых колес при проектном расчете	(7.2)	—

Ниже излагается последовательность определения коэффициентов, входящих в формулы (7.31) и (7.32).

Проверочный расчет. Перед тем как начать проверочный расчет, необходимо определить окружную скорость v_1 по формуле (7.1), выбрать степень точности изготовления колес n по табл. 7.11, установить угол наклона зубьев β и основной угол наклона β_b по формуле (7.13), коэффициент суммы смещений X_Σ по табл. 7.8 и 7.9, диаметр основной окружности d_b по формуле (7.26) и диаметр окружности вершин d_a по (7.24), рассчитать углы профиля на окружности вершин α_{a1} и α_{a2} , угол зацепления α_{tW} и угол профиля α_t по (7.14) и (7.15) и коэффициент перекрытия ϵ_α по (7.30).

Коэффициент, учитывающий суммарную длину контактных линий Z_e , определяется по зависимостям: для прямозубых колес

$$Z_e = \sqrt{(4 - \varepsilon_\alpha)/3}, \quad (7.33)$$

для косозубых колес

$$Z_e = \sqrt{1/\varepsilon_\alpha}. \quad (7.34)$$

Коэффициент, учитывающий форму сопряженных поверхностей зубьев Z_H ,

$$Z_H = \sqrt{2 \cos \beta_b / \sin 2\alpha_{t\omega}}. \quad (7.35)$$

При расчете прямозубой передачи без смещения $Z_H = 1,764$.

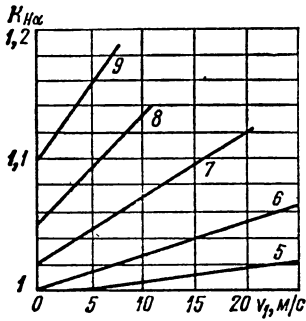


Рис. 7.8

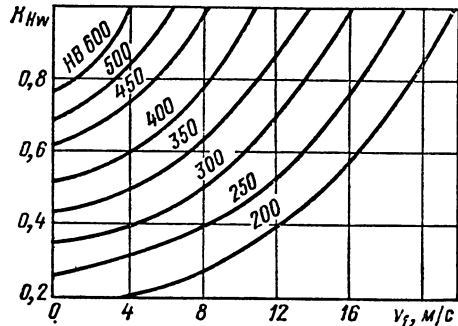


Рис. 7.9

Коэффициент $K_{H\alpha}$, учитывающий распределение нагрузки между зубьями, для прямозубых передач принимается $K_{H\alpha} = 1,0$; для косозубых и шевронных передач определяется по графику рис. 7.8 в зависимости от окружной скорости v_f и степени точности передачи (5—9) по ГОСТ 1643—72 (цифры на кривых).

Коэффициент $K_{H\beta}$ неравномерности распределения нагрузки по длине контактных линий определяется из равенства

$$K_{H\beta} = 1 + (K_{H\beta}^0 - 1) K_{H\omega}. \quad (7.36)$$

Коэффициент $K_{H\beta}^0$, учитывающий неравномерность нагрузки в начальный период времени,

$$K_{H\beta}^0 = 1 + \frac{0,4b_{w1}\gamma_\Sigma C_{\Sigma t}}{\omega_{Hm}} + K_k \left(\frac{b_{w1}}{d_{w1}} \right)^2, \quad (7.37)$$

где ω_{Hm} — удельная средняя окружная сила, Н·мм,

$$\omega_{Hm} = \frac{2 \cdot 10^3 M_t}{b_{w1} d_{w1}} K_{H\alpha}. \quad (7.38)$$

Коэффициент $K_{H\omega}$, учитывающий приработку зубьев, определяется по графику рис. 7.9.

γ_Σ — суммарный угол между проекциями осей на плоскость зацепления, определяется на основе рекомендации п. 13.5; $C_{\Sigma t}$ — суммарная жесткость сопряженных зубьев, равная для прямозубых передач $14\,000 \text{ Н/мм}^2$, а для косозубых и шевронных колес определяется по графику рис. 7.10.

Второе слагаемое в формуле (7.37) учитывает неравномерность от действия окружных сил P_1 и P_2 нагрузки на зубья, вызываемую в плоскости зацепления углами перекоса сечений валов (рис. 7.11) в местах закрепления шестерни (γ_1)

и колеса (γ_2); третье слагаемое учитывает коэффициентом K_k неравномерность, вызываемую скручиванием под действием M_1 тела шестерни. Если момент M_1 передается со стороны, соответствующей большему сжатию рабочих поверхностей зубьев (рис. 7.11, а), то $K_k = 0,14$; если с противоположной стороны, то $K_k = -0,08$ (рис. 7.11, б).

Коэффициент $K_{H\sigma}$, учитывающий динамическую нагрузку, возникающую вследствие неточности изготовления зубчатых колес, определяется по формуле

$$K_{H\sigma} = 1 + \nu_H = 1 + \frac{\omega_{H\sigma} b_{\omega 1} d_{\omega 1}}{2 \cdot 10^3 M_1 K_{H\alpha} K_{H\beta}}, \quad (7.39)$$

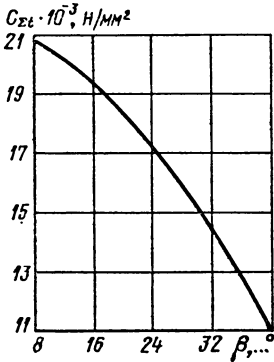


Рис. 7.10

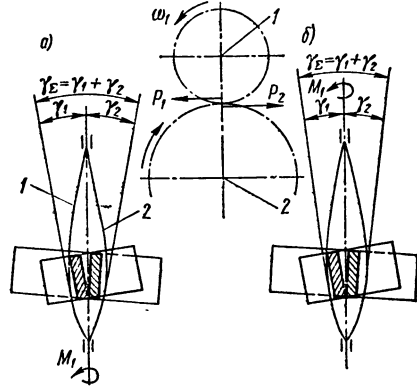


Рис. 7.11

где $\omega_{H\sigma}$ — удельная окружная динамическая нагрузка, Н/мм,

$$\omega_{H\sigma} = \delta_H g_0 v_1 \sqrt{d_{\omega 1} \frac{u \pm 1}{2u}}. \quad (7.40)$$

Значения коэффициентов δ_H и g_0 приведены соответственно в табл. 7.13 и 7.14.

При выборе степени точности изготовления зубчатых колес нужно руководствоваться данными табл. 7.11.

Предельные значения $\omega_{H\sigma}$ не должны превышать значений приведенных в табл. 7.15.

Проектный расчет. Проектный расчет может быть выполнен только методом последовательных приближений. Равенство (7.32) дает лишь ориентировочное значение $d_{\omega 1}^0$, при этом M_1 и u являются исходными величинами, а коэффициент ширины зуба должен быть найден по рекомендациям табл. 7.10. Значение коэффициента K_E , учитывающего механические свойства выбранных материалов зубчатых колес, определяется по формуле (7.2).

Коэффициент K_d для определения ориентировочного значения $d_{\omega 1}^0$,

$$K_d = (0,95 - 1,3) / [\sigma]_{H\sigma}^{2/3}, \quad (7.41)$$

где $[\sigma]_{H\sigma}$ — ориентировочное значение допускаемого контактного напряжения при $\nu_H = 0,25$.

По найденному ориентировочному значению $d_{\omega 1}^0$ определяется окружная скорость v_1 по формуле (7.1), выбирается степень точности изготовления передачи n по табл. 7.11, смещение X_Σ по табл. 7.8 и 7.9; угол наклона зубьев β и основной угол наклона β_b по (7.13), рассчитывается ширина венца зубьев $b_{\omega 1}$ по (7.27)–(7.28), диаметр d_b по (7.26) и d_a по (7.24), углы профиля на окруж-

Т а б л и ц а 7.13. Коэффициент δ_H , учитывающий влияние вида зубчатой передачи

Твердость поверхностей зубьев по Бринеллю	Вид зубьев	Значение коэффициента δ_H
При твердости $HB_1 \leq 350$ или $HB_2 < 350$	Прямые без модификации головки	0,006
	Косые	0,002
При твердости $HB_1 > 350$ и $HB_2 > 350$	Прямые без модификации головки	0,014
	Косые	0,004

Т а б л и ц а 7.14. Коэффициент g_0 , учитывающий влияние разности шагов зацепления шестерни и колеса

Модуль m , мм	Степень точности по ГОСТ 1643—72				
	5	6	7	8	9
До 3,55	28	38	47	56	73
Св. 3,55 до 10	31	42	53	61	82
« 10	37	48	64	73	100

Т а б л и ц а 7.15. Предельные значения удельных окружных динамических сил ω_{Hv} , ω_{Fv} , Н/мм

Модуль m , мм	Степень точности по нормам плавности по ГОСТ 1643—72				
	5	6	7	8	9
До 3,55	85	160	240	380	700
Св. 3,55 до 10	105	194	310	410	680
« 10	150	250	450	590	1050

ности вершин α_{af} и α_{av} , угол зацепления $\alpha_{t\omega}$ и угол профиля α_t по (7.14) и (7.15), коэффициент перекрытия e_α по (7.30). После этого в соответствии с указаниями табл. 7.12 находятся первые приближения коэффициентов Z'_e , Z'_H , $K'_{H\alpha}$, $K'_{H\beta}$ и K'_{Hv} и первое приближение допускаемых напряжений $[\sigma']_H$ (гл. 3).

Далее определяется первое приближение коэффициента

$$K'_d = \sqrt[3]{\frac{(Z'_e)^2 (Z'_H)^2 K'_{H\alpha} K'_{H\beta} K'_{Hv}}{[\sigma']_H^2}}, \quad (7.42)$$

$$d'_{\omega 1} = (K'_d / K_d) d_{\omega 1}^0.$$

Если d'_{w1} отличается от d^0_{w1} не более чем на 5—8 %, то по формуле (7.22) определяется делительный диаметр d'_1 , находится модуль $m' = d'_1 \cos \beta / z_1$, значение которого округляется до стандартного m'' (см. табл. 7.7) и находится окончательное значение делительной d'_1 и начальной d''_{w1} окружностей

$$d'_1 = m'' z_1.$$

В том случае, когда d'_{w1} отличается от d^0_{w1} более чем на 5—8 %, необходимо найти вторые приближения $Z''_e, Z''_H, K''_{H\alpha}, K''_{H\beta}, K''_{H\nu}$ и $[\sigma]_H$, а затем K''_d . Тогда $d''_{w1} = K''_d d'_{w1}$. Как правило, второго приближения оказывается достаточно для получения требуемой точности расчета. Аналогично тому, как было указано выше, находится m''' и окончательные значения d'_1 и d''_{w1} .

7.7. ПРОВЕРОЧНЫЙ И ПРОЕКТНЫЙ РАСЧЕТЫ ЗУБЬЕВ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ КОЛЕС ПО НАПРЯЖЕНИЯМ ИЗГИБА

Проверочный расчет зубчатой передачи по напряжениям изгиба выполняется в соответствии с ГОСТ 21354—75 по формулам

$$\sigma_{F1} = Y_{F1} Y_{\beta} K_{F\alpha} K_{F\beta} K_{F\nu} \frac{2 \cdot 10^3 M_1}{b_w d_1 m} \leq [\sigma]_{F1}; \quad (7.43)$$

$$\sigma_{F2} = \sigma_{F1} (Y_{F2} / Y_{F1}) \leq [\sigma]_{F2}. \quad (7.44)$$

При проектном расчете по напряжениям изгиба определяется ориентировочный модуль зубчатой передачи

$$m^0 = K_m \sqrt[3]{Y_{F1} Y_{\beta} \frac{M_1}{\psi_{bd} z_1^2}}. \quad (7.45)$$

Величины, входящие в формулы (7.43)—(7.45), приведены в табл. 7.16. σ_{F1} , σ_{F2} и m в этой таблице — определяемые величины; M_1 задано; геометрические характеристики d_1 , m , b_{w1} и β для проверочного расчета известны; ψ_{bd} и z_1 при проектном расчете определяются на основе рекомендации табл. 7.16.

Проверочный расчет. Перед началом проверочного расчета должна быть установлена окружная скорость v_1 по (7.1), степень точности изготовления передачи n по табл. 7.11, основной угол наклона β_b по (7.13), коэффициент суммы смещения X_{Σ} по табл. 7.8 и 7.9, диаметр основной окружности d_b по (7.26), а окружности вершин зубьев d_a по (7.24), углы профиля на окружности вершин α_{a1} и α_{a2} , углы профиля α_t и зацепления α_{tw} по (7.14) и (7.15), коэффициент перекрытия ϵ_{α} по (7.30). По рекомендациям п. 7.4 определяются $[\sigma]_{F1}$ и $[\sigma]_{F2}$. После этого находят коэффициенты, входящие в (7.43) и (7.44).

Коэффициент Y_F , учитывающий форму зуба, для прямозубых колес определяется в зависимости от числа зубьев z и коэффициента смещения исходного контура X по графику рис. 7.12; для косозубых колес указанный коэффициент находится по эквивалентному числу зубьев $z_3 = z / \cos^3 \beta$. Для внутренних зубьев Y_F принимается по графику рис. 7.13 (z_u — число зубьев долбяка).

Коэффициент Y_{β} , учитывающий наклон зуба, определяется по графику рис. 7.14.

Коэффициент $K_{F\alpha}$, учитывающий распределение нагрузки между зубьями, для прямозубых передач $K_{F\alpha} = 1,0$, для косозубых и шевронных

$$K_{F\alpha} = \frac{4 + (\epsilon_{\alpha} - 1)(n - 5)}{4\epsilon_{\alpha}}. \quad (7.46)$$

Коэффициент $K_{F\beta}$ неравномерности распределения нагрузки по длине контактных линий

$$K_{F\beta} = 1 + (K_{F\beta}^0 - 1) K_{Fw}. \quad (7.47)$$

Т а б л и ц а 7.16. Параметры к проверочному и проектному расчету зубьев по напряжениям изгиба по формулам (7.43)—(7.48)

Параметры	Наименование	Номер	
		формулы	таблицы или рисунка
σ_{F1} и σ_{F2} , МПа	Напряжения изгиба в зубьях шестерни и колеса	(7.43)—(7.44)	—
m , мм	Модуль зубчатого колеса	(7.45)	—
M_1 , Н·м	Крутящий момент на шестерне сопряженной пары	—	—
d_1 , мм	Делительный диаметр шестерни	(7.20)	—
b_{w1} , мм	Ширина зубчатого венца	(7.26)—(7.28)	—
Ψ_{bd}	Коэффициент ширины шестерни	—	7.10
z_1	Число зубьев шестерни	—	7.6
Y_F	Коэффициент, учитывающий форму зуба	—	Рис. 7.12 и 7.13
Y_β	Коэффициент, учитывающий угол наклона зубьев	—	Рис. 7.14
$K_{F\alpha}$	Коэффициент, учитывающий распределение нагрузки между зубьями	(7.46)	—
$K_{F\beta}$	Коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по длине контактных линий	(7.47)	—
K_{Fd}	Коэффициент, учитывающий динамическую нагрузку	(7.48)	—
K_m	Вспомогательный коэффициент при прокатном расчете передачи	—	—

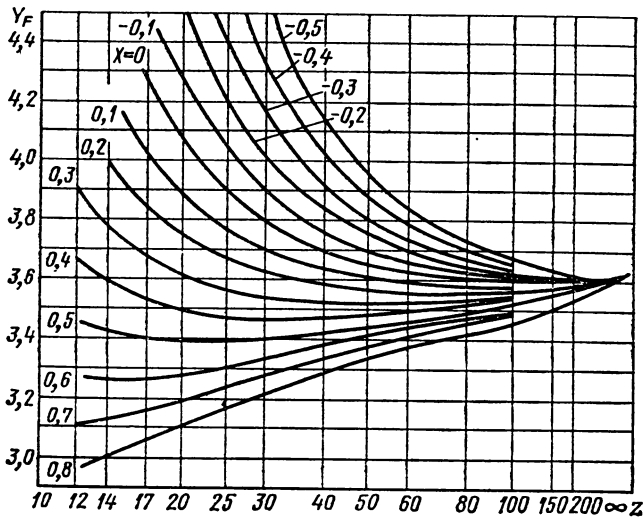


Рис. 7.12

Входящие в (7.47) величины определяются на основе нижеследующего. Коэффициент неравномерности в начальный период $K_{F\beta}^0 = f(K_{H\beta}^0)$, потому он определяется через $K_{H\beta}^0$ на основе приведенных ранее зависимостей (7.37), (7.38) и графиков рис. 7.10 и 7.11, а затем по графику рис. 7.15 в зависимости от ширины зубчатого венца b_w .

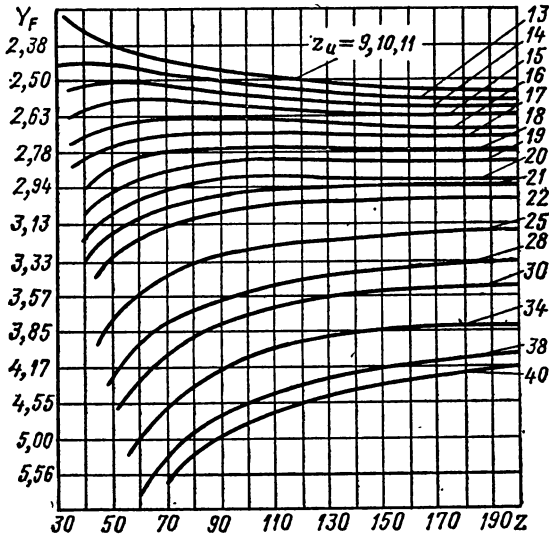


Рис. 7.13

Значение коэффициента K_{Fw} , учитывающего приработку зубьев, при H_{B1} и H_{B2} менее 350 равно 1,0, а при H_{B1} и H_{B2} более 350 дано на рис. 7.16.

Коэффициент K_{Fv} , учитывающий динамическую нагрузку, определяется зависимостью

$$K_{Fv} = 1 + v_F = 1 + \frac{\omega_{Fv} b_{w1} d_{w1}}{2 \cdot 10^3 M_1 K_{F\alpha} K_{F\beta}}, \quad (7.48)$$

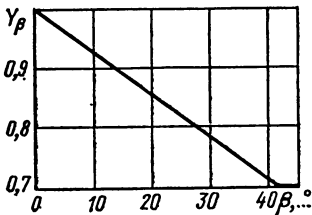


Рис. 7.14

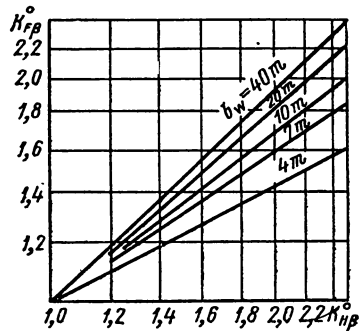


Рис. 7.15

где ω_{Fv} — удельная динамическая нагрузка, Н/мм;

$$\omega_{Fv} = \delta_F g_0 v_1 \sqrt{\frac{d_{w1} (u \pm 1)}{2u}}. \quad (7.49)$$

—Предельные значения ω_{Fv} не должны превышать значений, приведенных в табл. 7.15; δ_F для прямозубых колес равно 0,016, для косозубых и шевронных — 0,006; величина g_n приведена в табл. 7.14.

Проектный расчет. Проектный расчет модуля зубчатого зацепления по напряжениям изгиба может быть выполнен только методом последовательных приближений. Равенство (7.45) дает лишь ориентировочное значение модуля m^0 . При этом вспомогательный коэффициент

$$K_m = (11 + 14) / [\sigma]_{Fop}^{1/3}, \quad (7.50)$$

где $[\sigma]_{Fop}$ — ориентировочное значение допускаемых напряжений на изгиб при $v_F = 0,3$ (см. п. 7) для выбранных материалов зубчатых колес. Число зубьев z_1 выбирается по рекомендациям табл. 7.6 и рис. 7.7 в зависимости от передаточного числа u ; для определения ориентировочного значения модуля m^0 (7.45), по его численному значению выполняются расчеты параметров, необходимых для нахождения первого приближения коэффициентов $K'_{F\alpha}$, $K'_{F\beta}$, K'_{Fv} и допускаемых напряжений $[\sigma']_F$. Находится делительный диаметр d_1 по (7.12), по нему определяется окружная скорость (7.1), назначается степень точности изготовления передачи n по табл. 7.11, выбирается смещение X_s по табл. 7.8 и 7.9, определяется ширина венца b_{w1} по (7.27), считая $d_{w1} \approx d_1$, рассчитывается основной угол наклона зубьев β_b по (7.13), диаметр d_b по (7.26), а d_a по (7.24), углы профиля на окружности вершин α_{a1} и α_{a2} (см. с.132), углы профиля α_t и зацепления α_{tw} по (7.14) и (7.15) и коэффициент перекрытия ϵ_α по (7.30).

Далее в соответствии с указаниями табл. 7.16 определяются $K'_{F\alpha}$, $K'_{F\beta}$, K'_{Fv} и $[\sigma']_F$. После этого находится первое приближение K'_m

$$K'_m = \sqrt[3]{2 \cdot 10^3 K'_{F\alpha} K'_{F\beta} K'_{Fv} / [\sigma']_F}. \quad (7.51)$$

По K'_m определяется первое приближение модуля

$$m' = m^0 (K'_m / K_m),$$

что следует из (7.45). Если модуль m' менее чем на 5—8 % отличается от ориентировочного значения, то он округляется до ближайшего большего стандартного значения по табл. 7.7 и считается окончательным. Если же различие между m^0 и m' более 5—8 %, то по m' уточняются необходимые геометрические характеристики и находятся вторые приближения $K''_{F\alpha}$, $K''_{F\beta}$, K''_{Fv} и $[\sigma'']_F$, затем определяется второе приближение K''_m и второе приближение модуля

$$m'' = (K''_m / K'_m) m',$$

которое округляется в ближайшую большую сторону до стандартного значения. Как правило, второго приближения оказывается достаточно для получения требуемой точности расчета.

7.8. ПРИМЕР РАСЧЕТА ЗУБЬЕВ ЦИЛИНДРИЧЕСКОЙ ЗУБЧАТОЙ ПЕРЕДАЧИ

Спроектировать цилиндрическую косозубую зубчатую передачу при следующих параметрах: $M_1 = 23,8 \text{ Н}\cdot\text{м}$, $n_1 = 650 \text{ об/мин}$, $n_2 = 95,6 \text{ об/мин}$, $u = 6,8$. Ресурс работы передачи $T_{с.г} = 10 \text{ лет}$. Габариты передачи ограничены. Работа двухсменная. Коэффициент часовой загрузки $v_{ч.з} = 0,4$. Нагрузка с малыми толчками. Передача неревверсивная. Производство мелкосерийное. Циклограмма нагружения приведена на рис. 7.17.

Расчетный крутящий момент при коэффициенте режима работы $K_p = 1,2$

$$M_1 = 1,2 \cdot 23,8 = 28,6 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Частота вращения колеса

$$n_2 = 650/6,8 = 95,6 \text{ об/мин}.$$

Так как передача является первой ступенью (быстроходной) редуктора, то колеса делаются косозубыми. Выбираем $\beta = 12^\circ$ для правого направления шестерни и левого направления колеса.

Выбор материала и термообработки осуществляется по табл. 7.1. Для редуктора общего назначения при ограниченных габаритах передачи и средних нагрузках применяется сталь 40X с термообработкой рабочих поверхностей т. в. ч. до твердости HRC 45—50; твердость сердцевины HB 250—300.

Расчет допускаемых напряжений. Долговечность передачи (ψ)

$$T_{ch} = 8750 \cdot 10 = 87\,500.$$

Число часов работы передачи за весь срок службы

$$T_h = 0,7 \cdot 87\,500 \cdot 0,67 \cdot 0,4 = 16\,440 \text{ ч}.$$

Суммарное число циклов перемен напряжений: для шестерни $N_{\Sigma 1} = 60 \times 650 \cdot 16\,440 \cdot 1 = 640 \cdot 10^6$; для колеса $N_{\Sigma 2} = 60 \cdot 95,6 \cdot 16\,440 \cdot 1 = 94,2 \cdot 10^6$.

Крутящие моменты M_k i -х ступеней циклограммы (см. рис. 7.17):

$$M_{k1} = 28,6 \text{ Н}\cdot\text{м};$$

$$M_{k2} = 28,6 \cdot 0,6 = 17,2 \text{ Н}\cdot\text{м};$$

$$M_{k3} = 28,6 \cdot 0,1 = 2,86 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Эквивалентное число переменных напряжений по формуле (7.7) для шестерни

$$N_{HE1} = 640 \cdot 10^6 \left\{ \left[\frac{17,2 + 0,25 \cdot 28,6}{28,6(1 + 0,25)} \right]^3 0,6 + \left[\frac{2,86 + 0,25 \cdot 28,6}{28,6(1 + 0,25)} \right]^3 0,3 \right\} = 125 \cdot 10^6;$$

для колеса

$$N_{HE2} = 94,2 \cdot 10^6 \left\{ \left[\frac{17,2 + 0,25 \cdot 28,6}{28,6(1 + 0,25)} \right]^3 0,6 + \left[\frac{2,86 + 0,25 \cdot 28,6}{28,6(1 + 0,25)} \right]^3 0,3 \right\} = 18,4 \cdot 10^6.$$

Базовое число циклов определяется (см. рис. 7.2) по нижнему пределу твердости рабочих поверхностей зубьев HRC 45 или HB 420 (см. рис. 7.1): $N_{H0} = 55 \cdot 10^6$.

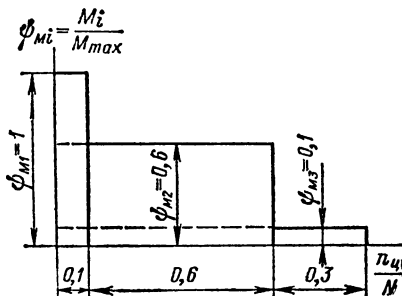


Рис. 7.17

Коэффициент долговечности по формуле (7.5): (принимается $K_{HL1} = 1$); для шестерни

$$K_{HL1} = \sqrt[6]{55 \cdot 10^6 / (125 \cdot 10^6)} = 0,87;$$

для колеса

$$K_{HL2} = \sqrt[6]{55 \cdot 10^6 / (18,4 \cdot 10^6)} = 1,2.$$

Для выбранной термообработки предел контактной выносливости, соответствующий базовому числу циклов (см. табл. 7.3),

$$\sigma_{H \text{ limb}} = 17,45 + 200 = 965 \text{ МПа.}$$

Тогда для шестерни $\sigma_{H \text{ lim1}} = 965 \cdot 1 = 965 \text{ МПа}$; для колеса $\sigma_{H \text{ lim2}} = 965 \times 1,2 = 1158 \text{ МПа}$.

Значение коэффициента S_H принимаем равным 1,2.
Допускаемое напряжение для шестерни

$$[\sigma]_{H1} = 0,9 (965/1,2) = 723 \text{ МПа};$$

для колеса

$$[\sigma]_{H2} = 0,9 (1158/1,2) = 870 \text{ МПа.}$$

Для косозубой передачи расчетное допускаемое напряжение по (7.8)

$$[\sigma]_H = 0,45 (723 + 870) = 720 \text{ МПа.}$$

Определение диаметра начальной окружности шестерни. Вспомогательный коэффициент по (7.41)

$$K_d = 1,0/720^{2/3} = 0,0124.$$

Коэффициент, учитывающий механические свойства материалов сопряженных колес (см. табл. 7.2), для пары сталь—сталь $K_E = 535$.

Коэффициент ширины шестерни для несимметрично расположенных опор при нагрузке с малыми толчками (см. табл. 7.10) $\psi_{bd} = 0,9$.

Ориентировочный диаметр начальной окружности шестерни при расчете на контактную выносливость по (7.32)

$$d_{w1}^0 = 0,0124 \cdot 535 \sqrt[3]{\frac{6,8 + 1}{0,9 \cdot 6,8}} 28,6 = 22 \text{ мм.}$$

Окружная скорость по (7.1)

$$v_1 = \frac{22 \cdot 650}{19 \cdot 10^3} = 0,76 \text{ м/с.}$$

При найденной окружной скорости принимаем 9-ю степень точности.

Коэффициент, учитывающий распределение нагрузки между зубьями (см. рис. 7.8), $K_{H\alpha} = 1,1$.

Ширина шестерни $b_{w1} = 0,9 \cdot 22 \approx 20 \text{ мм}$.

Удельная окружная сила по (7.38)

$$W_{Hm} = \frac{2 \cdot 10^3 \cdot 23,8}{20 \cdot 22} 1,1 = 1190 \text{ Н/мм.}$$

Суммарная жесткость сопряженных зубьев $C_{\Sigma t}$, определенная по графику рис. 7.10, равна 20 000 Н/мм².

Коэффициент K_k для принятой схемы равен 0,14. Расчет перекоса валов в плоскости зацепления по методике, изложенной в п. 13.5, дал значение $\gamma_{\Sigma} = 2,87 \cdot 10^{-3}$ рад. Тогда $K_{H\beta}^0$ по (7.37)

$$K_{H\beta}^0 = 1 + \frac{0,4 \cdot 20 \cdot 2,87 \cdot 10^{-3} \cdot 2 \cdot 10^4}{1190} + 0,14 \left(\frac{20}{22} \right)^2 = 1,5.$$

Коэффициент, учитывающий приработку, находится по графику рис. 7.9: $K_{Hw} = 0,62$.

Значение $K'_{H\beta}$ по (7.36)

$$K'_{H\beta} = 1 + (1,5 - 1) 0,62 = 1,31.$$

По табл. 7.13 находим $\delta_H = 0,004$, по табл. 7.14 $g_v = 73$, так как предварительное значение модуля

$$m = 22 \cos 12^\circ / 18 = 1,196 \text{ мм.}$$

Окружная динамическая нагрузка по (7.40)

$$W_{Hv} = 0,004 \cdot 73 \cdot 0,76 \sqrt{22 \frac{6,8 + 1}{2 \cdot 6,8}} = 0,79 \text{ Н/мм.}$$

Коэффициент, учитывающий динамическую нагрузку, возникающую в зацеплении [см. формулу (7.39)],

$$K'_{Hv} = 1 + \frac{0,79 \cdot 20 \cdot 22}{2 \cdot 10^9 \cdot 28,6 \cdot 1,1 \cdot 1,31} = 1 + 0,0043 = 1,0043.$$

Эквивалентное число циклов переменных напряжений по (7.7) для шестерни

$$N_{HE1} = 640 \cdot 10^6 \left\{ \left[\frac{17,2 + 0,0043 \cdot 28,6}{28,6 (1 + 0,0043)} \right]^3 0,6 + \left[\frac{2,86 + 0,0043 \cdot 28,6}{28,6 (1 + 0,0043)} \right]^3 0,3 \right\} = 84,7 \cdot 10^6;$$

для колеса

$$N_{HE2} = 94,2 \cdot 10^6 \left\{ \left[\frac{17,2 + 0,0043 \cdot 28,6}{28,6 (1 + 0,0043)} \right]^3 0,6 + \left[\frac{2,86 + 0,0043 \cdot 28,6}{28,6 (1 + 0,0043)} \right]^3 0,3 \right\} = 12,5 \cdot 10^6.$$

Коэффициент долговечности по (7.6) для шестерни

$$K_{HL1} = \sqrt[6]{\frac{55 \cdot 10^6}{84,7 \cdot 10^6}} = 0,93, \text{ (принимается } K_{HL1} = 1);$$

для колеса

$$K_{HL2} = \sqrt[6]{\frac{55 \cdot 10^6}{12,5 \cdot 10^6}} = 1,28.$$

Предел контактной выносливости поверхностей зубьев по (7.4), (7.5) для шестерни

$$\sigma_{H \text{ lim } 1} = 965 \cdot 1 = 965 \text{ МПа;}$$

для колеса

$$\sigma_{H \text{ lim } 2} = 965 \cdot 1,28 = 1235 \text{ МПа.}$$

Допускаемое контактное напряжение по (7.3) для шестерни

$$[\sigma]_{H1} = 0,9 \cdot 965 / 1,2 = 723 \text{ МПа};$$

для колеса

$$[\sigma]_{H2} = 0,9 \cdot 1235 / 1,2 = 926 \text{ МПа}.$$

Находим необходимые геометрические характеристики. Так как колеса передачи выполняются без смещения, то угол зацепления равен углу профиля. Для косозубого зубчатого колеса угол профиля определяется так:

$$\operatorname{tg} \alpha_t = \operatorname{tg} 20^\circ / \cos 12^\circ = 0,3721, \quad \alpha_t = 20,41^\circ.$$

Диаметры основных окружностей шестерни по (7.26)

$$d_{b1} = 22 \cdot \cos 20,41^\circ = 20,619 \text{ мм};$$

колеса

$$d_{b2} = 149,6 \cos 20,41^\circ = 140,2 \text{ мм}.$$

Диаметры окружностей вершин шестерни по (7.24)

$$d_{a1} = 22 + 2 \cdot 1,25 = 24,5 \text{ мм};$$

колеса

$$d_{a2} = 149,6 + 2 \cdot 1,25 = 152,1 \text{ мм}.$$

Угол профиля зуба в точке на окружности вершин шестерни

$$\cos \alpha_{a1} = 20,619 / 24,5 = 0,8416, \quad \alpha_{a1} = 32,69^\circ;$$

колеса

$$\cos \alpha_{a2} = 140,2 / 152,1 = 0,9218, \quad \alpha_{a2} = 22,81^\circ.$$

Коэффициент перекрытия по (7.30)

$$\epsilon_\alpha = \frac{18 \operatorname{tg} 32,69^\circ + 122 \operatorname{tg} 22,18^\circ - (18 + 122) \operatorname{tg} 20,41^\circ}{2\pi} = 1,71.$$

Коэффициент, учитывающий суммарную длину контактных линий, по (7.33)

$$Z'_e = \sqrt{1/1,71} = 0,765.$$

Коэффициент, учитывающий форму сопряженных поверхностей зубьев в полюсе зацепления, по (7.35)

$$Z'_H = \sqrt{2 \cos 12^\circ / \sin 2 \cdot 20^\circ} = 1,75.$$

Первое приближение вспомогательного коэффициента по (7.42)

$$K'_d = \sqrt[3]{\frac{1,75^2 \cdot 0,765^2 \cdot 1,0043 \cdot 1,31 \cdot 1,1}{742^2}} = 0,0168.$$

Первое приближение диаметра начальной окружности шестерни при расчете на контактную выносливость

$$d'_{w1} = d_{w1}^0 (K'_d / K_d) = 22 (0,0168 / 0,0124) = 29,806 \text{ мм},$$

Первое приближение расчетного модуля по (7.12)

$$m' = \frac{29,806}{18} \cos 12^\circ = 1,62 \text{ мм}.$$

По табл. 7.7 округляем полученное значение до стандартного:

$$m'' = m = 1,75 \text{ мм}.$$

Проверка зубьев по напряжениям изгиба. Предел выносливости зубьев при изгибе, соответствующий базовому числу циклов перемены напряжений (см. табл. 7.4.), для выбранного материала $\sigma_{Flimb} = 700$ МПа.

Коэффициент, учитывающий влияние шлифования переходной поверхности зуба (см. табл. 7.4), $K_{Fg} = 1,0$. Коэффициент, учитывающий влияние деформированного упрочнения переходной поверхности зуба (см. табл. 7.4), $K_{Fd} = 1,0$. Коэффициент K_{Fc} для нереверсивной передачи равен 1,0. Базовое число циклов $N_{F0} = 4 \cdot 10^6$. Число циклов переменных напряжений за время действия нагрузки i -й ступени циклограммы (см. рис. 7.17) для шестерни таково:

$$n_{ц1} = 60 \cdot 650 \cdot 16 \cdot 440 \cdot 0,1 = 64,1 \cdot 10^6;$$

$$n_{ц2} = 60 \cdot 650 \cdot 16 \cdot 440 \cdot 0,6 = 384,7 \cdot 10^6;$$

$$n_{ц3} = 60 \cdot 650 \cdot 16 \cdot 440 \cdot 0,3 = 192,3 \cdot 10^6;$$

для колеса

$$n_{ц1} = 60 \cdot 95,6 \cdot 16 \cdot 440 \cdot 0,1 = 9,43 \cdot 10^6;$$

$$n_{ц2} = 60 \cdot 95,6 \cdot 16 \cdot 440 \cdot 0,6 = 56,6 \cdot 10^6;$$

$$n_{ц3} = 60 \cdot 95,6 \cdot 16 \cdot 440 \cdot 0,3 = 28,3 \cdot 10^6.$$

Эквивалентное число циклов по (7.11) для шестерни

$$N_{FE1} = 64,1 \cdot 10^6 + \left[\frac{17,2 + 0,025 \cdot 28,6}{28,6(1 + 0,025)} \right]^9 384,7 \cdot 10^6 + \\ + \left[\frac{2,86 + 0,025 \cdot 28,6}{28,6(1 + 0,025)} \right]^9 192,3 \cdot 10^6 = 68,6 \cdot 10^6;$$

для колеса

$$N_{FE2} = 9,43 \cdot 10^6 + \left[\frac{17,2 + 0,025 \cdot 28,6}{28,6(1 + 0,025)} \right]^9 56,6 \cdot 10^6 + \\ + \left[\frac{2,86 + 0,025 \cdot 28,6}{28,6(1 + 0,025)} \right]^9 28,3 \cdot 10^6 = 10,1 \cdot 10^6.$$

Коэффициент долговечности для шестерни

$$K_{FL1} = \sqrt[9]{4 \cdot 10^6 / (68,6 \cdot 10^6)} = 0,73, \text{ принимаем } K_{FL1} = 1,0;$$

для колеса

$$K_{FL2} = \sqrt[9]{4 \cdot 10^6 / (10,1 \cdot 10^6)} = 0,9, \text{ принимаем } K_{FL2} = 1,0.$$

Предел выносливости зубьев при изгибе, соответствующий эквивалентному числу циклов по (7.10) для шестерни $\sigma_{Flim1} = 700 \cdot 1,0 \cdot 1,0 \cdot 1,0 \cdot 1,0 = 700$ МПа; для колеса $\sigma_{Flim2} = 700 \cdot 1,0 \cdot 1,0 \cdot 1,0 \cdot 1,0 = 700$ МПа.

Коэффициент, учитывающий градиент напряжений и чувствительность материала к концентрации напряжений (см. рис. 7.4) $Y_s = 1,05$. Коэффициент, учитывающий размеры зубчатого колеса (см. рис. 7.5) для шестерни и колеса $k_{xF} = 1,0$. Коэффициент безопасности для поковок $S_F = 1,75$.

Допускаемое напряжение по (7.9) для шестерни

$$[\sigma]_{F1} = 1,05 \cdot 1,0 (700/1,75) = 420 \text{ МПа};$$

для колеса

$$[\sigma]_{F2} = 1,05 \cdot 1,0 (700/1,75) = 420 \text{ МПа}.$$

Коэффициент, учитывающий распределение нагрузки между зубьями,

$$K_{F\alpha} = \frac{4 + (1,71 - 1)(9 - 5)}{4 \cdot 1,71} = 1,0.$$

Окружная скорость по (7.1)

$$v = 3,14 \cdot 32,204 \cdot 650 / (60 \cdot 10^3) = 1,1 \text{ м/с}.$$

Коэффициент, учитывающий влияние вида зубчатой передачи $\delta_F = 0,006$. Коэффициент ширины шестерни $\psi_{bd} = 1,056$. Коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по длине контактных линий [см. рис. 7.15 и формулу (7.47)] $K_{F\beta} = 1,6$.

Удельная окружная динамическая нагрузка по (7.49)

$$W_{Fv} = 0,006 \cdot 73 \cdot 1,1 \sqrt{\frac{32,204(6,8+1)}{2 \cdot 6,8}} = 2,071 \text{ Н/мм.}$$

Коэффициент, учитывающий динамическую нагрузку, возникающую в зацеплении (7.48),

$$K_{Fv} = 1 + \frac{2,071 \cdot 34 \cdot 32,204}{2 \cdot 10^8 \cdot 28,6 \cdot 1 \cdot 1,6} = 1 + 0,025 = 1,025.$$

Эквивалентное число зубьев для шестерни $z_{\beta 1} = 18/\cos^3 12^\circ = 19$, для колеса $z_{\beta 2} = 122/\cos^3 12^\circ = 130$. Коэффициент, учитывающий форму зуба (см. рис. 7.12), для шестерни $Y_{F1} = 4,1$, для колеса $Y_{F2} = 3,6$. Коэффициент, учитывающий наклон зуба (см. рис. 7.14) $Y_{\beta} = 0,914$.

Напряжения изгиба в зубьях шестерни по (7.43)

$$\sigma_{F1} = 4,1 \cdot 0,914 \cdot 1,0 \cdot 1,6 \cdot 1,6 \cdot 1,025 \frac{2 \cdot 10^8 \cdot 28,6}{34 \cdot 32,204 \cdot 1,75} = 187 \text{ МПа.}$$

Следовательно, условие прочности выполняется ($187 < 420$).

Напряжения изгиба в зубьях колеса по (7.44)

$$\sigma_{F2} = 187 (3,6/4,1) = 164 \text{ МПа.}$$

Следовательно, условие прочности выполняется ($164 < 420$).

7.9. ГЕОМЕТРИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ КОНИЧЕСКИХ ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС

По ГОСТ 19325—73 различаются конические зубчатые колеса с тремя разновидностями осевой формы зубьев. Ниже рассматривается геометрический расчет колес с пропорционально понижающейся формой зуба, у которых вершина делительного конуса и конуса впадин сходятся в общей точке и, следовательно, высота ножки зуба прямо пропорциональна расстоянию от вершины. Геометрический расчет передач с иной формой зуба приведен в ГОСТ 19326—73.

Расчетные зависимости для прямозубых конических зубчатых передач устанавливаются ГОСТ 19624—74, а для передач с круговыми зубьями — ГОСТ 19326—73. Расчет должен производиться со следующей точностью: линейные размеры с точностью не ниже 0,0001 мм, угловые размеры с точностью не ниже 1', тригонометрические величины с точностью не ниже 0,00001, передаточные числа, числа зубьев эквивалентных зубчатых колес, коэффициенты смещения и коэффициенты изменения толщины зуба — с точностью не ниже 0,01.

Система терминологии и обозначений геометрических параметров конических зубчатых колес установлена ГОСТ 19325—73 и во многом аналогична обозначениям для цилиндрических зубчатых колес по ГОСТ 16530—70. Отличительной особенностью является добавление ряда индексов, относящихся к внешнему торцевому сечению — индекс e и к среднему торцевому сечению конического зубчатого колеса — индекс m .

Некоторые геометрические параметры конических зубчатых колес определяются или при компоновке передачи, когда они назначаются в зависимости от размеров сопряженных деталей и требуемых габаритных размеров, или же в результате прочностного расчета. Из кинематического расчета передачи должно быть известно передаточное число рассчитываемой ступени i и окружная скорость

$$v_{1CP} = \pi d_{m1} n_1 / 60, \quad (7.52)$$

где d_{m1} — средний делительный диаметр; n_1 — частота вращения шестерни, об/мин.

Т а б л и ц а 7.17. Геометрические параметры конических зубчатых передач

Параметры	Наименование	Номер	
		формулы	таблицы или рисунка
Σ, \dots°	Межосевой угол	—	Рис. 7.18
u	Передаточное число	—	—
δ_1, \dots°	Угол делительного конуса шестерни	(7.53)	—
δ_2, \dots°	Угол делительного конуса колеса	(7.54)	—
z_1	Число зубьев шестерни	—	7.18; 7.19
z_2	» зубьев колеса	—	7.18; 7.19
β_n, \dots°	Средний угол наклона линии зуба	—	7.19
ψ_{bR}	Коэффициент ширины зубчатого венца	(7.55); (7.56)	—
m_e , мм	Внешний окружной модуль	(7.57)	—
m_n , мм	Средний нормальный модуль	(7.58)	—
d_e , мм	Внешний делительный диаметр	(7.59)	Рис. 7.18
d_m , мм	Средний делительный диаметр	(7.60); (7.61)	
d_{ae} , мм	Внешний диаметр вершин зубьев	(7.62)	
R_e , мм	Внешнее конусное расстояние	(7.63)	
R_m , мм	Среднее конусное расстояние	(7.64)	Рис. 7.18
b , мм	Ширина зубчатого венца	(7.65)	
X	Коэффициент смещения прямозубых колес	—	
X_n	Коэффициент смещения колес с круговыми зубьями	—	
X_τ	Коэффициент изменения расчетной толщины зуба	(7.66)	7.22
θ_a , рад	Угол делительной головки зуба	(7.69)	Рис. 7.18
θ_f , рад	Угол делительной ножки зуба	(7.67); (7.68)	
δ_a , рад	Угол конуса вершин зубьев	(7.70)	
δ_f , рад	Угол конуса впадин зубьев	(7.70)	
h_a , мм	Высота головки в среднем сечении	(7.71)	—
h_{ac} , мм	Внешняя высота головки зуба	(7.72)	—
z_{vt}	Число зубьев эквивалентного цилиндрического зубчатого колеса	(7.73)	—
ε_α	Коэффициент торцевого перекрытия	(7.74)	—
α_t	Угол торцевого профиля	(7.75)	7.24
$j_n \min$	Боковой зазор в зацеплении	(7.29)	—
n	Степень точности изготовления	—	7.11

Геометрический расчет начинают с определения или назначения ряда исходных параметров, с помощью которых находятся все необходимые геометрические размеры. К исходным параметрам относятся: межосевой угол, числа зубьев шестерни и колеса, средний угол наклона зуба (для колес с круговыми зубьями), коэффициент высоты головки, коэффициент радиального зазора.

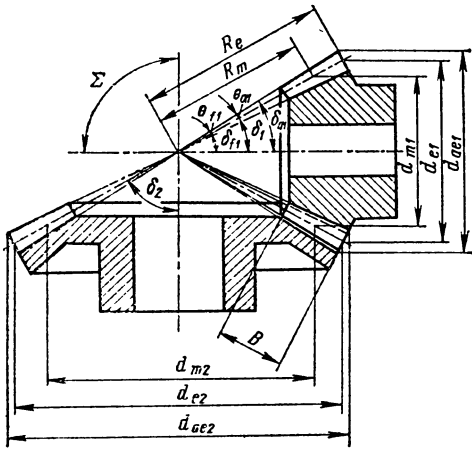


Рис. 7.18

Углы делительных конусов δ_1 и δ_2 (рис. 7.18) в общем случае определяются следующим образом:

$$\delta_1 = \arctg [\sin \Sigma / (u + \cos \Sigma)]; \quad \delta_2 = \Sigma - \delta_1. \quad (7.53)$$

Для ортогональной передачи ($\Sigma = 90^\circ$)

$$\delta_1 = \arctg (1/u); \quad \delta_2 = 90^\circ - \delta_1. \quad (7.54)$$

Число зубьев шестерни и колеса z_1 и z_2 выбирать для прямых и круговых зубьев соответственно по рекомендациям табл. 7.18 и 7.19.

Т а б л и ц а 7.18. Минимально допустимое число зубьев ортогональной конической зубчатой передачи с прямыми зубьями при исходном контуре по ГОСТ 13754—68 *

Число зубьев шестерни z_1	Наименьшее число зубьев сопряженного колеса z_2	Число зубьев шестерни z_1	Наименьшее число зубьев сопряженного колеса z_2
12	30	15	19
13	26	16	18
14	20	17	17

Средний угол наклона зубьев β_n выбирается в пределах $0-45^\circ$. Рекомендуется применить одно из значений ряда: 0, 10, 15, 20, 25, 30, 35, 40, 45° . Предпочтителен к применению угол наклона $\beta_n = 35^\circ$. Для колес с малым числом зубьев ($z_1 = 6 \div 12$) угол наклона линии зуба рекомендуется выбирать с учетом данных табл. 7.19. При назначении угла наклона следует учитывать, что с его увеличением увеличивается коэффициент осевого перекрытия и соответственно плав-

В табл. 7.17 приведены основные геометрические параметры конических зубчатых колес с соответствующими ссылками на расчетные зависимости или графики, на основе которых эти параметры определяются.

Межосевой угол Σ (рис. 7.18), являющийся дополнительным до 180° углом между векторами угловых скоростей, определяется при общей компоновке и конструировании передачи.

Конические зубчатые передачи могут выполняться с углами от 10 до 170° , однако наибольшее распространение получили ортогональные передачи, у которых $\Sigma = 90^\circ$.

Передаточное число и как отношение n_1/n_2 также определяется при общем расчете и конструировании передачи.

Т а б л и ц а 7.19. Минимально допустимые числа зубьев ортогональной конической передачи с круговыми зубьями при исходном контуре по ГОСТ 16202—70

Число зубьев шестерни z_1	Наименьшее число зубьев колеса z_2	Число зубьев шестерни z_1	Наименьшее число зубьев колеса z_2
6	34 при $\beta_n \geq 42^\circ$	12	30 при β_n от 0 до 15° 28 при $\beta_n \geq 20^\circ$ 26 при β_n св. 29 до 45°
7	33 при $\beta_n \geq 40^\circ$		
8	32 при $\beta_n \geq 38^\circ$	13	26 при β_n от 0 до 15° 24 при β_n св. 15 до 29° 22 при β_n св 29 до 45°
9	31 при $\beta_n \geq 35^\circ$	14	20 при β_n от 0 до 45°
10	32 при $\beta_n \geq 28^\circ$ 30 при $\beta_n \geq 32^\circ$	15	19 при β_n от 0 до 45°
		16	18 при β_n от 0 до 45°
11	30 при $\beta_n \geq 25^\circ$ 28 при β_n св. 29 до 45°	17	17 при β_n от 0 до 45°

ность работы передачи, но одновременно растут осевые нагрузки на валы и опоры, что ведет к увеличению их габаритных размеров и уменьшению ресурса.

Направление зуба конического зубчатого колеса устанавливается следующим образом: если со стороны вершины конуса зубчатого колеса виден зуб, направленный от центра вправо, то такое направление считается правым, противоположное направление — левым. Шестерня и колесо должны иметь зубья противоположного направления.

Коэффициент ширины зубчатого венца ψ_{bR} — это отношение ширины венца b к внешнему конусному расстоянию R_e . Рекомендуется принимать при консольном расположении конического колеса соответственно для обычных и ортогональных передач:

$$\psi_{bR} = \frac{1,2}{\operatorname{ctg} \delta_1 + 0,6} \quad \text{или} \quad \psi_{bR} = \frac{1,2}{u + 0,6}; \quad (7.55)$$

при расположении опор с двух сторон колеса

$$\psi_{bR} = \frac{1,6}{\operatorname{ctg} \delta_1 + 0,8} \quad \text{или} \quad \psi_{bR} = \frac{1,6}{u + 0,6}. \quad (7.56)$$

Значение ψ_{bR} не должно приниматься более 0,3, а ширина венца b в конечном итоге должна быть не более десяти внешних окружных модулей m_e .

Модули внешней окружной m_e и средний нормальный m_n являются важными характеристиками конической передачи. Если на основе прочностного расчета

или по конструктивным соображениям выбран внешний делительный диаметр шестерни или колеса (d_{e1} или d_{e2}) или внешнее конусное расстояние R_e , то

$$m_e = m_{te} = \frac{d_{e1}}{z_1} = \frac{d_{e2}}{z_2} = \frac{2R_e}{\sqrt{z_1^2 + z_2^2 + 2z_1z_2 \cos \Sigma}}. \quad (7.57)$$

Соотношение между m_e и m_n определяется зависимостью

$$m_n = (1 - 0,5\psi_{bR}) \cos \beta_n m_e. \quad (7.58)$$

Найденное значение m_n следует округлить в большую сторону до стандартного значения по табл. 7.7 Если средний нормальный модуль m_n определен на основе прочностного расчета по изгибу зубьев, то по формуле (7.58) находится решение относительно m_e внешний окружной модуль. Для прямозубой передачи $m_n = m$.

Делительные диаметры d_e , d_m и d_{ae} определяются из соотношений:

$$d_{e1} = m_e z_1 = m_{te} z_1; \quad d_{e2} = m_e z_2 = m_{te} z_2; \quad (7.59)$$

$$d_{m1} = m z_1 = m_n z_1 / \cos \beta_n; \quad d_{m2} = m z_2 = m_n z_2 / \cos \beta_n. \quad (7.60)$$

Соотношение между d_e и d_m следующее:

$$d_{m1} = d_{e1} (1 - 0,5\psi_{bR}); \quad d_{m2} = d_{e2} (1 - 0,5\psi_{bR}). \quad (7.61)$$

Внешние диаметры шестерни и колеса могут быть рассчитаны после определения высоты головки зубьев h_{ae1} и h_{ae2} (см. ниже) по равенствам:

$$\left. \begin{aligned} d_{ae1} &= d_{e1} + 2h_{ae1} \cos \delta_1; \\ d_{ae2} &= d_{e2} + 2h_{ae2} \cos \delta_2; \end{aligned} \right\} \quad (7.62)$$

Внешнее и среднее конусные расстояния R_e и R_m определяются через средний делительный диаметр d_{m1}

$$R_e = \frac{d_{m1}}{2(1 - 0,5\psi_{bR}) \sin \delta_1}. \quad (7.63)$$

Соотношение

$$R_e / R_m = d_{e1} / d_{m1} = d_{e2} / d_{m2},$$

следовательно,

$$R_m = (d_{m1} / d_{e1}) R_e. \quad (7.64)$$

Ширина зубчатого венца b

$$b = \psi_{bR} R_e. \quad (7.65)$$

Рекомендуется

$$b \leq 0,35R_m \text{ или } b \leq 0,3R_e.$$

Значение b округляется до целого числа по ГОСТ 6636—69.

Коэффициенты смещения X и X_n соответственно прямозубых колес и колес с круговым зубом назначаются для выравнивания удельного скольжения вувьев шестерни и колеса. Одновременно при этом исключается подрезание вувьев и увеличивается их излозная прочность у шестерни. Конические передачи рекомендуется делать равносмещенными, при этом шестерня делается с положительным смещением ($+X$), а колесо — с равным ему по величине отрицательным смещением ($X_2 = -X_1$). Рекомендации по выбору коэффициентов смещения для ортогональных передач с $u > 1$ приведены для прямозубых колес в табл. 7.20, а для колес с круговым зубом X_n — в табл. 7.21. Табл. 7.20 и 7.21 могут быть использованы также для определения X или X_n неортогональных передач. При этом под передаточным числом u в указанных таблицах принимается эквивалентная величина $u_3 = \sqrt{u (\cos \delta_1 / \cos \delta_2)}$, где u — фактическое передаточное число.

Т а б л и ц а 7.20. Коэффициенты смещения для ортогональных конических зубчатых передач с прямыми зубьями при исходном контуре по ГОСТ 13754—68

Число зубьев шестерни	Значения X при u											
	1	1,12	1,25	1,4	1,6	1,8	2,0	2,5	3,15	4,0	5,0	6,3 и выше
12	—	—	—	—	—	—	—	0,50	0,53	0,56	0,57	0,58
13	—	—	—	—	—	—	0,44	0,48	0,52	0,54	0,55	0,56
14	—	—	—	0,27	0,34	0,38	0,42	0,47	0,50	0,52	0,53	0,54
15	—	—	0,18	0,25	0,31	0,36	0,40	0,45	0,48	0,50	0,51	0,52
16	—	0,10	0,17	0,24	0,30	0,35	0,38	0,43	0,46	0,48	0,49	0,50
18	0,00	0,09	0,15	0,22	0,28	0,33	0,36	0,40	0,43	0,45	0,46	0,47
20	0,00	0,08	0,14	0,20	0,26	0,30	0,34	0,37	0,40	0,42	0,43	0,44
25	0,00	0,07	0,13	0,18	0,23	0,26	0,29	0,33	0,36	0,38	0,39	0,40

Т а б л и ц а 7.21. Коэффициенты смещения для ортогональных конических зубчатых передач с круговыми зубьями при исходном контуре по ГОСТ 16202—70

Число зубьев шестерни	Значения $X_{\pi 1}$ при u											
	1	1,12	1,25	1,4	1,6	1,8	2,0	2,5	3,15	4,0	5,0	6,3 и выше
<i>Расчетный угол наклона зуба β_n от 15 до 29°</i>												
10 ($\beta_n \geq 28^\circ$)	—	—	—	—	—	—	—	—	0,49	0,52	0,53	0,54
11 ($\beta_n \geq 25^\circ$)	—	—	—	—	—	—	—	—	0,48	0,49	0,51	0,52
12 ($\beta_n \geq 20^\circ$)	—	—	—	—	—	—	—	0,42	0,46	0,48	0,49	0,50
13	—	—	—	—	—	0,33	0,37	0,40	0,43	0,45	0,47	0,48
14	—	—	—	0,21	0,26	0,32	0,36	0,39	0,42	0,44	0,45	0,46
15	—	—	0,14	0,20	0,25	0,30	0,34	0,37	0,40	0,42	0,43	0,43
16	—	0,07	0,14	0,20	0,24	0,29	0,32	0,35	0,38	0,40	0,41	0,42
17	0,00	0,06	0,13	0,19	0,23	0,28	0,31	0,34	0,37	0,39	0,40	0,41
18	0,00	0,06	0,12	0,18	0,22	0,27	0,30	0,33	0,36	0,38	0,39	0,39
20	0,00	0,05	0,11	0,16	0,21	0,24	0,26	0,29	0,33	0,35	0,36	0,36
25	0,00	0,05	0,10	0,14	0,18	0,20	0,23	0,25	0,28	0,30	0,31	0,32
<i>Расчетный угол наклона зуба β_n от 29 до 45°</i>												
6 ($\beta_n \geq 42^\circ$)	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	0,70
7 ($\beta_n \geq 40^\circ$)	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	0,65	0,66
8 ($\beta_n \geq 38^\circ$)	—	—	—	—	—	—	—	—	—	0,51	0,53	0,54
9 ($\beta_n \geq 35^\circ$)	—	—	—	—	—	—	—	—	0,46	0,49	0,50	0,52
10 ($\beta_n \geq 32^\circ$)	—	—	—	—	—	—	—	—	0,44	0,47	0,47	0,48
11	—	—	—	—	—	—	—	0,38	0,41	0,44	0,45	0,45
12	—	—	—	—	—	—	0,32	0,37	0,39	0,41	0,42	0,43
13	—	—	—	—	—	0,27	0,30	0,35	0,37	0,39	0,40	0,41
14	—	—	—	0,18	0,23	0,26	0,29	0,33	0,35	0,37	0,38	0,39
15	—	—	0,12	0,17	0,22	0,25	0,27	0,31	0,33	0,35	0,36	0,37
16	—	0,06	0,11	0,16	0,21	0,24	0,26	0,30	0,32	0,34	0,35	0,35
18	0,00	0,05	0,10	0,15	0,19	0,22	0,24	0,27	0,30	0,32	0,32	0,33
20	0,00	0,05	0,09	0,13	0,17	0,20	0,22	0,26	0,28	0,29	0,29	0,30
25	0,00	0,04	0,08	0,11	0,15	0,17	0,19	0,21	0,24	0,25	0,25	0,26

Эквивалентное число зубьев шестерни $z_{э1}$ определяется из равенства

$$z_{э1} = \frac{z_1}{\cos \delta_1 \sqrt{1 + \frac{1}{u} \frac{\cos \delta_2}{\cos \delta_1}}}$$

Коэффициент изменения расчетной толщины зуба X_{τ} позволяет получить некоторое увеличение толщины зуба шестерни за счет уменьшения толщины зуба колеса, что ведет к выравниванию напряжений изгиба и повышению изломной прочности передачи. Использование колес с разной толщиной зубьев рекомендуется в передачах с $u \geq 2,5$, при этом величина X_{τ} для ортогональных передач с прямым зубом

$$\begin{aligned} K_{\tau 1} &= 0,03 + 0,008(u - 2,5); \\ X_{\tau 2} &= -X_{\tau 1}. \end{aligned} \quad (7.66)$$

Для ортогональных передач с круговым зубом значения $X_{\tau 1}$ определяются из табл. 7.22. Формула и таблица могут быть использованы и для неортогональных передач, если вместо u использовать u_3 .

Т а б л и ц а 7.22. Коэффициенты изменения расчетной толщины зуба исходного контура для ортогональной конической зубчатой передачи при исходном контуре по ГОСТ 16202—70

Расчетный угол наклона зуба β_n, \dots°	Значение $X_{\tau 1}$ при u			
	от 2,5 до 4	св 4 до 6,3	св. 6,3 до 8	св 8 до 10
От 0 до 15	0,04	0,06	0,08	0,10
Св. 15 до 29	0,08	0,10	0,12	0,14
« 29 » 40	0,12	0,14	0,16	0,18
« 40 » 45	0,16	0,18	0,20	0,22

Углы делительной ножки θ_f и головки θ_a зуба для зубчатых колес с пропорционально понижающейся осевой формой и прямым зубом

$$\operatorname{tg} \theta_{f1} = \frac{m_e}{R_e} (h_a^* - X_1 + C^*); \quad (7.67)$$

$$\operatorname{tg} \theta_{f2} = \frac{m_e}{R_e} (h_a^* + X_1 + C^*);$$

для колес с круговым зубом

$$\left. \begin{aligned} \operatorname{tg} \theta_{f1} &= \frac{(h_a^* + C^* - X_{n1}) m_n + \delta h_f}{R_m}; \\ \operatorname{tg} \theta_{f2} &= \frac{(h_a^* + C^* + X_{n1}) m_n + \delta h_f}{R_m}. \end{aligned} \right\} \quad (7.68)$$

Значения коэффициента высоты головки h_a^* и радиального зазора C^* принимаются: $h_a^* = 1,0$; $C^* = 0,25$. Поправка δh_f вводится только при $X_{\tau 1} = 0$ и двусторонней обработке колеса и принимается по табл. 7.23.

Т а б л и ц а 7.23. Значения поправки δh_f

Средний нормальный модуль	δh_f	Средний нормальный модуль	δh_f	Средний нормальный модуль	δh_f	Средний нормальный модуль	δh_f
1,0	-0,016	2,25	0,119	5,0	0,143	11	0,371
1,125	0,060	2,5	0,072	5,5	0,048	12	-0,095
1,25	0,036	2,75	0,024	6,0	-0,047	14	0,347
1,375	0,012	3,0	-0,024	7,0	0,036	16	0,789
1,5	-0,010	3,5	0,155	8,0	0,120	18	-0,143
1,75	0,077	4,0	0,060	9,0	-0,071	20	0,299
2,0	0,030	4,5	0,239	10,0	0,150	22	0,741
						25	0,718

Делительные углы головки зуба:

$$\theta_{a1} = \theta_{f2}; \quad \theta_{a2} = \theta_{f1}. \quad (7.69)$$

Углы конуса вершин δ_a и впадин δ_f зуба:

$$\left. \begin{aligned} \delta_{a1} &= \delta_1 + \theta_{a1}; & \delta_{a2} &= \delta_2 + \theta_{a2}; \\ \delta_{f1} &= \delta_1 - \theta_{f1}; & \delta_{f2} &= \delta_2 - \theta_{f2}. \end{aligned} \right\} \quad (7.70)$$

Высота головки в среднем сечении h_a определяется из равенств:

$$h_{a1} = (1,0 + X_{n1}) m_n; \quad h_{a2} = (1,0 - X_{n1}) m_n. \quad (7.71)$$

Внешняя высота головки зуба h_{ae} для прямозубых колес:

$$h_{ae1} = (1 + X_1) m_e; \quad h_{ae2} = 2m - h_{ae1}; \quad (7.72)$$

для колес с круговым зубом:

$$h_{ae1} = h_{a1} + \Delta h_{ae}; \quad h_{ae2} = h_{a2} + \Delta h_{ae},$$

где Δh_{ae} поправка; $\Delta h_{ae} = (b/2) \operatorname{tg} \theta_a$.

Число вувьев эквивалентного цилиндрического колеса z_{vt} :

$$z_{vt1} = z_1 / \cos \delta_1; \quad z_{vt2} = z_2 / \cos \delta_2. \quad (7.73)$$

Коэффициент торцевого перекрытия ϵ_α определяет отношение угла торцевого перекрытия к угловому шагу эквивалентного цилиндрического колеса

$$\epsilon_\alpha = \epsilon_a + \epsilon_b - \epsilon_c; \quad (7.74)$$

для передач с круговым зубом

$$\epsilon_a = \frac{1}{\pi \cos \alpha_t} \sqrt{\left(\frac{z_{vt1}}{2} + \frac{h_{a1} \cos \beta_n}{m_n} \right)^2 - \left(\frac{z_{vt1}}{2} \cos \alpha_t \right)^2};$$

$$\epsilon_b = \frac{1}{\pi \cos \alpha_t} \sqrt{\left(\frac{z_{vt2}}{2} + \frac{h_{a2} \cos \beta_n}{m_n} \right)^2 - \left(\frac{z_{vt2}}{2} \cos \alpha_t \right)^2};$$

$$\epsilon_c = \frac{\operatorname{tg} \alpha_t}{2\pi} (z_{vt1} + z_{vt2}),$$

где α_t — угол торцевого профиля зуба в расчетном сечении,

$$\operatorname{tg} \alpha_t = \operatorname{tg} \alpha / \cos \beta_n, \quad (7.75)$$

(α — угол профиля исходного контура, $\alpha = 20^\circ$).

Т а б л и ц а 7.24. Значение коэффициента торцевого перекрытия при $\alpha_t = 20^\circ$ и $\Sigma = 90^\circ$

Число зубьев шестерни z_1	Колеса с косыми и круговыми зубьями	Колеса с прямыми зубьями	Число зубьев шестерни z_1	Колеса с косыми и круговыми зубьями	Колеса с прямыми зубьями
10	1,14	—	18	1,23	1,58
11	1,16	—	19	1,24	1,59
12	1,18	1,50	20	1,25	1,60
13	1,19	1,51	22	1,26	1,62
14	1,20	1,53	25	1,28	1,65
15	1,21	1,54	28	1,30	1,66
16	1,22	1,55	30	1,31	1,68
17	1,23	1,57			

Формулы для ε_a , ε_b и ε_c справедливы и для передач с прямым зубом. При этом

$$\alpha_t = \alpha; \quad \cos \beta_n = 1.$$

Ориентировочно коэффициент торцевого перекрытия может быть найден по табл. 7.24.

Боковой зазор в зацеплении $j_{n \min}$ определяется по формулам, которые были приведены в п. 7.5, где рассматривался вопрос геометрического расчета цилиндрических зубчатых колес по α_t (7.29). При этом вместо a_w необходимо подставить величину

$$R_e (\operatorname{tg} \delta_1 + \operatorname{tg} \delta_2).$$

Степень точности n изготовления конической передачи принимается такой же, как и цилиндрической передачи в зависимости от окружной скорости v_{1c} по табл. 7.11.

7.10. ПРОВЕРОЧНЫЙ И ПРОЕКТНЫЙ РАСЧЕТЫ ЗУБЬЕВ КОНИЧЕСКИХ КОЛЕС ПО КОНТАКТНЫМ НАПРЯЖЕНИЯМ

Уравнение прочности при проверочном расчете зубьев конических колес

$$\sigma_H = Z_e Z_M Z_H \sqrt{2,4 \cdot 10^3 K_{H\alpha} K_{H\beta} K_{H\nu} \frac{\sin \Sigma}{\sin \delta_1} \frac{M_1}{u b d_{m1}^2}} \leq [\sigma]_H. \quad (7.76)$$

Средний делительный диаметр шестерни при проектном расчете

$$d_{m1} \geq K_{dM} K_E \sqrt[3]{\frac{1 - 0,5 \psi_{bR}}{\psi_{bR}} \frac{\sin \Sigma}{u} M_1}. \quad (7.77)$$

В табл. 7.25 расшифрованы входящие в (7.76) и (7.77) обозначения величин и даны указания по их определению.

Проверочный расчет. При проверочном расчете крутящий момент на валу шестерни M_1 , передаточное число u , число зубьев z_1 и z_2 , суммарный угол Σ , углы делительного конуса шестерни δ_1 и колеса δ_2 , ширина зубчатого венца b и средний делительный диаметр шестерни d_{m1} , внешнее конусное расстояние R_e либо заданы, либо должны быть предварительно определены на основе геометрического расчета. На основе предварительного геометрического расчета с использованием зависимостей (7.58), (7.71), (7.73), (7.74), (7.75), а также табл. 7.19—7.21 необходимо найти средний нормальный модуль m_n , высоту

Т а б л и ц а 7.25. Параметры к проверочному и проектному расчету зубьев по контактным напряжениям

Параметр	Наименование	Номер	
		формулы	таблицы или рисунка
$M_1, \text{Н} \cdot \text{м}$	Расчетный крутящий момент на валу шестерни	—	—
u	Передаточное число	—	—
Σ, \dots°	Межосевой угол	—	Рис. 7.18
δ_1, \dots°	Угол делительного конуса шестерни	(7.53)	—
$b, \text{мм}$	Ширина зубчатого венца	(7.65)	—
$d_{m1}, \text{мм}$	Средний делительный диаметр	(7.59)—(7.62)	—
Z_ϵ	Коэффициент, учитывающий суммарную длину контактных линий	(7.33); (7.34)	—
$Z_M, \text{Н}^{1/2}/\text{мм}$	Коэффициент, учитывающий механические свойства материала зубчатых колес	(7.3)	7.2
Z_H	Коэффициент, учитывающий форму сопряженных поверхностей зубьев	(7.78)	—
$K_{H\alpha}$	Коэффициент, учитывающий распределение нагрузки между зубьями	—	Рис. 7.8
$K_{H\beta}$	Коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по длине контактных линий	(7.36)	Рис. 7.19, а—в
$K_{H\sigma}$	Коэффициент, учитывающий динамическую нагрузку	(7.39); (7.40)	7.13; 7.14
$[\sigma]_H, \text{МПа}$	Допускаемые контактные напряжения	(7.4)—(7.8)	—
ψ_{bR}	Коэффициент ширины зубчатого венца	(7.55); (7.56)	—
K_{dm}	Вспомогательный коэффициент для проектного расчета	(7.79); (7.81)	—
K_B	Коэффициент, зависящий от свойств материала шестерни и колеса	(7.80)	—

головок h_{a1} и h_{a2} , коэффициент ширины зуба ψ_{bR} , эквивалентное число зубьев $z_{\sigma1}$ и $z_{\sigma2}$, угол торцевого перекрытия ϵ_α , коэффициент смещения в среднем сечении X_n и угол наклона зубьев β_n .

Коэффициенты Z_ϵ , Z_M , $K_{H\alpha}$ и $K_{H\sigma}$ определяются по формулам, указанным в табл. 7.25 как для цилиндрических передач, однако при этом необходимо вместо d_{w1} использовать значение d_{m1} . Допускаемые напряжения $[\sigma]_H$ аналогичны цилиндрическим колесам.

Коэффициент формы сопряженных поверхностей

$$Z_H = \sqrt{2 \cos \beta_n / \sin 2\alpha_t}, \quad (7.78)$$

где β_n — средний угол наклона линии зуба; α_t — угол торцевого профиля зуба по (7.75).

Коэффициент $K_{H\beta}$ неравномерности распределения нагрузки по длине контактных линий определяется в зависимости от схемы установки опор в конической передаче и твердости рабочих поверхностей зубьев шестерни и колеса (рис. 7.19, а—д). При этом на графиках сплошные линии относятся к прямым зубьям, а штрих-пунктирные — к круговым; цифры кривых соответствуют обозначениям схем; график б соответствует $HB_2 < 350$, график в — HB_1 и $HB_2 > 350$. При HB_1 и $HB_2 < 350$ принимается $K_{H\beta} = 1,0$. По горизонтальной оси на графиках отложено значение

$$\psi_{b\beta} = \frac{\psi_{bR}}{2(1 - 0,5\psi_{bR}) \operatorname{tg} \delta_1}$$

Проектный расчет. Перед тем как начать проектный расчет зубьев конических колес по контактным напряжениям, необходимо по п. 7.2 выбрать материал шестерни и колеса и вид термообработки рабочей поверхности зубьев. Кроме того, с учетом рекомендаций, приведенных в табл. 7.18 и 7.19, выбирается число зубьев z_1 и z_2 и средний угол наклона зубьев β_n .

Проектный расчет может быть выполнен только методом последовательных приближений, так как на первом этапе расчета неизвестны значения некоторых параметров для вычисления коэффициентов Z_e , Z_H , $K_{H\alpha}$, $K_{H\beta}$ и $K_{H\nu}$, а также допускаемых напряжений $[\sigma]_H$. На основе (7.77) определяется ориентировочное значение d_{m1} .

Коэффициент ширины зубчатого венца ψ_{bR} выбирается по зависимостям (7.52) и (7.54) как функция передаточного числа u .

Вспомогательный коэффициент K_{dm} принимается приближенно

$$K_{dm} = (0,95 \div 1,3) / [\sigma]_{H\text{ор}}^{2/3}, \quad (7.79)$$

где $[\sigma]_{H\text{ор}}^{2/3}$ — ориентировочное значение допускаемых контактных напряжений, определяемое по п. 7.3, при $\nu_H = 0,25$.

Коэффициент K_E , зависящий от свойств материала,

$$K_E = \sqrt[3]{4,7 \cdot 10^4 Z_m^2}. \quad (7.80)$$

После определения на основе (7.77) ориентировочного значения d_{m1} устанавливаются z_1 , z_2 , β_n и ψ_{bR} (по табл. 7.18 и 7.19), вычисляются δ_1 и δ_2 по формулам (7.53) и (7.54) и окружная скорость $v_{1\text{ср}}$ по (7.52), находится требуемая точность изготовления передачи (по табл. 7.11), эквивалентное число зубьев z_{v1} и z_{v2} по (7.73), высота головок зубьев h_{a1} и h_{a2} (7.71) по выбранному из табл. 7.20 и 7.21 нормальному коэффициенту смещения X_{n1} и модулю m_n (7.57), (7.58) и (7.61), рассчитываются угол торцевого профиля α_t по (7.75) и коэффициент торцевого перекрытия e_α по (7.74). По полученным геометрическим характеристикам определяются первые приближения коэффициентов Z_e по (7.33), (7.34), Z_H по (7.78), $K'_{H\alpha}$ по рис. 7.8, $K'_{H\beta}$ по рис. 7.19, а—в и $K'_{H\nu}$ по (7.39), (7.40). Рассчитывается также первое приближение допускаемых контактных напряжений $[\sigma']_H$ (см. п. 7.3).

Далее по рекомендациям, указанным в табл. 7.25, последовательно находят первые приближения коэффициентов Z_e , Z_H , $Z'_{H\alpha}$, $K'_{H\beta}$ и $K'_{H\nu}$ и с учетом выбранного ранее коэффициента ψ_{bR} определяется первое приближение вспомогательного коэффициента

$$K'_{dm} = \sqrt[3]{\frac{(Z_e')^2 (Z_H')^2 K'_{H\alpha} K'_{H\beta} K'_{H\nu}}{[\sigma']_H^2}} \quad (7.81)$$

и находится первое приближение среднего делительного диаметра

$$d'_{m1} = d_{m1} (K'_{dm} / K_{dm}).$$

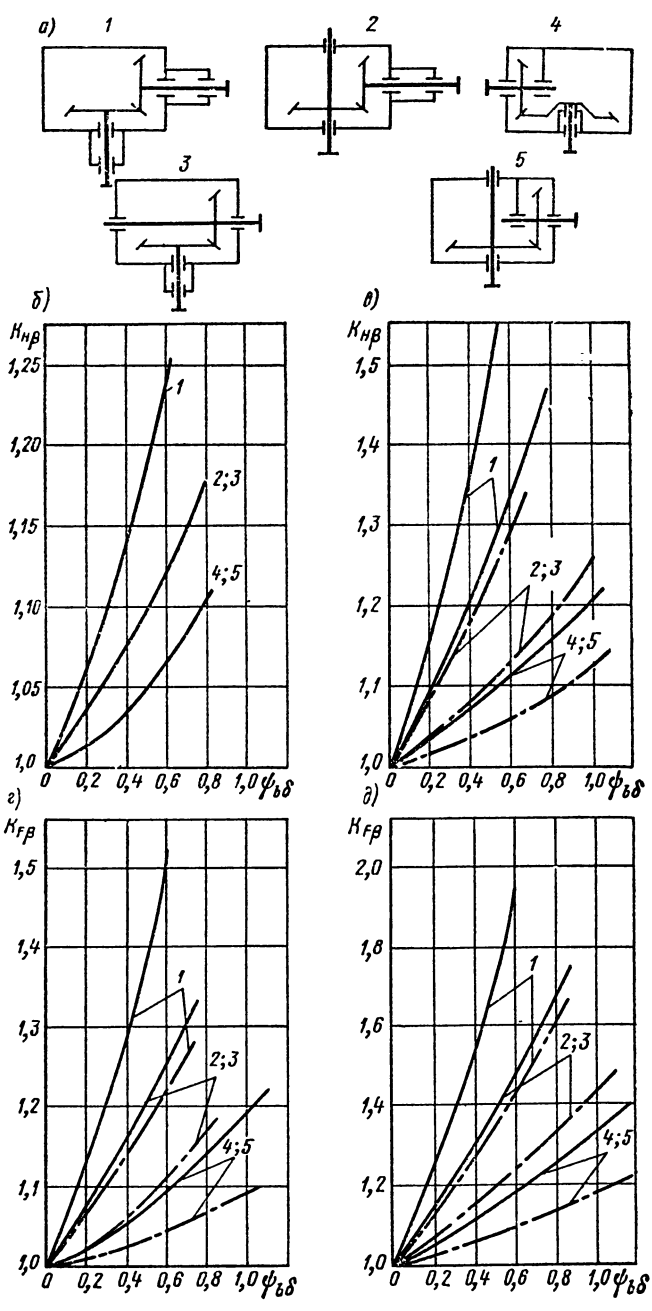


Рис. 7.19

Если d_{m1} и d'_{m1} отличаются не более чем на 5—8%, значение d'_{m1} считают удовлетворяющим прочности по контактным напряжениям. После этого из (7.58) находят первое приближение среднего нормального модуля

$$m'_n = (d_{m1} \cos \beta_n) / z_1$$

и, если необходимо, округляют до рекомендуемого значения по табл. 7.7. При отличии d'_{m1} от d_{m1} более чем на 5—8% необходимо вычислить второе приближение d''_{m1} , используя указанную выше последовательность определения геометрических характеристик и коэффициентов, но за исходное приняв d'_{m1} . Как правило, второго приближения оказывается достаточно для получения требуемой точности расчета.

В отдельных случаях, когда необходим более точный учет деформации валов, коэффициент $K_{H\beta}$ следует определять по методике, рекомендованной для цилиндрических передач с учетом предварительно вычисленного суммарного угла γ_{Σ} перекоса сечений валов в местах закрепления шестерни и колеса.

7.11. ПРОВЕРОЧНЫЙ И ПРОЕКТНЫЙ РАСЧЕТЫ ЗУБЬЕВ КОНИЧЕСКИХ КОЛЕС ПО НАПРЯЖЕНИЯМ ИЗГИБА

Уравнения прочности при проверочном расчете зубьев на изгиб:

$$\sigma_{F1} = 2,36 \cdot 10^3 K_{F\alpha} K_{F\beta} K_{Fv} Y_{F1} Y_{\beta} \frac{M_1}{m_n b d_{m1}} \leq [\sigma]_{F1}; \quad (7.82)$$

$$\sigma_{F2} = \sigma_{F1} (Y_{F2} / Y_{F1}) \leq [\sigma]_{F2}.$$

Средний нормальный модуль при проектном расчете

$$m_n = K_m \sqrt[3]{Y_{F1} Y_{\beta} \frac{1 - 0,5 \psi_{bR}}{\psi_{bR}} \frac{\sin \delta_1 \cos^2 \beta_n}{z_1^2} M_1}. \quad (7.83)$$

В табл. 7.26 расшифрованы входящие в (7.82) и (7.83) обозначения величин и даны указания по их определению.

Проверочный расчет. При проверочном расчете крутящий момент M_1 , число зубьев z_1 и z_2 , средний нормальный модуль m_n , средний делительный диаметр d_{m1} , угол наклона β_n и ширина зубчатого венца b либо заданы, либо должны быть определены на основе геометрического расчета. Кроме того, на основе геометрического расчета определяются δ_1 и δ_2 по формулам (7.53) и (7.54), окружная скорость по (7.52), требуемая точность изготовления n по табл. 7.11, эквивалентное число зубьев z_{vt1} и z_{vt2} по (7.73), высота головок зубьев h_{a1} и h_{a2} по (7.71) по нормальному коэффициенту смещения X_{n1} (см. табл. 7.20 и 7.21), угол торцевого перекрытия α_t по (7.75), коэффициент торцевого перекрытия ϵ_{α} по (7.74) и коэффициент ширины зуба ψ_{bR} .

На основе указанных величин определяются коэффициенты $K_{F\alpha}$ по (7.46), K_{Fv} по (7.48) и (7.49), Y_{β} по рис. 7.14 методом, который рассматривался в расчете цилиндрических передач. Допускаемые напряжения определяются по заданной циклограмме на основе п. 7.4 ($[\sigma]_{F1}$ и $[\sigma]_{F2}$).

Коэффициент, учитывающий форму зуба Y_F , определяется в зависимости от числа зубьев шестерни (Y_{F1}) или колеса (Y_{F2}) по графику рис. 7.20 (a — для $X \geq 0$, b — для $X \leq 0$). Для колес с круговым зубом значение Y_F определяется по эквивалентному z_{vn} числу зубьев

$$z_{vn} = \frac{z}{\cos \delta \cos^3 \beta_n}. \quad (7.84)$$

Коэффициент $K_{F\beta}$ неравномерности нагрузки по длине контактных линий определяется в зависимости от схемы установки опор в конической передаче и твердости рабочей поверхности зубьев шестерни и колеса (см. рис. 7.19, a ,

Т а б л и ц а 7.26. Параметры к проверочному и проектному расчету зубьев по напряжениям изгиба

Параметры	Наименование	Номер	
		формулы	таблицы или рисунка
$M_t, \text{Н}\cdot\text{м}$	Расчетный крутящий момент на валу шестерни	—	—
$m_n, \text{мм}$	Средний нормальный модуль	(7.58)	—
$d_{mi}, \text{мм}$	Средний делительный диаметр шестерни	(7.60)	—
$b, \text{мм}$	Ширина зубчатого венца	(7.65)	—
$K_{F\alpha}$	Коэффициент, учитывающий распределение нагрузки между зубьями	(7.46)	—
$K_{F\beta}$	Коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по длине контактных линий	(7.47)	Рис. 7.19, а, з, в
$K_{F\sigma}$	Коэффициент, учитывающий динамическую нагрузку, возникающую в зацеплении	(7.48); (7.49)	—
Y_β	Коэффициент, учитывающий наклон зуба	—	Рис. 7.14
Y_F	Коэффициент, учитывающий форму зуба	(7.84)	Рис. 7.20
$[\sigma]_F, \text{МПа}$	Допускаемые напряжения изгиба	(7.9)—(7.11)	—
$\delta_1 \dots^\circ$	Угол делительного конуса шестерни	(7.53); (7.54)	—
β_n, \dots°	Средний угол наклона линии зуба	—	7.19
Ψ_{bR}	Коэффициент ширины зубчатого венца	(7.55); (7.56)	—
z_1	Число зубьев шестерни	—	7.18; 7.19
K_m	Вспомогательный коэффициент для проектного расчета	(7.85); (7.86)	—

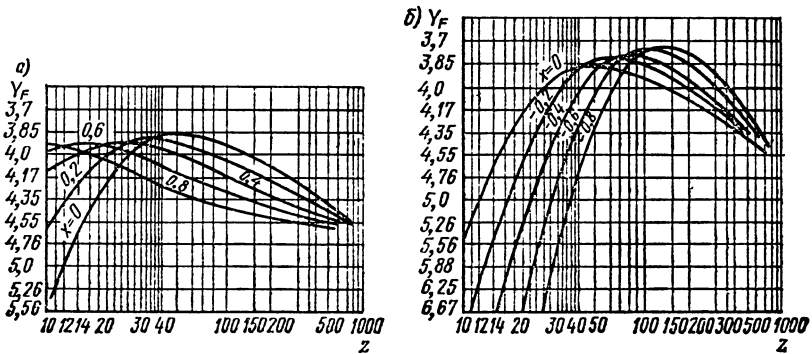


Рис. 7.20

г, д). При этом на графиках сплошные линии относятся к прямым углам, а штрих-пунктирные — к круговым; цифры кривых соответствуют обозначениям схем; график г соответствует $NB_2 \leq 350$, график д — NB_1 и $NB_2 > 350$. При NB_1 и $NB_2 < 350$ принимается $K_{F\beta} = 1,0$.

Проектный расчет. Перед тем как начать проектный расчет зубьев конических колес по напряжениям изгиба, необходимо по п. 7.2 выбрать материал шестерни и колеса и вид термообработки рабочей поверхности зубьев. Далее по заданному передаточному числу u в соответствии с табл. 7.26 определяется угол делительного конуса шестерни δ_1 и коэффициент ширины венца ψ_{bR} , а затем выбирается число зубьев z_1 и z_2 и средний угол наклона зубьев β_n . Коэффициент формы Y_F и наклона Y_β зуба рассчитывается так же, как при проверочном расчете по табл. 7.26.

Проектный расчет может быть выполнен только методом последовательных приближений, так как на первом этапе неизвестны значения некоторых величин, необходимых для вычисления коэффициентов $K_{F\alpha}$, $K_{F\beta}$ и $K_{F\sigma}$, а также допускаемых напряжений $[\sigma]_F$. Поэтому на первом этапе определяется ориентировочное значение модуля m_n по формуле (7.83) с использованием вспомогательного коэффициента K_m , который приближенно равен

$$K_m = (15 \div 25) / [\sigma]_{F\text{ор}}^{1/3}, \quad (7.85)$$

где $[\sigma]_{F\text{ор}}$ — ориентировочное значение допускаемых напряжений на изгиб, вычисленное по п. 7.4 при $v_F = 0,3$.

После определения по (7.83) ориентировочного значения среднего нормального модуля m_n , устанавливаются значения z_1 , z_2 , β_n и ψ_{bR} по табл. 7.18 и 7.19, находится средняя окружная скорость $v_{1ср}$ по (7.52), требуемая точность передачи по табл. 7.11, определяются углы δ_1 и δ_2 по формулам (7.53) и (7.54), эквивалентное число зубьев z_{v1} и z_{v2} по (7.73), высота головок зубьев h_{a1} и h_{a2} по (7.71) по выбранному коэффициенту смещения X_n из табл. 7.20 и 7.21, рассчитывается угол торцевого профиля α_t по (7.75) и коэффициент торцевого перекрытия e_α по (7.74). Первые приближения $K_{N\alpha}$, $K'_{N\beta}$ и $K'_{N\sigma}$ определяются соответственно по (7.46), рис. 7.19, а, г, д и формулам (7.48) и (7.49), первое приближение допускаемых напряжений на изгиб $[\sigma']_F$ — по п. 7.4. Далее находится первое приближение вспомогательного коэффициента

$$K'_m = \sqrt[3]{\frac{4,72 \cdot 10^{-3} K'_{F\alpha} K'_{F\beta} K'_{F\sigma}}{[\sigma']_F}}, \quad (7.86)$$

а после этого первое приближение среднего нормального модуля

$$m'_n = m_n (K'_m / K_m).$$

Если m'_n и m_n отличаются не более чем на 5—8 %, то первое приближение среднего нормального модуля может быть принято за окончательное с учетом его округления при необходимости по табл. 7.7. Если отличие больше 5—8 %, то в аналогичной последовательности вычисляется второе приближение

$$m''_n = m'_n (K''_m / K'_m),$$

которое, как правило, оказывается достаточно точным решением.

7.12. КОНСТРУИРОВАНИЕ И МОНТАЖ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ

Нагрузки в передаче. В процессе зацепления пар зубьев зубчатых колес в точке их контакта возникает сила, линия действия которой нормальна к рабочей поверхности. Эта сила может быть разложена на три составляющие.

Окружная сила F_t , линия действия которой касательна к начальным окружностям шестерни и колеса и проходит через полюс зацепления. Направление действия силы для шестерни противоположно вращению шестерни, а для колеса совпадает с направлением его вращения (рис. 7.21, а).

Распорная, или радиальная сила F_r , ее линия действия проходит по линии центров зубчатых колес. Направлен вектор у колес с внешним зацеплением к центру, а у колес с внутренним зацеплением — от центра зубчатого колеса (рис. 7.21, а, в).

Осевая сила F_a параллельна оси колес, а направление вектора зависит от направления вращения колеса и направления линии зуба и находится из си-

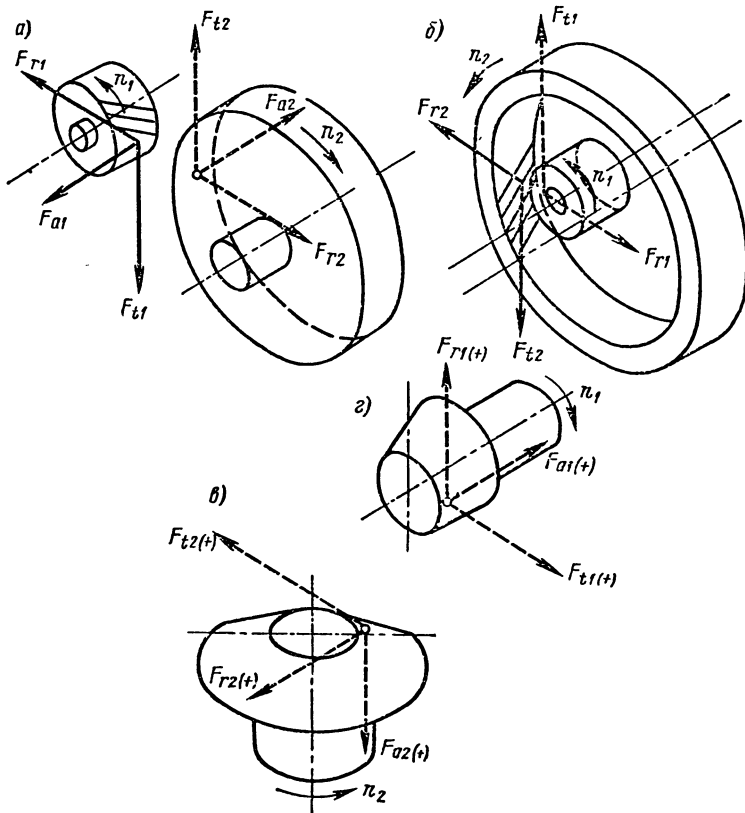


Рис. 7.21

лового треугольника (рис. 7.21, б). У цилиндрических прямозубчатых колес осевая составляющая равна нулю. Численные значения сил для цилиндрических колес находятся по формулам, приведенным в табл. 7.27.

В конических зубчатых передачах независимо от формы зуба нормальная сила также определяется через три составляющие: окружную, распорную (или радиальную) и осевую. Значения составляющих сил для конических передач определяются по формулам, приведенным в табл. 7.27, знаки в зависимости от направления зуба и вращения колеса берутся из табл. 7.28. Направление вектора окружной силы F_t противоположно направлению вращения для шестерни и совпадает с ним для колеса (рис. 7.21, в, г). Распорная сила F_r для прямозубчатых передач направлена к центру колеса, для косозубых передач и передач с круговым зубом ее направление определяется знаком, полученным при расчете значений силы. Если величина силы получается со знаком «плюс», то вектор направлен к центру колеса, если со знаком «минус» — от центра.

Таблица 7.27. Определение сил, возникающих в цилиндрической и конической зубчатых передачах

Сила	Цилиндрические зубчатые колеса	Конические зубчатые колеса	
		с прямым зубом	с круговым зубом
Окружная	$F_t = \frac{2 \cdot 10^3 M}{d_w}$	$F_t = \frac{2 \cdot 10^3 M}{d_m}$	
Распорная (радиальная)	$F_r = \frac{2 \cdot 10^3 M}{d_w} \operatorname{tg} \alpha_{fw}$	$F_r = \frac{2 \cdot 10^3 M}{d_m} \times \operatorname{tg} \alpha_n \cos \delta$	$F_r = \frac{2 \cdot 10^3 M}{d_m \cos \beta} \times (\operatorname{tg} \alpha_n \cos \delta \mp \sin \beta \sin \delta)$
Осевая	$F_a = \frac{2 \cdot 10^3 M}{d_w} \operatorname{tg} \beta$	$F_a = \frac{2 \cdot 10^3 M}{d_m} \times \operatorname{tg} \alpha_n \sin \delta$	$F_a = \frac{2 \cdot 10^3 M}{d_m \cos \beta} \times (\operatorname{tg} \alpha_n \sin \delta \mp \sin \beta \cos \delta)$

Примечание. Знак выбирается по табл. 7.28

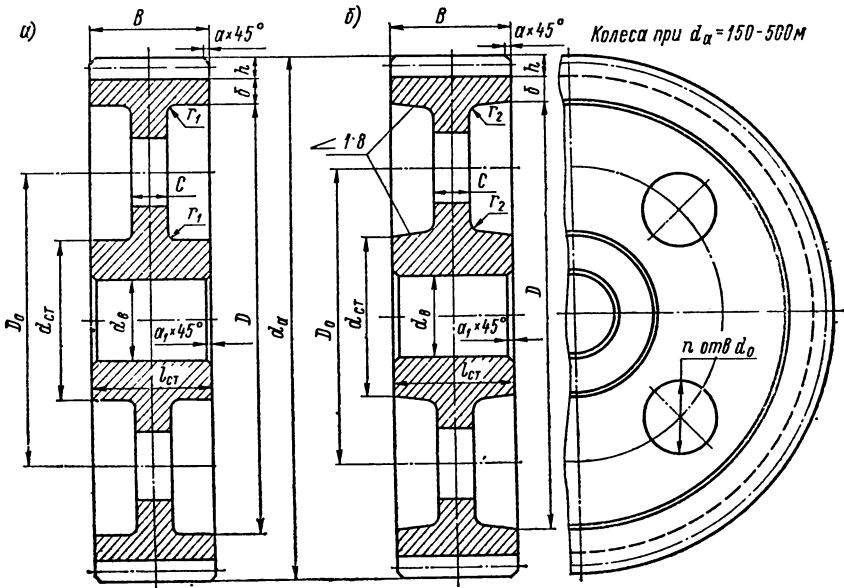
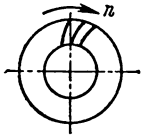
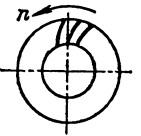
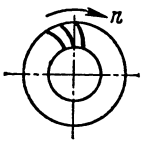
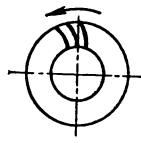


Рис. 7.22

Т а б л и ц а 7.28. Определение знаков в формулах табл. 7.27

Схема	Направление зуба и вращения колеса	Знак в формуле	
		F_r	F_a
	Зуб правый, вращение по часовой стрелке	-	+
	Зуб правый, вращение против часовой стрелки	+	-
	Зуб левый, вращение по часовой стрелке	+	-
	Зуб левый, вращение против часовой стрелки	-	+

Вектор осевой составляющей F_a для прямозубых колес направлен от вершины конуса; для колес с косым и круговым зубом направление вектора определяется знаком при нахождении силы. Если величина силы получается со знаком «плюс», то вектор направлен от вершины конуса, если со знаком «минус» — то к вершине конуса.

Конструкция элементов зубчатых колес. Зубчатые колеса по способу получения заготовки делятся на кованные, штампованные, литые и сварные. По способу соединения с валом: вал—шестерни, изготавливаемые заодно с валом, и насадные шестерни и колеса. По конструкции: цельные и бандажированные, состоящие из центра и насадного зубчатого венца—бандажа. Выбор способа получения заготовки зависит от размеров колес, объема производства и возможностей предприятия-изготовителя. В общем случае выбор способа получения заготовки можно рекомендовать, руководствуясь следующим.

При диаметрах колес до 400—500 мм в единичном и мелкосерийном производстве используются заготовки, выполненные из сортового проката или поковок, полученных свободной ковкой (рис. 7.22, а и 7.26), а в крупносерийном и массовом производстве — заготовки, полученные штамповкой (рис. 7.22, б). Причем, если диаметр меньше 100—150 мм, то колеса изготавливаются цельными без углублений (рис. 7.23, б и 7.24, б). Если диаметр колеса свыше 400—500 мм, то в единичном и мелкосерийном производстве колеса изготавливаются сваркой,

причем в диапазоне диаметров 500—1000 мм конструкция их однодисковая (рис. 7.23, а), а при диаметрах свыше 1000 мм — двухдисковая.

Сварные конические колеса приведены на рис. 7.25, а. В массовом и крупносерийном производстве колеса делаются литыми, причем при диаметрах 500—

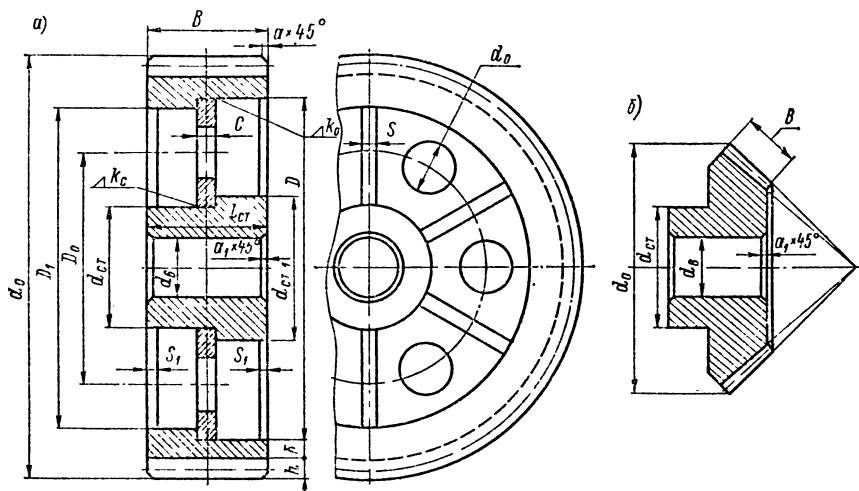


Рис. 7.23

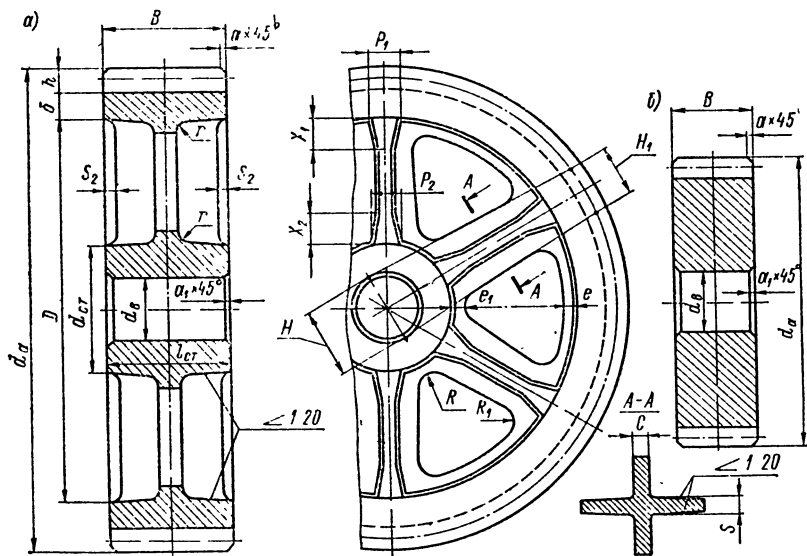


Рис. 7.24

1000 мм и средних нагрузках конструкция колес имеет вид, представленный на рис. 7.23, а, при бóльших диаметрах колеса выполняются с крестообразными спицами (рис. 7.26).

Размеры элементов рассмотренных колес, за исключением величин d_a , b , R_e , δ и m , которые определены выше, приведены в табл. 7.29. Если толщина обода в месте, ослабленном шпоночным пазом для цилиндрических колес, оказыва-

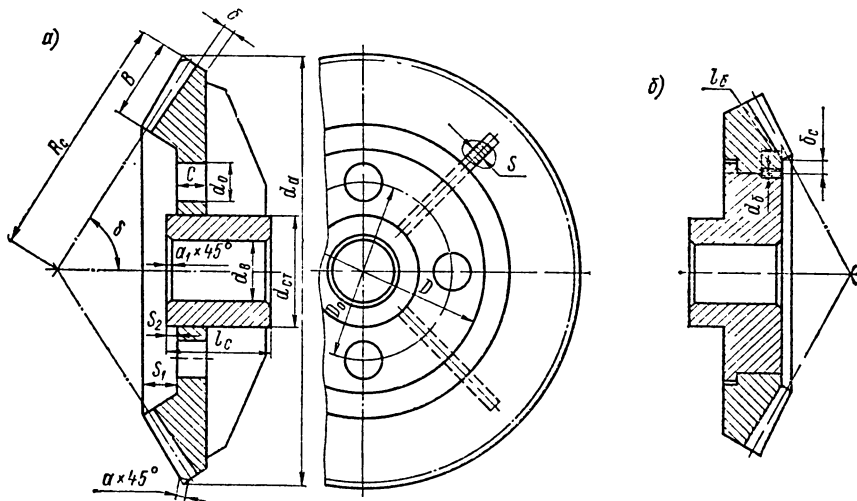


Рис. 7.25

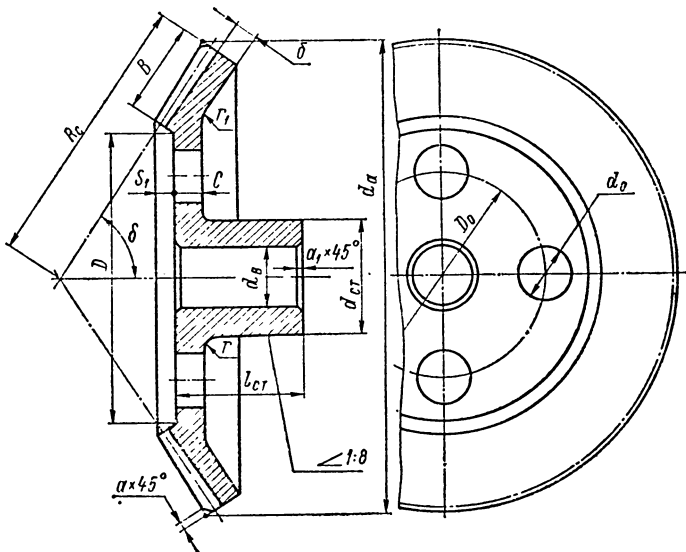


Рис. 7.26

ется меньше $2,5 m$, а для конических — меньше $1,8 m$, зубчатый венец делается вадно с валом. На рис. 7.27 представлены конструкции валов-шестерен, а в табл. 7.30 — диаметры червячных фрез, знание которых необходимо для проектирования подобного вала.

Т а б л и ц а 7.29. Геометрические элементы зубчатых колес

Параметры по рис. 7.21—7.26	Способ изготовления		
	ковка и штамповка	литье	сварка
$d_{ст}$	—	$(1,6 \div 1,8) d_B$	$d_{ст} + (0,5 \div 1,0) C$
$d_{стf}$	—	$(0,8 \div 1,5) d_B$	—
$l_{сг}$	—	$(3 \div 4) m$, но не менее 8 мм	—
δ	—	—	—
C	$0,3b_w$	$0,2b_w$	$0,3 b_w$
C_f	—	—	$0,2b_w$
S_f	—	$0,8C$	—
S_2	—	$(0,8 \div 1,0) S$	—
a	—	$(0,8 \div 1,0) S$	—
a_f	—	$0,5m$	—
H	—	2—5 мм	—
H_f	—	$(0,8 \div 1,2) d_B$	—
X	—	$(0,6 \div 0,9) d_B$	—
X_f	—	$(0,2 \div 0,4) d_B$	—
R	—	$(0,3 \div 0,5) d_B$	—
R_f	—	$0,5H$	—
r_1	$(0,5 \div 1,0) m$	$0,5H$	—
r_2	$(1,0 \div 2,0) m$	$(1,5 \div 2,0) m$	—
e	—	—	—
e_f	—	$(0,6 \div 1,2) \delta$	—
n	4—6	$(0,7 \div 1,3) \delta$	4—6
D	—	—	—
D_0	—	Определяется построением	—
D_1	—	$0,5 (D + d_{ст})$	—
d_0	—	—	$ D - (0,8 \div 1,0) C$
		$\geq 1,5C$	

Т а б л и ц а 7.30. Диаметры червячных фрез

Модуль m	Диаметр червячной фрезы $D_{фр}$, мм	Модуль m	Диаметр червячной фрезы $D_{фр}$, мм
1; 1,25; 1,5; 1,75	63	6,0; 6,5; 7,0	125
2; 2,25	70	8,0; 9,0	140
2,5; 2,75	80	10; 11	180
3,0; 3,25; 3,5; 3,75	90	12; 13; 14	200
4,0; 4,25; 4,5	100	16; 18	225
5; 5,5	112	20	250

Бандажированные зубчатые колеса могут применяться тогда, когда стоимость материала зубчатого венца высока, а размеры колес значительные. Применяются также бандажированные сварные колеса в том случае, когда зубчатый венец необходимо изготовить из сталей, обладающих плохой свариваемостью (рис. 7.25, б).

Соединение зубчатых колес с валом. Установка колес на валах производится с фиксацией как в радиальном, так и в осевом направлениях. В радиальном направлении зубчатые колеса фиксируются посадкой, которая выбирается в зависимости от передаваемой нагрузки и частоты разборки. При небольших нагрузках и частых разборках применяются переходные посадки $H7/k6$ и $H7/m6$. Так

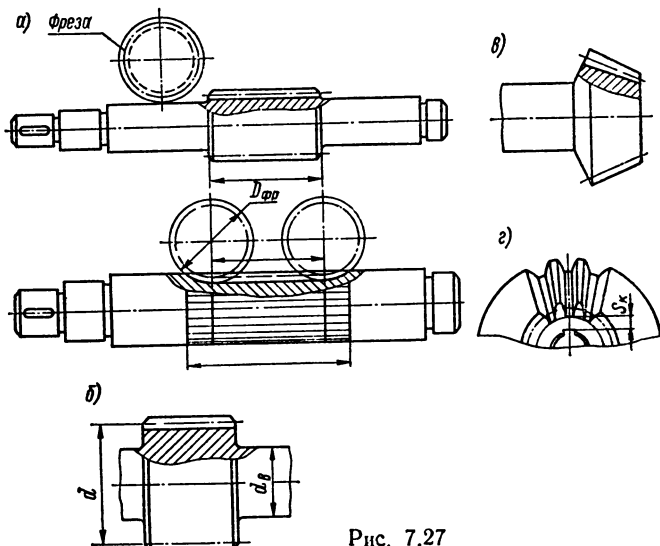


Рис. 7.27

как указанные посадки имеют небольшой натяг, а в некоторых случаях даже могут иметь зазор, то такие сопряжения требуют дополнительных устройств для передачи крутящего момента от вала к ступице колеса в виде шпонок или шлицев.

Если соединение разбирается редко (только при капитальных ремонтах узла), то рекомендуется применять посадки $H7/n6$ и $H7/p6$, которые собираются со значительным осевым усилием, создаваемым прессом, или с нагревом; такие посадки также требуют дополнительного устройства для передачи крутящего момента, так как их натяг недостаточен для этого.

Прессовые посадки $H7/r6$, $H7/t6$, $H7/u6$ и $H7/x6$ могут быть рекомендованы при передаче значительных крутящих моментов, большой динамике и вибрациях. Благодаря большим натягам [первые две имеют средний натяг в пределах $(0,0002 \div 0,0006) d_B$, а вторые две $(0,001 \div 0,002) d_B$], они не требуют для передачи крутящего момента ни шпонок, ни шлицев, но применять их следует тогда, когда разборка соединения не производится совсем или производится чрезвычайно редко.

Осевая фиксация колес, посаженных на вал с посадками $H7/k6$, $H7/m6$ и $H7/n6$ и $H7/p6$, требуется обязательно. Если колеса установлены в средней части вала, то фиксировать их можно распорными втулками, пружинными кольцами и установочными винтами. Следует учитывать, что последние два способа осевой фиксации пригодны только при небольших осевых нагрузках или при их отсутствии. Осевая фиксация зубчатых колес, установленных на конце вала, может осуществляться посадкой с натягом, а также креплением с помощью торцевой шайбы или гайки (см. гл. 16).

ЧЕРВЯЧНЫЕ, ПЛАНЕТАРНЫЕ И ВОЛНОВЫЕ ПЕРЕДАЧИ

8.1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ И КИНЕМАТИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ЧЕРВЯЧНЫХ ПЕРЕДАЧ

Червячные передачи применяются для передачи вращательного движения между перекрещивающимися валами. Межосевой угол в общем случае может быть любым, но наибольшее распространение получили ортогональные передачи с $\Sigma = 90^\circ$. Червячная передача (рис. 8.1) состоит из червяка, представляющего однозаходный или многозаходный винт, который в большинстве случаев является ведущим звеном, — 1 и червячного колеса 2 — ведомое звено.

По массе и габаритным размерам червячные редукторы находятся на уровне

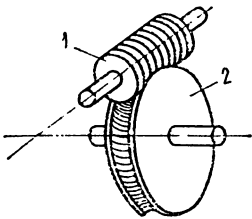


Рис. 8.1

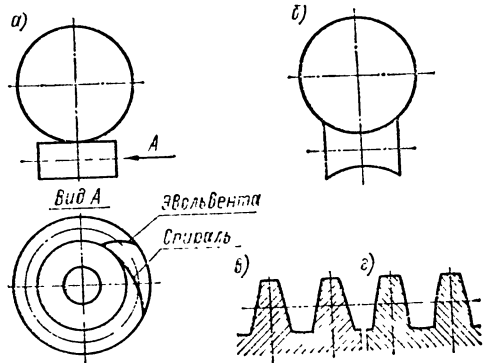


Рис. 8.2

современных двухступенчатых цилиндрических и коническо-цилиндрических редукторов; что же касается потерь на трение, то в червячных передачах они в 2,5—5 раз превышают потери двухступенчатых зубчатых передач. Низкий к. п. д. червячных передач ведет к большому тепловыделению, что часто требует для отвода тепла применения специальных устройств (оребрение корпуса, обдув и т. д.). В червячной передаче возникают значительные осевые нагрузки, для восприятия которых требуется постановка специальных радиально-упорных подшипников.

Несмотря на перечисленные недостатки, червячные передачи часто применяются в приводах машин благодаря ряду достоинств, к которым относятся: 1) возможность получения больших передаточных чисел в одной ступени; 2) плавность и бесшумность работы; 3) возможность получения самотормозящихся передач, что в ряде случаев позволяет исключать тормозные устройства.

Область применения червячных передач ограничивается следующими параметрами: передаваемая мощность 50—60 кВт, а в редких случаях до 200 кВт, окружная скорость до 15 м/с, в некоторых случаях она может достигать 35 м/с, передаточное число в одной ступени 10—60, иногда около 100.

В зависимости от формы червяка передачи могут быть цилиндрические и глобоидные. В первом случае делительные и начальные поверхности червяка имеют форму цилиндра (рис. 8.2, а), во втором — делительная поверхность червяка образована вращением вокруг оси червяка вогнутого отрезка дуги (рис. 8.2, б). Глобоидные червячные передачи имеют большую нагрузочную способность и более высокий к. п. д., чем цилиндрические, но они сложнее в изготовлении и монтаже и более чувствительны к изменению межосевого расстояния.

Цилиндрические червяки в зависимости от формы рабочей поверхности витков могут быть трех видов, определяемых ГОСТ 18498—73. Конволютный

червяк ZN1, торцевой профиль витка которого является удлиненной или укороченной эвольвентой, имеет линейчатую поверхность витка в сечении, нормальном к винтовой линии (рис. 8.3, а). Эвольвентный червяк Z1, торцевой профиль витка которого является эвольвентой окружности, в плоскости, параллельной осевой, но отстоящей от нее на расстоянии радиуса основной окружности, имеет линейчатую поверхность витка (рис. 8.3, б). Архимедов червяк ZA, торцевым профилем витка которого является архимедова спираль, линейчатую поверхность витка имеет в осевом сечении (рис. 8.3, в).

По нагрузочной способности все три вида червяков примерно одинаковы. Выбор того или иного вида определяется техническими возможностями предприятия-изготовителя, которые могут обеспечить получение передачи необходимой точности, что значительно влияет на ее работоспособность. Так как архимедов червяк может быть нарезан любым способом, а шлифование его рабочих поверхностей требует специального профилирования шлифовального круга, то использование таких червяков рекомендуется только в том случае, если не требуется их высокая твердость ($HB < 350$).

Достоинствами эвольвентных червяков перед архимедовыми является возможность их шлифования кругами с прямолинейной поверхностью, не требующей специального профилирования, поэтому эвольвентные червяки рекомендуется применять при необходимости получения высокой твердости и малой шероховатости рабочих поверхностей витков ($HRC > 45$).

Конволютные червяки имеют ограниченное применение (главным образом, в единичном производстве).

Одной из основных кинематических характеристик червячной передачи, определяющих тепловыделение и выбор материалов для изготовления червяка и червячного колеса, является относительная скорость скольжения витков червяка и зубьев червячного колеса, равная

$$v_{ск} = v_1 / \cos \gamma, \quad (8.1)$$

где v_1 — окружная скорость червяка, м/с,

$$v_1 = d_1 n_1 / (1,9 \cdot 10^4), \quad (8.2)$$

γ — делительный угол подъема червяка, ...°; d_1 — делительный диаметр червяка, мм; n_1 — частота вращения червяка, об/мин.

Если диаметр червяка и угол подъема неизвестны, например при проектном расчете передачи, то ориентировочное значение $v_{ск}^0$ (м/с)

$$v_{ск}^0 \approx (1,8 \div 6,6) 10^{-3} n_2 \sqrt[3]{M_2 z_2}, \quad (8.3)$$

где n_2 — частота вращения вала колеса, об/мин; M_2 — расчетный крутящий момент на колесе, Н·м; z_2 — число зубьев колеса.

Меньшие значения коэффициента перед корнем берутся при большем числе заходов и больших нагрузках, большие — при меньшем числе заходов и меньших нагрузках.

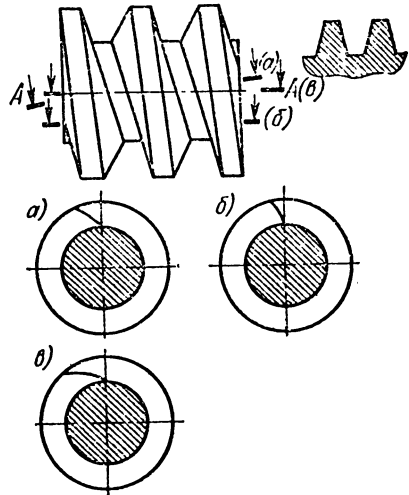


Рис. 8.3

Передаточное число червячной передачи

$$u = n_1/n_2 = z_2/z_1, \quad (8.4)$$

где n_1 и n_2 — частота вращения червяка и червячного колеса; z_1 — число заходов червяка; z_2 — число зубьев червячного колеса.

8.2. ВЫБОР МАТЕРИАЛА, ДОПУСКАЕМЫЕ КОНТАКТНЫЕ НАПРЯЖЕНИЯ И НАПРЯЖЕНИЯ ИЗГИБА

Материалы червяка и червячного колеса. У червячных передач рабочая поверхность витка червяка скользит по зубьям колес, поэтому червячная передача имеет повышенную склонность к заеданию, которая зависит от целого ряда причин: сочетания материалов пары червяк—колесо, чистоты и твердости рабочих поверхностей витка червяка и зуба колеса, скорости скольжения рабочих поверхностей, вида и свойств смазки и рабочей температуры. Характерным для червячных передач видом повреждений зубьев является усталостное выкрашивание и излом зубьев. В связи с этим закрытые червячные передачи рассчитываются на контактную выносливость с последующей проверкой на изгиб. Для исключения возможного заедания их рабочих поверхностей при конструировании выбираются соответствующие пары материалов, назначаются их твердость и шероховатость поверхности.

Червяки обычно изготавливаются из стали, причем их рабочая поверхность подвергается термообработке. Твердость витков может быть $HV < 350$ или $HRC > 45$. Червяки с малой твердостью ($HV < 350$) и нешлифованной поверхностью имеют в 1,5—2,0 раза меньшую нагрузочную способность и более низкий к. п. д., чем червяки с большей твердостью ($HRC > 45$) и шлифованными витками. Поэтому червяки с низкой твердостью можно использовать только в малоагруженных неотчетственных передачах.

Червячные колеса изготавливаются обычно из бронзы или латуней, а в некоторых случаях — из чугунов. Лучшими противозадирными свойствами обладают высокооловянистые бронзы, содержащие фосфор, свинец, сурьму и никель, но они имеют малую прочность и высокую стоимость, поэтому такие бронзы могут быть рекомендованы для передач с большими скоростями скольжения ($v_{ск} > 10$ м/с). Бронзы с небольшим содержанием олова, обладающие также невысокой прочностью, но с худшими противозадирными свойствами, применяются при скоростях скольжения от 4 до 10 м/с. Относительно высокой прочностью и меньшей стоимостью, но еще худшими противозадирными свойствами обладают безоловянистые бронзы, которые обычно используются в передачах с небольшой скоростью скольжения ($v_{ск} < 4$ м/с). Чугунные колеса делаются для малоответственных передач, к габаритным размерам и к. п. д. которых не предъявляются высокие требования, скорость скольжения в этом случае не должна превышать 1,5 м/с.

Как видно из изложенного, основным критерием, определяющим выбор материала, является скорость скольжения. Так как для вновь проектируемой передачи, когда неизвестны ее габаритные размеры, определить скорость скольжения нельзя, то для предварительного выбора материала можно воспользоваться приведенной формулой (8.3).

Выбор материала червяка и колеса с учетом условий работы и скорости скольжения производится по табл. 8.1.

Определение допускаемых контактных напряжений. Допускаемые напряжения при расчете червячных передач на контактную выносливость определяются в зависимости от материала, принятого для изготовления зубчатого венца червячного колеса. Для оловянистых бронз допускаемые напряжения (МПа) находятся в зависимости от предела прочности материала, а для безоловянистых бронз и чугунов — в зависимости от скорости скольжения. В общем виде расчетная формула имеет вид

$$[\sigma]_H = \sigma_{H \text{ lim } b} K_{HL}, \quad (8.5)$$

где $\sigma_{H \text{ lim } b}$ — предел контактной выносливости поверхности зубьев, соответствующий базовому числу циклов напряжений; K_{HL} — коэффициент долговечности.

Т а б л и ц а 8.1. Материалы, применяемые для червячных передач

Условия работы передачи	Червячное колесо			Червяк	
	материал	σ_B	σ_T	Марка стали	Твердость
		МПа			
Открытые передачи, передачи небольшой мощности с ручным приводом	СЧ 15-32	320	—	Сталь 45	HВ 300—350
	СЧ 18-36	360	—		
	СЧ 28-48	480	—		
Закрытые передачи с машинным приводом при скоростях скольжения: $v_{ск} < 4$ м/с	БрАЖ 9-4	450	200	40ХН; 30ХГН; 20ХГР; 20ХНЗА; 38ХГН; 30ХГС	HRC 45—50
	БрАЖН10-4-4	600	200		
	БрАМц10-2	500	—		
$v = 4 \div 10$ м/с	БрОЦС6-6-3	160	90	45; 40ХН; 20Х; 20ХНЗА	HRC 45—50
	БрОЦС5-5-5	160	90		
$v > 10$ м/с	БрОФ 10-1 БрОНФ	240 290	160 170	40ХН; 20Х; 30ХГС; 20ХНЗА	HRC 50—60

Примечание. σ_B и σ_T — соответственно пределы прочности и текучести.

Предел контактной выносливости оловянистых бронз определяется по табл. 8.2, а безоловянистых бронз и чугунов — по графику рис. 8.4. Кривые соответствуют: 1 — для безоловянистой бронзы и шлифованного червяка при $HRC \geq 45$; 2 — для безоловянистой бронзы и червяка с параметром шероховатости $Ra=1,25$ при $HRC < 45$; 3 — для колеса из серого чугуна при стальном цементированном или закаленном червяке.

Значение $K_{HL} = 1,0$ для безоловянистых бронз, а для оловянистых

$$K_{HL} = \sqrt[8]{10^7 / N_{HE}} \quad (8.6)$$

Полученное значение K_{HL} принимается в качестве расчетного для (8.5), если оно лежит в пределах $0,64 \leq K_{HL} \leq 1,15$. В том случае, когда полученное по (8.6) значение либо $K_{HL} < 0,64$, либо $K_{HL} > 1,15$, в качестве расчетного принимается соответственно $K_{HL} = 0,64$ или $K_{HL} = 1,15$.

Эквивалентное число циклов перемены напряжений N_{HE} определяется по циклограмме

$$N_{HE} = n_{ц1} + n_{ц2} (M_2 i / M_2)^4 + \dots + n_{цn} (M_2 n / M_2)^4, \quad (8.7)$$

Т а б л и ц а 8.2. Предел контактной выносливости $\sigma_{H \text{ lim } b}$

Червяк	Червячное колесо	
	Оловянистые бронзы БрОФ-10-1, БрОНФ	Малооловянистые бронзы БрОЦС 6-6-3, БрОЦС 5-5-5
Стальной с твердостью витков $HRC < 45$ и с шероховатостью рабочей поверхности $Ra=1,25$	$\sigma_{H \text{ lim } b} = 0,64\sigma_B$	$\sigma_{H \text{ lim } b} = 0,48\sigma_B$
Стальной с твердостью витков $HRC \geq 45$ и шлифованной поверхностью	$\sigma_{H \text{ lim } b} = 0,8\sigma_B$	$\sigma_{H \text{ lim } b} = 0,6\sigma_B$

где M_2 — максимальный момент на валу червячного колеса; $M_{22}, M_{23}, \dots, M_{2i}$ — моменты на валу червячного колеса, соответствующие циклам 2, 3, ..., i (рис. 8.5); $n_{ц1}, n_{ц2}, \dots, n_{ци}$ — число циклов перемены напряжений в циклах 1, 2, 3, ..., n .

Число циклов

$$n_{ци} = 60n_i T_i, \quad (8.8)$$

где n_i — частота вращения червячного колеса на режиме при нагрузке M_i , об/мин; T_i — время работы на данном режиме за заданный срок эксплуатации, ч.

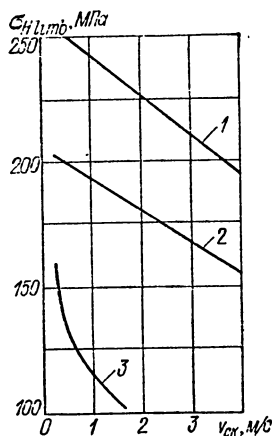


Рис. 8.4

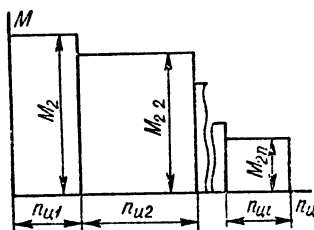


Рис. 8.5

Расчет допускаемых напряжений изгиба. Допускаемое напряжение изгиба для червячных передач (МПа)

$$[\sigma]_F = [\sigma^0]_F K_{FL}, \quad (8.9)$$

где $[\sigma^0]_F$ — допускаемое базовое напряжение изгиба, МПа.

$$[\sigma^0]_F = (0,25\sigma_T + 0,08\sigma_B) K_\sigma, \quad (8.10)$$

где σ_B и σ_T — предел прочности и предел текучести материала зубчатого колеса по табл. 8.1; K_σ — эффективный коэффициент концентрации (ориентировочно $K_\sigma = 1,1 \div 1,2$).

Коэффициент долговечности

$$K_{FL} = \sqrt[9]{10^8 i N_{FE}}. \quad (8.11)$$

Эквивалентное число циклов перемены напряжений N_{FE} определяется по формулам (8.7) и (8.8). Значение K_{FL} принимается в качестве расчетного, если оно лежит в пределах $0,55 \leq K_{FL} \leq 1,5$. В том случае, когда по (8.11) значение либо $K_{FL} < 0,55$, либо $K_{FL} > 1,5$, в качестве расчетного соответственно принимаются $K_{FL} = 0,55$ или $K_{FL} = 1,5$.

8.3. ГЕОМЕТРИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ

Определения элементов червячных передач и их обозначение соответствуют ГОСТ 18498—73. В отличие от зубчатых передач здесь индекс 1 относится к червяку, а индекс 2 — к колесу.

Начальные геометрические параметры червячных передач определяются или при компоновке передачи, когда они назначаются в зависимости от размеров сопряженных деталей и требуемых габаритных размеров, или же в результате прочностного расчета. Расчетные зависимости устанавливаются ГОСТ 19036—73 и ГОСТ 19642—74. Основные геометрические параметры передач и их размерность указаны в табл. 8.3.

Т а б л и ц а 8.3. Геометрические параметры червячных передач

Параметры	Наименование	Номер	
		формулы	таблицы
z_1	Число витков (заходов) червяка	—	8.4
z_2	Число зубьев червячного колеса	(8.12)	—
m , мм	Расчетный модуль	(8.13)	8.5
q	Коэффициент диаметра червяка	(8.14); (8.15)	8.6
X	Коэффициент смещения	(8.16)	—
a_w , мм	Межосевое расстояние	(8.17); (8.18)	—
d_1 , мм	Делительный диаметр червяка	(8.19)	—
d_2 , мм	Делительный диаметр червячного колеса	(8.20)	—
d_{w1} , мм	Начальный диаметр червяка	(8.21)	—
d_{a1} , мм	Диаметр вершин витков червяка	(8.22)	—
d_{f1} , мм	Диаметр впадин витков червяка	(8.23)	—
d_{a2} , мм	Диаметр вершин зубьев червячного колеса	(8.24)	—
d_{f2} , мм	Диаметр впадин зубьев червячного колеса	(8.25)	—
d_{am2} , мм	Наибольший диаметр червячного колеса	(8.26)	—
δ , ...°	Угол контакта витка червяка и зуба червячного колеса	—	—
γ , ...°	Делительный угол подъема	(8.27)	—
γ_w , ...°	Начальный угол подъема	(8.28)	—
b_1 , мм	Длина нарезной части червяка	—	8.7
b_2 , мм	Ширина венца червячного колеса	(8.29)	—
α_i , ...°	Угол профиля в торцевом сечении	(8.30)	—
ε_s	Коэффициент перекрытия	(8.31)	—
j_n мм	Боковой зазор	(8.32); (8.33)	—
n	Степень точности изготовления	—	8.8

Т а б л и ц а 8.4. Число заходов червяка и к. п. д. передачи

Передаточное число u	Число заходов червяка z_1	К. п. д.
10—18	4	0,82—0,92
18—25	3	
26—40	2	0,75—0,82
Св. 40	1	0,70—0,75

Число витков (заходов) червяка z_1 определяется в зависимости от передаточного числа по табл. 8.4.

Число зубьев червячного колеса z_2

$$z_2 = uz_1. \quad (8.12)$$

Расчетный модуль m стандартизован по ГОСТ 19642—74 (табл. 8.5) по определению

$$m = d_2/z_2, \quad (8.13)$$

где d_2 — делительный диаметр червячного колеса.

Коэффициент диаметра червяка q по определению

$$q = d_1/m, \quad (8.14)$$

где d_1 — делительный диаметр червяка.

Величина коэффициента q стандартизована ГОСТ 19642—74 (табл. 8.6), она в большой степени влияет на прочность и жесткость червяка. Ориентировочно q может быть определено по формуле

$$q > 0,2z_2 - 1,6 \quad (8.15)$$

с последующим округлением по табл. 8.6. При проектировании передач в этом случае должно соблюдаться условие $L/a_w > 2,5$, где L — расстояние между опорами вала червяка; a_w — межосевое расстояние.

Т а б л и ц а 8.5. Стандартные модули m в осевом сечении червяка (мм)

1-й ряд	2-й ряд	1-й ряд	2-й ряд
1,0	—	5,0	6,0
1,25	1,5	6,3	7,0
1,6	—	8,0	—
2,0	—	10	12
2,5	3,0	12,5	—
3,15	3,5	16,0	—
4,0	—	20,0	—

Примечание. Первый ряд следует предпочитать второму.

Т а б л и ц а 8.6. Коэффициенты диаметра червяка

1-й ряд	2-й ряд
—	7,1
8,0	9,0
10	11,2
12,5	14,0
16	18,0
20	22,4
25	—

Примечание. Первый ряд следует предпочитать второму.

Коэффициент смещения червяка X назначается в том случае, если необходимо обеспечить заданное межосевое расстояние. Тогда

$$X = \left(\frac{a_w}{m} \right) - 0,5 (z_2 + q), \quad (8.16)$$

при этом X должно быть: $1 \geq X \geq -1$.

Межосевое расстояние a_w при $X = 0$

$$a_w = 0,5 (z_2 + q) m; \quad (8.17)$$

при $X \neq 0$

$$a_w = 0,5 (z_2 + q + 2X) m. \quad (8.18)$$

Делительный диаметр червяка d_1 (рис. 8.6)

$$d_1 = qm. \quad (8.19)$$

Делительный диаметр червячного колеса d_2

$$d_2 = m z_2. \quad (8.20)$$

Начальный диаметр червяка d_{w1}

$$d_{w1} = (q + 2X) m. \quad (8.21)$$

Диаметр вершин витков червяка d_{a1}

$$d_{a1} = d_1 + 2h_a^* m, \quad (8.22)$$

где h_a^* — коэффициент высоты головки, обычно $h_a^* = 1,0$.

Диаметр впадин витков червяка d_{f1}

$$d_{f1} = d_{a1} - 2h_f^* m, \quad (8.23)$$

где h_f^* — коэффициент высоты ножки, $h_f^* = 1,0 + C^*$; C^* — коэффициент радиального зазора, обычно $C^* = 0,2$.

Диаметр вершин зубьев червячного колеса d_{a2}

$$d_{a2} = d_2 + 2 (h_a^* + X) m. \quad (8.24)$$

Диаметр впадин зубьев червячного колеса d_{f2}

$$d_{f2} = 2 [a_w - m (0,5q + h_f^*)]. \quad (8.25)$$

Наибольший диаметр червячного колеса d_{aM2}

$$d_{aM2} = d_2 + d_1 \left(-\cos \frac{\delta}{2} \right), \quad (8.26)$$

где δ — угол контакта витка червяка и зуба червячного колеса.

Угол контакта червяка и зуба червячного колеса δ назначается для силовых передач в пределах $90-120^\circ$, при этом для тяжело нагруженных передач принимается большее значение δ , для передач, где желательно получить большее a_w , принимаются меньшие δ . Обычно $\delta = 100 \div 110^\circ$.

Делительный угол подъема γ

$$\gamma = \arctg (z_1/q). \quad (8.27)$$

Начальный угол подъема γ_w

$$\gamma_w = \arctg (z_1 m / d_{w1}). \quad (8.28)$$

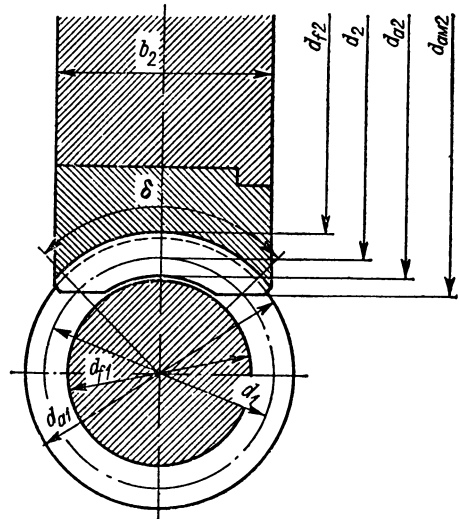


Рис. 8.6

Т а б л и ц а 8.7. Длина нарезной части червяка

X	Расчетные формулы при z_1	
	1 и 2	4
-1,0	$b_1 \geq (10,5 + z_1) m$	$b_1 \geq (10,5 + z_1) m$
-0,5	$b_1 \geq (8 + 0,06z_2) m$	$b_1 \geq (9,5 + 0,09 z_2) m$
0	$b_1 \geq (11 + 0,06z_2) m$	$b_1 \geq (12,5 + 0,09z_2) m$
+0,5	$b_1 \geq (11 + 0,1z_2) m$	$b_1 \geq (12,5 + 0,1z_2) m$
+1,0	$b_1 \geq (12 + 0,1z_2) m$	$b_1 \geq (13 + 0,1z_2) m$

Пр и м е ч а н и е При промежуточном значении коэффициента X длину b_1 вычисляют по ближайшему пределу X, который дает большее значение b_1 .

Т а б л и ц а 8.8. Рекомендуемая степень точности червячных передач

Назначение передач	Окружная скорость червяка, м/с	Степень точности
Неответственные передачи вспомогательных механизмов и узлов приборов. Передачи ручных приводов	До 1,5	9
Неответственные передачи механизмов радиоэлектронных устройств, приборов управления и регулирования. Неответственные передачи силовых электроприводов с кратковременным режимом работы	До 3	8
Кинематические передачи счетно-решающих и отсчетных механизмов радиоэлектронных устройств, оптико-механических приборов и приборов управления и регулирования средней точности. Силовые передачи транспортных и промышленных механизмов средней точности	До 7,5	7
Кинематические передачи счетно-решающих и отсчетных механизмов, радиоэлектронных устройств, оптико-механических приборов и приборов управления высокой точности. Делительные пары станков средней точности, точные отсчетно-силовые и силовые передачи механизмов с долговременным режимом работы	Св. 3	6

Длина нарезной части червяка b_1 принимается по табл. 8.7 в зависимости от коэффициента смещения X и числа заходов червяка z_1 . Для шлифуемых и фрезеруемых червяков длину по табл. 8.7 необходимо увеличить на 25 мм при $m < 10$ мм, на 35—40 мм при $m = 10 \div 15$ мм и на 50 мм при $m > 16$ мм.

Ширина венца червячного колеса b_2 принимается:

$$\left. \begin{aligned} b_2 &\leq 0,75d_{a1} && \text{при } z_1 \leq 3; \\ b_2 &\leq 0,67d_{a1} && \text{при } z_1 = 4. \end{aligned} \right\} \quad (8.29)$$

Угол профиля в торцевом сечении α_t определяется из равенства

$$\operatorname{tg} \alpha_t = \operatorname{tg} \alpha_n / \cos \nu, \quad (8.30)$$

где α_n — угол профиля в нормальном сечении по ГОСТ 19036—73, $\alpha_n = 20^\circ$.

Коэффициент перекрытия ϵ_s вычисляется по равенству

$$\epsilon_s = \frac{\sqrt{d_{a2}^2 - d_2^2 \cos^2 \alpha_t} - d_2 \sin \alpha_t + \frac{2m (h_{a1}^* - X)}{\sin \alpha_t}}{2\pi m \cos \alpha_t} \quad (8.31)$$

Боковой зазор $j_{\text{нпн}}$ в зацеплении червячной передачи необходим для комплектации температурных изменений размеров деталей передачи. При выборе вида сопряжений требуемый боковой зазор для чугунного корпуса, бронзового венца и стального червяка

$$j_{\text{нпн}} = 0,342 \cdot 10^{-3} \cos \gamma (1,05d_2 + 0,69d_1 - 0,84a_w), \quad (8.32)$$

а для стального корпуса

$$j_{\text{нпн}} = 0,342 \cdot 10^{-3} \cos \gamma (1,05d_2 + 0,69d_1 - 0,92a_w). \quad (8.33)$$

Степень точности n изготовления червяка и венца червячного колеса определяется на основе табл. 8.8 в зависимости от назначения передачи и ее окружной скорости.

8.4. ПРОВЕРОЧНЫЙ И ПРОЕКТНЫЙ РАСЧЕТЫ ЧЕРВЯЧНОЙ ПЕРЕДАЧИ

В отличие от зубчатых передач, у которых в большинстве случаев шестерня и колесо изготавливаются из одинаковых материалов с близкими механическими характеристиками, в червячных передачах червяк и колесо изготавливаются из разных материалов со значительно отличающимися механическими характеристиками. В связи с этим расчет червячных передач ведется по колесу, т. е. в расчетные формулы входят крутящие моменты, приложенные к валу колеса, и механические характеристики материала зубчатого венца колеса.

Уравнение прочности при проверочном расчете червячной передачи имеет вид

$$\sigma_H = Z_M Z_e Z_H \sqrt{3 \cdot 10^3 K_\delta K_{H\beta} K_{H\alpha} \frac{z_2}{q} \frac{M_2}{d_2^3}} \leq [\sigma]_H. \quad (8.34)$$

При проектном расчете делительный диаметр определяется

$$d_2^0 \geq K_E K_\alpha^0 \sqrt{z_2 M_2}. \quad (8.35)$$

Входящие в формулы (8.34) и (8.35) величины, указания по их выбору или определению приведены в табл. 8.9.

И в проверочном, и в проектном расчете расчетный момент M_2 на червячном колесе считается заданным. В общем случае его необходимо определять через номинальный момент, на основе зависимости, аналогичной (6.4) с учетом коэффициента режима работы по табл. 6.1.

Проверочный расчет. Для проверочного расчета должны быть заданы материалы, из которых изготовлен червяк и червячное колесо, число заходов червяка z_1 , число зубьев червячного колеса z_2 , делительный диаметр червячного колеса d_2 и червяка d_1 , модуль m , угол контакта витка червяка с червячным колесом δ и межосевое расстояние a_w , а также степень точности n . Чтобы найти коэффициенты, входящие в (8.34), необходимо определить последовательно следующие геометрические параметры: коэффициент диаметра червяка q по (8.14), коэффициент смещения X по (8.16), диаметр вершин зубьев d_{a2} по (8.24), делительный угол подъема γ по (8.27), угол профиля в торцевом сечении α_t по (8.30) и коэффициент перекрытия ϵ_s по (8.31). Коэффициент высоты головки зуба $h_a^* = 1,0$. Кроме того, по (8.1) определяется скорость скольжения $v_{\text{ск}}$.

Коэффициент механических свойств материалов Z_M рассчитывается по (7.3) или выбирается по табл. 7.2.

Т а б л и ц а 8.9. Величины и указания по их определению при проверочном и проектном расчете по контактным напряжениям

Параметр	Наименование	Номер	
		формулы	таблицы
σ_H , МПа	Контактные напряжения	—	—
M_2 , Н·м	Расчетный крутящий момент	—	—
z_2	Число зубьев червячного колеса	—	—
q	Коэффициент диаметра червяка	(8.14)	—
d_2 , мм	Делительный диаметр червячного колеса	(8.35)	—
$Z_M, \frac{H^{1/2}}{\text{мм}}$	Коэффициент, учитывающий механические свойства материала червяка и колеса	(7.3)	7.2
Z_e	Коэффициент, учитывающий суммарную длину контактных линий	(8.36)	—
Z_H	Коэффициент, учитывающий форму сопряженных поверхностей	(8.37)	—
K_δ	Коэффициент, учитывающий угол контакта витка червяка и зуба колеса	(8.39)	—
$K_{H\beta}$	Коэффициент неравномерности распределения нагрузки по длине контактных линий	(8.38)	—
$K_{H\alpha}$	Коэффициент, учитывающий качество изготовления передачи	—	8.11
$[\sigma]_H$, МПа	Допускаемые контактные напряжения	(8.5)	8.2
$K_E, \frac{H^{1/2}}{\text{мм}}$	Коэффициент, учитывающий механические свойства материала червяка и колеса при проектном расчете	(8.40)	—
$K_H, \sqrt[3]{\frac{\text{мм}^2}{\text{Н}}}$	Вспомогательный коэффициент при проектном расчете	(8.41); (8.42)	—

Коэффициент Z_e , учитывающий суммарную длину контактных линий, определяется по формуле

$$Z_e = \sqrt{1/\epsilon_s}. \quad (8.36)$$

Коэффициент Z_H формы сопряженных поверхностей

$$Z_H = \sqrt{2 \cos \gamma / \sin 2\alpha_t}. \quad (8.37)$$

Коэффициент $K_{H\beta}$, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по длине контактных линий при $M_2 = \text{const}$, равен $K_{H\beta} = 1,0$. Если нагрузка неравномерна, то

$$K_{H\beta} = [1 + (Z_2/\theta)^3] [1 - (M_{ср}/M_2)] + M_{ср}/M_2, \quad (8.38)$$

где θ — коэффициент деформации червяка, определяемый по табл. 8.10.

Т а б л и ц а 8.10. Коэффициент деформации червяка θ

z_1	Значения коэффициента θ при q											
	7,1	8	9	10	11,2	12,5	14	16	18	20	22,4	25
1	57	72	89	108	129	147	179	194	225	256	292	333
2	45	57	71	86	105	117	149	163	190	216	248	288
3	41	51	61	76	91	103	131	144	167	190	217	247
4	38	47	58	70	84	94	120	131	152	173	199	226

Считая крутящий момент $M_2 = M_{\max}$, определяем значение

$$M_{\text{ср2}}/M_2 = 1/(N_{\Sigma}M_2) (n_{\text{ц1}}M_{22} + n_{\text{ц2}}M_{23} + \dots + n_{\text{цл}}M_{2л}),$$

где $M_{\text{ср}}$ — среднее значение крутящего момента на червячном колесе; N_{Σ} — суммарное число циклов нагружений за заданный срок эксплуатации; $M_{22}, M_{23}, \dots, M_{2л}$ — крутящие моменты, соответствующие числу циклов $n_{\text{ц1}}, n_{\text{ц2}}, \dots, n_{\text{цл}}$ по циклограмме (см. рис. 8.5).

Коэффициент K_{δ} , учитывающий угол контакта витков червяка с червячным колесом,

$$K_{\delta} = 0,76/\sin(\delta/2). \quad (8.39)$$

Коэффициент K_{Hv} , учитывающий качество изготовления передачи, зависит от степени точности изготовления n и скорости скольжения $v_{\text{ск}}$ и определяется по табл. 8.11.

Проектный расчет. Заданными являются крутящий момент на валу червячного колеса M_2 , передаточное число u и частота вращения n_2 . Предварительно определяются число заходов червяка по табл. 8.4, числу зубьев червячного колеса $z_2 = uz_1$ и ориентировочное значение скорости скольжения $v_{\text{ск}}^0$ по (8.3). Далее по рекомендациям табл. 8.1 в зависимости от условий работы и $v_{\text{ск}}^0$ выбирается материал червяка и венца червячного колеса, и по (7.3) или табл. 7.2 находится коэффициент Z_M , учитывающий механические свойства материала. Для выбранного материала и заданной циклограммы (рис. 8.4) по (8.5) с использованием табл. 8.2 определяются допускаемые контактные напряжения $[\sigma]_H$. Выбирается угол контакта витков червяка с червячным колесом δ и определяется по (8.39) значение коэффициента K_{δ} .

Т а б л и ц а 8.11. Коэффициенты качества изготовления передачи
 K_{Hv}, K_{Fv}

Степень точности n	K_{Hv}, K_{Fv} при скорости скольжения $v_{\text{ск}}$, м/с					
	До 1,5	1,5—3	3—7,5	7,5—12	12—16	16—25
6	—	—	1	1,1	1,3	1,5
7	1	1	1,1	1,2	—	—
8	1,15	1,25	1,4	—	—	—
9	1,25	—	—	—	—	—

Коэффициент K_E , учитывающий свойства материала и угол δ

$$K_E = \sqrt[3]{3 \cdot 10^3 K_\delta Z_M}. \quad (8.40)$$

Вспомогательный коэффициент K_ψ необходим для определения ориентировочного значения делительного диаметра d_2^0 по (8.35), так как проектный расчет может быть выполнен только методом последовательных приближений. Приближенное значение

$$K_\psi^0 = (0,65 \div 0,75) / [\sigma]_H^{2/3}. \quad (8.41)$$

После определения d_2^0 по (8.35) на основе его численного значения определяется модуль m по (8.13), выбирается q по (8.15), рассчитывается d_{a2} (при $h_a^* = 1$ и $X = 0$) по (8.24), γ по (8.27), α_t по (8.30), ε_s по (8.31), а также находится скорость скольжения $v_{ск}$ по (8.1) и по табл. 8.8 выбирается требуемая степень точности изготовления передачи. На указанном этапе округлять значения m и q не требуется.

По найденным геометрическим параметрам вычисляются первые приближения коэффициентов Z'_ε , Z'_H [см. формулы (8.36), (8.37) и (8.38)] и $K_{H\psi}$ (см. табл. 8.11), определяется первое приближение коэффициента

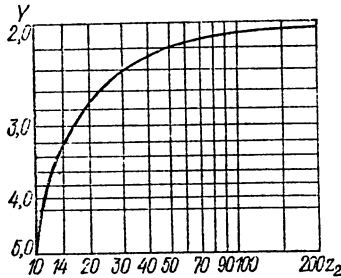


Рис. 8.7

$$K_\psi' = \sqrt[3]{\frac{(Z'_\varepsilon)^2 (Z'_H)^2 K'_{H\beta} K'_{H\nu}}{q [\sigma]_H^2}} \quad (8.42)$$

и находится первое приближение делительного диаметра червячного колеса

$$d_2' = d_2^0 (K_\psi' / K_\psi^0). \quad (8.43)$$

Равенство (8.43) непосредственно вытекает из (8.35).

Если d_2^0 и d_2' отличаются не более чем на 5—8%, значение d_2' может быть принято для дальнейшего уточнения по модулю

$$m' = d_2' / z_2,$$

который должен быть округлен до большего стандартного значения m'' (табл. 8.5).

Окончательно второе приближение

$$d_2'' = m'' z_2.$$

При расхождении между d_2^0 и d_2' более 8% следует повторить аналогичную стадию расчета с уточнением необходимых геометрических характеристик и определением вторых приближений Z'_ε , Z'_H и $K'_{H\nu}$, а затем d_2'' , m'' и d_2''' .

Найденное значение d_2 и m при выбранном q должно быть проверено по напряжениям изгиба.

Проверка по напряжениям изгиба. Уравнение прочности при проверке зубьев червячного колеса на изгибную выносливость

$$\sigma_F = 3 \cdot 10^8 Y K_\delta K_{F\beta} K_{F\nu} \frac{M_2}{m d_1 d_2 \varepsilon_s \cos \alpha_t} \leq [\sigma]_F, \quad (8.44)$$

где σ_F — напряжения изгиба, МПа; Y — коэффициент формы зуба, определяемый по графику рис. 8.7; K_δ — коэффициент, учитывающий угол охвата δ по (8.39); $K_{F\beta}$ — коэффициент неравномерности нагрузки по длине контактных линий, $K_{F\beta} = K_{H\beta}^{0,84}$ [см. формулу (8.38)]; $K_{F\nu}$ — коэффициент качества изготовления (см. табл. 8.11); M_2 — крутящий момент на валу червячного колеса,

Н·м; m — модуль, мм; d_1 и d_2 — делительный диаметр червяка и червячного колеса, мм; ϵ_s — коэффициент перекрытия по (8.31); α_f — угол профиля в торцевом сечении по (8.30); $[\sigma]_F$ — допускаемые напряжения изгиба по (8.9)—(8.11), МПа.

8.5. НАГРУЗКА В ЧЕРВЯЧНОЙ ПЕРЕДАЧЕ И РАЗМЕРЫ ЭЛЕМЕНТОВ

Нагрузка в зацеплении червячной передачи может быть разложена на три составляющие: окружную F_t , радиальную F_r и осевую F_a (рис. 8.8), которые могут быть определены по формулам:

$$F_{t1} = 2M_1/d_1 = F_{t2} \operatorname{tg}(\gamma + \rho);$$

$$F_{r1} = F_{t2} \operatorname{tg} \alpha; \quad F_{a1} = 2M_2/d_2.$$

Нагрузки, действующие на колеса,

$$F_{t2} = F_{a1} = 2M_2/d_2; \quad F_{r2} = F_{t1} = F_{t2} \operatorname{tg} \alpha;$$

$$F_{a2} = F_{t1} = 2M_1/d_1 = F_{t2} \operatorname{tg}(\gamma - \rho).$$

В приведенных формулах ρ — угол трения; α — профильный угол червяка в осевом сечении

$$\operatorname{tg} \rho = f = 0,02 + 0,03/v_{\text{сч.}}$$

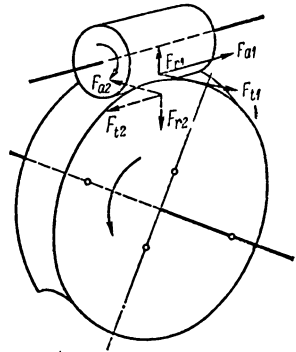


Рис. 8.8

Направление вращения колеса в зависимости от направления вращения червяка, его расположения и направления спирали на нем устанавливается следующим образом: при нижнем расположении червяка, если спираль правая, то направление вращения колеса совпадет с направлением вращения червяка (по часовой или против часовой стрелки); если спираль

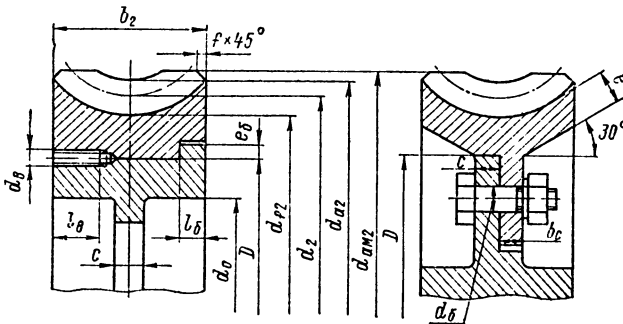


Рис. 8.9

левая, направление вращения колеса противоположно направлению вращения червяка; при верхнем червяке наоборот.

В связи с тем что для изготовления венцов червячных колес используется дефицитный цветной металл (бронза или латунь), червячные колеса в большинстве случаев изготавливаются бандажированными. Конструкция колес и размеры их элементов показаны на рис. 8.9 и в табл. 8.12. Червяки обычно

Т а б л и ц а 8.12. Элементы червячных колес

Параметры	Расчетная формула
Делительный диаметр d_2 Диаметр вершин d_{a2} Диаметр впадин d_{f2} Наибольший диаметр $d_{a\text{м}2}$ Ширина колеса b_2	Определяются при геометрическом расчете — см. табл. 8.3
Посадочный диаметр D Диаметр обода d_0 Толщина обода e Высота бурта e_6 Ширина бурта l_6 Фаска f Толщина диска c Диаметр винта $d_{\text{в}}$ Длина винта $l_{\text{в}}$	$d_{f2} - 2m$ $D - 2m$ $\geq 2m$ $0,1b_2$ $(0,15 \div 0,20) b_2$ $0,5m$ Определяется по табл. 7.29 $(1,2 \div 1,5) m$ $(0,3 \div 0,5) b_2$

выполняются как одно целое с валом (рис. 8.10). При этом диаметр вала червяка $d_{\text{в}} = d_{f1} - (2 \div 4)$ мм, но в отдельных случаях он по конструктивным соображениям может быть несколько больше d_{f1} ; $r = 3 \div 5$ мм.

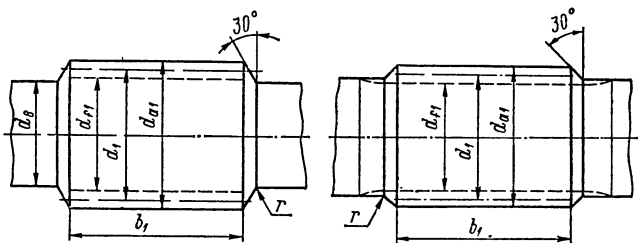


Рис. 8.10

8.6. РАСЧЕТ ПЛАНЕТАРНЫХ ПЕРЕДАЧ

Планетарными передачами называются механизмы, в состав которых входят зубчатые колеса-сателлиты, оси вращения которых размещены на кривошипно-водителе и во время работы передачи перемещаются в пространстве. Планетарные передачи находят применение в приводах различных технологических и транспортных машин. Их преимущества: имеют большое передаточное число, компактны, уравновешены и симметричны; недостаток — малый к. п. д. на больших передаточных числах.

К числу наиболее распространенных схем планетарных передач относятся схемы А, С и 3к (рис. 8.11, а—в).

Передаточное число схемы А (рис. 8.11, а) от колеса 2 к водилу h при закреплённом звене 4

$$u_{2h}^{(4)} = 1 + z_4/z_2.$$

Обычно для указанной схемы u изменяется в пределах 3—9.

Для схемы С (рис. 8.11, б) от водила h к колесу внутреннего зацепления

$$u_{h2}^{(4)} = (1 - z_1 z_4 / z_2 z_3)^{-1}.$$

Пределы изменения $u_{h2}^{(4)} = 8 \div 30$.

Схема Зк (рис. 8.11, в) при передаче вращения от колеса 2 к колесу 6

$$u_{26}^{(4)} = (1 + z_4 / z_2) (1 - z_3 z_4 / z_6 z_1)^{-1}.$$

Пределы изменения $u_{26}^{(4)} = 20 \div 500$.

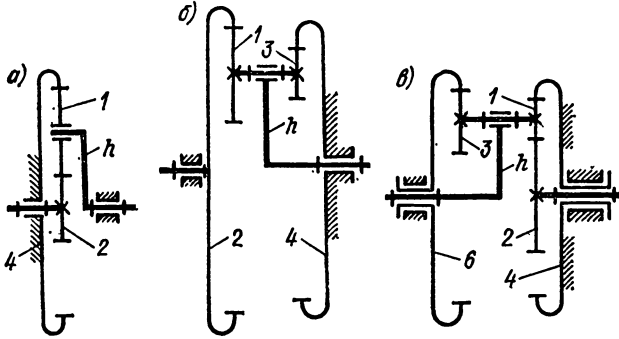


Рис. 8.11

К. п. д. для указанных схем соответственно равны:

для схемы А

$$\eta_{2h}^{(4)} = [1 - (z_1 / z_2) \eta_{21}^h (z_4 / z_1) \eta_{14}^h];$$

для схемы С

$$\eta_{h2}^{(4)} = [1 - (z_1 z_4 / z_2 z_3)] [1 - (z_1 z_4 / z_2 z_3) (\eta_{21}^h \eta_{34}^h)^a]^{-1};$$

для схемы Зк

$$\eta_{26}^{(4)} = \frac{[1 - (z_4 / z_1) (\eta_{14}^h)^b (-z_1 / z_2) (\eta_{12}^h)^c] [1 - (z_3 z_4 / z_6 z_1)]}{[1 - (z_3 z_6) (\eta_{63}^h)^c (z_4 / z_1) (\eta_{14}^h)^b] [1 + (z_4 / z_2)]},$$

где $a = -1$ при $z_1 z_4 / z_2 z_3 > 1$, в противном случае $a = 1$; $b = -1$ при $z_3 z_4 / z_6 z_1 > 1$ и $z_2 / z_4 + 1 > |z_1 z_6 / z_3 z_4 - 1|$, в противном случае $b = 1$; $c = -1$ при $z_3 z_4 / z_6 z_1 > 1$, в противном случае $c = 1$; η_{ij}^h — значение к. п. д. непланетарного зацепления колес i и j .

Крутящие моменты на зубчатых колесах планетарных передач А, С и Зк таковы:

для схемы А

$$M_2 = -M_h (u_{2h}^{(4)} \eta_{2h}^{(4)})^{-1}; \quad M_4 = M_h - M_2;$$

$$M_1 = k M_2 [(1 + z_4 / z_2) (z_4 / z_1)^{-1}] (\eta_{2h}^{(4)} \eta_{14}^{(4)}) n_w^{-1} l$$

для схемы С

$$M_h = M_2 (u_{h2}^{(4)} \eta_{h2}^{(4)})^{-1}; \quad M_4 = -(M_h + M_2);$$

$$M_1 = M_3 = k M_h (-z_3 / z_4) \eta_{14}^h n_w^{-1};$$

для схемы 3к

$$M_6 = M_2 \mu_{26}^{(4)} \eta_{26}^{(4)}; \quad M_4 = -(M_6 + M_2);$$

$$M_1 = M_3 = k M_2 (1 + z_4/z_2) (z_4/z_1)^{-1} \eta_{2h}^{(4)} (\eta_{14}^{(h)} n_w)^{-1},$$

где k — коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузок между спутниками; n_w — количество спутников; $k = 1, 1 \div 1, 2$ при самоустанавливаемом центральном колесе, $k = 1, 2 \div 2$ при отсутствии компенсирующих устройств. При выборе числа зубьев зубчатых колес необходимо учитывать минимально допустимое число зубьев без коррекции, равно:

для схемы А

$$z_1 \geq 20; \quad z_2 \geq 17; \quad z_4 \geq 85; \quad z_4 - z_1 \geq 8;$$

для схемы С

$$z_1 \geq 20; \quad z_2 \geq 85; \quad z_3 \geq 20; \quad z_4 \geq 85; \quad z_2 - z_1 \geq 8; \quad z_4 - z_3 \geq 8;$$

для схемы 3к

$$z_1 \geq 20; \quad z_2 \geq 17; \quad z_3 \geq 20; \quad z_4 \geq 85; \quad z_6 \geq 85; \quad z_4 - z_1 \geq 8; \quad z_6 - z_1 \geq 8.$$

При проектировании планетарных передач необходимо выполнить условие соосности, соседства и сборки.

Условие соосности выражается равенствами:

для схемы А

$$(z_1 + z_2) = \theta_1 (z_4 - z_1);$$

для схемы С

$$\lambda_1 (z_2 - z_1) = \delta_1 \theta_2 (z_4 - z_3);$$

для схемы 3к

$$(z_1 + z_2) = \theta_1 (z_4 - z_1); \quad \lambda_2 (z_1 + z_2) = \delta_2 \theta_2 (z_6 - z_3),$$

где $\theta_1 = \cos \alpha_{w21} / \cos \alpha_{w14}$; $\theta_2 = \cos \alpha_{w12} / \cos \alpha_{w33}$; $\lambda_1 = m_{n12} / m_{n34}$; $\lambda_2 = m_{n12} / m_{n36}$; $\delta_1 = \cos \beta_{12} / \cos \beta_{34}$; $\delta_2 = \cos \beta_{12} / \cos \beta_{36}$; α_{wij} — углы зацепления колес i, j ; m_{nij} — нормальные модули колес i, j ; β_{ij} — углы наклона зубьев колес i, j .

Условие соседства некоррегированных прямозубых передач:

для схемы А

$$z_1 + 1 < (z_2 + z_1) \sin(\pi/n_w); \quad z_1 + 1 < (z_4 + z_1) \sin(\pi/n_w);$$

для схемы С

$$z_1 + 1 < (z_2 + z_1) \sin(\pi/n_w); \quad z_3 + 1 < (z_4 + z_3) \sin(\pi/n_w);$$

для схемы 3к

$$z_1 + 1 < (z_2 + z_1) \sin(\pi/n_w); \quad z_1 + 1 < (z_4 + z_1) \sin(\pi/n_w); \\ z_3 + 1 < (z_6 + z_3) \sin(\pi/n_w).$$

Условие сборки передач:

для схемы А

$$z_2 + z_4 = n_w m;$$

для схемы С

$$(z_1 z_4 - z_2 z_3) / (S n_w) = m;$$

для схемы 3к

$$z_2 + z_4 = n_w m; \quad (z_3 z_4 - z_6 z_1) S n_w = m,$$

где m — целое число; S — наибольший общий делитель.

Расчет прочности зубьев осуществляется на основе рекомендации гл. 7 по найденным моментам на колесах. Расчет водила и сателлитов детально рассмотрены в работе [25].

8.7. РАСЧЕТ ВОЛНОВЫХ ПЕРЕДАЧ

Волновые передачи в последние годы получают все большее применение в приводах машин. Они обладают сравнительно малой удельной массой [0,03—0,04 кг/(Н·м)], имеют достаточно высокую нагрузочную способность [момент

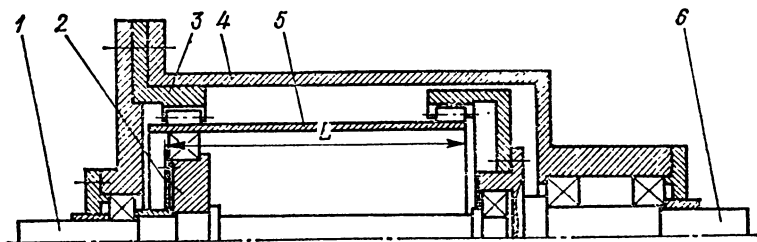


Рис. 8.12

на тихоходном валу до (50—80) кН·м), отличаются большим передаточным числом (до 300 в одной ступени) и относительно большим к.п.д. (0,8—0,9). Недостаток передачи: сложная технология изготовления, поэтому решение о проектировании волновой передачи для привода данной машины должно быть предварительно обосновано.

Волновая передача состоит из следующих основных элементов (рис. 8.12): неподвижного жесткого колеса 3 с нарезанными на нем внутренними зубьями,

которое соединено с корпусом 4, гибкого колеса 5 с венцом внешних зубьев, связанного с ведомым валом 6, и генератора волн 2, придающего гибкому колесу определенную форму за счет его деформации. Генератор волн устанавливается на ведущем валу 1. В зависимости от числа волн деформации гибкого колеса (зон контакта с жестким колесом) различают двух-, трех- и четырехволновые передачи. Наибольшее распространение получили двухволновые передачи. Наибольшее применение получили схемы волновой передачи $C-F-h$ и $2C-F-h$, показанные соответственно на рис. 8.13, а и б (обозначения: C — жесткое зубчатое колесо; F — гибкое колесо; h — генератор волн). В схеме б в отличие от схемы а осуществляется двухступенчатая волновая передача. Передаточное отношение передач $C-F-h$ от генератора волн h к гибкому зубчатому колесу F при остановленном жестком колесе C (рис. 8.13, а) определяется зависимостью

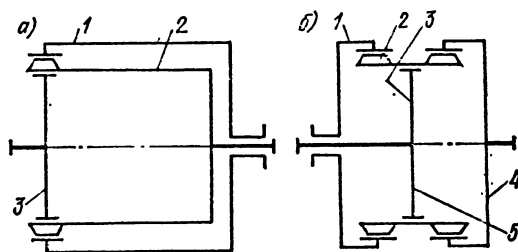


Рис. 8.13

$$u_{hF}^C = -z_F (z_C - z_F)^{-1},$$

где z_F — число зубьев гибкого зубчатого колеса 2; z_C — число зубьев жесткого зубчатого колеса 1.

При выборе чисел зубьев разность $z_G - z_F$ обычно принимают равной числу волн деформации j . Знак «минус» обозначает, что вращение гибкого зубчатого колеса противоположно направлению вращения генератора волн.

Передаточное отношение от генератора волн h к жесткому колесу C при остановленном гибком колесе F

$$u_{hC}^F = z_C (z_C - z_F)^{-1}.$$

Редукторы $2C-F-h$ имеют меньшие осевые габаритные размеры и позволяют получать значительно большие передаточные отношения, которые можно определить по следующей формуле:

$$u_{hC2}^C = (1 - z_{C1}z_{F2}/z_{F1}z_{C2})^{-1},$$

где z_{C1} — число зубьев жесткого колеса 1; z_{C2} — число зубьев жесткого колеса 2; z_{F1} — число зубьев венца гибкого колеса 3; z_{F2} — число зубьев венца гибкого колеса 4 (генератор волн 5).

Кинематические возможности редукторов $C-F-h$ и $2C-F-h$ и их к. п. д. приведены в табл. 8.13.

Т а б л и ц а 8.13. Передаточные отношения и к. п. д. волновых передач

Схема передачи	Диапазон передаточных отношений	К. п. д
$C-F-h$	$70 \leq u_{hF}^C \leq 300$	$0,9 \geq \eta \geq 0,8$
$2C-F-h$	$2,5 \cdot 10^3 \leq u_{hC2}^C \leq 10^5$	$0,95 \geq \eta \geq 0,85$

Геометрический расчет волновых передач. Ниже приводятся формулы для геометрического расчета приближенного зацепления волновых передач с зубьями эвольвентного профиля. Число зубьев гибкого колеса $z_F = ju_{hF}^C$. Число зубьев жесткого колеса $z_G = z_F + j$. Расчетный модуль $m = d_F/z_F$ предварительно определяется по найденному при прочностном расчете делительному диаметру гибкого зубчатого колеса с последующим округлением в большую сторону по СТ СЭВ 267—76, табл. 7.7. Если модуль получится меньше 1 мм, то выбирается из ряда: 0,1; 0,12; 0,15; 0,2; 0,25; 0,3; 0,35; 0,4; 0,45; 0,5; 0,55; 0,6; 0,7; 0,8; 0,9.

Делительные диаметры гибкого и жесткого зубчатых колес:

$$d_F = mz_F, \quad d_C = mz_C.$$

Профильный угол α_F определяется из равенства

$$\cos \alpha_F = 0,47z_F / (0,51z_F + 3).$$

Коэффициент толщины стенки гибкого колеса $\nu = \delta/m_y$, где δ — толщина стенки гибкого колеса под зубчатым венцом; m_y — условный модуль (см. ниже). Приближенно $\nu = 0,01z_F$. Точное значение ν определяется по рекомендациям [24].

Коэффициент ширины зубчатого венца $\psi_F = b/d_F$ для силовых передач рекомендуется принимать в пределах $\psi_F = 0,08 \div 0,2$. При проектировании передачи требуемое значение ψ_F определяется из равенства

$$\psi_F = \frac{[\Delta k_w] - 0,1}{k_w (d_F/L)\mu_0},$$

где k_w — коэффициент радиальной деформации гибкого колеса ($k_w = \Delta_{\max}/m_y$, Δ_{\max} — максимальная радиальная деформация гибкого колеса); значение k_w

в проектном расчете принимается в пределах $0,9 \leq k_w \leq 1,2$, d_F/L обычно равно 1; μ_0 — коэффициент, определяемый по графику рис. 8.14 как функция отношения δ_0/δ (δ_0 — толщина стенки гладкой части гибкого колеса), обычно $\mu_0 = 0,5 \div 0,9$; $[\Delta k_w]$ — коэффициент, определяемый из графика рис. 8.15 как функция k_w и z_F .

Условный модуль волнового зацепления

$$m_y = \frac{m(z_F + 2X_F - h_a^* - C^* - v)}{z_F},$$

где X_F — коэффициент смещения исходного контура для гибкого колеса, $X_F = 3 + 0,01z_F$; h_a^* — коэффициент высоты головки для исходного контура по ГОСТ 13755—68, $h_a^* = 1$; C^* — коэффициент радиального зазора для исходного контура по ГОСТ 13755—68, $C^* = 0,25$.

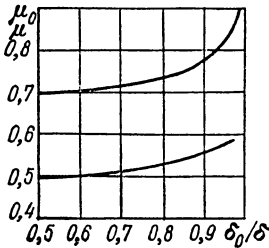


Рис. 8.14

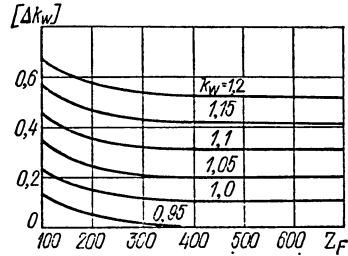


Рис. 8.15

Коэффициент смещения исходного контура для жесткого колеса

$$X_C = X_F - 1 + k_w \frac{m_y}{m} + 5 \cdot 10^{-5} k_w^2 z_F.$$

Диаметр вершин гибкого колеса $d_{aF} = d_F^* + 2(X_F + 0,4)m$. Диаметр впадин гибкого колеса $d_{fF} = d_F + 2(X_F - h_a^* - C^*)m$. Диаметр вершин жесткого колеса $d_{aC} = d_G + 2(X_C - h_a^*)m$. Длину оболочки гибкого колеса рекомендуется принимать $L = d_F$.

Расчет волновой передачи на прочность. Основными критериями работоспособности волновых зубчатых передач являются: износ зубьев, усталостное разрушение гибкого колеса, усталостное разрушение гибкого подшипника генератора волн.

Работоспособность зубьев по максимальным давлениям в контакте наиболее нагруженных зубьев $p_{\max} \leq [p]$. Работоспособность гибких колес по коэффициентам запаса

$$n_{\sigma r} \approx n_{\tau r} \geq [n_r].$$

Работоспособность гибкого подшипника генератора волн по динамической грузоподъемности $C \leq [C]$.

При проектном расчете волновой передачи диаметр гибкого колеса d_F (мм) определяется по формулам:

для схемы $C-F-h$

$$d_F \geq \sqrt[3]{\frac{2 \cdot 10^2 M_{\Gamma} k_w \mu^2 \sin 2\alpha_F}{(k'_h)^2 k^2 k_L [C_p]}}$$

для схемы $2C-F-h$

$$d_F \geq \sqrt[3]{\frac{2,8 \cdot 10^3 M_{\Gamma}}{\Psi_F [p] k_v k'_h}}$$

где M_T — расчетный крутящий момент на валу гибкого колеса, Н·м; k_v — коэффициент, зависящий от средней скорости скольжения, определяется из графика рис. 8.16; μ — коэффициент, зависящий от соотношения жесткостей зубчатого венца и гладкой части гибкого колеса, определяется по графику рис. 8.14; k_L — коэффициент длины оболочки гибкого колеса; $k_L = L/d_F$, обычно принимается $k_L = 1$; $[C_p]$ — допускаемый коэффициент давления, определяется из графика рис. 8.17; $[p]$ — допускаемое давление, для редукторов со стальными гибкими и жесткими колесами можно принимать $[p] = 100$ МПа; k'_h — эффективный коэффициент глубины захода находится по графику рис. 8.17.

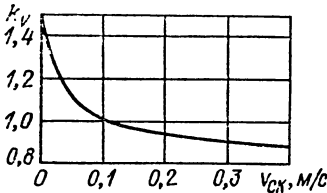


Рис. 8.16

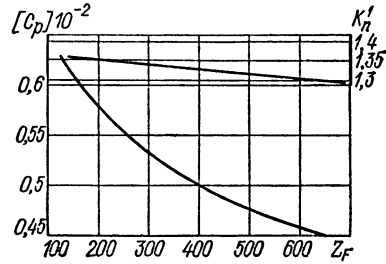


Рис. 8.17

Средняя скорость скольжения (м/с) для нахождения коэффициента k_v определяется по формуле

$$v_{ск} = \frac{1,04k_w n m}{10^4 \cos \alpha_F}.$$

Расчет гибкого колеса на усталостную прочность и проверку долговечности подшипника см. в работе [24].

Глава 9 РЕДУКТОРЫ

9.1. ОСНОВНЫЕ ПАРАМЕТРЫ РЕДУКТОРОВ

В табл. 9.1 приведены основные параметры редукторов общего назначения и некоторые специальные типы редукторов, выпускаемые в настоящее время и рассчитанные на перспективный выпуск. Выбор редуктора в общем случае осуществляется по заданному передаточному числу u , крутящему моменту на тихоходном валу M_T и допускаемой радиальной нагрузке на быстроходном и тихоходном валах.

Соотношение между мощностью на быстроходном валу редуктора N_6 и тихоходном N_T определяется через к. п. д.

$$N_T = N_6 \eta.$$

Крутящий момент на тихоходном валу (кН·м)

$$M_T = 9,55 N_T / n_2 = 9,55 \eta u N_6 / n,$$

$$M_T = \eta u M_6.$$

Т а б л и ц а 9.1. Основные параметры редукторов общего назначения

Тип редуктора	Типоразмер	Межосевое расстояние, мм	Передаваемая мощность, кВт *	Крутящий момент на тихоходном валу, кН·м	Передаточное число	Завод-изготовитель
Цилиндрический горизонтальный одноступенчатый, ГОСТ 21426—75	ЦУ-100	100	6,1—19,2	0,25	2,0; 2,24; 2,5; 2,8; 3,15; 3,55; 4,0; 4,5; 5,0; 5,6; 6,3	Ижевский редукторный завод
	ЦУ-160	160	24,4—76,8	1,0		
	ЦУ-200	200	48,8—153,6	2,0		
	ЦУ-250	250	97,6—307,2	4,0		
	ЦУ-315	315	195—614	8,0		
Цилиндрический горизонтальный двухступенчатый, ГОСТ 20758—75	Ц2У-100	180	0,96—4,82	0,25	8; 10; 12,5; 16; 18; 20; 25; 28; 31,5; 35,5; 40	Ижевский редукторный завод
	Ц2У-125	205	1,92—9,94	0,5		
	Ц2У-160	260	3,84—19,9	1,0		
	Ц2У-200	325	7,68—39,8	2,0		
	Ц2У-250	410	15,4—79,6	4,0		
Цилиндрический горизонтальный двухступенчатый с зацеплением Новакова	Ц2У-315Н	515	24,0—150	7,8	8; 10; 12,5; 16; 20; 25; 31,5; 40; 50	Майкопский редукторный завод
	Ц2У-400Н	650	47,9—307	15,9		
	Ц2Н-500	815	97,5—610	31,5		
Цилиндрический горизонтальный трехступенчатый	Ц3У-160	340	0,75—3,32	1,0	45; 50; 56; 63; 80; 100; 125; 160; 200	Ижевский редукторный завод
	Ц3У-200	425	1,5—6,64	2,0		
	Ц3У-250	535	3,0—12,3	4,0		
Цилиндрический горизонтальный трехступенчатый с зацеплением Новакова	Ц3У-315Н	640	6,0—24,6	8,0	45; 50; 56; 63; 80; 100; 125; 160; 200	Майкопский редукторный завод
	Ц3У-400Н	810	12—49,2	16,0		

Тип редуктора	Типоразмер	Межосевое расстояние, мм	Передаваемая мощность, кВт *	Крутящий момент на тихоходном валу, кН·м	Передающее число	Завод-изготовитель
Цилиндрический горизонтальный двухступенчатый соосный	Ц2С-63	63	0,31—1,92	0,125	8; 10; 12,5; 16; 20; 25; 31,5; 40; 50	Псковский завод зубчатых колес
	Ц2С-80	80	0,62—3,84	0,25		
	Ц2С-100	100	1,24—7,98	0,5		
	Ц2С-125	125	2,48—15,9	1,0		
Трехступенчатый вертикальный усиленного типа	ВКУ-500М	500	9,5—28,4	1,68—3,8	20,65; 28,36; 61,77	Завод Сябгямаш
	ВКУ-750М	750	15,4—111	7,45—13,6	18,4; 20,3; 22,5; 25,28; 31,6; 36; 38,6; 44,8; 51,5; 56,8; 62,9; 70; 78,4 88,5; 100,8; 125,4; 136	
	ВКУ-765М	765	15,4—111	7,45—13,6		
	ВКУ-965М	965	27,0—226	12,4—25,6	16,56; 18,28; 20,22; 22,5; 25,2; 28,44; 32,4; 34,73; 40,32; 43,71; 51,05; 56,52; 62,9; 70,46; 79,52; 90,59; 97,11; 112,74; 122,23; 139,82	
Планетарный одноступенчатый, ГОСТ 2219—78	Пз-31,5	32,35 **	1,54—3,04	0,125	6,3; 8; 10; 12,5	Псковский завод мотор-редукторов
	Пз-40	40	3,08—6,08	0,25		
	Пз-50	50	6,08—12,1	0,50		
	Пз-63	63	12,1—24,1	1,0		
	Пз-80	80	24,2—48	2,0		

Продолжение табл. 9.1

Тип редуктора	Типоразмер	Межосевое расстояние, мм	Передаваемая мощность, кВт *	Крутящий момент на тихоходном валу, кН·м	Передаточное число	Завод-изготовитель
Планетарный одноступенчатый, ГОСТ 2219—78	Пз-100	100	47,8—96	4,0	6,3; 8; 10; 12,5	Волжский завод планетарно-зубчатых мотор-редукторов
	Пз-125	125	95,7—192	8,0		
	Пз-160	160	191,2—394	16,0		
	Пз-200	200	383—682	31,5		
Планетарный двухступенчатый, ГОСТ 22916—78	Пз2-31,5	32,35	0,15—0,6	0,125	31,5; 40; 50; 63; 80; 100; 125	Псковский завод мотор-редукторов
	Пз2-40	40	0,3—1,2	0,25		
	Пз2-50	50	1,2—2,4	0,50		
	Пз2-63	63	2,4—4,8	1,0		
	Пз2-80	80	4,8—9,6	2,0		
	Пз2-100	100	9,6—19,2	4,0		
	Пз2-125	125	19,2—38,4	8,0		
	Пз2-160	160	38,4—76,8	16,0		
Пз2-200	200	76,8—154	31,5			
Волновой горизонтальный одноступенчатый	Вз-80	80	0,08—0,26	0,09—0,14	80; 100; 125; 160; 200; 250	Киевский редукторный завод
	Вз-160	160	0,77—2,4	0,71—1,25		

Тип редуктора	Типоразмер	Межосевое расстояние, мм	Передаваемая мощность, кВт*	Крутящий момент на тихоходном валу, кН·м	Передачное число	Завод-изготовитель
Червячный пенчатый	Ч-40	40	0,06—0,60	0,026— 0,0315	8; 10; 12,5; 16; 20; 25; 31,5; 40; 50; 63; 80	Ленинградский завод «Редуктор»
	Ч-63	63	0,24—2,4	0,085—0,125		
	Ч-80	80	0,48—4,8	0,19—0,25	Мошгинский завод машиностроительных деталей	
	Ч-100	100	0,77—7,7	0,29—0,40		
	Ч-125	125	1,54—15,4	0,525—0,8		
Ч-160	160	3,28—32,8	1,03—1,6			
Червячный двухступенчатый	Ч2-80	80	0,01—0,4	0,355	100; 125; 160; 200; 250; 400; 630; 1000; 1600; 2500; 4000	Ленинградский завод «Редуктор»
	Ч2-160	160	0,10—4,0	2,32—2,8		Барышский редукторный завод

* Передаваемая мощность соответствует расчетному значению при частоте вращения ведущего вала $n = 1500$ об/мин; для ряда редукторов имеется ограничение по термической мощности соответствующей тепловому балансу без принудительного охлаждения или циркуляции масла и температуре окружающей среды $+20$ °С.
 ** Для планетарных редукторов в графе «Межосевое расстояние» указан радиус расположения осей сателлитов, а для волновых редукторов — внутренний диаметр гибкого колеса.

При установке на концах валов редукторов деталей, создающих консольную нагрузку, ее значение не должно превосходить значений, приведенных в соответствующих таблицах. При отсутствии указаний о значении предельной консольной нагрузки необходим проверочный расчет консолей быстроходного или тихоходного валов и подшипников.

9.2. ЦИЛИНДРИЧЕСКИЕ РЕДУКТОРЫ

Одноступенчатые редукторы. Горизонтальные одноступенчатые редукторы типа ЦУ обеспечивают крутящие моменты на тихоходном валу 0,25—8 кН·м в диапазоне передаточных чисел 2—6,3. На рис. 9.1 показаны варианты исполнения редукторов, где *Б* — быстроходный вал, *Т* — тихоходный вал, а основные параметры редукторов приведены в табл. 9.2. Габаритные, установочные и присоединительные размеры показаны на рис. 9.2 и приведены в табл. 9.3.

Пример обозначения редуктора: Редуктор ЦУ-200-4,5-12У2, ГОСТ 21426—75, где ЦУ — тип редуктора, 200 — межосевое расстояние; 4,5 — передаточное число; 12 — вариант сборки; У2 — климатическое исполнение и категория размещения по ГОСТ 15150—69.

Двухступенчатые цилиндрические редукторы. Редукторы типа Ц2У — общего назначения, они обеспечивают крутящие моменты на тихоходном валу в пределах 0,25—4,0 кН·м в диапазоне передаточных чисел 8—40.

Варианты сборки редукторов Ц2У приведены на рис. 9.3, где *Б* — быстроходный вал, *Т* — тихоходный вал, *КА* — вал с концом для присоединения приборов управления, *ЛВ* — полый вал. Характеристики редукторов даны в табл. 9.4, а габаритные и установочные (рис. 9.4) размеры приведены в табл. 9.5.

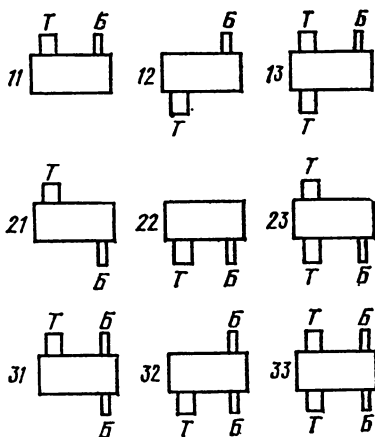


Рис. 9.1

Т а б л и ц а 9.2. Характеристики редукторов типа ЦУ

Типоразмер	Межосевое расстояние, мм	Передаточное число	Крутящий момент на тихоходном валу, кН·м	Допустимая радиальная нагрузка (кН) на выходных концах валов		К. п. д	Масса, кг
				быстроходного	тихоходного		
ЦУ-100	100	2; 2,24;	0,25	0,5	2,0	0,98	27
ЦУ-160	160	2,5; 2,8;	1,0	1,0	4,0		75
ЦУ-200	200	3,55; 4;	2,0	2,0	5,6		135
ЦУ-250	250	4,5; 5;	4,0	3,0	8,0		250
ЦУ-315	315	5,6; 6,3	8,0	—	7,0—14	0,99	503

Примечания: 1. При работе в реверсивном режиме крутящие моменты на тихоходном валу снижаются на 30%. 2 Редукторы допускают кратковременные перегрузки в 2,2 раза, если число циклов нагружения за срок службы не более 10⁵. 3. Редукторы ЦУ-200, ЦУ-250 и ЦУ-315 имеют ограничение по термической мощности; при малых передаточных числах и больших частотах вращения вид смазки или охлаждения необходимо согласовать с заводом-изготовителем.

Т а б л и ц а 9.3. Основные размеры (мм) редукторов типа ЦУ (рис. 9.2)

Типоразмер	a_w	L	L_1	l	l_1	l_2	l_3	H	H_1	h	A	A_1	B	B_1	d	d_6	d_T
ЦУ-100	100	315	265	132	85	136	155	224	112	22	224	95	140	132	15	25	35
ЦУ-160	160	475	412	195	136	218	218	335	170	28	355	125	185	175	24	45	55
ЦУ-200	200	580	500	236	165	230	265	425	212	36	437	136	212	200	24	55	70
ЦУ-250	250	710	615	290	212	280	315	530	265	40	545	185	265	200	28	70	90
ЦУ-315	315	895	870	360	215	380	420	695	335	35	580	200	300	320	28	90	130

Примечание. Размеры конических концов быстроходного d_6 и тихоходного d_T валов по ГОСТ 12081—72* и ГОСТ 12080—75.

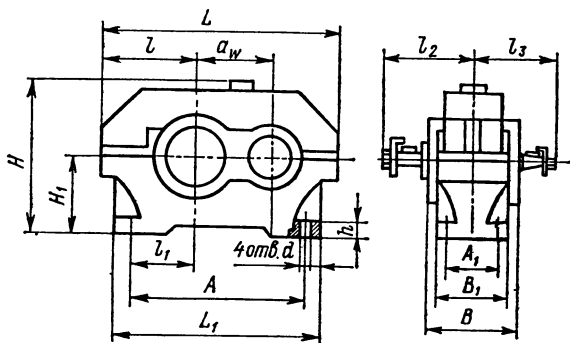


Рис. 9.2

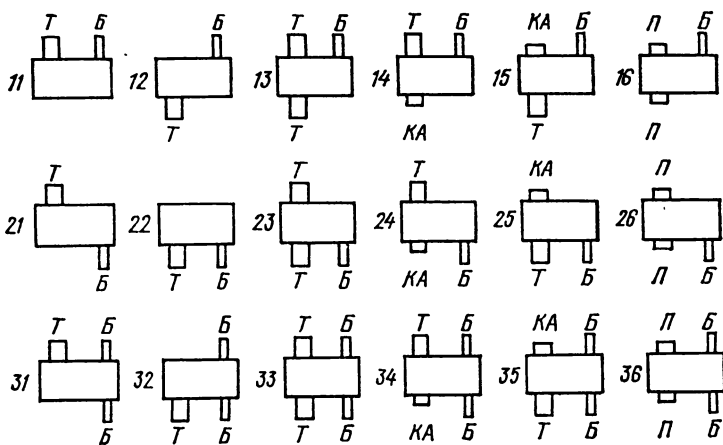


Рис. 9.3

Т а б л и ц а 9.4. Характеристики редукторов типа Ц2У

Типоразмер	Межосевое расстояние (мм) ступени		Передаточное число	Крутящий момент на тихоходном валу, кН·м	Допускаемая радиальная нагрузка (кН) на выходных концах валов		К. п. д	Масса, кг
	быстроходной	тихоходной			быстроходного	тихоходного		
Ц2У-100	80	100	8; 10; 12,5; 16; 18; 20; 22,4; 25; 28; 31,5; 35,5; 40	0,25	0,25	4,0	0,97	35
Ц2У-125	80	125		0,5	0,5	5,6		53
Ц2У-160	100	160		1,0	1,0	8,0		95
Ц2У-200	125	200		2,0	2,00	11,2		170
Ц2У-250	160	250		4,0	3,00	16,0		320

Примечания: 1. Редукторы допускают кратковременные перегрузки в 2,2 раза, если число циклов нагружения за срок службы не более 10⁶. 2. При повторно-кратковременном режиме работы редуктора крутящий момент может быть увеличен в 2 раза, если число циклов не более 10⁶.

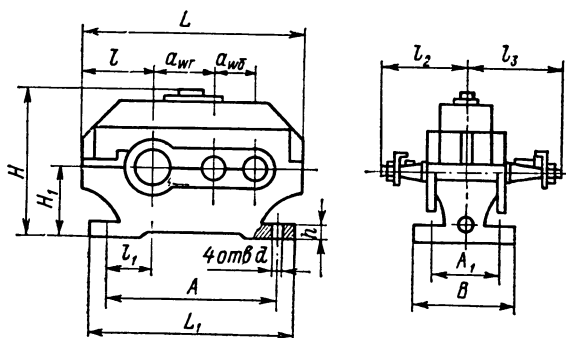


Рис. 9.4

Т а б л и ц а 9.5. Основные размеры (мм) редукторов типа Ц2У (рис 9.4)

Типоразмер	L	L ₁	l	l ₁	l ₂	l ₃	H	H ₁	h	A	A ₁	B	d
Ц2У-100	387	325	136	85	136	165	230	112	22	290	109	160	15
Ц2У-125	450	375	160	106	145	206	272	132	25	335	125	180	19
Ц2У-160	560	475	200	136	170	224	345	170	28	425	140	212	24
Ц2У-200	690	580	243	165	212	280	425	212	36	515	165	250	24
Ц2У-250	825	730	290	212	265	335	530	265	40	670	218	300	28

Тихоходный вал редуктора может быть выполнен в четырех вариантах: выходной конец конусный (К); выходной конец в виде зубчатой полумуфты (М), с устройством для присоединения приборов управления (КА) и полый вал (П). Размеры концов валов даны на рис. 9.5 и в табл. 9.6.

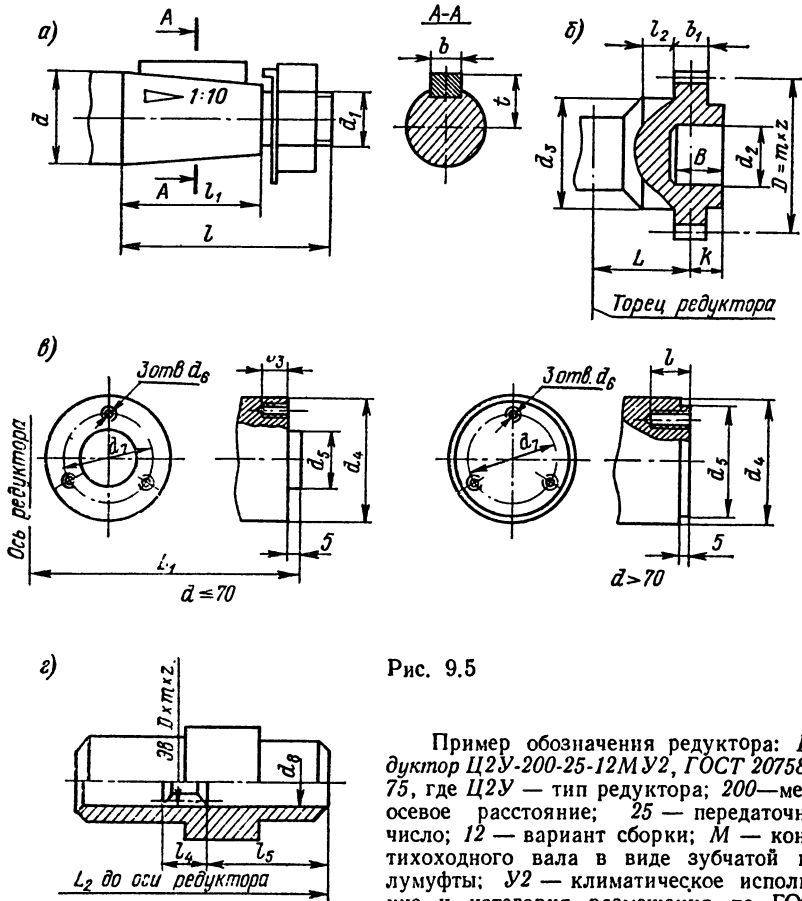


Рис. 9.5

Пример обозначения редуктора: Редуктор Ц2У-200-25-12МУ2, ГОСТ 20758—75, где Ц2У — тип редуктора; 200—межосевое расстояние; 25 — передаточное число; 12 — вариант сборки; М — конец тихоходного вала в виде зубчатой полумуфты; У2 — климатическое исполнение и категория размещения по ГОСТ 15150—69.

Редукторы типов Ц2У ... Н и Ц2Н предназначены в основном для работы в подъемно-транспортных устройствах. Зубчатые колеса редукторов выполнены с зацеплением Новикова. Редукторы выпускаются в 15 исполнениях по сборке (рис. 9.6, а) и девяти исполнениях по передаточному числу в диапазоне 8—50. Основные характеристики редукторов приведены в табл. 9.7, а допускаемые крутящие моменты на тихоходном валу для неререверсивного и реверсивного режимов работы даны в табл. 9.8.

Редукторы имеют ограничения по термической мощности, т. е. мощности, передаваемой редуктором без искусственного охлаждения или принудительной циркуляции: 80 кВт для Ц2У-315Н; 125 кВт для Ц2У-400Н и 200 кВт для Ц2Н-500.

Габаритные и установочные размеры редукторов показаны на рис. 9.6, б и приведены в табл. 9.9.

Т а б л и ц а 9.6. Размеры (мм) концов валов редукторов типа Ц2У (рис. 9.5)

Типо-размер	Быстроходный конусный вал (а)						Тихоходный конусный вал (а)						Тихоходный вал в виде зубчатой полушфуты (б)									
	d	d ₁	l	l ₁	b	f	d	d ₁	l	l ₁	b	r	m	z	b ₁	L	l ₂	k	B	d ₂	d ₃	
	Конек тихоходного вала для приборов управления (а)						Полый тихоходный вал (б)															
Типо-размер	d ₄	d ₅	d ₆	d ₇	L ₁	l ₈	L ₁	l ₈	m	z	L ₂	l ₄	l ₅	d ₅								
Ц2У-100	20	M12×1,25	50	36	4	10,6	35	M20×1,5	80	58	6	18,55	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
Ц2У-125	20	M12×1,25	50	36	4	10,6	45	M30×2	110	82	12	23,45	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
Ц2У-160	25	M16×1,5	60	42	5	13,45	55	M36×3	110	82	14	28,95	4	40	20	48	20	19	38	72	95	95
Ц2У-200	30	M20×1,5	80	58	6	16,05	70	M48×3	140	105	18	36,38	5	40	25	55	20	22	50	80	105	105
Ц2У-250	40	M24×2	110	82	10	20,95	90	M64×4	170	130	22	46,75	6	40	30	66	20	25	60	110	140	140
Ц2У-100	35	14	M6	24	95	15	95	15	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
Ц2У-125	45	14	M6	24	103	15	103	15	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
Ц2У-160	55	25	M6	40	118	15	118	15	2,5	20	106	56	78	60	106	56	71	90	78	60	75	60
Ц2У-200	70	25	M6	40	140	15	140	15	2,5	26	125	71	90	75	125	71	90	90	90	75	75	75
Ц2У-250	90	75	M8	55	160	20	160	20	2,5	34	150	80	110	95	150	80	110	110	110	95	95	95

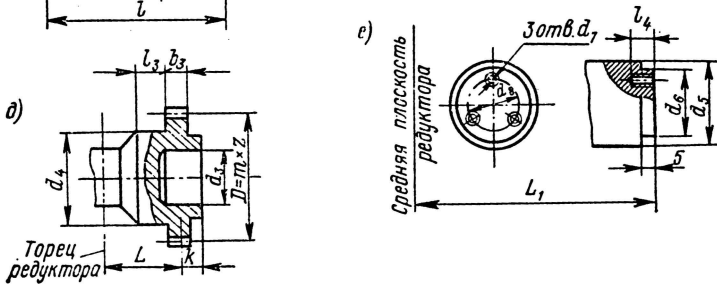
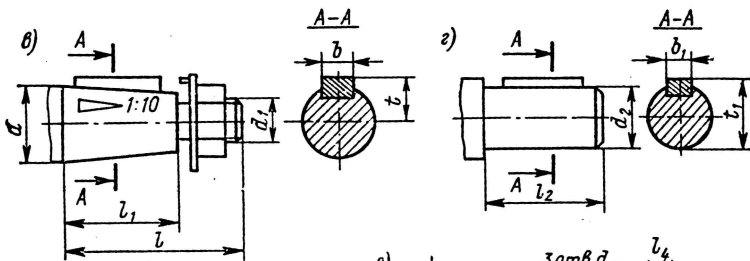
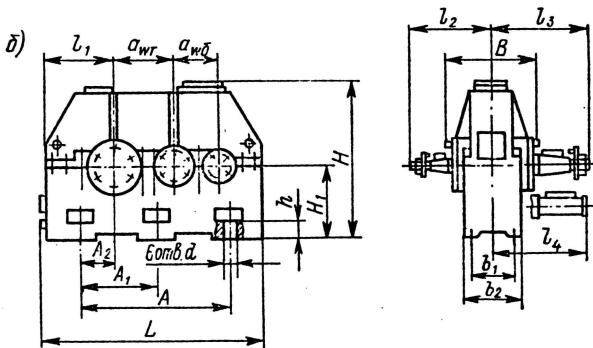
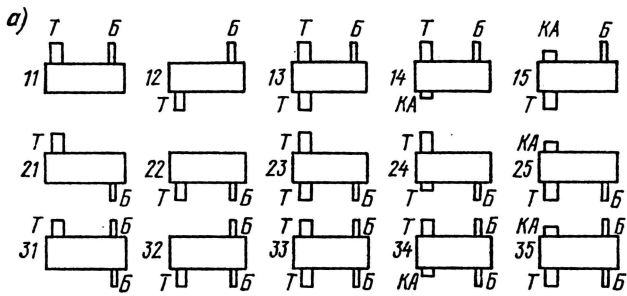


Рис. 9.6

Т а б л и ц а 9.7. Характеристика редукторов типов Ц2У ... Н и Ц2Н с зацеплением Новикова

Типоразмер	Межосевое расстояние (мм) ступени		Передаточное число	Допустимая радиальная нагрузка на выходных концах валов, кН										К. п. д	Мас-са, кг
	бы-строход-ной	тихоход-ной		быстроходного					тихоходного						
				Передаточное число 8-20	Передаточное число 25-50	Передаточное число 8-20			Передаточное число 25-50						
						11-15; 21-25	11-15; 21-25	31-35	11-12; 21-22; 31-32	13; 23; 33	11-12; 21-22; 31-32	13; 23; 33			
Ц2У-315Н	200	315		4,0	2,0	2,0	1,0	22,4	11,2	22,4	11,2	80	520		
Ц2У-400Н	250	400	8; 10; 12,5; 16; 20; 25; 31,5; 40; 50	7,1	3,15	3,15	1,6	31,5	16,0	31,5	16,0	125	940		
Ц2Н-500	315	500		12,5	6,3	12,5	6,3	80,0	40,0	80,0	40,0	200	2100		

Т а б л и ц а 98. Допускаемые крутящие моменты (кН·м) на тихоходном валу при неререверсивном (числитель) и реверсивном (знаменатель) режиме работ в редукторах типов Ц2У ... Н и Ц2Н

Типоразмер	n ₁ , об/мин	Ре- жим рабо- ты	Передаточные числа								
			8	10	12,5	16	20	25	31,5	40	50
Ц2У-315Н	500	Л	$\frac{10,3}{8,0}$	$\frac{10,7}{8,3}$	$\frac{10,4}{8,1}$	$\frac{9,9}{7,6}$	$\frac{10,8}{8,4}$	$\frac{11,2}{8,7}$	$\frac{9,8}{7,6}$	$\frac{8,7}{6,7}$	$\frac{10,7}{8,3}$
		С							$\frac{8,6}{6,6}$	$\frac{8,7}{6,7}$	$\frac{7,9}{6,1}$
		Т	$\frac{9,20}{7,1}$						$\frac{8,6}{6,6}$	$\frac{8,6}{6,6}$	$\frac{7,6}{5,9}$
		Н	$\frac{8,3}{7,1}$	$\frac{8,4}{7,1}$	$\frac{8,6}{7,1}$	$\frac{8,3}{7,1}$	$\frac{8,4}{6,6}$	$\frac{8,4}{6,6}$	$\frac{8,6}{6,6}$	$\frac{8,2}{6,6}$	$\frac{7,6}{5,9}$
	750	Л	$\frac{9,70}{7,5}$	$\frac{10,1}{7,8}$	$\frac{10,3}{8,0}$	$\frac{9,9}{7,6}$	$\frac{10,1}{7,8}$	$\frac{10,5}{8,1}$	$\frac{9,8}{7,6}$	$\frac{8,7}{6,7}$	$\frac{10,0}{7,7}$
		С	$\frac{9,2}{7,1}$						$\frac{8,6}{6,6}$		
		Т	$\frac{9,1}{7,1}$	$\frac{9,2}{7,1}$	$\frac{9,2}{7,1}$	$\frac{9,1}{7,1}$	$\frac{8,6}{6,6}$				$\frac{7,6}{5,9}$
		Н	$\frac{8,1}{7,1}$	$\frac{8,2}{7,1}$	$\frac{8,3}{7,1}$	$\frac{8,2}{7,1}$	$\frac{8,2}{6,6}$	$\frac{8,3}{6,6}$	$\frac{8,4}{6,6}$	$\frac{7,9}{6,6}$	
	1000	Л	$\frac{9,2}{7,1}$	$\frac{9,6}{7,4}$	$\frac{9,9}{7,7}$	$\frac{9,8}{7,6}$	$\frac{9,6}{7,5}$	$\frac{10,0}{7,7}$	$\frac{9,8}{7,6}$	$\frac{8,7}{6,7}$	$\frac{9,6}{7,4}$
		С	$\frac{9,2}{7,1}$						$\frac{8,6}{6,6}$	$\frac{7,6}{5,9}$	
		Т	$\frac{9,1}{7,1}$	$\frac{9,2}{7,1}$	$\frac{9,1}{7,1}$	$\frac{8,6}{6,6}$				$\frac{7,6}{5,9}$	
		Н	$\frac{8,6}{7,1}$	$\frac{8,1}{7,1}$	$\frac{8,2}{7,1}$	$\frac{7,9}{6,6}$	$\frac{8,1}{6,6}$	$\frac{8,3}{6,6}$	$\frac{7,8}{6,6}$	$\frac{7,6}{5,9}$	

Продолжение табл. 9.8

Типоразмер	л, об/мин	Ре- жим рабо- ты	Передаточные числа								
			8	10	12,5	16	20	25	31,5	40	50
Ц2У-315Н	1500	Л	$\frac{9,1}{7,0}$	$\frac{9,2}{7,1}$	$\frac{9,3}{7,2}$	$\frac{9,6}{7,4}$	$\frac{9,0}{7,0}$	$\frac{9,3}{7,2}$	$\frac{9,7}{7,5}$	$\frac{8,6}{6,7}$	$\frac{8,9}{6,9}$
		С	$\frac{8,9}{7,0}$	$\frac{9,1}{7,1}$	$\frac{9,2}{7,1}$		$\frac{8,6}{6,6}$			$\frac{7,6}{5,9}$	
		Т	$\frac{8,6}{7,0}$	$\frac{8,8}{7,1}$	$\frac{8,5}{7,1}$	$\frac{8,6}{6,6}$			$\frac{8,4}{6,6}$	$\frac{7,6}{5,9}$	
		Н	$\frac{8,0}{7,0}$	$\frac{8,0}{7,1}$	$\frac{8,1}{7,1}$	$\frac{7,7}{6,6}$	$\frac{7,8}{6,6}$	$\frac{7,9}{6,6}$	$\frac{7,6}{6,6}$	$\frac{7,6}{5,9}$	
Ц2У-400Н	500	Л	$\frac{19,6}{15,1}$	$\frac{19,8}{15,3}$	$\frac{19,4}{15,0}$	$\frac{18,4}{14,2}$	$\frac{20,7}{16,0}$	$\frac{20,9}{16,2}$	$\frac{18,3}{14,1}$	$\frac{16,2}{12,5}$	$\frac{20,4}{15,8}$
		С	$\frac{17,7}{13,7}$				$\frac{16,4}{12,7}$			$\frac{16,2}{12,5}$	$\frac{15,0}{11,6}$
		Т	$\frac{17,7}{13,7}$				$\frac{16,4}{12,7}$			$\frac{16,2}{12,5}$	$\frac{14,6}{11,3}$
		Н	$\frac{16,2}{13,7}$	$\frac{16,6}{13,7}$	$\frac{16,5}{13,7}$	$\frac{15,9}{13,7}$	$\frac{16,4}{12,7}$			$\frac{15,7}{12,5}$	$\frac{14,6}{11,3}$
	750	Л	$\frac{18,5}{13,7}$	$\frac{19,3}{13,7}$	$\frac{19,1}{13,7}$	$\frac{18,2}{13,7}$	$\frac{19,3}{12,7}$	$\frac{20,0}{12,7}$	$\frac{18,3}{12,7}$	$\frac{16,2}{12,5}$	$\frac{19,1}{11,6}$
		С	$\frac{17,7}{13,7}$				$\frac{16,4}{12,7}$			$\frac{16,2}{12,5}$	$\frac{14,6}{11,3}$
		Т	$\frac{17,7}{13,7}$				$\frac{16,4}{12,7}$			$\frac{16,2}{12,5}$	$\frac{14,6}{11,3}$
		Н	$\frac{16,1}{13,6}$	$\frac{16,3}{13,7}$	$\frac{16,3}{13,7}$	$\frac{15,7}{13,7}$	$\frac{16,4}{12,7}$			$\frac{15,1}{12,5}$	$\frac{14,6}{11,3}$
	1000	Л	$\frac{17,5}{13,5}$	$\frac{18,3}{14,2}$	$\frac{18,7}{14,5}$	$\frac{18,0}{13,9}$	$\frac{18,4}{14,2}$	$\frac{19,1}{14,8}$	$\frac{18,2}{14,1}$	$\frac{16,2}{12,5}$	$\frac{18,2}{14,1}$
		С	$\frac{17,5}{13,5}$	$\frac{17,7}{13,6}$	$\frac{17,7}{13,7}$	$\frac{17,7}{13,7}$	$\frac{16,4}{12,7}$			$\frac{16,2}{12,5}$	$\frac{14,6}{11,3}$
		Т	$\frac{17,0}{13,5}$	$\frac{17,5}{13,6}$	$\frac{17,4}{13,7}$	$\frac{16,8}{13,7}$	$\frac{16,4}{12,7}$			$\frac{15,1}{12,5}$	$\frac{14,6}{11,3}$
		Н	$\frac{16,1}{13,5}$	$\frac{16,3}{13,6}$	$\frac{16,1}{13,7}$	$\frac{15,5}{13,7}$	$\frac{15,6}{12,7}$	$\frac{15,9}{12,7}$	$\frac{15,6}{12,7}$	$\frac{14,6}{12,5}$	$\frac{14,6}{11,3}$

Продолжение табл. 9.8

Типоразмер	n, об/мин	Режим работы	Передаточные числа										
			8	10	12,5	16	20	25	31,5	40	50		
Ц2У-400Н	1500	Л	$\frac{17,0}{13,2}$	$\frac{17,4}{13,4}$	$\frac{17,7}{13,5}$	$\frac{17,5}{13,5}$	$\frac{17,2}{12,7}$	$\frac{17,8}{12,7}$	$\frac{17,9}{12,7}$	$\frac{15,9}{12,3}$	$\frac{17,0}{11,3}$		
		С	$\frac{17,0}{13,2}$	$\frac{17,4}{13,4}$	$\frac{17,5}{13,5}$		$\frac{16,4}{12,7}$		$\frac{15,9}{12,3}$	$\frac{14,6}{11,3}$			
		Т	$\frac{16,5}{13,2}$	$\frac{16,9}{13,4}$									
		Н	$\frac{16,1}{13,2}$	$\frac{16,3}{13,4}$	$\frac{16,1}{13,5}$	$\frac{15,5}{13,5}$	$\frac{15,6}{12,7}$	$\frac{15,9}{12,7}$	$\frac{15,6}{12,7}$	$\frac{14,6}{12,3}$	$\frac{14,6}{11,3}$		
Ц2Н-500	500	Л	$\frac{49,6}{38,3}$	$\frac{50,7}{39,2}$	$\frac{50,2}{38,8}$	$\frac{47,7}{36,9}$	$\frac{42,1}{32,6}$	$\frac{50,9}{39,3}$	$\frac{61,7}{33,1}$	$\frac{53,1}{41,0}$	$\frac{43,5}{33,6}$		
		С	$\frac{47,1}{36,4}$				$\frac{42,1}{32,6}$	$\frac{42,1}{32,6}$	$\frac{45,2}{34,9}$	$\frac{40,1}{31,0}$	$\frac{41,7}{32,2}$		
		Т									$\frac{40,0}{30,9}$		
		Н	$\frac{46,6}{36,4}$	$\frac{71,1}{36,4}$	$\frac{46,9}{36,4}$	$\frac{45,3}{36,4}$	$\frac{42,1}{32,6}$						
	750	Л	$\frac{48,1}{36,4}$	$\frac{49,3}{36,4}$	$\frac{49,1}{36,4}$	$\frac{46,9}{36,3}$		$\frac{41,7}{32,2}$	$\frac{50,3}{38,9}$	$\frac{42,7}{33,1}$	$\frac{51,1}{31,0}$	$\frac{43,5}{32,2}$	
		С	$\frac{46,1}{35,7}$	$\frac{47,1}{36,4}$					$\frac{45,2}{34,9}$			$\frac{40,0}{30,9}$	
		Т		$\frac{47,1}{36,4}$						$\frac{40,0}{30,9}$			
		Н	$\frac{46,1}{36,1}$	$\frac{46,7}{36,4}$	$\frac{46,1}{36,4}$								
	1000	Л	$\frac{44,4}{34,3}$	$\frac{48,0}{37,1}$	$\frac{48,0}{37,1}$	$\frac{46,0}{35,5}$	$\frac{41,1}{31,8}$		$\frac{49,6}{38,3}$	$\frac{42,2}{32,6}$	$\frac{48,7}{37,6}$	$\frac{43,2}{33,4}$	
		С				$\frac{46,0}{35,5}$						$\frac{40,0}{30,9}$	
		Т		$\frac{46,6}{36,0}$	$\frac{46,9}{36,3}$	$\frac{44,2}{36,4}$		$\frac{45,2}{34,9}$		$\frac{40,0}{30,9}$			
		Н	$\frac{46,1}{34,3}$										
1500	Л	$\frac{41,8}{32,3}$		$\frac{43,3}{33,4}$		$\frac{44,5}{34,4}$		$\frac{44,2}{34,2}$		$\frac{39,8}{30,8}$	$\frac{48,1}{37,2}$	$\frac{45,5}{35,2}$	$\frac{42,5}{32,8}$
	С												
	Т						$\frac{45,2}{34,9}$	$\frac{41,2}{31,8}$	$\frac{40,0}{30,9}$				
	Н								$\frac{40,0}{30,9}$				

Т а б л и ц а 9.9. Основные размеры (мм) редукторов типов Ц2У ... Н и Ц2Н (рис. 9.6, б)

Типоразмер	L	l ₁	l ₂	l ₃	l ₄	H	H ₁	h	A	A ₁	A ₂	B	b ₁	b ₂	d
Ц2У-315Н	1040	365	300	420	—	685	335	35	740	370	215	395	260	340	28
Ц2У-400Н	1300	455	380	500	—	835	425	42	950	475	280	475	330	420	35
Ц2Н-500	1660	575	530	—	690	1030	530	60	1220	615	360	700	580	650	42

Т а б л и ц а 9.10. Размеры (мм) концов валов редукторов типов Ц2У ... Н и Ц2Н (рис. 9.6)

Типоразмер	Быстроходный вал с коническим концом (е)										Тихоходный вал с коническим концом (е)						Тихоходный вал с цилиндрическим концом (е)											
	Быстроходный вал с коническим концом (е)					Тихоходный вал с коническим концом (е)					Тихоходный вал с коническим концом (е)			Тихоходный вал с коническим концом (е)			Тихоходный вал с цилиндрическим концом (е)											
	d	d ₁	l	l ₁	b	t	d	d ₁	l	l ₁	b	t	d	d ₂	l ₂	b ₁	t ₁	d	d ₂	d ₃	d ₄	d ₅	d ₆	d ₇	d ₈	L ₁	l ₄	
Ц2У-315Н	50	M36×3	110	82	12	25,95	110	M80×4	210	165	25	55,9	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
Ц2У-400Н	60	M42×3	140	105	16	31,40	140	M100×4	250	200	32	72,0	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
Ц2Н-500	90	M64×4	170	130	22	46,75	—	—	—	—	—	—	180	300	45	190	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—

Типоразмер	Тихоходный вал с концом в виде зубчатой полушпунты (е)										Конец тихоходного вала для приборов управления (е)									
	m	z	b ₃	L	l ₃	k	B	d ₃	d ₄	d ₅	d ₆	d ₈	d ₆	d ₇	d ₈	L ₁	l ₄			
Ц2У-315Н	6	40	30	250	20	25	60	110	140	140	110	75	M8	M8	55	200	20			
Ц2У-400Н	8	40	40	300	20	35	65	150	215	215	140	75	M8	M8	55	240	20			
Ц2Н-500	10	40	50	430	20	40	70	160	230	230	190	75	M8	M8	55	360	20			

Быстроходный вал редукторов выполняется с конусной торцевой частью, конец тихоходного вала может быть выполнен в четырех вариантах (рис. 9.6, в, г, д, е): коническим (К), цилиндрическим (Ц), в виде зубчатой полумуфты (М) и с устройством для присоединения приборов управления (КА). Размеры концов валов приведены в табл. 9.10.

Пример обозначения редуктора: *Редуктор Ц2У-315Н-25-22МУ2*, где Ц2У — тип редуктора, 315 — межосевое расстояние, Н — зубчатые колеса с зацеплением Новикова, 25 — передаточное число, 22 — исполнение по сборке, М — конец

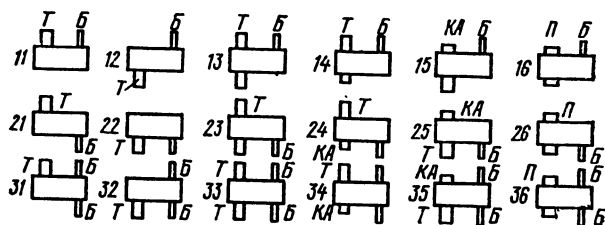


Рис. 9.7

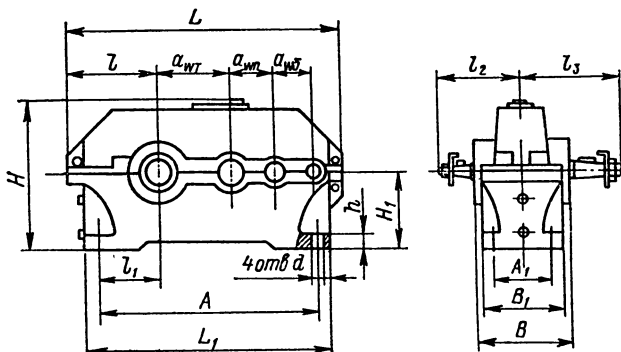


Рис. 9.8

тихоходного вала в виде зубчатой полумуфты, У2 — климатическое исполнение и категория размещения по ГОСТ 15150—69.

Трехступенчатые редукторы Ц3У обеспечивают крутящие моменты на тихоходном валу в пределах 1,0—4,0 кН·м в диапазоне передаточных чисел 45—200. Редукторы выпускаются в 18 исполнениях по сборке (рис. 9.7). Основные характеристики редукторов приведены в табл. 9.11. При реверсивной работе крутящие моменты на тихоходном валу должны быть уменьшены на 30%. При повторно-кратковременном режиме эксплуатации допускается увеличение крутящего момента на тихоходном валу: для режима Л — в 2,0 раза; для режима С — в 1,6 раза; для режима Т — в 1,25 раза.

Габаритные и установочные размеры редукторов показаны на рис. 9.8 и приведены в табл. 9.12.

Быстроходный вал редукторов выполняется с коническим концом (К), а тихоходный — в четырех вариантах: конический (К), в виде зубчатой полумуфты (М), с устройством для присоединения приборов управления (КА) и в виде полого вала (П). Размеры концов валов приведены в табл. 9.13 (см. рис. 9.5).

Т а б л и ц а 9.11. Характеристики редукторов типа ЦЗУ

Типоразмер	Межосевое расстояние (мм) ступени		Передающее число	Крутящий момент на тихоходном валу, кН·м	Допускаемая радиальная нагрузка (кН) на выходных концах валов		К. п. д.	Мас. са. кг
	быстроходной	промежуточной			тихоходной	быстроходного		
ЦЗУ-160	80	100	160	1,0	0,5	8,0	106	
ЦЗУ-200	100	125	200	2,0	1,0	11,2	186	
ЦЗУ-250	125	160	250	4,0	2,0	16,0	335	

П р и м е ч а н и я: 1. При двухконцевом исполнении валов (варианты сборок 13; 23; 31—36) радиальная нагрузка принимается равной 50% от указанной. 2. Допускаются кратковременные перегрузки тихоходного вала до 2,2 раз, если число циклов нагружений за срок службы не превышает 10^4 .

Т а б л и ц а 9.12. Основные размеры (мм) редукторов типа ЦЗУ (рис. 9.8)

Типоразмер	L	L ₁	l	l ₁	l ₂	l _h	H	H _t	B	B ₁	A	A ₁	h	d
ЦЗУ-160	630	530	195	136	160	224	345	170	206	195	475	140	28	20
ЦЗУ-200	775	650	236	165	190	280	425	212	243	230	580	165	36	24
ЦЗУ-250	950	825	290	212	236	335	530	265	290	280	750	218	40	28

Т а б л и ц а 9.13. Размеры (мм) концов валов редукторов типа ЦЗУ (рис. 9.5)

Типо-размер	Быстроходный вал с коническим концом (а)						Тихоходный вал с коническим концом (а)						Тихоходный вал в виде зубчатой полумуфты (б)								
	d_1		l_1	b	r	d	d_1	l	l_1	b	t	m	z	b_1	L	l_2	k	B	d_2	d_3	
	d	d_1	l	b	r	d	d_1	l	l_1	b	t	m	z	b_1	L	l_2	k	B	d_2	d_3	
ЦЗУ-160	20	M12×1,25	50	36	4	10,6	55	M36×3	110	82	14	28,95	4	40	20	48	19	38	72	95	
ЦЗУ-200	25	M16×1,5	60	42	5	13,45	70	M48×3	140	105	18	36,38	5	40	25	55	22	50	80	105	
ЦЗУ-250	30	M20×1,5	80	58	5	16,05	90	M64×4	170	130	22	46,75	6	40	30	66	20	25	60	110	140

Типо-размер	Концы тихоходного вала для приборов управления (е)						Полный тихоходный вал (е)					
	d_4	d_5	d_6	d_7	L_1	l_2	m	z	L_3	l_4	l_5	d_8
	d_4	d_5	d_6	d_7	L_1	l_2	m	z	L_3	l_4	l_5	d_8
ЦЗУ-160	55	25	M6	40	118	15	2,5	20	106	56	78	60
ЦЗУ-200	70	25	M6	40	140	15	2,5	26	125	71	90	75
ЦЗУ-250	90	75	M8	55	160	20	2,5	36	150	80	110	95

Пример обозначения редуктора: *Редуктор ЦЗУ-200-125-12КУ2*, где *ЦЗУ* — тип редуктора; *200* — межосевое расстояние тихоходной ступени; *125* — передаточное число; *12* — вариант сборки; *К* — конический конец тихоходного вала; *У2* — климатическое исполнение и категория размещения по ГОСТ 15150—69.

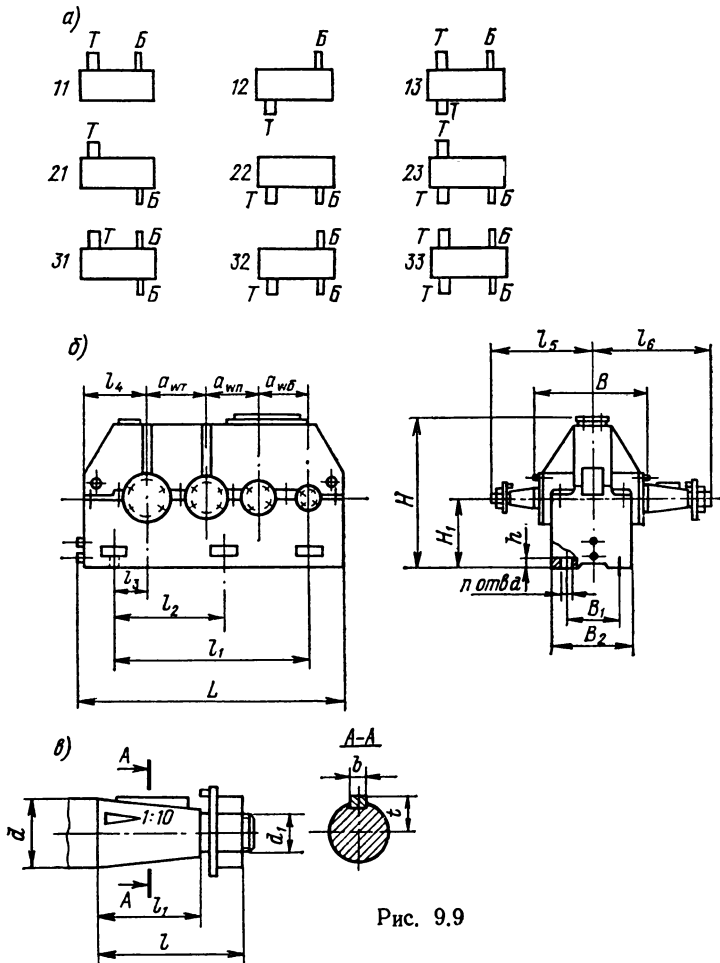


Рис. 9.9

Редукторы ЦЗУ ... Н с зацеплением Новикова рассчитаны на передачу крутящего момента 8,0 и 16,0 кН·м в диапазоне передаточных чисел 45—200. Выпускаются в девяти исполнениях по сборке (рис. 9.9, а) и передаточному числу. Характеристики редукторов приведены в табл. 9.14, габаритные и установочные присоединительные размеры показаны на рис. 9.9, б) и даны в табл. 9.15. Редукторы выпускаются с конусными концами быстроходного и тихоходного валов. Размеры концов валов (рис. 9.9, в) приведены в табл. 9.16.

Пример обозначения редуктора: *Редуктор ЦЗУ-400Н-80-32*, где *ЦЗУ* — тип редуктора; *400* — межосевое расстояние тихоходной ступени; *Н* — исполнение с зацеплением Новикова; *80* — передаточное число; *32* — исполнение по сборке.

Т а б л и ц а 9.14. Характеристика редукторов типа ЦЗУ ... Н

Типоразмер	Межосевое расстояние (мм) ступени		Передаточное число	Крутящий момент на тихоходном валу, кН·м	Допускаемая консольная нагрузка (кН) на выходных концах валов		К.п.д.	Масса, кг
	быстроходной	промежуточной			тихоходной	быстроходной		
ЦЗУ-315Н	125	200	315	8,0	1,25	22,4	0,96	550
ЦЗУ-400Н	160	250	400	16,0	2,0	31,5	0,96	1000

Примечание. В сборках 13,23, 31,32 и 33 с двумя выходными концами либо быстроходного, либо тихоходного валов консольная нагрузка уменьшается в 2 раза по отношению к указанной.

Т а б л и ц а 9.15. Основные размеры (мм) редукторов типа ЦЗУ ... Н (рис. 9.9, б)

Типоразмер	L	l ₁	l ₂	l ₃	l ₄	l ₅	l ₆	B	B ₁	B ₂	H	H ₁	h	d
ЦЗУ-315Н	1125	830	415	212	360	270	420	395	260	318	685	335	35	28
ЦЗУ-400Н	1412	1070	535	280	450	340	500	475	330	395	835	425	45	35

Т а б л и ц а 9.16. Размеры (мм) концов валов редукторов типа ЦЗУ ... Н (рис. 9.9, в)

Типоразмер	Быстроходный вал					Тихоходный вал						
	d	d ₁	l	l ₁	b	l	d	d ₁	l	l ₁	b	r
ЦЗУ-315Н	30	M20×1,5	80	58	8	15,5	110	M80×4	210	165	25	55,9
ЦЗУ-400Н	40	M24×2	110	82	10	21	140	M100×4	250	200	32	72

Соосные двухступенчатые редукторы типа Ц2С обеспечивают крутящие моменты на тихоходном валу в пределах 0,125—1,0 кН·м в диапазоне передаточных чисел 8—50. Основные параметры редукторов приведены в табл. 9.17. Габаритные, установочные и присоединительные размеры показаны на рис. 9.10 и приведены в табл. 9.18.

Редукторы выпускаются с коническими (К) и цилиндрическими (Ц) концами валов, их размеры приведены в табл. 9.19 (см. рис. 9.6, а, б).

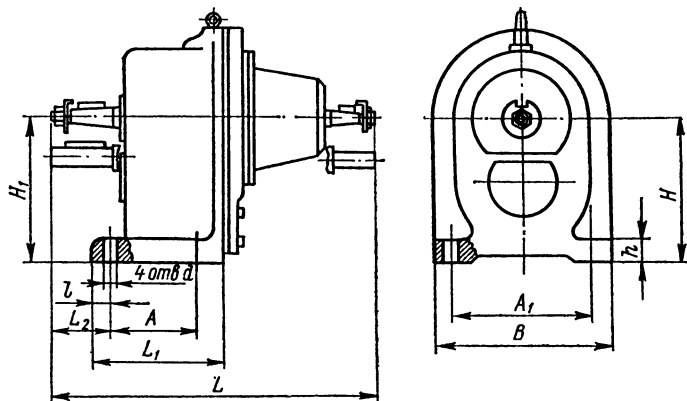


Рис. 9.10

Т а б л и ц а 9.17. Характеристика соосных редукторов типа Ц2С

Типо-размер	Межосевое расстояние, мм	Передаточное число	Крутящий момент на тихоходном валу, кН·м	Допускаемая радиальная нагрузка (кН) на выходных концах валов		К. п. д.	Масса, кг
				быстроходного	тихоходного		
Ц2С-63	63	8; 10; 12,5;	0,125	0,5	2,8	0,98	17,5
Ц2С-80	80	16; 20; 25;	0,25	0,8	4,0		28
Ц2С-100	100	31,5; 40;	0,5	1,0	5,6		45
Ц2С-125	125	50	1,0	1,0	8,0		78

Т а б л и ц а 9.18. Основные размеры (мм) редукторов типа Ц2С (рис. 9.10)

Типоразмер	L	L ₁	L ₂	A	A ₁	B	H	H ₁	l	h	d
Ц2С-63	360	160	48	110	150	185	270	140	15	16	12
Ц2С-80	405	175	75	115	180	225	315	170	22	18	15
Ц2С-100	485	195	102	130	210	255	370	212	20	22	15
Ц2С-125	530	235	105	160	280	235	465	265	25	28	19

**Т а б л и ц а 9.19. Размеры (мм) концов валов редукторов
типа Ц2С (рис. 9.6)**

Типоразмер	d	d_1	l	l_1	b	t
Быстроходный вал с коническим концом						
Ц2С-63	22	M12×1,5	50	36	4	11,60
Ц2С-80	22	M12×1,5	50	36	4	11,60
Ц2С-100	25	M16×1,5	60	42	5	13,45
Ц2С-125	28	M16×1,5	60	42	5	14,95
Тихоходный вал с коническим концом						
Ц2С-С3	28	M16×1,5	60	45	5	14,95
Ц2С-80	35	M20×1,5	80	58	6	18,55
Ц2С-100	45	M30×2	110	82	12	23,45
Ц2С-125	55	M36×3	110	82	14	28,95
<p>Примечание. Цилиндрические выходные концы быстроходного и тихоходного валов по ГОСТ 12080—75 и ГОСТ 12081—72 имеют значения d такие же, как у конических концов валов.</p>						

Редукторы типа Ц2С сконструированы на базе цилиндрических соосных двухступенчатых мотор-редукторов типа МЦ2С. В отличие от мотор-редукторов в редукторах Ц2С вместо электродвигателя с насаженной на его вал ведущей шестерни к корпусу присоединяется установленный в отдельном блоке быстроходный вал.

Пример обозначения редуктора: *Редуктор Ц2С-100-25-КУЗ*, где *Ц2С* — тип редуктора; *100* — межосевое расстояние; *25* — передаточное число; *К* — конические концы валов; *УЗ* — климатическое исполнение и категория размещения по ГОСТ 15150—69.

9.3. ВЕРТИКАЛЬНЫЕ РЕДУКТОРЫ

Находят преимущественное применение в подъемно-транспортных машинах. Редукторы типа ВКУ предназначены для приводов с моментом на выходном валу в пределах 1,75—25,6 кН·м при передаточных числах 14—140. Характеристики редукторов приведены в табл. 9.20. Редукторы ВКУ выпускаются в пяти исполнениях (рис. 9.11, а). Основные габаритные, установочные и присоединительные размеры редукторов (см. рис. 9.11, б) даны в табл. 9.21. Быстроходный вал

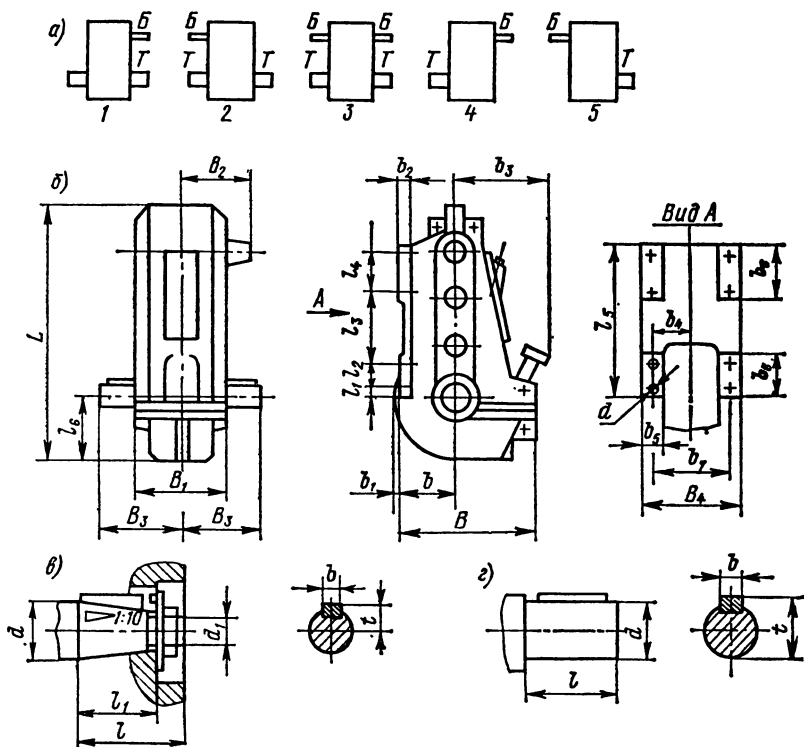


Рис. 9.11

имеет конический конец (К), а тихоходный — цилиндрический (Ц) односторонний или двусторонний (см. рис. 9.11, в, г). Размеры концов валов приведены в табл. 9.22.

Пример обозначения редуктора: *Редуктор ВКУ-965М-125-ЗУЗ*, где *ВКУ* ... *М* — тип редуктора; *965* — межосевое расстояние; *125* — передаточное число; *З* — исполнение по сборке; *УЗ* — климатическое исполнение и категория размещения по ГОСТ 15150—69.

Т а б л и ц а 9.20. Характеристики вертикальных редукторов типа ВКУ

Типоразмер	Межосевое расстояние, мм	Передаточное число	Частота вращения, об/мин	Режим работы	Крутящий момент на тихоходном валу (кН·м) при различных передаточных числа		Масса, кг
					$u = 20 \div 28$	$u = 63$	
ВКУ-500М	500	20; 28; 63	600	Л С Т ВТ Н	4,24	4,24	330
					3,55	4,24	
					2,28	3,08	
750	Л С Т ВТ Н	2,15	2,88				
		1,75	2,28				
		2,44	2,44				
1000	Л С Т ВТ Н	3,80	4,25				
		2,40	3,90				
		2,00	2,65				
600	Л С Т ВТ Н	7,80	7,80				
		6,6—7,8	7,80				
		4,55—5,6	6,5				
ВКУ-610М	610	14; 25; 40; 80; 112	600	Л С Т ВТ Н	$u=14 \div 40$	$u=80 \div 112$	450
					3,68—4,45	5,6	
					4,95	4,95	
			750	Л С Т ВТ Н	7,80	7,80	
					6,0—7,8	7,80	
					4,15—5,33	6,15	
			1000	Л С Т ВТ Н	3,42—4,05	5,35	
					4,95	4,95	
					7,4—7,8	7,80	
400	Л С Т ВТ Н	5,5—7,2	7,6—7,8				
		3,92—4,9	5,6—6,15				
		3,35—3,98	4,15—4,95				
400	Л С Т ВТ Н	4,95	4,95				

Продолжение табл. 9.20

Типоразмер	Межосевое расстояние, мм	Передаточное число	Частота вращения, об/мин	Режим работы	Крутящий момент на тихоходном валу (кН·м) при различных передаточных числах		Масса, кг
					$u = 20 \div 28$	$u = 63$	
ВКУ-765М	765	18; 20; 22,4; 25; 28; 31,5; 35,5; 40; 45; 50; 55; 63; 71; 80; 90; 100; 112; 125; 140	600	Л	$u=18 \div 50$ 13,6	$u=50 \div 140$ 13,6	800
				С	13,0—13,6	13,6	
				Т	9,0—10,4	10,4—13,3	
				ВТ	7,3—8,65	8,6—10,5	
				Н	9,8	9,8	
			750	Л	13,6	13,6	
				С	11,1—13,6	13,6	
				Т	7,9—9,85	9,85—12,8	
				ВТ	6,3—8,4	8,4—10,1	
				Н	9,8	9,8	
			1000	Л	13,6	13,6	
				С	11,1—13,3	13,3—13,6	
				Т	7,15—9,26	9,3—11,4	
				ВТ	6,5—8,0	8,0—8,95	
				Н	9,8	9,8	
ВКУ-965М	965	16; 18; 20; 22,4; 25; 28; 31,5; 35,5; 40; 45; 50; 56 63; 71; 80; 90; 100; 112; 125; 140	600	Л	25,6	25,6	1530
				С	16,8—22,4	22,4—25,2	
				Т	15,2—19,0	19,0—22,8	
				ВТ	12,4—16,5	17,6	
				Н	15,7	17,0—18,0	
			750	Л	21,6—25,6	25,6	
				С	16,8—22,4	22,4—25,2	
				Т	15,2—18,8	18,8—22,8	
				ВТ	12,4—15,5	16,5—17,6	
				Н	15,7	17,0—18,0	
			1000	Л	21,6—25,6	25,6	
				С	16,8—21,0	22,4—25,6	
				Т	15,2—16,0	18,4—22,8	
				ВТ	12,4—13,6	15,5—17,6	
				Н	15,7	17,0—18,0	

Примечание. В строках, где указаны пределы изменения момента на тихоходном валу, большие значения относятся к большим передаточным числам редуктора

Т а б л и ц а 9.21. Размеры (мм) вертикальных редукторов типа ВКУ (рис. 9.11, б)

Типоразмер	L	l_1	l_2	l_3	l_4	l_5	l_6	l_7	B	B_1	B_2	B_3	B_4	b	b_1	b_2	b_3	b_4	b_5	b_6	b_7	d
ВКУ-500М	840	85	70	240	70	500	200	475	320	303	310	360	160	40	30	34,0	160	65	190	320	17	
ВКУ-610М	1000	75	70	375	70	610	170	585	365	325	355	350	250	—	35	38,0	152,5	80	170	305	17	
ВКУ-765М	1220	45	100	440	110	765	284	675	435	370	440	445	290	—	40	47,0	192,5	80	200	385	26	
ВКУ-965М	1565	75	120	570	120	965	395	930	560	450	495	620	320	75	45	61,0	270	100	280	540	33	

П р и м е ч а н и е. Значение B_3 , указанное дробью, соответствует: числитель — исполнению 1; 2 и 3, знаменатель — исполнению 4 и 5.

Т а б л и ц а 9.22. Размеры (мм) выходных концов валов (рис. 9.11)

Типоразмер	Быстроходный вал (e)						Тихоходный вал (z)						
	d	d_1	l	l_1	b	t	d	l	b	t	d	l	b
ВКУ-500М	40	M24×2	110	85	10	21	65	105	18	71			
ВКУ-610М	40	M24×2	110	85	10	21	80	130	22	88			
ВКУ-765М	50	M36×3	110	85	12	26	125	165	32	136			
ВКУ-965М	65	M42×3	140	108	16	33,5	125	165	32	136			
							140	200	36	152			

П р и м е ч а н и е. Размеры тихоходного вала, указанные дробью, соответствуют: числитель — исполнению 1; 2 и 3, знаменатель — исполнению 4 и 5.

9.4. ПЛАНЕТАРНЫЕ РЕДУКТОРЫ

Планетарные одноступенчатые редукторы типа Пз выпускаются с крутящим моментом на тихоходном валу в пределах 0,125—31,5 кН·м и передаточными числами в диапазоне 6,3—12,5.

Характеристики одноступенчатых редукторов приведены в табл. 9.23. Предельная частота вращения ведущего вала редукторов Пз-31,5 — Пз-80 составляет 3000 об/мин, редукторов Пз-100 и Пз-125 — 1500 об/мин, редукторов Пз-160

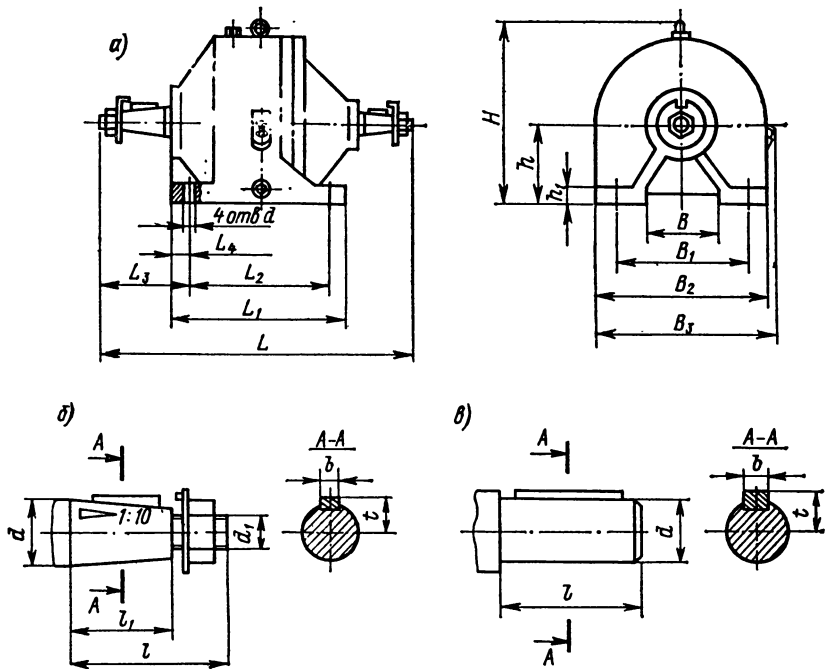


Рис. 9.12

и Пз-200 при $u = 6,3 \div 8$ составляет — 1000 об/мин, на остальных передаточных числах — 1500 об/мин. Основные габаритные установочные и присоединительные размеры показаны на рис. 9.12, а и приведены в табл. 9.24.

Концы быстроходного и тихоходного валов редукторов выполняются конусными (кроме тихоходного вала редуктора Пз-200). Размеры концов валов (рис. 9.12, б, в) приведены в табл. 9.25.

Пример обозначения редуктора: Редуктор Пз-80-8, где Пз — тип редуктора; 80 — радиус расположения сателлитов; 8 — передаточное число.

Двухступенчатые планетарные редукторы Пз2 выпускаются с крутящим моментом на тихоходном валу 0,125—31,5 кН·м и диапазоном передаточных чисел 31,5—125.

Характеристики двухступенчатых редукторов приведены в табл. 9.26. Предельная частота вращения ведущего вала редукторов Пз2-31,5—Пз2-80 составляет 3000 об/мин, кроме редуктора Пз2-63, у которого при u , равном 25 и 31,5, частота вращения равна 1500 об/мин. У редуктора Пз2-100 предельная частота вращения $n = 1500$ об/мин; у Пз2-125 при u , равном 25 и 31,5, $n = 1000$ об/мин, а на остальных передаточных числах — 1500 об/мин; у Пз2-160 при $u = 25$ $n = 750$ об/мин, при u , равном 31,5 и 40, $n = 1000$ об/мин, на остальных

Т а б л и ц а 9.23. Характеристики планетарных одноступенчатых редукторов типа Пз

Типоразмер	Радиус рас- положения сателлитов, мм	Передаточное число	Крутящий момент на ти- ходном валу, кН·м	Термическая мощность, кВт	Допускаемая консолидная нагрузка (кН) на выходные концы вала		К. п. д.	Масса, кг
					быстроход- ного	тиходного		
Пз-31,5	32,35	8; 10	0,125	—	0,80	0,14	0,96	18
Пз-40	40		0,25	—	1,20	2,0		29
Пз-50	50		0,50	—	1,7	2,8		50
Пз-63	63		1,0	—	2,4	4,0	0,97	75
Пз-80	80	6,3; 8; 10; 12,5	2,0	22,0	3,4	5,6		118
Пз-100	100		4,0	35,0	4,8	8,0		235
Пз-125	125		8,0	52,0	6,8	11,3	0,96	450
Пз-160	160		16,0	52,0	9,6	16,0		850
Пз-200	200		31,5	120,0	13,4	22,4	0,97	1570

Пр и м е ч а н и я: 1. Термическая мощность — это максимально допустимая мощность при картерной смазке без искусственного охлаждения и циркуляции масла при $t = 20^\circ\text{C}$. 2. К. п. д. редукторов Пз-40, 50 и 63 при передаточном числе 6,3 равен 0,98.

Т а б л и ц а 9.24. Основные размеры (мм) планетарных редукторов типа Пз (рис. 9.12, а)

Типоразмер	L	L ₁	L ₂	L ₃	L ₄	B	B ₁	B ₂	B ₃	H	h	h ₁	d
Пз-31,5	330	180	130	99	20	106	155	200	215	255	100	18	19
Пз-40	380	220	170	120	20	130	180	230	245	285	112	22	19
Пз-50	455	270	210	158	25	160	220	275	285	330	132	30	24
Пз-63	510	290	230	158	25	195	260	335	345	385	160	32	24
Пз-80	610	395	335	136	30	249	335	395	415	470	200	40	28
Пз-100	685	490	420	230	35	330	420	490	515	575	250	40	35
Пз-125	825	540	450	265	40	420	530	610	630	715	315	48	42
Пз-160	975	620	530	312	45	536	670	760	780	875	375	60	48
Пз-200	1175	810	690	307	60	660	860	945	960	1120	475	70	56

П р и м е ч а н и е. Цифры в обозначении типоразмера редуктора указывают радиус расположения сателлитов.

Т а б л и ц а 9.25. Размеры (мм) выходных концов быстроходного и тихоходного валов редукторов типа Пз (рис. 9.12)

Типоразмер	Быстроходный вал с конусным концом (в)						Тихоходный вал с конусным концом, кроме Пз-200 (б и в)					
	d	d ₁	l	l ₁	b	f	d	d ₁	l	l ₁	b	f
Пз-31,5	20	M12×1,25	50	36	4	10,60	28	M16×1,5	60	48	5	14,95
Пз-40	22	M12×1,25	50	36	4	11,60	35	M20×1,5	80	58	6	18,55
Пз-50	28	M16×1,5	60	42	5	14,95	45	M30×2	110	82	12	23,45
Пз-63	36	M20×1,5	80	58	6	18,55	55	M36×3	110	82	14	28,95
Пз-80	45	M30×2	110	82	12	23,45	70	M48×3	140	105	18	36,4
Пз-100	55	M36×3	110	82	14	28,95	90	M60×4	170	130	22	46,75
Пз-125	70	M48×3	140	105	18	36,4	110	M80×4	210	165	25	55,90
Пз-160	90	M64×4	170	130	22	46,75	140	M100×4	250	200	32	72,0
Пз-200	110	M80×4	210	165	25	55,90	180	—	240	—	45	105

Т а б л и ц а 9.26. Характеристики планетарных двухступенчатых редукторов типа Пз2

Типоразмер	Радиус расположения сателлитов, мм	Передаточное число	Крутящий момент на тихоходном валу, кН·м	Термическая мощность, кВт	Допускаемая консольная нагрузка (кН) на выходные концы вала		К. п. д	Масса, кг
					быстроходного	тихоходного		
Пз2-31,5	31,5	31,5; 40; 50; 63; 80; 100	0,125	—	0,4	2,8	0,94	19
Пз2-40	40		0,25	—	0,6	4,0		30
Пз2-50	50		0,5	—	0,85	5,6		52
Пз2-63	63		1,0	—	1,2	8,0		88
Пз2-80	80	25; 31,5; 40; 50; 63; 80; 100; 125	2,0	—	1,7	11,2	0,95	142
Пз2-100	100		4,0	19	2,4	16,0		268
Пз2-125	125		8,0	29	3,4	22,6		505
Пз2-160	160		16,0	42	4,8	32,0		960
Пз2-200	200		31,5	65	6,7	44,8		1765

П р и м е ч а н и я: 1. Термическая мощность — это максимальная мощность при картерной смазке без искусственного охлаждения и циркуляции масла при $t = 20^\circ\text{C}$. 2. Редукторы Пз2-100—Пз2-200 имеют ограничения по максимальной частоте вращения быстроходного вала $n_{\text{шх}} = 750 \div 1000$ об/мин.

Т а б л и ц а 9.27. Основные размеры (мм) планетарных двухступенчатых редукторов типа Пз2 (рис. 9.13, а)

Типоразмер	L	L ₁	L ₂	L ₃	L ₄	B	B ₁	B ₂	B _h	H	h	h ₁	d
Пз2-31,5	315	170	130	99	20	106	155	195	215	255	100	18	19
Пз2-40	385	210	170	120	20	130	180	220	245	285	112	22	19
Пз2-50	475	260	210	158	25	160	220	270	285	330	132	30	24
Пз2-63	500	280	230	158	25	195	260	310	345	385	160	32	24
Пз2-80	690	395	335	196	30	249	335	395	415	470	200	40	28
Пз2-100	825	490	420	230	35	330	420	490	515	575	250	40	35
Пз2-125	990	540	450	265	40	420	530	610	630	725	315	48	42
Пз2-160	1135	620	530	312	45	536	670	760	780	875	375	60	48
Пз2-200	1355	810	690	307	60	660	825	945	960	1120	475	70	56

Т а б л и ц а 9.28. Размеры (мм) выходных концов быстроходного и тихоходного концов вала редукторов типа Пз2 (рис. 9.13)

Типоразмер	Быстроходный вал с конусным концом (б)						Тихоходный вал с конусным концом, кроме Пз-200 (б и е)					
	d	d ₁	l	l ₁	b	r	d	d ₁	l	l ₁	b	r
Пз2-31,5	12	M8×1	30	18	3	7,75	28	M16×1,5	60	42	5	14,95
Пз2-40	16	M10×1,25	40	28	4	9,80	35	M20×1,5	80	58	6	18,55
Пз2-50	20	M12×1,25	50	36	4	10,60	45	M30×2	110	82	12	23,45
Пз2-63	22	M12×1,25	50	36	4	11,60	55	M36×3	110	82	14	28,95
Пз2-80	28	M16×1,5	60	42	5	14,95	70	M48×3	140	105	18	36,40
Пз2-100	35	M20×1,5	80	58	6	18,55	90	M64×4	170	130	22	46,75
Пз2-125	45	M30×2	110	82	12	23,45	110	M80×4	210	165	25	55,90
Пз2-160	55	M36×3	110	82	14	28,95	140	M100×4	250	200	32	72,00
Пз2-200	75	M48×3	140	105	18	36,40	240	—	240	—	45	105,00

передаточных числах—1500 об/мин; у Пз2-200 при $u=25$ и $31,5$ $n=750$ об/мин, при $u=40, 50$ и 80 $n=1000$ об/мин, на остальных передаточных числах $n=1500$ об/мин.

На рис. 9.13, а показаны основные габаритные, установочные и присоединительные размеры редукторов Пз2, а значения их приведены в табл. 9.27.

Быстроходный и тихоходный валы редукторов имеют конусные выходные концы, за исключением редуктора Пз-200, у которого выходной конец тихоходного вала выполнен цилиндрическим. Размеры концов валов приведены в табл. 9.28 (рис. 9.13, б, в).

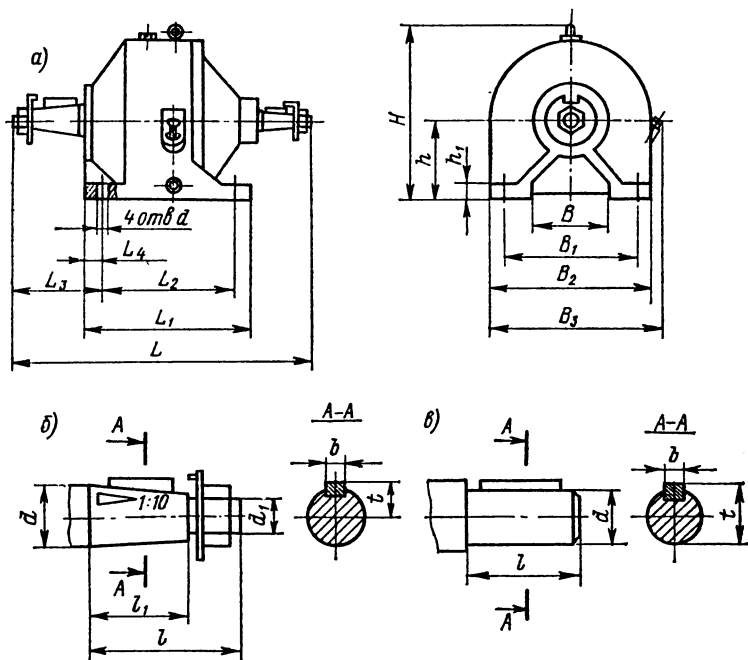


Рис. 9.13

Пример обозначения редуктора: Редуктор Пз2-160-80, где Пз2 — тип редуктора; 160 — радиус расположения осей сателлитов; 80 — передаточное число.

9.5. ВОЛНОВЫЕ РЕДУКТОРЫ

Волновые редукторы выпускаются с моментом на тихоходном валу 0,09—1,0 кН·м в диапазоне передаточных чисел 80—250. Характеристики волновых редукторов приведены в табл. 9.29. Основные размеры редукторов (рис. 9.14) приведены в табл. 9.30. Выходные концы быстроходных редукторов — конусные; выходные концы тихоходных валов могут быть как конусными (К), так и цилиндрическими (Ц). Концы валов выполнены по ГОСТ 12081—72.

Пример обозначения редуктора: Редуктор Вз-160-200-ЦУЗ, где Вз — тип редуктора; 160 — диаметр гибкого колеса; 200 — передаточное число; Ц — цилиндрический выходной конец тихоходного вала; УЗ — климатическое исполнение и категория размещения по ГОСТ 15150—69.

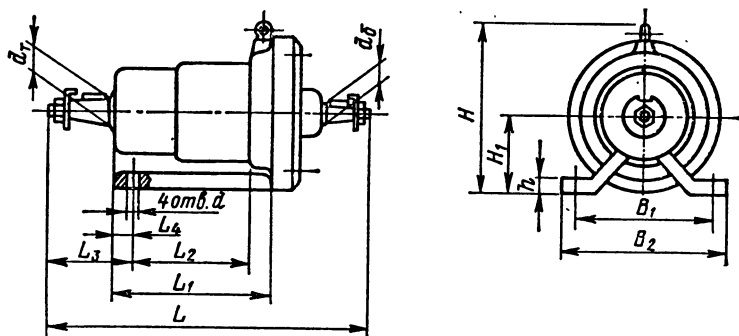


Рис. 9.14

Т а б л и ц а 9.29. Характеристики волновых редукторов типа Вэ

Типо-размер	Диаметр колеса, мм	Переда-точное число	Крутя-щий мо-мент на тихоход-ном валу, кН·м	Допускаемая кон-сольная нагрузка (кН) валов		К.. п. д	Масса, кг
				быстро-ходного	тихо-ходного		
Вэ-80	80	80	0,09	0,35	3,0	0,90	10,4
		100	0,1				
		125	0,112				
		160	0,125				
		200	0,14				
Вэ-160	160	80	0,71	0,7	9,0	0,90	53
		100	0,8				
		125	0,9				
		160	1,0				
		200	1,0				
		250	1,0				

Т а б л и ц а 9.30. Основные размеры (мм) волновых редукторов типа Вэ (рис. 9.14)

Типо-размер	L	L ₁	L ₂	L ₃	L ₄	B ₁	B ₂	H	H ₁	D	d	d ₆	d ₇	h
Вэ-80	305	155	125	85	15	160	190	200	80	115	13	16	28	15
Вэ-160	525	260	210	145	25	224	270	285	125	225	19	28	55	25

П р и м е ч а н и е. Размеры конических концов быстроходного d_6 и тихоходного d_7 валов принимаются по ГОСТ 12081—72.

9.6. ЧЕРВЯЧНЫЕ РЕДУКТОРЫ

Универсальные червячные одноступенчатые редукторы типа Ч рассчитаны на крутящий момент тихоходного вала 0,026—2,0 кН·м в диапазоне передаточных чисел 8—80. Основные характеристики редукторов типа Ч приведены в табл. 9.31. Редукторы выполняются в шести вариантах расположения червячной пары и четырех вариантах сборки (рис. 9.15, а, б). Редукторы Ч-40—Ч-80 имеют лапы (рис. 9.16, а) для крепления корпуса к раме. Лапы могут устанавливаться в различном исполнении относительно корпуса; исполнение 2—лапы со стороны червяка,

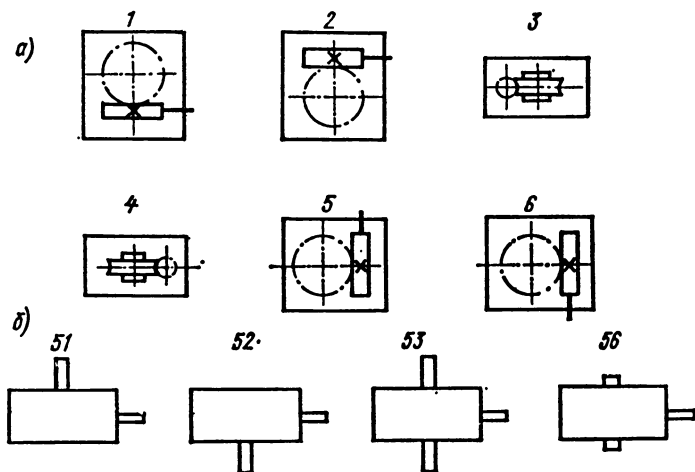


Рис. 9.15

исполнение 3 — лапы со стороны червячного колеса; исполнение 4 и 5 — лапы имеют боковое расположение (исполнение 1 — без лап).

Основные габаритные, установочные и присоединительные размеры редукторов показаны на рис. 9.16, а (Ч-40—Ч-80) и рис. 9.16, б (Ч-100—Ч-160) и приведены в табл. 9.32.

Быстроходный вал может иметь выходной конец либо конусный (Кр и К), либо цилиндрический (Ц); тихоходный вал изготавливается полым (П и Пр), конусным (К) или цилиндрическим (Ц и Цр). Размеры концов валов показаны на рис. 9.17 и приведены в табл. 9.33.

Приведем пример обозначения редуктора: Ч-180-20-51-2-3-К-УЗ, где Ч — тип редуктора; 80 — межосевое расстояние; 20 — передаточное число; 51 — вариант сборки; 2 — вариант расположения червячной пары; 3 — исполнение с лапами со стороны червячного колеса; К — концы быстроходного и тихоходного валов конические; УЗ — климатическое исполнение и категория размещения по ГОСТ 15150—69.

Универсальные червячные двухступенчатые редукторы типа Ч2 выпускаются с моментом на тихоходном валу 0,286—2,054 кН·м в диапазоне передаточных чисел 100—4000. Основные характеристики редукторов приведены в табл. 9.34. Редукторы выпускаются в двух вариантах расположения червячной пары второй ступени (рис. 9.18, а) и восьми вариантах по сборке (рис. 9.18, б).

Габаритные и присоединительные размеры редуктора Ч2-80 даны на рис. 9.19, а, а редукторов Ч2-125 и Ч2-160 показаны на рис. 9.19, б и приведены в табл. 9.35.

Таблица 9.31. Характеристики червячных редукторов типа Ч

Типо-размер	Передаточное число	Частота вращения быстрогодного вала, об/мин						Допустимая консольная нагрузка на тихоходный вал, кН	Масса, кг					
		500		750		1000			Сборка					
		$M_{тн.н}$	$K_{п.д}$	$M_{тн.н}$	$K_{п.д}$	$M_{тн.н}$	$K_{п.д}$		51: 52	51: 52	53	56		
Ч-40	8		0,77		0,79	0,0310	0,80	0,028	0,83					
	10		0,75		0,77	0,0300	0,78	0,027	0,81					
	12,5		0,75		0,77	0,0290	0,78	0,026	0,81					
	16		0,66		0,68	0,0315	0,70	0,029	0,72					
	20		0,64		0,68	0,0315	0,70	0,030	0,72					
	25	0,0315	0,64		0,66	0,0290	0,68	0,026	0,70	1,4	0,7	6,3	6,4	5
	31,5		0,53		0,55	0,0315	0,58	0,0315	0,60					
	40		0,47		0,49	0,0315	0,52	0,029	0,56					
	50		0,45		0,48	0,0310	0,50	0,028	0,54					
	63		0,40		0,44	0,0300	0,46	0,027	0,49					
Ч-63	8		0,82		0,84	0,1230	0,85	0,110	0,87					
	10		0,81		0,83	0,1190	0,84	0,106	0,86					
	12,5		0,79		0,81	0,1120	0,82	0,100	0,84					
	16		0,71		0,73	0,1230	0,75	0,110	0,78					
	20		0,70		0,72	0,1120	0,73	0,100	0,76					
	25	0,125	0,67		0,69	0,1120	0,71	0,100	0,74	2,8	1,4	13,0	13,2	10,5
	31,5		0,58		0,61	0,1250	0,63	0,125	0,68					
	40		0,53		0,56	0,1120	0,58	0,100	0,62					
	50		0,52		0,55	0,1100	0,57	0,098	0,61					
	63		0,43		0,47	0,1070	0,49	0,096	0,52					
80		0,41	0,119	0,44	0,0950	0,46	0,085	0,50						

Продолжение табл. 9.31

Типо-размер	Передающее число	Частота вращения быстроходного вала, об/мин						Допустимая консольная нагрузка на тихоходный вал, кН			Масса, кг			
		500		750		1000		1500		51: 52	53	51: 52	53	56
		M _T кН·м	К _п д	M _T кН·м	К _п д	M _T кН·м	К _п д	M _T кН·м	К _п д					
Ч-80	8		0,85	0,250	0,86	0,2330	0,87	0,210	0,89					
	10,0		0,83	0,238	0,84	0,2130	0,86	0,190	0,87					
	12,5		0,80	0,242	0,82	0,2170	0,83	0,195	0,86					
	16			0,72	0,250	0,74	0,2450	0,76	0,220	0,81				
	20	0,25	0,70	0,235	0,72	0,2220	0,75	0,200	0,79					
	25		0,69	0,235	0,72	0,2220	0,73	0,200	0,77	4,0	2,0	18,7	19,1	
	31,5		0,61	0,250	0,63	0,2500	0,66	0,250	0,70					
	40		0,55	0,235	0,58	0,2220	0,61	0,200	0,65					
50		0,54	0,250	0,57	0,2330	0,59	0,210	0,64						
63		0,42	0,235	0,46	0,2220	0,48	0,200	0,54						
80		0,209	0,190	0,53	0,1760	0,56	0,159	0,62						
Ч-125	8		0,89	0,477	0,91	0,4260	0,92	0,380	0,93					
	10,0		0,88	0,460	0,90	0,4100	0,91	0,367	0,93					
	12,5		0,88	0,470	0,89	0,4200	0,90	0,374	0,93					
	16			0,83	0,492	0,85	0,4400	0,87	0,392	0,89				
	20	0,50	0,80	0,464	0,83	0,4140	0,85	0,370	0,87					
	25		0,80	0,466	0,83	0,4170	0,84	0,372	0,87	5,5	2,75	55,0	57,0	
	31,5		0,60	0,500	0,63	0,4480	0,66	0,400	0,70					
	40		0,68	0,485	0,71	0,4330	0,74	0,387	0,78					
50		0,68	0,488	0,71	0,4360	0,73	0,389	0,77						
63		0,57	0,393	0,60	0,3500	0,64	0,313	0,69						
80		0,55	0,366	0,58	0,3270	0,61	0,292	0,67						

Продолжение табл. 9.31

Типо-размер	Передаточное число		Частота вращения быстрогодного вала, об/мин												Допустимая консольная нагрузка на тихоходный вал, кН	Масса, кг			
	500			750			1000			1500			53	51; 52		53	51; 52	53	56
	M _T кН·м	К. п. д.	η _{кн.м}	M _T кН·м	К. п. д.	η _{кн.м}	M _T кН·м	К. п. д.	η _{кн.м}	M _T кН·м	К. п. д.	η _{кн.м}							
Ч-125	8	0,926	0,90	0,826	0,91	0,7380	0,92	0,660	0,93										
	10	0,894	0,89	0,800	0,91	0,7120	0,92	0,636	0,93										
	12,5	0,880	0,88	0,785	0,89	0,7000	0,91	0,626	0,92										
	16	0,950	0,88	0,850	0,86	0,7570	0,87	0,676	0,89										
	20	0,917	0,82	0,820	0,84	0,7300	0,86	0,653	0,88										
	25	0,865	0,80	0,772	0,82	0,6900	0,84	0,616	0,87										
	31,5	1,000	0,71	1,000	0,75	0,8900	0,78	0,800	0,81										
	40	0,972	0,69	0,870	0,73	0,7750	0,76	0,692	0,79										
50	0,900	0,67	0,803	0,70	0,7170	0,73	0,640	0,77											
63	0,857	0,64	0,765	0,68	0,6830	0,71	0,610	0,76											
80	0,740	0,56	0,660	0,60	0,5900	0,63	0,529	0,69											
Ч-160	8	1,756	0,91	1,560	0,92	1,4000	0,93	1,250	0,94										
	10	1,623	0,89	1,450	0,91	1,2940	0,92	1,155	0,93										
	12,5	1,616	0,88	1,440	0,90	1,2900	0,91	1,150	0,93										
	16	1,953	0,85	1,743	0,88	1,5570	0,89	1,390	0,91										
	20	1,616	0,81	1,442	0,84	1,2900	0,86	1,150	0,88										
	25	1,560	0,79	1,392	0,83	1,2430	0,85	1,110	0,87										
	31,5	2,000	0,75	2,000	0,79	1,7900	0,82	1,600	0,83										
	40	1,706	0,68	1,522	0,73	1,3600	0,76	1,244	0,79										
50	1,640	0,66	1,465	0,71	1,3100	0,74	1,168	0,78											
63	1,450	0,61	1,295	0,66	1,1570	0,70	1,033	0,74											
80	1,534	0,60	1,370	0,64	1,2230	0,69	1,098	0,74											

Примечание. M_T — момент на тихоходном валу.

Быстроходный вал редукторов выполняется с конусным выходным концом, а тихоходный может иметь четыре варианта исполнения (П, Пр, К и Цр), размеры концов валов приведены в табл. 9.36.

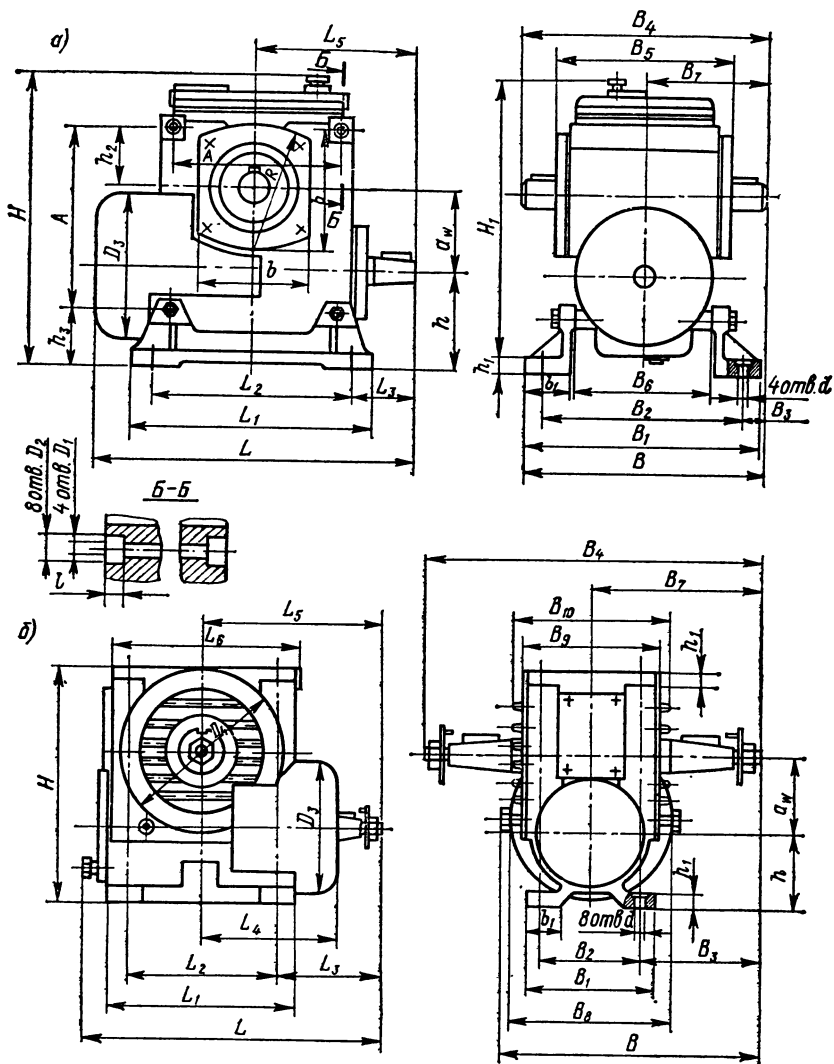


Рис. 9.16

Приведем пример обозначения редуктора: 42-125-630-13-22-Ц-УЗ, где 42 — тип редуктора; 125 — межосевое расстояние; 630 — передаточное число; 13 — вариант сборки; 22 — вариант расположения червячной пары; Ц — цилиндрический конец тихоходного вала; УЗ — климатическое исполнение и категория размещения по ГОСТ 15150—69.

Т а б л и ц а 9.32. Основные размеры (мм) червячных редукторов типа Ч (рис. 9.16, а, б)

Типоразмер	Межосевое расстояние, мм	L	L ₁	L ₂	L ₃	L ₄	L ₅	L ₆	l	B	B ₁	B ₂	B ₃	B ₄	B ₅	B ₆	B ₇	B ₈
Ч-40	40	212	155	130	35	—	100	—	12	175	170	145	17,5	180	128	100	90	—
Ч-63	63	298	215	180	55	—	145	—	10	215	230	200	—	200	158	130	100	—
Ч-80	80	340	260	225	54,5	—	167	—	8	250	250	220	15	250	180	150	125	—
Ч-100	100	373	240	200	125	175	225	255	—	344	175	140	155	450	—	—	225	214
Ч-125	125	437	275	230	146	210	261	280	—	363	230	190	135	460	—	—	230	246
Ч-160	160	551	350	300	195	245	345	363	—	464	280	230	165	560	—	—	280	286

Типоразмер	B ₉	B ₁₀	b	b ₁	H	H ₁	h	h ₁	h ₂	h ₃	A	D ₁	D ₂	D ₃	D ₄	d	R
Ч-40	—	—	82	33,5	206	194	85	10	30	50	105	11	16	105	—	12	120
Ч-63	—	—	105	48,5	267	244	112	12	40	65	150	11	16	135	—	14	110
Ч-80	—	—	115	48	293	272	112	14	50	62	180	13	18	155	—	16	115
Ч-100	204	218	—	45	312	—	110	18	—	—	—	—	—	179	220	19	—
Ч-125	229	243	—	60	396	—	111	22	—	—	—	—	—	217	275	19	—
Ч-160	264	280	—	70	500	—	140	30	—	—	—	—	—	270	340	22	—

Т а б л и ц а 9.33. Размеры (мм) выходных концов быстроходных, тихоходных и полых валов редукторов типа Ч (рис. 9.17)

Типо-размер	Быстроходный вал															
	Конический конец (а)					Конический конец (б)					Цилиндрический конец (с)					
	d	d ₁	l	b	t	d ₂	d ₃	l ₁	l ₂	b	t	d ₇	d ₈	l ₆	b ₁	t ₁
Ч-40	16	М4	28	3	8,5	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
Ч-63	22	М6	36	4	11,6	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
Ч-80	25	М8	42	5	13,45	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
Ч-100	—	—	—	—	—	32	М20×1,5	80	58	6	17,05	32	80	10	10	35
Ч-125	—	—	—	—	—	32	М20×1,5	80	58	6	35,0	32	80	10	10	35
Ч-160	—	—	—	—	—	40	М24×2	110	82	10	20,95	40	110	12	12	43

Типо-размер	Тихоходный вал																	
	Полый вал (е и з)					Конический конец (б)					Цилиндрический конец (д и е)							
	d ₄	d ₅	D × m × z	l ₃	l ₄	l ₅	d ₂	d ₃	l ₁	l ₂	b	t	d ₆	d ₇	d ₈	l ₆	h ₁	t ₁
Ч-40	23	60	Эв22×1,5×14	118	52	33	—	—	—	—	—	—	18	—	М4	28	6	20,5
Ч-63	31	75	Эв30×1,5×18	108	58	25	—	—	—	—	—	—	25	—	М6	42	8	28,0
Ч-80	39	84	Эв38×2×18	122	66	28	—	—	—	—	—	—	32	—	М8	58	10	35,5
Ч-100	46	—	Эв45×2×22	205	90	57,5	45	М30×2	110	82	12	23,45	—	45	—	82	14	48,5
Ч-125	60	—	Эв55×2,5×20	230	110	60	55	М36×3	110	82	14	28,95	—	55	—	82	16	59,0
Ч-160	72	—	Эв70×2,5×26	275	130	72,5	70	М48×3	140	105	18	36,37	—	70	—	105	20	74,5

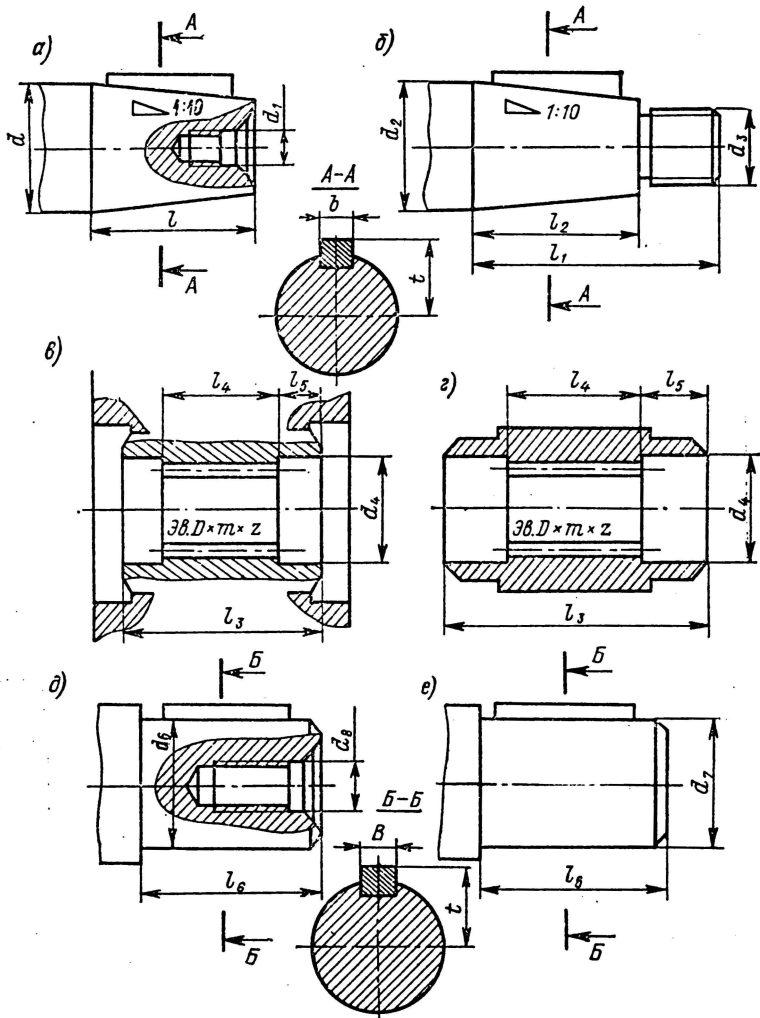


Рис. 9.17

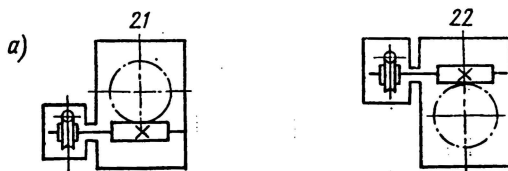


Рис. 9.18, а

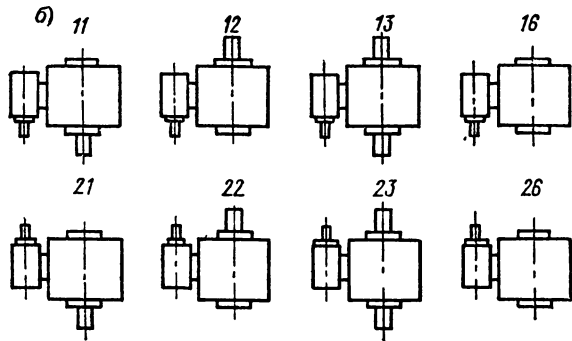


Рис. 9.18, 6

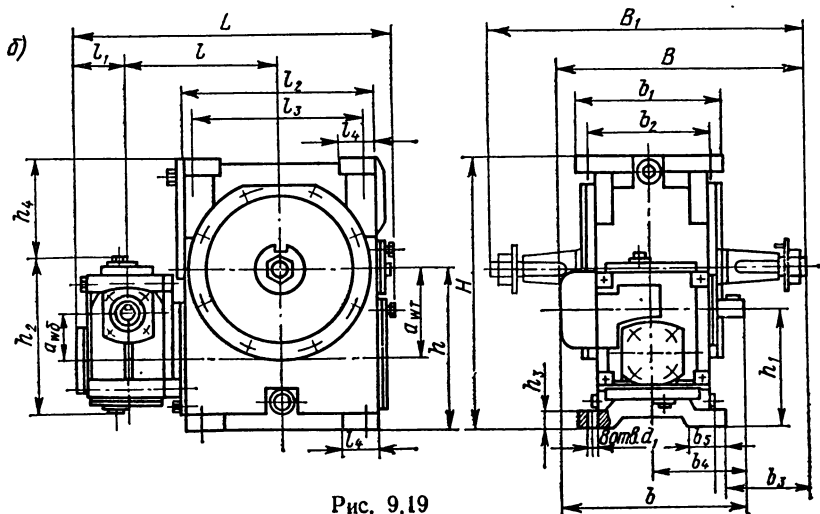
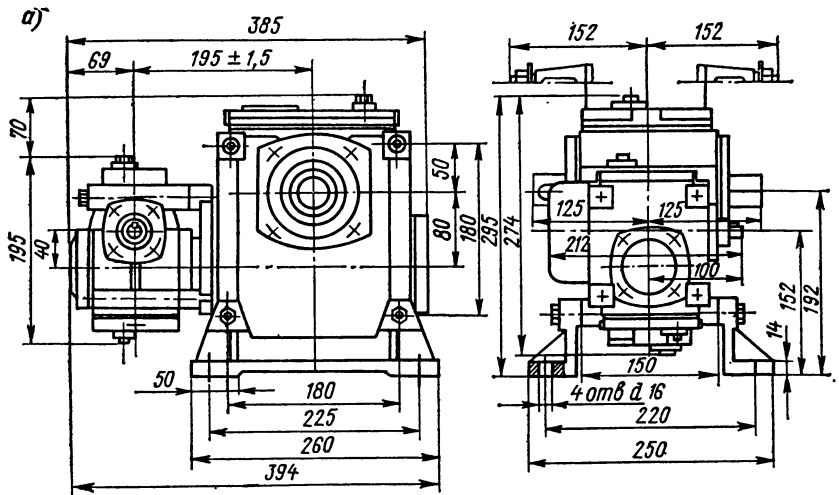


Рис. 9.19

Т а б л и ц а 9.34. Характеристики двухступенчатых червячных редукторов типа Ч2

Типо-размер	Переда-точное число	Крутя-щий мо-мент на тихоход-ном валу, кН·м	К. п. д.	Допускаемая консольная на-грузка на тихоходный вал, кН		Масса, кг		
				Сборка				
				11; 12; 21; 22	13; 23	11; 12; 21; 23	13; 23	16; 26
Ч2-80	100	0,286	0,72	4,77	2,38	24	24,3	22,6
	125	0,336	0,68					
	160	0,281	0,64					
	200	0,254	0,61					
	250	0,333	0,58					
	400	0,297	0,53					
	630	0,325	0,42					
	1000	0,310	0,35					
	1600	0,324	0,28					
	2500	0,349	0,20					
4000	0,321	0,16						
Ч2-125	100	1,0	0,75	9,50	4,75	100	102	98
	125	0,962	0,74					
	160	0,839	0,70					
	200	0,919	0,67					
	250	0,963	0,65					
	400	1,043	0,56					
	630	1,149	0,50					
	1000	1,100	0,42					
	1600	1,149	0,32					
	2500	1,233	0,26					
4000	1,175	0,19						
Ч2-160	100	1,828	0,76	13,0	6,5	164	170	153
	125	2,219	0,73					
	160	1,675	0,71					
	200	1,936	0,66					
	250	2,282	0,63					
	400	1,932	0,57					
	630	2,162	0,50					
	1000	1,676	0,40					
	1600	2,175	0,33					
	2500	2,237	0,27					
4000	2,054	0,20						

Т а б л и ц а 9.35. Основные размеры (мм) червячных двухступенчатых редукторов типа Ч2 (рис. 9.19, б)

Типоразмер	$a_{шб}$	$a_{шт}$	L	l	l_1	l_2	l_3	l_4	B	B_1	b	b_1
Ч2-125	63	125	520	260	80	275	230	45	383	460	298	230
Ч2-160	80	160	585	290	90	350	300	70	453	560	340	280
Типоразмер	b_3	b_3	b_4	b_5	H	h	h_1	h_2	h_3	h_4	d	
Ч2-125	190	135	145	60	396	236	174	245	22	130	19	
Ч2-160	230	165	167	70	500	300	220	274	30	182	22	

П р и м е ч а н и е. Размеры редуктора Ч2-80 показаны на рис. 9.19, а.

Т а б л и ц а 9.36. Размеры (мм) выходных концов быстроходных, тихоходных и полых валов редукторов типа Ч2 (рис. 9.17)

Типоразмер	Быстроходный вал						Тихоходный вал												
	Конусный конец (а)						Полый вал (з)												
	d	d_1	l	b	t	d_4	d_5	d_6	d_7	d_8	t	d_9	d_{10}	l_1	l_2	l_3	l_4	l_5	
Ч2-80	16	М4	28	3	8,5	39	85	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
Ч2-125	22	М6	36	4	11,6	60	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
Ч2-160	25	М8	42	5	13,45	72	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
Типоразмер	Конический конец (б)						Цилиндрический конец (в)												
	d_2	d_3	l_1	l_2	b	t	d_6	d_7	d_8	l_6	l_7	l_8	l_9	l_{10}					
	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—					
Ч2-80	32	М20×1,5	80	58	6	17,05	32	—	М8	58	10	—	—	35,5					
Ч2-125	55	М36×3	110	82	14	28,95	—	—	—	—	—	—	—	—					
Ч2-160	70	М48×3	140	105	18	36,38	—	—	—	—	—	—	—	—					

РЕМЕННЫЕ ПЕРЕДАЧИ

10.1. ПЛОСКОРЕМЕННЫЕ ПЕРЕДАЧИ

Применяются они для передачи вращательного движения между параллельными и перекрещивающимися валами. Расстояние между валами может достигать 10—15 м, окружные скорости до 40—50 м/с, передаваемая мощность до 30—50 кВт. В механических приводах применяются главным образом в качестве понижающих передач. Максимальное передаточное число $u_{\max} = 5 \div 6$ для передач без натяжного ролика и $u_{\max} = 10$ для передач с натяжным роликом; допускают кратковременную перегрузку до 200—300 %.

Достоинствами этого вида передач являются: конструктивная простота, относительно малая стоимость, способность передавать вращательное движение на значительное расстояние и работать с высокими скоростями, бесшумность, плавность работы, малая чувствительность к толчкам, ударам и перегрузкам вследствие упругих свойств ремня и его способности пробуксовывать по шкивам.

К недостаткам следует отнести сравнительно большие габаритные размеры, непостоянство передаточного числа, значительные нагрузки на валы и опоры и невысокую износостойкость ремня.

Т а б л и ц а 10.1. Характеристика прорезиненных ремней

Число прокладок	Ширина ремня b (мм) в сечениях			Материал ткани прокладок
	А	Б	В	
2	—	20; 25; 30; 40; 45	—	Бельтинг Б-820 То же и бельтинг ОПБ-5, ОПБ-12 и уточная шнуровая для типа А шириной 125—250 мм
3	—	—	20; 25; 30; 40	
3—5	20; 25; 30; 40; 45; 50; 60; 70; 75	—	50; 60; 70; 75	Бельтинг Б-820
3—6	80; 85; 90; 100	—	80; 85; 90; 100	
4—6	125; 150; 200; 250	150; 200; 250	125; 150; 200; 250	
Примечание. Предусматривается ширина ремней до 1100 мм				

Промышленность выпускает прорезиненные ремни трех сечений (табл. 10.1): сечение А — нарезные, применяемые при скорости 20—30 м/с, для малых и средних нагрузок (рис. 10.1, а); сечение Б — послыдно-завернутые, применяемые для тяжелых условий работы при скоростях до 20 м/с (рис. 10.1, б); сечение В — спирально-завернутые, применяемые при малых нагрузках и скоростях до 15 м/с (рис. 10.1, в).

Наиболее распространены ремни нарезного сечения. Ремни завернутых конструкций обладают повышенной износостойкостью кромок, поэтому их рекомендуется применять при наличии отводок, кромочных направляющих и т. п. Ремни всех сечений изготавливаются конечной длины в рулонах по 8, 20 или 30 м в зависимости от ширины. Ремни сечений А и Б по заказу могут изготавливаться бесконечными при длине не менее 8 м для ширины ремня до 90 мм и не менее

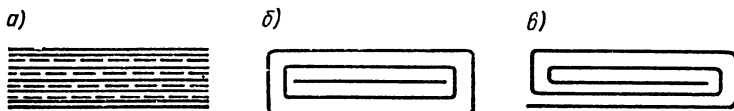


Рис. 10.1

Т а б л и ц а 10.2. Ширина, толщина (мм) и число слоев стандартных ремней

Прорезиненные ремни сечения А					Хлопчатобумажные тканевые по ГОСТ 6982—75		
Ткань — бельтинг ОПБ-5, ОПБ-12 и уточная шнуровая ткань			Ткань — бельтинг Б-820		Число слоев	Ширина <i>b</i>	Толщина <i>δ</i>
Число слоев	Ширина <i>b</i>	Толщина <i>δ</i>	Ширина <i>b</i>	Толщина <i>δ</i>			
мм					мм		
3	(115)—500	6	20—100	4,5	4	30—100	4,5
4	400—500	8	20—(350)	6,0	6	30—125	6,5
5	(550)—(1200)	10	20—500	7,5	8	50—250	8,5
6	800—(1200)	12	80—500	9,0	—	—	—
7	800—(1200)	14	250—500	10,5	—	—	—
8	800—(1200)	16	250—500	12,0	—	—	—
9	—	—	500	13,5	—	—	—

Т а б л и ц а 10.3. Прорезиненные ремни для быстроходных передач

Толщина <i>δ</i> , мм	Минимальный диаметр шкива <i>D</i>	Ширина ремня <i>b</i>	Двойное усилие начального натяга, Н	Передаваемая мощность при $D/\delta = 25 \div 40$ и $n = 1000$ об/мин., кВт
1,75	55	15—40	100—250	0,1—0,5
		45—80	280—500	0,27—1,00
		90—135	550—850	0,53—1,68
2,5	75	20—40	180—350	0,24—1,02
		45—80	400—700	0,54—2,04
		90—135	800—1200	1,08—3,45
3,3	100	20—40	240—480	0,42—1,78
		45—80	550—950	0,94—3,56
		90—135	1050—1600	1,89—6,01

20 м для ширины ремня от 100 до 200 мм. Ремни изготавливаются как без прослоек между прорезиненной тканью, так и с резиновыми прослойками толщиной 0,25 мм для придания ремню большей гибкости. Толщина ремня зависит от материала ткани, числа прокладок и наличия прослоек между тканью. Данные о толщине и числе слоев ремней приведены в табл. 10.2.

Для плоскоремennых передач при окружных скоростях более 30 м/с (быстроходные передачи) применяются тонкие и гибкие прорезиненные ремни по ТУ Главкорда (табл. 10.3). В табл. 10.4 приведены основные характеристики плоских приводных прорезиненных ремней. Наряду с прорезиненными ремнями некоторые применения находят также кожаные, хлопчатобумажные и шерстяные тканые ремни, а также ремни из синтетических волокон со специальным фрикционным покрытием.

Т а б л и ц а 10.4. Характеристики плоских прорезиненных ремней

Тип ремня	Предел прочнос-ти σ_B	Мо-дуль упру-гости E	Пределы из-менения тол-щины b , мм	Число про-кладок z	Пределы из-менения ши-рины b , мм	Рекомендуе-мое отноше-ние D/d	Минимальное отношение D_{min}/d	Максималь-ная скорость v , м/с
	МПа							
Без прослоек	44—48	100—120	2,5—11,0	2—9	20—500	40	30	25—30
С прослойками	37—40	80—100	3,3—13,5	2—9	20—500	35	25	25—30
Нарезной с про-слойками	37—40	80—100	6,0—16,0	3—8	500—1200	40	30	15—20
Быстроходный	30—35	80—100	1,75—3,5	4—8	20—135	40	30	50—60

П р и м е ч а н и е. Здесь коэффициент трения f_0 для всех типов ремня ра-вен 0,35.

Т а б л и ц а 10.5. Шкивы для плоских приводных ремней (ГОСТ 17383—73)

D	Отклонение	D	Отклонение	D	Отклонение
мм		мм		мм	
40 45 50	$\pm 0,6$	125 140	$\pm 1,6$	400 450 500	$\pm 4,0$
56 63	$\pm 0,8$	160 180 200	$\pm 2,0$	560 630 710	$\pm 5,0$
71 80	$\pm 1,0$	224 250	$\pm 2,5$	800 900 1000	$\pm 6,3$
90 100 112	$\pm 1,2$	280 315 355	$\pm 3,0$	1120	$\pm 8,0$

Шкивы для плоскоремennых передач при окружных скоростях до 25—30 м/с выполняются из чугуна СЧ 12-28 и СЧ 15-32 со спицами или с дисками, если длина спиц оказывается меньше 100 мм. При окружных скоростях 35—45 м/с применяются литые шкивы из стали 25Л, а при скоростях 50—60 м/с — сборные.

Шкивы (табл. 10.5) изготавливаются по ГОСТ 17383—73 в трех исполнениях по форме внешней поверхности (рис. 10.2, а, б, в). Внешняя поверхность шкива выполняется обычно цилиндрической (рис. 10.2, а). Если оси валов, на которых установлены шкивы, могут иметь большие отклонения от параллельности, а

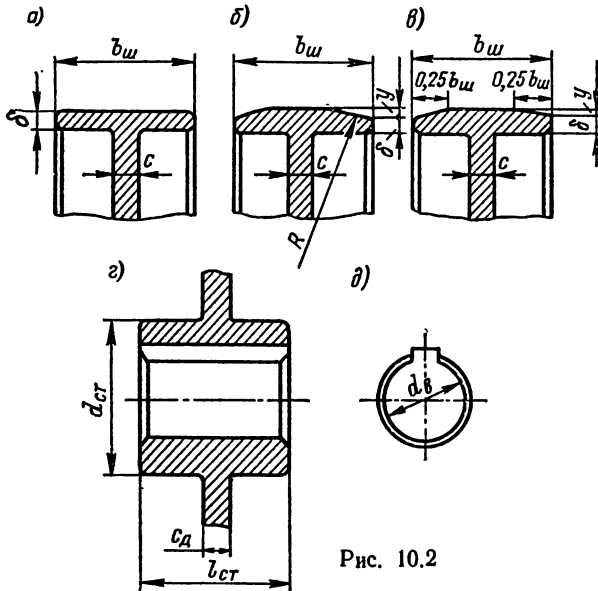


Рис. 10.2

также в быстроходных передачах внешняя поверхность одного из шкивов выполняется выпуклой (рис. 10.2, б) или с двумя конусами (рис. 10.2, в), что технологически проще. В этом случае уменьшается сбегание ремня со шкива во время работы.

Т а б л и ц а 10.6. Конструктивные элементы шкивов

Конструктивные элементы, мм	Расчетная формула
Ширина шкива	$b_{ш} = (1,15 \div 1,25) b$
Толщина обода чугунных шкивов	$\delta_{чуг} = 0,05 (D + 2b_{ш}) + 3$
Толщина обода стальных шкивов	$\delta_{ст} \approx 0,7\delta_{чуг}$
Толщина диска	$c_d = (1,2 \div 1,3) \delta$
Диаметр ступицы стальных шкивов	$d_{ст} = (1,6 \div 1,7) d_B$
Диаметр ступицы чугунных шкивов	$d_{ст} = (1,7 \div 1,8) d_B$
Длина ступицы	$l_{ст} = (1,4 \div 1,8) d_B$

Примечание. Здесь b — ширина ремня.

Основные конструктивные элементы шкивов, включая ступицу (рис. 10.2, *г*, *б*), принимаются по данным табл. 10.6.

Геометрические характеристики. Схемы наиболее распространенных ременных передач приведены на рис. 10.3, где показаны передачи: открытая (*а*), перекрестная (*б*), полуперекрестная (*в*) и с натяжным роликом (*г*).

Угол обхвата ремнем меньшего шкива α_1 (...°) и геометрическая длина ремня (мм) следующие:

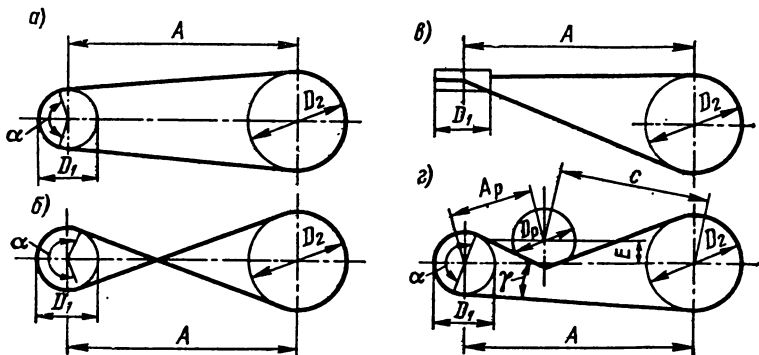


Рис. 10.3

для открытой передачи

$$\alpha_1 = 180 - 60(D_2 - D_1)/A; \quad (10.1)$$

$$L = 2A + (\pi/2)(D_1 + D_2) + (D_2 - D_1)^2/(4A); \quad (10.2)$$

перекрестной

$$\alpha_1 = 180 + 60(D_1 + D_2)/A; \quad (10.3)$$

$$L = 2A + (\pi/2)(D_1 + D_2) + (D_1 + D_2)^2/(4A); \quad (10.4)$$

полуперекрестной

$$\alpha_1 = 180 + 60D_1/A; \quad (10.5)$$

$$L = 2A + (\pi/2)(D_1 + D_2) + (D_1^2 + D_2^2)/(2A); \quad (10.6)$$

для передачи с натяжным роликом

$$\alpha_1 \approx 180 - 60(D_2 - D_1)/(2A) + (D_1 + D_p - 2E)/(2A_p); \quad (10.7)$$

$$L = (A + A_p + C) + (\pi/2)(D_1 + D_2) + (D_2 - D_1)^2/(8A) + (D_2 - D_p)^2/(8A) + (D_1 + D_p)^2/(8C) - E(D_1 + D_p)/(2A_p) - E(D_2 + D_p)/(2C), \quad (10.8)$$

где D_1 и D_2 — диаметры малого и большого шкивов; A — межосевое расстояние; D_p — диаметр натяжного ролика; A_p , C и E — размеры по рис. 10.3.

Угол обхвата не должен быть меньше 140°.

С целью снижения габаритных размеров для плоскоремennых передач рекомендуется принимать

$$A \approx (1,5 \div 2)(D_1 + D_2). \quad (10.9)$$

Во избежание поперечных колебаний ремня при значительном превышении $A \gg 2(D_1 + D_2)$ необходимо устанавливать направляющие ролики.

Диаметр малого (обычно ведущего) шкива (мм) может быть определен по формуле М. А. Саверина

$$D_1 = (1150 \div 1350) \sqrt[3]{N_1/n_1}, \quad (10.10)$$

где N_1 — мощность на валу, кВт; n_1 — частота вращения шкива, об/мин.

Условия работы ременной передачи характеризуются также углом наклона передачи к горизонту γ (рис. 10.4).

Передачное число определяется равенством

$$i = n_1/n_2 = D_2/[D_1(1 - \epsilon)], \quad (10.11)$$

где n_1 и n_2 — частота вращения ведущего и ведомого шкивов; ϵ — относительное скольжение, равное 0,01—0,02.

Соотношение между окружными скоростями ведущего v_1 (м/с) и ведомого v_2 шкивов следующее:

$$v_2 = v_1(1 - \epsilon); \quad (10.12)$$

$$v_1 = \pi D_1 n_1 / 60. \quad (10.13)$$

Силовые характеристики. Начальное натяжение (рис. 10.4) S_0

$$S_0 = \sigma_0 F, \quad (10.14)$$

где σ_0 — начальное напряжение в ремне; F — площадь поперечного сечения ремня, $F = b\delta$; b и δ — ширина и толщина ремня.

По условию долговечности для плоских прорезиненных ремней σ_0 (МПа) равно:

При относительно малых межосевых расстояниях	1,6
При значительном межосевом расстоянии и углах наклона привода к горизонту не более 60°	1,8
Для передач с автоматическим регулируемым натяжением	2,0

Сумма натяжений ремня в работе набегающей S_1 и сбегающей S_2 ветвей

$$S_1 + S_2 = 2S_0;$$

разность

$$S_1 - S_2 = P,$$

где P — окружное усилие.

Соотношение между моментом M (Н·м) и передаваемой мощностью N (кВт)

$$M = 9,55 \cdot 10^3 N/n. \quad (10.15)$$

Окружное усилие

$$P = 2M_1/D_1. \quad (10.16)$$

Момент на ведомом валу M_2

$$M_2 = \eta M_1, \quad (10.17)$$

где M_1 — момент на ведущем валу; η — к. п. д. передачи, $\eta = 0,96 \div 0,98$ (меньшее значение — для открытых передач с периодическим подтягиванием ремня для перекрестных и других усложненных передач; большее — для передач на подшипниках качения с автоматически действующим натяжным устройством).

Мощность на ведомом валу

$$N_2 = \eta N_1. \quad (10.18)$$

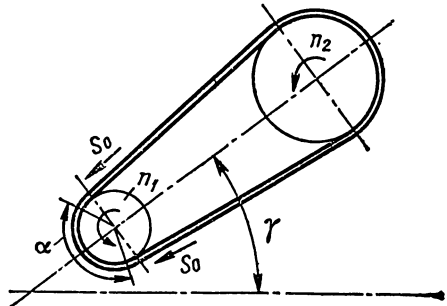


Рис. 10.4

Расчетная нагрузка Q , действующая на вал ременной передачи (см. рис. 10.4),

$$Q = 2\sigma_0 F \sin(\alpha/2). \quad (10.19)$$

Тяговые характеристики определяются полезным натяжением ремня

$$\sigma_{\Pi} = P/F \leq [\sigma]_{\Pi}; \quad (10.20)$$

$$\sigma_{\Pi} = 2\sigma_0 \varphi, \quad (10.21)$$

где φ — коэффициент тяги, зависящий от вида ремня, его толщины и диаметра шкива D .

Для прорезиненных ремней при $\alpha = 180^\circ$ и $v = 10$ м/с допускаемое значение $[\sigma]_{\Pi}$ при равномерной нагрузке

$$[\sigma]_{\Pi} = a - \delta/D_{\text{мп}}, \quad (10.22)$$

где $a = 2,3$ при $\sigma_0 = 1,6$ МПа; $a = 2,5$ при $\sigma_0 = 1,8$ МПа; $a = 2,7$ при $\sigma_0 = 2,0$ МПа.

При условиях, отличных от тех, которые указаны выше, допускаемое полезное напряжение в ремне

$$[\sigma]_{\Pi} = C_0 C_{\alpha} C_v C_p [\sigma]_{\Pi}, \quad (10.23)$$

где C_0 — коэффициент, учитывающий угол наклона передачи к горизонту γ ; C_{α} — коэффициент угла обхвата; C_v — скоростной коэффициент; C_p — коэффициент режима работы передачи. Численные значения коэффициентов приведены в табл. 10.7—10.10.

Т а б л и ц а 10.7. Значение C_0

Вид передачи	C_0 при угле γ , ...°		
	0—60	60—80	80—90
Самонатяжная (с автоматическим натяжением ремня)	1,0	1,0	1,0
Открытая	1,0	0,9	0,8
Перекрестная	0,9	0,8	0,7
Полуперекрестная	0,8	0,7	0,6

Т а б л и ц а 10.8. Значение C_{α}

α , ...°	C_{α}	α , ...°	C_{α}
150	0,91	200	1,06
160	0,94	210	1,09
170	0,97	220	1,12
180	1,00	230	1,15
190	1,03	240	1,18

Т а б л и ц а 10.9. Значение C_v

v , м/с	C_v	v , м/с	C_v
1	1,04	20	0,88
5	1,03	25	0,79
10	1,00	30	0,68
15	0,95		

П р и м е ч а н и е. Для самонатяжных передач $C_v = 1,0$.

Т а б л и ц а 10.10. Значение C_p

Рабочие машины	Пусковая нагрузка, % от номинальной	Вид двигателя ведущего вала					
		Двигатель постоянного тока и асинхронный с короткозамкнутым ротором			Асинхронный с контактными кольцами или трансмиссионный вал		
		Число смен работы					
		1	2	3	1	2	3
Вентиляторы и воздухоудувки. Насосы и компрессоры. Станки токарные, сверлильные, шлифовальные. Ленточные транспортеры. (Нагрузка почти постоянная)	До 120	1,0	0,9	0,8	0,9	0,8	0,7
Станки фрезерные, зубофрезерные и револьверные. Поршневые насосы и компрессоры с тяжелым маховиком. Пластинчатые транспортеры. (Нагрузка колеблется незначительно)	До 150	0,9	0,8	0,7	0,8	0,7	0,6
Реверсивные приводы. Станки строгальные, долбежные, ткацкие и прядильные. Поршневые насосы и компрессоры с легкими маховиками и винтовые и эксцентриковые прессы с тяжелыми маховиками. Транспортеры винтовые и скребковые. Элеваторы. (Нагрузка колеблется значительно)	До 200	0,8	0,7	0,6	0,7	0,6	0,5
Бегуны, глиномялки, мельницы шаровые и валковые, ножницы, дробилки. Эксцентриковые и винтовые прессы с легкими маховиками. (Нагрузка резко колеблющаяся и ударная)	До 300	0,7	0,6	0,5	0,6	0,5	0,4

Значения полезных напряжений по формулам (10.22) и (10.23) соответствуют расчётной долговечности 2500—3000 ч. Если потребная долговечность отличается от указанной, то необходимо откорректировать значение $[\sigma_0]_{\text{п}}$ на основе равенства

$$[\sigma_0]_{\text{п}} = [(q - 1)/q] (1/N^{1/m} - \sigma_{\text{и}} - \sigma_{\text{ц}}),$$

где $q = e^{\alpha f}$; $C = \sigma_{\text{max}}^m N$; m — показатель степени ($m = 6 \div 11$); $\sigma_{\text{и}}$ — напряжения изгиба в ремне, $\sigma_{\text{и}} = E\delta/D$ при $E = 200 \div 300$ МПа; $\sigma_{\text{ц}}$ — напряжения от центробежных сил; $\sigma_{\text{ц}} = \rho v^2/100$, (ρ — плотность, равная 1,1—1,3 г/см³); v — окружная скорость, м/с).

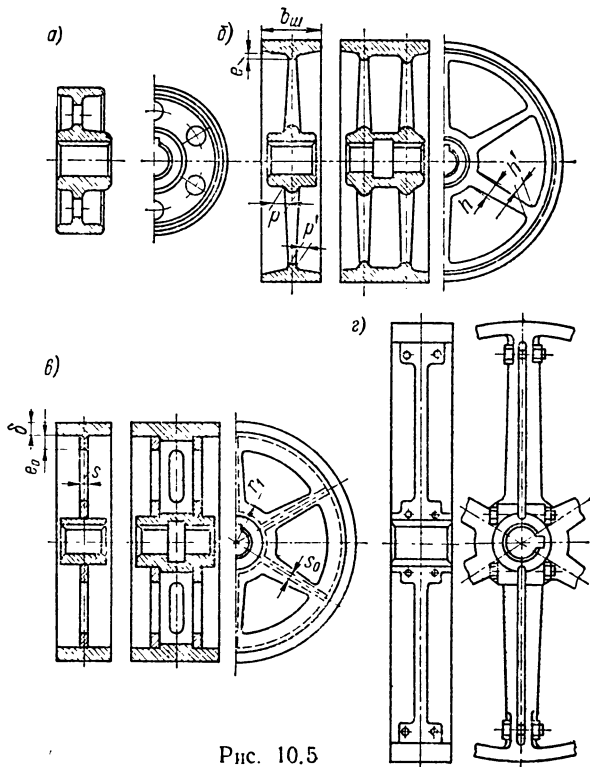


Рис. 10.5

Величина N — общее число циклов нагружения ремня до разрушения

$$N = 3600vz_{\text{ш}}T,$$

где v — частота пробега ремня, равная L/v ; $z_{\text{ш}}$ — число шкивов; T — время работы до разрушения, ч.

Проверочный расчет. Если заданы мощность N_1 и частота вращения ведомого вала n_1 и известны или по конструктивным соображениям определены диаметры шкивов D_1 и D_2 , межосевое расстояние A , угол наклона передачи к горизонту γ и площадь поперечного сечения прорезиненного ремня $F = \delta b$, можно осуществить проверку тяговой способности ремня. Проверка выполняется при определении параметров передачи в следующей последовательности: угол обхвата α малого шкива определяется по одной из формул (10.1), (10.3), (10.5) или (10.7); окружная скорость v по формуле (10.13); коэффициенты C_0 , C_α , C_v и C_p по табл. 10.7—10.10; σ_0 по стр. 240; a из равенства (10.22); допускае-

мое напряжение $[\sigma]_{\text{п}}$ по формуле (10.23); окружное усилие на ведущем шкиве по формулам (10.15) и (10.16); действительное полезное натяжение ремня $\sigma_{\text{п}}$ по формуле (10.20).

Условием работоспособности передачи является $\sigma_{\text{п}} < [\sigma]_{\text{п}}$.

Проектный расчет. Обычно бывают заданы N_1 , n_1 , γ , вид плоскоремной передачи и условия ее работы. Расчет осуществляется в следующем порядке: диаметр ведущего шкива D_1 определяется по формуле (10.10); затем D_1 округляется до ближайшего размера по ГОСТ 17383—72 (табл. 10.5); диаметр ведомого шкива D_2 из формулы (10.11); межосевое расстояние A по формуле (10.9); угол обхвата α по формулам (10.1), (10.3), (10.5) или (10.7); длина ремня L по формулам (10.2), (10.4), (10.6) или (10.8); окружная скорость v по зависимости (10.13); по значению v из табл. 10.4 выбирается D_1/δ ; по табл. 10.7—10.10 устанавливаются коэффициенты C_0 , C_{α} , C_v и C_p ; на основе рекомендации выбирается значение начального напряжения σ_0 ; по σ_0 находится из формулы (10.22) значение $[\sigma_0]_{\text{п}}$; допускаемые полезные напряжения $[\sigma]_{\text{п}}$ по зависимости (10.23); окружное усилие P по зависимостям (10.15) и (10.16); по $[\sigma]_{\text{п}}$ из формулы (10.20) находится значение площади поперечного сечения ремня F ; из принятого отношения D_1/δ по известному D_1 находится δ и округляется до стандартного по табл. 10.1 и 10.2 с учетом числа прокладок и их толщины; по известным F и δ определяется ширина ремня и округляется по табл. 10.1.

Конструкция шкивов. Шкивы плоскоремных передач диаметром $D < 350$ мм изготавливаются со сплошным или имеющим отверстием диском (рис. 10.5, а). Шкивы диаметром $D > 350$ мм выполняются с четырьмя—шестью спицами. Если ширина шкива $b_{\text{ш}} > 300$ мм, то используется два ряда спиц (рис. 10.5, б). Спицы обычно имеют эллиптическое сечение. Обод шкива снабжают ребром жесткости или двумя ребрами при двух рядах спиц, расположенными в плоскости спиц. Высота ребра

$$e = \delta + 0,02b_{\text{ш}}, \quad (10.24)$$

где δ — толщина обода (см. табл. 10.6).

Размер большей оси эллипса сечения спицы h (см)

$$h = \sqrt[3]{M/(4z_1z_2)}, \quad (10.25)$$

где z_1 — число спиц в одном ряду; z_2 — число рядов спиц.

Остальные размеры (рис. 10.5, б):

$$h' = 0,8h; \quad p = 0,4h; \quad p' = 0,8p. \quad (10.26)$$

Сварные стальные шкивы обычно используются при индивидуальном или малосерийном изготовлении для $D > 500$ мм как с одним, так и с двумя дисками при $b_{\text{ш}} > 300$ мм (рис. 10.5, в).

Соотношение конструктивных элементов принимается таким:

$$S = (0,8 \div 1,0) \delta; \quad S_1 = (0,7 \div 0,8) S; \quad e_0 = (3 \div 4) S; \quad r_1 = 0,8d_{\text{ст}}. \quad (10.27)$$

Шкивы диаметром $D > 1000$ мм по технологическим соображениям иногда выполняются разъемными (рис. 10.5, г) с диаметральной разъемом по спицам.

Шкивы закрепляются как на концевых участках вала (консольно), так и на их срединной части (обычно с помощью шпоночного соединения). При консольной установке шкивов концы валов выполняются цилиндрическими (ГОСТ 12080—72) или коническими (ГОСТ 12081—75) — см. рис. 13.5, а—г.

При шпоночном соединении и цилиндрическом сопряжении используются следующие посадки: $H7/k6$ — при неререверсивной спокойной работе; $H7/m6$ — при неререверсивной работе со значительными толчками и ударами; $H7/p6$ — при реверсивной работе с большими толчками и ударами.

Осевую фиксацию и крепление шкивов на валах производят так же, как зубчатых колес.

В связи с тем что в процессе работы ремни передачи постепенно вытягиваются, для поддержания натяжения необходимо предусматривать специальные натяжные устройства, позволяющие периодически восстанавливать или непрерывно

вно поддерживать начальное натяжение ремня. По способу натяжения устройства делятся на три группы (рис. 10.6).

1) периодического действия: салазки (а), качающиеся плиты (б), натяжные ролики (в) с винтовым перемещением;

2) постоянного действия: качающиеся плиты и натяжные ролики (г) и (д), обеспечивающие усилие натяжения за счет сил тяжести или пружины;

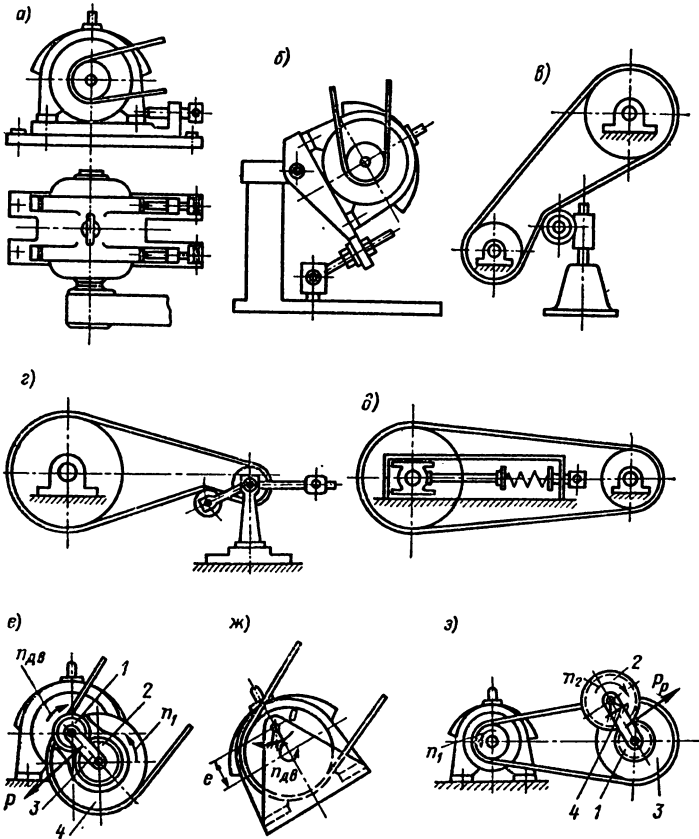


Рис. 10.6

3) автоматического действия: усилие натяжения и в ремне обеспечивается за счет использования активных или реактивных сил, действующих в передаче (е), (ж) и з).

Натяжные устройства периодического действия являются наиболее простыми по конструкции, но они менее совершенны в эксплуатации, так как требуют постоянного контроля за работой ременной передачи и периодического регулирования натяжения ремня.

Для плоскоремennых передач при больших передаточных числах и малых межосевых расстояниях большое значение имеет угол обхвата ремня на малом, обычно ведущем, шкиве. Поэтому в этих случаях целесообразно применять натяжной, а не оттяжной ролик. Однако следует иметь в виду, что натяжной ролик применим только для неревверсивных передач и приводит к снижению дол-

говечности ремня из-за его изгиба в противоположную сторону. Наиболее совершенными являются натяжные устройства автоматического действия, регулирующие степень натяжения ремня в зависимости от передаваемой нагрузки.

В устройстве, показанном на рис. 10.6, *е*, натяжение осуществляется за счет окружного усилия P в паре зубчатых колес, одно из которых (1) посажено на ось электродвигателя, а второе (2) свободно установлено на оси рычага 3 и жестко связано с ведущим шкивом 4. Изменение нагрузки на ведомом шкиве, например ее увеличение, приводит к возрастанию силы P и, следовательно, к увеличению натяжения ремня за счет поворота рычага 3 по часовой стрелке.

В устройстве, показанном на рис. 10.6, *дс*, приводной электродвигатель подвешен шарнирно, причем ось шарнира O при верхней ведущей ветви ремня смещена вверх по отношению к оси двигателя на величину $e \leq D_1/2$. При увеличении сопротивления на ведомом шкиве окружная сила P возрастает, что вызывает увеличение натяжения ремня при вращении вокруг оси O двигателя вместе с ведущим шкивом.

Автоматическое изменение натяжения ремня в устройстве, показанном на рис. 10.6, *з*, осуществляется за счет реактивной составляющей окружного усилия P_p пары зубчатых колес 1 и 2. При этом колесо 1 жестко связано с ведомым шкивом 3, подвешенным с помощью рычага 4 на оси с ведомым зубчатым колесом 2.

При конструировании натяжных устройств необходимо исходить из того, что вытяжка ремня может достигать до 5% от первоначальной длины.

10.2. КЛИНОРЕМЕННЫЕ ПЕРЕДАЧИ

Применяются они для передачи вращательного движения между параллельными валами. Расстояние между валами до 4—5 м, окружная скорость до 25—30 м/с, передаваемая мощность до 200—250 кВт. Применяются главным образом

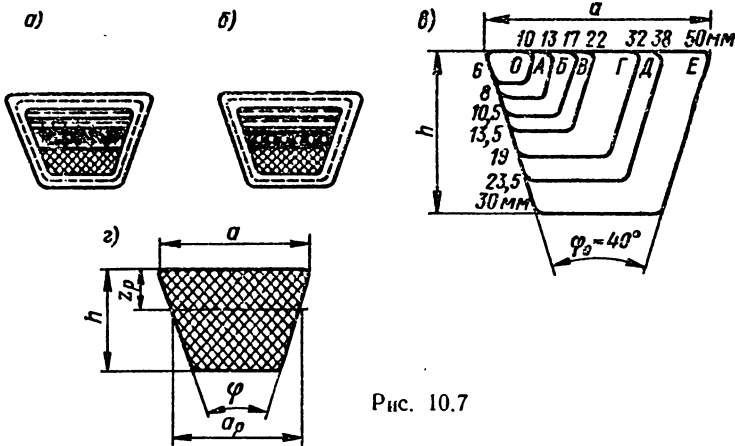


Рис. 10.7

в понижающих передачах при температуре от -30 до $+60$ °С. Максимальное передаточное число $u_{\max} = 8 \div 10$ без натяжного ролика; допускают кратковременную перегрузку до 200—300%.

По сравнению с плоскоремennыми передачами клиноремennые имеют меньшие габаритные размеры, из-за повышенной тяговой способности клиновых ремней требуют меньших углов обхвата и позволяют осуществлять большие передаточные числа. Могут передавать вращение на несколько валов одновременно.

К их недостаткам относятся: меньший на 1,0—2,0% к. п. д. и меньшая допустимая окружная скорость по сравнению с плоскоремennой передачей; могут применяться лишь для открытой передачи.

Т а б л и ц а 10.11. Основные характеристики клиновых приводных ремней (см. рис. 10.7)

Сечение ремня	Площадь поперечного сечения F , см ²	a	h	a_p	z_p	Допускаемая скорость v , м/с	Наименьший расчетный диаметр шкива D_{\min} , мм
		мм					
0 (Z)	0,47	10	6	8,5	2,7	25	63
A (A)	0,81	13	8	11	3,6	25	90
B (B)	1,38	17	10,5	14	4,7	25	125
B (C)	2,30	22	13,5	19	6,1	25	200
Г (D)	4,76	32	19	27	8,6	30	315
Д (E)	6,92	38	23,5	32	10,6	30	500
E	11,7	50	30	42	13,6	30	630
У0 (SPZ)	0,56	10	8	8,5	2,5	35	63
УА (SPA)	0,93	13	10	11	3,0	35	90
УБ (SPB)	1,59	17	13	14	4,0	35	140
УВ (SPC)	2,28	23	18	19	5,0	35	224

Примечание В скобках указано обозначение ремня по ISO

Клиновые ремни изготавливаются резино-тканевыми в виде колец длиной от 525 до 14 000 мм, ремни с кордотканевым и кордошнуровым несущим слоем. В кордотканевых ремнях корд выполнен в виде двух—десяти слоев кордоткани с диаметром нитей 0,8—0,9 мм (рис. 10.7, а); в кордошнуровых корд состоит из одного слоя кордошнура толщиной 1,6—1,7 мм, заключенного в слой резины (рис. 10.7, б). Кордошнуровые применяются при сравнительно малых диаметрах шкивов и больших скоростях, так как являются более гибкими.

Основные размеры поперечного сечения ремня приведены на рис. 10.7, в, г. Расчетная ширина ремня a_p соответствует нейтральной линии при изгибе; расчетная длина ремня соответствует его длине, измеряемой на уровне расчетной ширины сечения. Расчетная ширина a_p определяет расчетный диаметр шкивов D и окружную скорость ремня.

Клиновые ремни выпускаются трех типов в зависимости от соотношения их большего основания a трепеции в сечении к высоте h : нормальные (при $a/h \approx 1,6$); узкие (при $a/h \approx 1,2$); широкие (при $a/h \approx 2,5 \div 3,5$). Последний тип ремня предназначен в основном для приводов вариаторов. Узкие ремни имеют повышенную (в 1,5—2,0 раза) тяговую способность по сравнению с нормальными ремнями, так как обладают большей площадью при одной и той же высоте, но характеризуются повышенной жесткостью, что ухудшает динамику передачи. Основные данные по нормальным (ГОСТ 1284—68**) и узким ремням (РТН 51-15—70) приведены в табл. 10.11. Данные по стандартной длине типовых ремней — в табл. 10.12.

Рабочей поверхностью шкивов в клиноремной передаче являются боковые стороны клиновых канавок обода. Профиль канавки определяется сечением ремня и диаметром шкива, так как при изгибе клинового ремня его сечение искажается по сравнению с исходным.

Предпочтительные расчетные диаметры шкивов D по ГОСТ 1284—68** и предельные отклонения (мм) следующие: 63; 71; 80 (+0,8); 90; 100; 112 (+1); 125; 140; 160; 180 (+1,5); 200; 224; 250 (+2); 280; 315; 355 (+3); 400; 450; 500 (+4); 560; 630; 710; 800 (+5); 900; 1000; 1120 (+6); 1400; 1250; 1600 (+7). Указанный ГОСТ предусматривает диаметры шкивов до 4000 мм.

Т а б л и ц а 10.12. Расчетная длина (мм) клиновых ремней

Расчетная длина ремня	Сечение						
	0	А	Б	В	Г	Д	Е
400; (425); 450; (475); 500; (530)							
560; (600); 630; (670); 710; (750)							
800; (850); 900; (950); 1000; (1060); 1120; (1180); 1250; (1320); 1400; (1500); 1600; (1700)							
1800; (1900); 2000; (2120); 2240; (2360); 2500							
2650; 2800; (3000)							
3150; (3350); 3550; (3750); 4000							
(4250)							
4500; (4750); 5000; (5300); 5600; (6000)							
6300							
(6700); 7100; (7500); 8000; (8500); 9000; (9500); 10000; (10600)							
11200; (11800); 12500; (13200); 14000; (15000)							
16000; (17000); 18000							
Разность между расчетной и внутренней длинами ремня $L - L_{вн}$	25	33	40	59	76	95	120

П р и м е ч а н и е. Ремни, длины которых указаны в скобках, не являются предпочтительными.

Характерные размеры канавок шкивов (рис. 10.8) приведены в табл. 10.13.
Ширина шкива

$$b_{\text{ш}} = (z - 1)t + 2S,$$

где z — число ремней, определенное расчетом.

Шкивы для клиноременных передач изготавливаются из тех же материалов, что и для плоскоремennых передач.

Геометрические характеристики. Значения α и L определяются на основе зависимостей (10.1) и (10.2) или (10.7) и (10.8). Угол обхвата α должен быть не менее 90° .

Минимальное межосевое расстояние

$$A_{\text{min}} = (0,75 \div 0,80) (D_2 + D_1); \quad (10.28)$$

максимальное не должно превышать

$$A_{\text{max}} = 2 (D_2 + D_1). \quad (10.29)$$

При ориентировочном расчете диаметр меньшего (ведущего) шкива определяется зависимостью

$$D_1 = (1,15 \div 1,25) D_{\text{min}}. \quad (10.30)$$

Значение D_{min} находится по табл. 10.11.

Передачное число, его величина, а также соотношение между окружающими скоростями на ведущем v_1 и ведомом v_2 шкивах определяются зависимостями

Т а б л и ц а 10.13. Размеры (мм) канавок клиноременной передачи

Параметры	Сечение ремня						
	0	А	Б	В	Г	Д	Е
Шаг t	$12 \pm \pm 0,3$	$16 \pm \pm 0,3$	$20 \pm \pm 0,4$	$26 \pm \pm 0,5$	$37,5 \pm \pm 0,6$	$44,5 \pm \pm 0,7$	$58 \pm \pm 0,8$
Размер s	$8 \pm \pm 1$	$10 \pm \pm 1$	$12,1 \pm \pm 1$	$17 \pm \pm 1$	$24 \pm \pm 1$	$29 \pm \pm 1$	$38 \pm \pm 1$
Высота e	10	12,5	16	21	28,5	34	43
Размер e_0	2,5	3,5	5	6	8,5	10	12,5
Толщина обода k	5,5	6	7,5	10	12	15	18
Расчетная ширина a_p	8,5	11	14	19	27	32	42
Расчетный диаметр меньшего шкива, мм	Угол профиля канавки Φ_0, \dots°						
	34	36	38	40			
	63—71	80—100	112—160	≥ 180			
	90—112	125—160	180—400	≥ 450			
	125—160	180—224	250—500	≥ 560			
200	224—315	355—630	≥ 710				
—	315—450	500—900	≥ 1000				
—	500—560	630—1120	≥ 1250				
—	—	800—1140	≥ 1600				

Примечание. Допускаемое отклонение Φ_0 для 0, А, Б равно $\pm 1^\circ$, для ремней В, Г, Д и Е равно $\pm 30'$.

(10.11), (10.13). При этом значения D_1 и D_2 соответствуют расчетным диаметрам шкивов.

Силовые характеристики. Начальное натяжение (см. рис. 10.4)

$$S_0 = \sigma_0 Fz, \quad (10.31)$$

где σ_0 — начальное напряжение в ремне; F — площадь поперечного сечения; z — количество ремней.

По условию долговечности для клиноременных передач $\sigma_0 = 0,12 \div 0,15$ МПа.

Соотношение между окружным усилием P , мощностью N и моментом M определяется на основе зависимостей (10.15)–(10.18). При этом значение k , п. д.

Т а б л и ц а 10.14. Значения $[\sigma_0]_{\text{п}}$, МПа

Сечение ремня	Диаметр малого шкива D , мм	$[\sigma_0]_{\text{п}}$ при σ_0 , МПа		Сечение ремня	Диаметр малого шкива D , мм	$[\sigma_0]_{\text{п}}$ при σ_0 , МПа	
		1,2	1,5			1,2	1,5
0	63	1,35	—	В	200	1,52	1,67
	71	1,45	1,62		225	1,69	1,89
	86	1,57	1,74		250	1,84	2,07
	≥ 90	1,65	1,86		≥ 280	1,91	2,24
А	90	1,35	—	Г	315	1,51	1,67
	100	1,51	1,67		355	1,72	1,93
	112	1,61	1,80		400	1,91	2,10
	≥ 125	1,70	1,91		≥ 450	1,92	2,24
Б	125	1,35	—	Д	500	1,51	1,67
	140	1,51	1,67		560	1,72	1,93
	160	1,67	1,88	≥ 630	1,92	2,24	
	≥ 180	1,91	2,05		Е	800	1,51
				900		1,73	1,95
				≥ 1000		1,91	2,24

Т а б л и ц а 10.15. Рекомендуемые сечения клиновых ремней в зависимости от N и φ

Передаваемая мощность N , кВт	Сечение ремня при скорости v , м/с			Передаваемая мощность N , кВт	Сечение ремня при скорости v , м/с		
	5	10	10		5	10	10
$1 < N < 2$	0; А	0; А	0	$15 < N < 30$	—	В; Г	В; Г
$2 < N < 4$	0; А	0; А	0; А	$30 < N < 60$	—	Г; Д	В; Г
$4 < N < 7,5$	А; В	0; А; Б	0; А	$60 < N < 120$	—	Д	Г; Д
$7,5 < N < 15$	Б; В	А; Б	А; Б	$120 < N < 200$	—	Д; Е	Г; Д
	В	Б; В	Б; В	$200 < N$	—	—	Д; Е

$\eta = 0,92 \div 0,96$. Меньшие значения применяются для передачи на подшипника скольжения с периодическим натяжением ремня и натяжным роликом, большие — для передач на подшипниках качения с автоматически действующим натяжным устройством. Нагрузка на валы определяется по формуле (10.19).

Тяговые характеристики выражаются полезным напряжением натяжения ремня σ_{Π} и определяют работоспособность клиноременной передачи

$$\sigma_{\Pi} = P/zF \leq [\sigma]_{\Pi} \quad (10.32)$$

Значения допускаемых полезных напряжений $[\sigma_0]_{\Pi}$ при $\alpha = 180^\circ$, $v = 10$ м/с и равномерной нагрузке приведены в табл. 10.14.

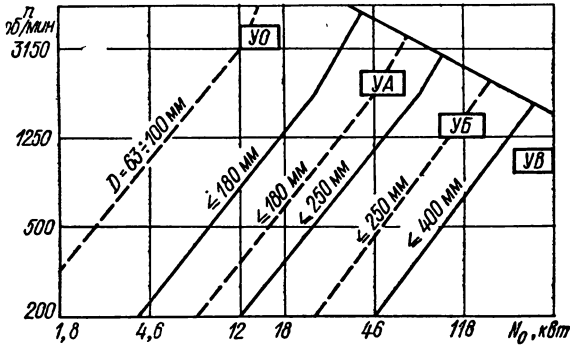


Рис. 10.9

При условиях, отличных от указанных, численное значение допускаемого полезного напряжения $[\sigma]_{\Pi}$ определяется на основе равенства

$$[\sigma]_{\Pi} = C_0 C_{\alpha} C_v C_p [\sigma_0]_{\Pi} \quad (10.33)$$

где C_0 , C_{α} , C_v , C_p — коэффициенты, определение которых дано в формуле (10.23), а их значения приведены соответственно в табл. 10.7—10.10.

При выборе сечения клинового ремня следует руководствоваться рекомендациями, приведенными в табл. 10.15. При выборе сечения клиновых ремней и общей оценке возможностей их использования для реализации той или иной передачи следует использовать данные табл. 10.16.

Узкие клиновые ремни в соответствии с рекомендациями ISO рассчитываются на тяговую способность с учетом долговечности. Предварительно сечение ремня выбирается по графику рис. 10.9, где N_0 — мощность, допускаемая на один ремень при частоте вращения ведомого шкива n (об/мин) в номинальных условиях ($\alpha = 180^\circ$, нагрузка спокойная).

В реальных условиях один ремень предназначен для мощности

$$N_z \approx \frac{C_{\alpha} C_L C_M}{C_p} N_0,$$

где C_{α} и C_p — коэффициенты, которые использовались ранее при расчете плоских ремней (см. табл. 10.8 и 10.10); C_M — коэффициент материала, для ремней с кордом из лавсана $C_M = 1,0$, из капрона $C_M = 0,85$, из высокопрочной вискозы $C_M = 0,7$; C_L — коэффициент, учитывающий фактическую длину ремня, $C_L = \sqrt{L_0/L}$; L_0 — базовая длина ремня, равная:

Сечение ремня	У0	УА	УБ	УВ
L_0 , м	1,6	2,5	3,55	5,6

Проверочный расчет. Если заданы мощность N_1 и частота вращения ведомого вала n_1 и известны или определены по конструктивным соображениям расчетные

**Т а б л и ц а 10.16. Ориентировочные значения мощностей (кВт),
передаваемых одним ремнем**

Сечение ремня	Расчетный диаметр малого шкива, мм	Мощность при v (м/с)							
		2	4	6	8	10	15	20	25
О	63	0,15	0,29	0,42	0,56	0,69	1,03	1,26	1,18
	71	0,17	0,32	0,47	0,63	0,78	1,15	1,38	1,26
	89	0,20	0,37	0,53	0,69	0,85	1,21	1,51	1,47
	90	0,21	0,41	0,58	0,76	0,93	1,33	1,67	1,62
А	90	0,37	0,66	0,88	1,10	1,33	1,69	1,84	1,69
	100	0,37	0,66	0,96	1,18	1,40	1,87	1,99	1,91
	112	0,37	0,66	0,96	1,25	1,47	2,03	2,41	2,29
	125	0,44	0,74	1,10	1,40	1,69	2,29	2,65	2,69
Б	125	0,59	0,96	1,33	1,69	2,06	2,88	2,94	2,50
	140	0,66	1,08	1,40	1,84	2,23	3,16	3,60	3,24
	160	0,74	1,18	1,62	1,99	2,50	3,60	4,35	4,35
	180	0,81	1,33	1,77	2,20	2,72	3,82	7,71	4,94
В	200	1,03	1,77	2,50	3,10	3,68	5,28	6,25	5,90
	224	1,10	2,06	2,88	3,54	4,27	5,97	7,15	6,70
	250	1,25	2,20	3,10	3,90	4,64	6,34	7,50	7,73
	280	1,33	2,36	3,32	4,20	5,00	7,07	7,80	8,10
Г	315	—	—	5,45	7,00	8,45	11,02	11,90	10,08
	355	—	—	5,96	7,65	9,20	12,08	13,72	13,32
	400	—	—	6,48	8,24	10,08	13,52	15,72	15,80
	450	—	—	6,94	8,90	10,98	14,56	17,00	17,25
Д	500	—	—	8,75	11,56	14,00	18,40	20,45	20,46
	560	—	—	9,87	12,60	15,25	20,00	23,60	24,30
	630	—	—	10,75	13,40	16,08	22,30	26,50	27,50
	710	—	—	11,48	14,90	18,00	24,10	29,00	31,20
Е	800	—	—	13,80	17,90	21,80	31,00	36,80	39,70
	900	—	—	15,45	20,20	25,20	34,60	40,60	44,90
	1000	—	—	16,90	22,10	27,20	38,20	44,90	49,30

диаметры шкивов D_1 и D_2 , межосевое расстояние A , угол наклона передачи к горизонту γ , сечение и количество ремней клиноременной передачи, то проверка тяговой способности ремней осуществляется в следующей последовательности: угол обхвата α малого шкива по формуле (10.1) или (10.7); окружная скорость v по формуле (10.13); по γ , α , v и условиям работы передачи определяются значения C_0 , C_α , C_v и C_F (см. табл. 10.7—10.10); $[\sigma]$ по табл. 10.14; допустимое полезное напряжение $[\sigma]_п$ по формуле (10.33); окружное усилие P по зависимости (10.16); действительно полезное напряжение $\sigma_п$ по формуле (10.32); а F — по табл. 10.11.

Условие работоспособности передачи являются $\sigma_п < [\sigma]_п$.

Проектный расчет. По заданным N_1 , n_1 , γ , u и условиям работы передачи расчет осуществляется в следующем порядке: по значению N_1 и предположительной величине окружной скорости на основе табл. 10.15 или 10.16 определяется предварительное сечение ремня; по данным табл. 10.13 с использованием зависи-

мости (10.30) выбирается расчетный диаметр ведущего шкива D_1 ; находится окружная скорость v по формуле (10.13); расчетное значение v сравнивается с предположительным значением, принятым выше, и при необходимости корректируется сечение ремня и D_1 ; из равенства (10.11) находится значение D_2 ; по рекомендациям из равенств (10.28) и (10.29) предварительно выбирается межосевое расстояние A ; по формуле (10.2) или (10.8) определяется длина ремня L и округляется до ближайшего размера по табл. 10.12; по принятому значению L уточняется A ; по формулам (10.1) или (10.7) подсчитывается угол обхвата ведущего шкива; коэффициенты $C_0, C_\alpha, C_\beta, C_p$ и F находятся по табл. 10.7—10.11, окружное усилие P — по зависимостям (10.15) или (10.16); $[\sigma]_{\text{п}}$ — по табл. 10.14; допускаемое полезное натяжение ремня $[\sigma]_{\text{п}}$ по зависимости (10.33); из равенства (10.32) определяется количество ремней z .

Конструкция шкивов. Основные конструктивные размеры и материалы для изготовления шкивов принимаются такими же, как для плоскоремennых передач, в соответствии с рекомендациями табл. 10.6, а также на основании зависимостей (10.24)—(10.27) и рис. 10.5 конструктивных элементов спиц.

Посадки шкивов на валы и натяжные устройства клиноремennых передач также аналогичны плоскоремennым. Однако для клиноремennых передач натяжные устройства в целях компенсации вытяжки ремня и возможности свободного надевания нового должны предусматривать возможность увеличения межцентрового расстояния A на 3,0 % и уменьшения на 1,5 % от расчетной длины ремня. Кроме того, для клиноремennых передач угол обхвата имеет значительно меньшее значение, поэтому натяжной ролик обычно располагается с внутренней стороны ремня. Такой ролик называется оттяжным. Он не изгибает ремень в противоположную сторону, что способствует повышению долговечности передачи.

Глава 11

ЦЕПНЫЕ ПЕРЕДАЧИ

Передачи данного типа применяются для передачи вращательного движения между параллельными валами при окружных скоростях $v = 12 \div 15$ м/с для втулочных и роликовых цепей и до $v = 16 \div 20$ м/с для зубчатых цепей.

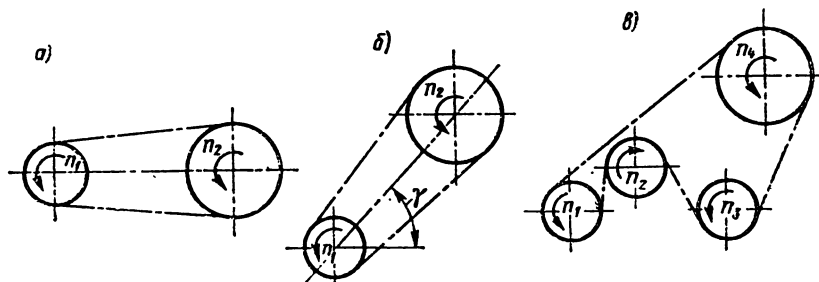


Рис. 11.1

Передаваемая мощность составляет обычно до 50—100 кВт; передаточные числа для тихоходных передач ($v < 2$ м/с) — до $u = 10 \div 15$, для среднескоростных ($2 < v < 6$ м/с) — до $u = 6$, для быстроходных ($v > 6$ м/с) — до $u = 3$; межосевое расстояние — до 6—8 м; к. п. д. передачи $\eta = 0,94 \div 0,98$.

Передача вращения может осуществляться между валами, расположенными горизонтально (рис. 11.1, а) и под некоторым наклоном к горизонту (рис. 11.1, б). Угол наклона γ должен быть не более 75—80°. Цепная передача может приме-

няться для передачи вращения от одного ведущего вала n_1 на несколько ведомых $n_2 - n_4$ (рис. 11.1, в). Передача может быть как понижающей, так и повышающей.

К достоинствам передачи относятся неизменность передаточного отношения и меньшие габариты по сравнению с ременными передачами; возможность передачи вращательного движения на значительное расстояние; высокий к. п. д. Недостатками ее являются пульсация скорости цепи и угловой скорости ведомого вала (особенно при больших скоростях и при малом числе зубьев ведущей звездочки), что вызывает дополнительные динамические нагрузки в передаче и шум; невозможность передачи движения между непараллельными валами.

Износ шарниров цепи требует тщательного ухода в эксплуатации.

11.1. ПРИВОДНЫЕ ЦЕПИ И ЗВЕЗДОЧКИ

Применяются приводные цепи двух видов: роликовые и зубчатые.

Роликовые цепи имеют свободно посаженные на втулках ролики (рис. 11.2, а), которые перекачиваются по зубьям при входе в зацепление цепи со звездочкой, что значительно снижает износ зубьев и цепи. Выпускается несколько типов приводных роликовых цепей: ПР — нормальные; ПРД — с удлиненными звеньями; ПРУ — усиленные, имеющие более высокую нагрузочную способность; ПРИ — с изогнутыми боковыми пластинами (рис. 11.2, б), менее жесткими в про-

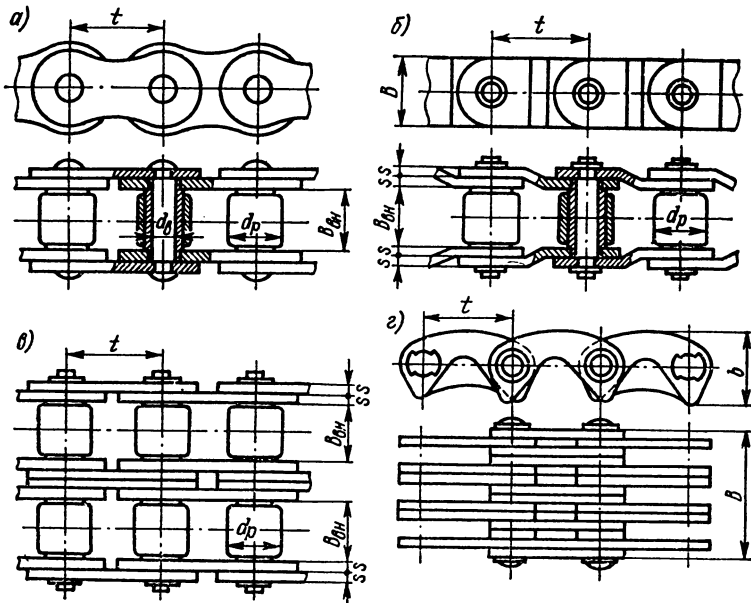


Рис. 11.2

дольном отношении и лучше работающими при значительных динамических нагрузках; 2ПР и 3ПР — двух- и трехрядные цепи, имеющие нагрузочную способность в два и три раза большую, чем однорядные (рис. 11.2, в).

Основные параметры приводных роликовых цепей приведены в табл. 11.1.

Зубчатые цепи обеспечивают более плавную работу и меньший шум, чем втулочные и роликовые; более надежны в эксплуатации; при одном и том же шаге обладают большей тяговой способностью. Их рекомендуется применять в передачах, работающих на скоростях более 5—10 м/с, где требуется плавность работы и бесшумность. Зубчатые цепи конструктивно сложнее и дороже втулочных и роликовых.

Т а б л и ц а 11.1. Цепи приводные роликовые (ГОСТ 13568—75)

Цепь	Разрушаю- щая нагруз- ка P разр., кН	Шаг t	Диаметр ролика d_p	Диаметр валика d_b	Ширина внутрен- няя $B_{вн}$	Масса l м, кг
ПР-12,7-900	9	12,700	7,75	3,66	3,30	0,31
ПР-12,7-1800-1	18	12,700	8,51	4,45	5,40	0,62
ПР-12,7-1800-2	18	12,700	8,51	4,45	7,75	0,71
ПР-15,875-2300-1	23	15,875	10,16	5,08	6,48	0,80
ПР-15,875-2300-2	23	15,875	10,16	5,08	9,65	0,96
ПР-19,05-2500	25	19,050	11,91	5,96	12,70	1,52
ПР-25,4-5000	50	25,400	15,88	7,95	15,88	2,57
ПР-38,1-10000	100	38,100	22,23	11,12	22,23	5,50
ПР-44,45-13000	130	44,450	25,40	12,72	25,40	7,50
ПР-50,8-16000	160	50,800	28,58	14,29	31,75	9,70
ПРУ-19,05-3200	32	19,050	11,91	5,96	12,70	1,52
ПРУ-25,4-6000	60	25,400	15,88	7,95	15,88	2,57
ПРУ-31,75-8900	89	31,750	19,05	9,55	19,05	3,73
ПРУ-38,1-12700	127	38,100	22,23	11,12	22,23	5,50
ПРУ-44,45-17200	172	44,450	25,40	12,72	25,40	7,50
ПРУ-50,8-22700	227	50,800	28,58	14,29	31,75	9,70
ПРД-31,75-2300	23	31,750	10,16	5,08	9,65	0,58
ПРД-38,1-2500	25	38,100	11,91	5,96	12,70	1,10
ПРД-38-3000	30	38,000	16,00	7,95	22,00	1,75
ПРД-50,8-5000	50	50,800	15,88	7,95	15,88	1,90
ПРД-63,5-7000	70	63,500	19,05	9,55	19,05	2,60
ПРД-76,2-10000	100	76,200	22,23	11,12	25,40	3,80
ПРИ-78,1-36000	360	78,100	33,30	17,15	38,10	14,50
ПРИ-78,1-40000	400	78,100	40,00	19,00	38,10	16,30
ПРИ-103,2-65000	650	103,200	56,00	24,00	49,00	27,70
ПРИ-140-120000	1200	140,000	65,00	36,00	80,00	63,00
2ПР-12,7-3200	32	12,700	8,51	11,30	4,45	1,35
2ПР-15,875-4500	45	15,875	10,16	13,28	5,08	1,85
2ПР-19,05-6400	64	19,050	11,91	17,75	5,96	2,90
2ПР-25,4-11400	114	25,400	15,88	22,61	7,95	5,00
2ПР-31,75-17700	177	31,750	19,05	27,46	9,55	7,30
2ПР-38,1-25400	254	38,100	22,23	35,46	11,12	11,00
2ПР-44,45-34400	344	44,450	25,40	37,19	12,72	14,36
2ПР-50,8-45400	454	50,800	28,58	45,21	14,29	19,10
3ПР-12,7-4600	46	12,700	8,51	11,30	4,45	2,00
3ПР-15,875-6800	68	15,875	10,16	13,28	5,08	2,80
3ПР-19,05-9600	96	19,051	11,91	17,75	5,96	4,30
3ПР-25,4-17100	171	25,400	15,88	22,61	7,95	7,47
3ПР-31,75-26000	260	31,750	19,05	27,46	9,55	11,01
3ПР-38,1-38100	381	38,100	22,23	35,46	11,12	16,05
3ПР-44,45-51600	516	44,450	25,40	37,19	12,72	21,70
3ПР-50,8-68100	681	50,800	28,58	45,21	14,29	28,20

Т а б л и ц а 11.2. Цепи приводные зубчатые (ГОСТ 13552—68)

Цепь	Разрушающая нагрузка $R_{разр}$ кН	Шаг t	Ширина цепи по пластинкам B	Высота цепи b	Габаритная ширина l	Масса l м, кг
3-12-2,4	24	12,700	22,5	13,4	28,5	1,3
3-12-2,9	29	12,700	28,5	13,4	34,5	1,6
3-12-3,4	34	12,700	34,5	13,4	40,5	2,0
3-12-4,0	40	12,700	40,5	13,4	46,5	2,3
3-12-4,7	47	12,700	46,5	13,4	52,5	2,7
3-12-5,3	53	12,700	52,5	13,4	58,5	3,0
3-15-3,9	39	15,875	30	16,7	36,0	2,2
3-15-4,8	48	15,875	38	16,7	44,0	2,7
3-15-5,7	57	15,875	46	16,7	52,0	3,3
3-15-6,7	67	15,875	54	16,7	60,0	3,9
3-15-7,8	78	15,875	62	16,7	68,0	4,4
3-15-8,9	89	15,875	70	16,7	76,0	5,0
3-19-7,2	72	19,050	45	20,1	52,6	3,9
3-19-8,7	87	19,050	57	20,1	64,5	4,9
3-19-10,3	103	19,050	69	20,1	76,5	5,9
3-19-12,2	122	19,050	81	20,1	88,5	7,0
3-19-14,1	141	19,050	93	20,1	100,5	8,0
3-25-11,6	116	25,400	57	26,7	65,0	6,5
3-25-13,8	138	25,400	69	26,7	77,0	7,9
3-25-16,3	163	25,400	81	26,7	89,0	9,3
3-25-18,9	189	25,400	93	26,7	101,0	10,6
3-25-21,6	216	25,400	105	26,7	113,0	12,0
3-31-17,1	171	31,750	69	33,4	78,0	10,0
3-31-20,2	202	31,750	81	33,4	90,0	11,6
3-31-23,5	235	31,750	93	33,4	102,0	13,0
3-31-26,8	268	31,750	105	33,4	114,0	15,0
3-31-30,3	303	31,750	117	33,4	126,0	16,7

Основные параметры зубчатых цепей (рис. 11.2, з) приведены в табл. 11.2.

Число зубьев звездочки для роликовых цепей рекомендуется выбирать из следующего ряда: 9, 10, 11, 12, (13), 14, (15), 16, (17), 18, (19), 20, (22), 25, (28), 32, (36), 40, (45), 50, (56), 63, (71), 80, отдавая предпочтение цифрам без скобок.

Число зубьев следует принимать не менее 13, меньшее число зубьев допустимо лишь в исключительных случаях для тихоходных передач. Рекомендуется z_{\min} определять по зависимости

$$z_{\min} \approx 9 + 0,2t. \quad (11.1)$$

Целесообразно, если позволяют габариты передачи, принимать число зубьев z_1 малой звездочки по равенству

$$z_1 \approx 32 - 2,5u. \quad (11.2)$$

Максимальное число зубьев не следует принимать более 120. Профиль зубьев звездочек для втулочных и роликовых цепей (рис. 11.3, а) устанавливается по ГОСТ 591—69 (табл. 11.3). Зубья могут быть изготовлены методом обкатки.

Для скоростных передач звездочки изготавливаются из термически обработанных сталей 40, 45, 50, 50Х, 40ХН и сталей 15, 20, 15Х, 12ХН3 с цементацией венцов на глубину 1,0—1,5 мм до твердости HRC 45—55. Для слабонагруженных передач, работающих периодически, допустимо применение среднеуглеродистых сталей 40 и 50 без термической обработки. Для тихоходных слабонагруженных

Т а б л и ц а 11.3. Геометрические характеристики профилей зубьев звездочек для втулочных, роликовых и зубчатых цепей

Параметр	Звездочка цепи	
	втулочной и роликовой	зубчатой
Угол зуба φ , ...°	$360/z$	$360/z$
Диаметр делительной окружности D_d , мм	$\frac{t}{\sin(\varphi/2)}$	$\frac{t}{\sin \varphi/2}$
Диаметр окружности выступов D_e , мм	$D_d + 0,7d_p$ (при $z \leq 16$); $D_d + 0,9d_p$ (при $z > 16$)	$\frac{t}{\operatorname{tg} \varphi/2}$
Диаметр окружности впадин D_i , мм	$D_d - 2r_1$	$D_e - 2h$
Высота зубьев h , мм	$0,35d_p + r_1$ (при $z \leq 16$); $0,45d_p + r_1$ (при $z > 16$)	$\frac{(0,53 - 0,55)t + \Delta}{\cos \varphi/2}$
Радиальный зазор Δ , мм	$\approx 0,08t$	$\approx 0,08t$
Угол вклинивания φ , ...°	—	60°
Угол впадин β , ...°	$34 - 232/z$	$\psi - \varphi$
Профильный угол зубьев α , ...°	$17 - 64/z$	$\beta - \varphi/2$
Угол прилегания ν_1 , ...°	$55 - 60/z$	—
Угол вогнутости ν_2 , ...°	$18 - 56/z$	—
Радиус впадины r_1 , мм	$0,502d_p + 0,05$	—
Радиус вогнутости r_2 , мм	$0,8d_p + r_1$	—
Радиус головки r_3 , мм	$d_p (0,8 \cos \nu_2 + 1,24 \cos \alpha + 1,303) - 0,05$	—
Длина прямого участка l_d , мм	$d_p (1,24 \sin \alpha - 0,8 \sin \nu_2)$	—
Радиус закругления r_4 , мм	$\approx 1,7d_p$	$\approx t$
Координата центра радиуса h_r , мм	$\approx 0,8t$	$0,4t$

передача ($v < 2$ м/с) применяются звездочки из чугуна марки не ниже СЧ 18-36 с термообработкой до твердости $HB\ 360-400$.

В звездочках для зубчатых цепей число зубьев не должно быть менее

$$z_{\min} \approx 15 + 0,2t. \quad (11.3)$$

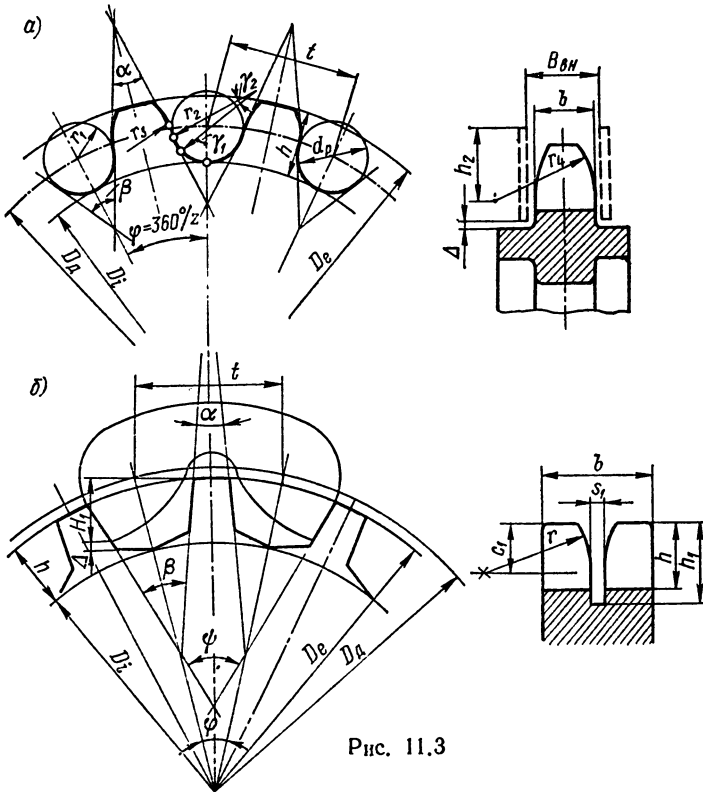


Рис. 11.3

Для обеспечения оптимальных условий работы привода целесообразно число зубьев малой звездочки принимать равным

$$z_1 \approx 38 - 3u. \quad (11.4)$$

Профиль зубьев звездочек зубчатых цепей (рис. 11.3, б) по ГОСТ 13576—68 имеет характеристики, приведенные в табл. 11.3. Венцы звездочек для зубчатых цепей изготавливаются из тех же сталей с термической обработкой или цементацией, что и венцы звездочки втулочных и роликовых цепей.

11.2. ГЕОМЕТРИЧЕСКИЕ, КИНЕМАТИЧЕСКИЕ И СИЛОВЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ

Геометрические характеристики. Основными геометрическими параметрами передачи (рис. 11.4, а) являются: L — длина цепи; A — межосевое расстояние; α_1 и α_2 — теоретические углы обхвата звездочек цепью; γ — угол наклона линии центров передачи к горизонту и ψ — теоретический наклон ветвей цепи к линии

центров. Для цепных передач обычно L и A выражают в числе шагов цепи L_t и A_t , причем

$$L_t = L/t; \quad A_t = A/t; \quad (11.5)$$

$$\sin \psi = \frac{1}{2A_t} \left(\frac{1}{\sin 180/z_2} - \frac{1}{\sin 180/z_1} \right). \quad (11.6)$$

Углы

$$\alpha_1 = \pi - 2\psi; \quad \alpha_2 = \pi + 2\psi. \quad (11.7)$$

Длина цепи, выраженная в ее шагах,

$$L_t = \frac{2A_t}{t} + \frac{z_2 + z_1}{2} + \left(\frac{z_2 - z_1}{2\pi} \right)^2 \frac{t}{A_t}. \quad (11.8)$$

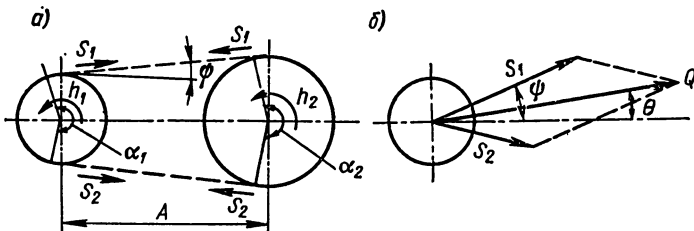


Рис. 11.4

Межосевое расстояние определяется при известном L_t из равенства

$$A = \frac{t}{4} \left[L_t - \frac{z_2 - z_1}{2} + \sqrt{\left(L_t - \frac{z_2 + z_1}{2} \right)^2 - 8 \left(\frac{z_2 - z_1}{2\pi} \right)^2} \right]. \quad (11.9)$$

Из условия обеспечения угла обхвата цепью малой звездочки ($\alpha \geq 120^\circ$)

$$A_{\min} = (D_{e1} + D_{e2})/2 + (30 \div 50) \text{ мм}, \quad (11.10)$$

где D_{e1} и D_{e2} — соответственно наружные диаметры ведущей и ведомой звездочек. Оптимальное межосевое расстояние

$$A = (30 \div 50) t. \quad (11.11)$$

Не рекомендуется межосевое расстояние более

$$A = 80t. \quad (11.12)$$

Для обеспечения провисания холостой ветви цепи значение A по формуле (11.9) следует уменьшить на 0,002—0,004, т. е. фактическое A_ϕ принять равным

$$A_\phi = (0,998 \div 0,996) A. \quad (11.13)$$

Диаметр делительной окружности звездочек

$$D_d = t/[\sin (180/z)]. \quad (11.14)$$

Кинематические характеристики. Средняя скорость цепи (м/с)

$$v_{ср} = z_1 t n_1 / (6 \cdot 10^4) = z_2 t n_2 / (6 \cdot 10^4), \quad (11.15)$$

где t — шаг цепи, мм.

Среднее передаточное число

$$u = n_1/n_2 = \omega_1/\omega_2 = D_{д2}/D_{д1} = z_2/z_1. \quad (11.16)$$

В пределах одного оборота скорость цепи изменяется даже при постоянной угловой скорости, так как звездочка вследствие конечного числа зубьев является

по существу многогранником. Закон изменения скорости как функция времени t_x характеризуется зависимостью

$$v = \omega_1 \frac{D_{дт}}{2} \cos \left(\frac{\pi}{z} \sin \frac{\omega_1 z t_x}{4} \right). \quad (11.17)$$

Непостоянство v вызывает появление динамических нагрузок в цепи и элементах привода, поэтому частота вращения n_1 (об/мин) малой звездочки ограничена

$$n_1 < C_v \sqrt[4]{z_1} / t, \quad (11.18)$$

где $C_v \approx 14 \div 17$ — для втулочных и роликовых цепей; $C_v \approx 17 \div 20$ — для зубчатых цепей. Большие значения C_v относятся к цепям и звездочкам повышенной точности изготовления.

Если n_1 задано и предварительно выбрано z_1 , то шаг (мм) будет равен

$$t \leq 10^3 C_v \sqrt[4]{z_1} / n_1. \quad (11.19)$$

Силовые характеристики. В ведущей ветви цепи нагрузка S_1 (рис. 11.4, б) складывается из полезного усилия P (Н), натяжения цепи от центробежных сил P_v и от провисания ведомой ветви P_f

$$S_1 = P + P_v + P_f. \quad (11.20)$$

Полезное усилие вычисляется по формуле

$$P = \frac{2M_t}{D_d} = \frac{10^3 N_1}{v_{ср}} = \frac{6 \cdot 10^7 N_t}{z t n_1}. \quad (11.21)$$

В формуле (11.21) скорость $v_{ср}$ измеряется в м/с, а t — в миллиметрах. Натяжение от центробежных сил (Н) равно

$$P_v = qv^2, \quad (11.22)$$

где q — масса 1 м цепи, кг.

$$P_f = 9,8 K_f q A, \quad (11.23)$$

где K_f — коэффициент, зависящий от угла γ наклона линии центров к горизонту.

Коэффициент K_f вычисляется по формуле

$$K_f = 1 + 5 \cos^2 \gamma. \quad (11.24)$$

Натяжение ведомой ветви цепи

$$S_2 = P_v + P_f. \quad (11.25)$$

Сила, действующая на валик звездочки Q , и угол наклона ее к линии центров Θ , определяются из равенств:

$$Q = \sqrt{S_1^2 + S_2^2 + 2S_1 S_2 \cos 2\psi}; \quad (11.26)$$

$$\operatorname{tg} \Theta = \frac{(S_1 - S_2) \sin \psi}{(S_1 + S_2) \cos \psi}. \quad (11.27)$$

Момент и мощность на ведущем и ведомом валах и соотношения между ними определяются зависимостями (10.15), (10.17) и (10.18). К. п. д. цепной передачи для точно изготовленных передач со струйной смазкой на подшипниках качения $\eta = 0,96 \div 0,98$; для передач общего назначения $\eta = 0,94 \div 0,96$. Для передач, работающих с пониженной нагрузкой, к. п. д. значительно снижается.

11.3. ВЫБОР ЦЕПИ

Соотношение между разрушающей нагрузкой цепи $P_{разр}$ (см. табл. 11.1 и 11.2) и действующей S_1

$$P_{разр} \geq k_p S_1 [n] = P'_{разр}, \quad (11.28)$$

где k_p — коэффициент режима, выбирается по табл. 10.10 в зависимости от типа машины, в которой используется цепная передача; $[n]$ — допускаемое значение коэффициента запаса.

Значение $[n]$ для втулочных и роликовых цепей

$$[n] \approx 7 + 0,25tn_1 10^{-3}; \quad (11.29)$$

для зубчатых

$$[n] \approx 20 + 0,8tn_1 10^{-3}. \quad (11.30)$$

Для обеспечения износостойкости при базовом сроке службы ($T_c = 10\,000 \div 15\,000$ ч) допускаемые удельные давления $[p]$ в шарнирах цепных передач не должны превышать значений, приведенных в табл. 11.4.

Т а б л и ц а 11.4. Значение $[p]$ для втулочных и роликовых цепей (МПа) при $z_1 = 15 \div 30$ и для зубчатых — при $z_1 = 17 \div 35$

Частота вращения малой звездочки n_1 об/мин	Шаг цепи t , мм						
	втулочной и роликовой	зубчатой	втулочной и роликовой	зубчатой	втулочной и роликовой	зубчатой	втулочной и роликовой
	12,0—15,875		19,0—25,4		31,0—38,1		50,8
50	35,0	20,0	35,0	20,0	35,0	20,0	35,0
200	31,5	18,0	30,0	17,0	28,7	16,4	26,2
400	28,7	16,4	26,2	15,0	24,2	14,0	21,0
600	26,2	15,0	23,4	13,2	21,0	12,0	17,5
800	24,2	14,0	21,0	12,0	18,5	10,5	15,0
1000	22,4	13,2	19,0	11,0	16,6	9,5	—
1200	21,0	12,0	17,5	10,0	15,0	8,6	—
1600	18,5	10,5	15,0	8,6	—	—	—
2000	16,6	9,5	—	4,2	—	—	—
2400	15,0	8,6	—	—	—	—	—
2800	13,7	7,8	—	—	—	—	—
3200	—	7,2	—	—	—	—	—

Примечание Для цепей с нерегулируемым или периодически регулируемым натяжением значения $[p]$ на 20 % ниже табличных

Удельное давление (МПа) определяется из равенства

$$p = k_3 P / F_{ш} \leq [p], \quad (11.31)$$

где k_3 — коэффициент, характеризующий условия эксплуатации; $F_{ш}$ — проекция опорной поверхности шарнира, мм²; для роликовых цепей $F_{ш} = dl_{вт}$; для зубчатых цепей $F_{ш} = 0,76db$ (d — диаметр оси шарнира; $l_{вт}$ — длина втулки; b — ширина зубчатой цепи).

Приближенно для роликовых однорядных цепей

$$F_{ш} \approx (0,25 \div 0,30) t^2, \quad (11.32)$$

для зубчатых цепей

$$F_{ш} \approx (0,15 \div 0,20) tb. \quad (11.33)$$

Коэффициент

$$k_3 = k_1 k_2 k_3 k_4, \quad (11.34)$$

где k_1 учитывает характер нагрузки (при спокойной нагрузке $k_1 = 1,0$; при толчкообразной $k_1 = 1,2 \div 1,4$); k_2 учитывает вид смазки (при масляной ванне или струйной смазке $k_2 = 0,8$; при капельной смазке $k_2 = 1,0$; при периодической смазке $k_2 = 1,5$); k_3 учитывает продолжительность работы в течение суток (при односменной $k_3 = 1,0$; при двухсменной $k_3 = 1,25$; при трехсменной $k_3 = 1,45$); k_4 учитывает расстояние между осями [при $A = (30 \div 60) t$ значение $k_4 = 1,0$; при $A < 30t$ значение $k_4 = 1,1$; при $A = (70 \div 80) t$ значение $k_4 = 0,9$].

Проверочный расчет. При известных значениях N_1 , n_1 , z , A , γ , а также заданном типе цепи и условиях эксплуатации цепной передачи. выполняется проверочный расчет на разрывное усилие и износостойкость. Ниже приведен порядок расчета:

- полезная нагрузка P определяется по формуле (11.21);
 - окружная скорость v — по формуле (11.15);
 - усилие от центробежных сил P_v — по зависимости (11.22);
 - усилие натяжения P_f — по формулам (11.23) и (11.24);
 - усилие в ведущей ветви цепи S_1 — по равенству (11.20);
 - коэффициент запаса $[n]$ — по (11.29) или (11.30);
 - коэффициент режима — по табл. 10.10;
 - соответствие соотношения разрушающей нагрузки $P_{\text{разр}}$ — по табл. 11.1 и 11.2 расчетному ее значению — по неравенству (11.28);
 - проекция опорной поверхности шарнира $F_{\text{ш}}$ — по данным каталога или по зависимостям (11.32) или (11.33);
 - находится коэффициент, характеризующий условия работы k_p , на основе зависимости (11.34) и данных об условиях эксплуатации передачи;
 - действительные значения удельного давления p — по формуле (11.31);
 - допускаемые значения $[p]$ — по табл. 11.4.
- При $P_{\text{разр}} > k_p S_1 [n]$ и $[p] > p$ цепная передача удовлетворяет исходным параметрам и является работоспособной.

Проектный расчет. Обычно заданы N_1 , n_1 , γ , u и условия эксплуатации цепной передачи. Параметры передачи определяются в следующем порядке:

на основе общих соображений об области применения цепей различного вида и опыта применения цепных передач для машин рассматриваемого типа выбирается вид цепи (втулочная, роликовая или зубчатая);

число зубьев малой звездочки z_1 определяется по равенствам (11.1)—(11.4), с учетом рекомендации — по предпочтительному ряду чисел;

шаг цепи t — по формуле (11.19) с корректировкой его по стандартному значению на основе табл. 11.1 и 11.2;

число зубьев z_2 — по (11.16);

длина цепи L_t — по формуле (11.8) с округлением до целого, желательно четного, числа;

уточненное межосевое расстояние — по формуле (11.9);

фактическое межосевое расстояние — по равенству (11.13);

диаметры делительных окружностей $D_{д1}$ и $D_{д2}$ — по равенству (11.14);

средняя окружная скорость цепи — по формуле (11.15);

полезная нагрузка P — по формуле (11.21);

по t и P на основе табл. 11.1 и 11.2 предварительно выбирается тип цепи и фиксируется значение $P_{\text{разр}}$ и q ;

нагрузка от центробежных сил P_v и от провисания P_f — по зависимостям (11.22) и (11.23) с учетом (11.24);

нагрузка ведущей и ведомой ветвей цепи — по равенствам (11.20) и (11.25);

коэффициент k_p — по табл. 10.10;

коэффициент запаса $[n]$ — по формулам (11.29) или (11.30);

расчетная разрушающая нагрузка $P'_{\text{разр}}$ находится по зависимости (11.28)

и сопоставляется с разрушающей нагрузкой цепи $P_{\text{разр}}$. Необходимо, чтобы $P_{\text{разр}} \geq P'_{\text{разр}}$;

коэффициент k_p подсчитывается на основе равенства (11.34);

проекция опорной поверхности — по формулам (11.32) или (11.33), либо более точно по каталогам через d , $l_{\text{вт}}$ и b ;

допускаемые удельные давления $[p]$ — по табл. 11.4;

действительное удельное давление p определяется по равенству (11.31) и проверяется его соответствие с допусаемым, т. е. $p \leq [p]$.

Если значения $P'_{\text{разр}}$ и p не будут удовлетворять неравенствам, то необходимо выбрать больший типоразмер цепи и повторить расчет, начиная с определения $P_{\text{разр}}$.

11.4. КОНСТРУКЦИЯ ЗВЕЗДОЧКИ И СМАЗОЧНЫЕ УСТРОЙСТВА

Условия работы цепной передачи требуют, чтобы звездочки обладали значительно большей износостойкостью, чем цепи, так как их замена более сложна.

В современных машинах и механизмах наибольшее распространение получили стальные и чугунные звездочки. В последние годы применяются также неметаллические материалы и комбинированные конструкции. Зубчатый венец звездо-

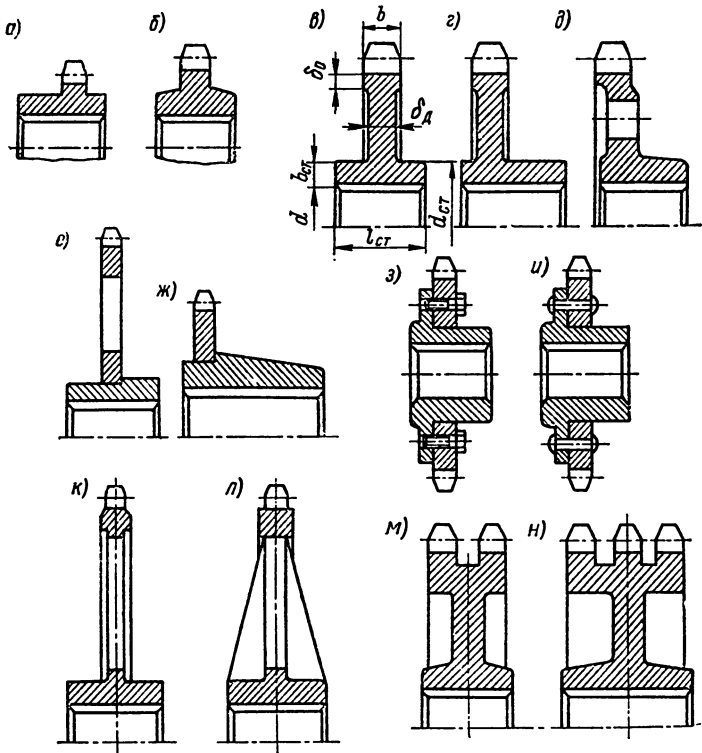


Рис. 11.5

чек для повышения износостойкости и контактной прочности подвергают термической обработке, при этом учитывается, что ведущие звездочки работают в более тяжелых по износу и динамике условиях.

В табл. 11.5 приведены данные о материалах, видах термической обработки и области применения звездочек из различных материалов.

Основные варианты конструктивного выполнения звездочек приведены на рис. 11.5, а, в, е.

Т а б л и ц а 11.5. Материалы, термическая обработка и область их применения для цепных передач

Марка материала	Вид термической обработки	Механические свойства после термообработки		Область применения	
		НВ	σ _в МПа	Цепные передачи	Цепные устройства
Сталь 15, 20	Цементация, закалка, отпуск	55—60	900	Ведущие и ведомые звездочки с малым числом зубьев ($z \approx 25$) при ударных нагрузках	Натяжные звездочки для тяговых цепей с шагом 160 мм
Сталь 45, 45Г, 50, 50Г, сталь 45Л, 50Л	Закалка, отпуск	45—50	1300	Ведущие и ведомые звездочки ($z = 40$), работающие без резких толчков и ударов (при неблагоприятных условиях в отношении износа)	Приводные и натяжные звездочки для тяговых и грузовых цепей
Сталь 15Х, 20Х	Цементация, закалка, отпуск	55—60	1000	Ведущие и ведомые звездочки ($z \approx 30$) ответственного назначения при работе с динамическими нагрузками и большими передаваемыми усилиями	Приводные звездочки для тяговых цепей при работе с динамическими нагрузками и с реверсивным движением
Сталь 40Х, 40ХН, 45Х, 45ХН, сталь 46Г2	Закалка, отпуск, закалка с нагревом, т. в. ч. или газопламенная, закалка, отпуск	50—55	1500	Ведущие и ведомые звездочки ответственного назначения при применении цепей повышенной надежности, где требуются высокая износостойкость и прочность звездочек	Приводные звездочки для тяговых цепей, работающих при повышенных нагрузках в агрессивных условиях при скорости $v \approx 0,8 + 1,6$ м/с
Чугун СЧ 18-36, СЧ 28-48	Закалка, отпуск	321—429	180—280	Ведомые звездочки с большим числом зубьев ($z > 60$) и при обязательной термической обработке (для работы со скоростью $v \approx 3$ м/с и выше)	Приводные и натяжные звездочки для тяговых цепей при легких режимах работы
Чугун СЧ 38-53	Закалка, отпуск	353—420	320	Ведомые звездочки сложной конфигурации, а также ведущие звездочки с большим числом зубьев ($z > 30$)	Приводные и натяжные звездочки для средних режимов работы
Антифрикционный чугун АЧВ-1 и высокопрочный чугун ВЧ 46-0	Отбеливание рабочей поверхности на глубину не менее 2 мм и не более 1/3 от ширины зуба	—	420	Ведущие и ведомые звездочки для цепей сельскохозяйственных машин и машин общего назначения при работе с $v \approx 4$ м/с	Приводные и натяжные звездочки для тяжелых режимов работы

В поперечном сечении ширина зуба и обода обычно принимается равной, кроме звездочек большого диаметра (более 500—600 мм) с ободом облегченной конструкции, со спицами или ребрами (рис. 11.5, *к, л*). Зубья и обод могут быть расположены по отношению к ступице симметрично (рис. 11.5, *б*) или смещены в сторону (рис. 11.5, *г, д*). Звездочки изготавливаются как цельными, так и сбор-

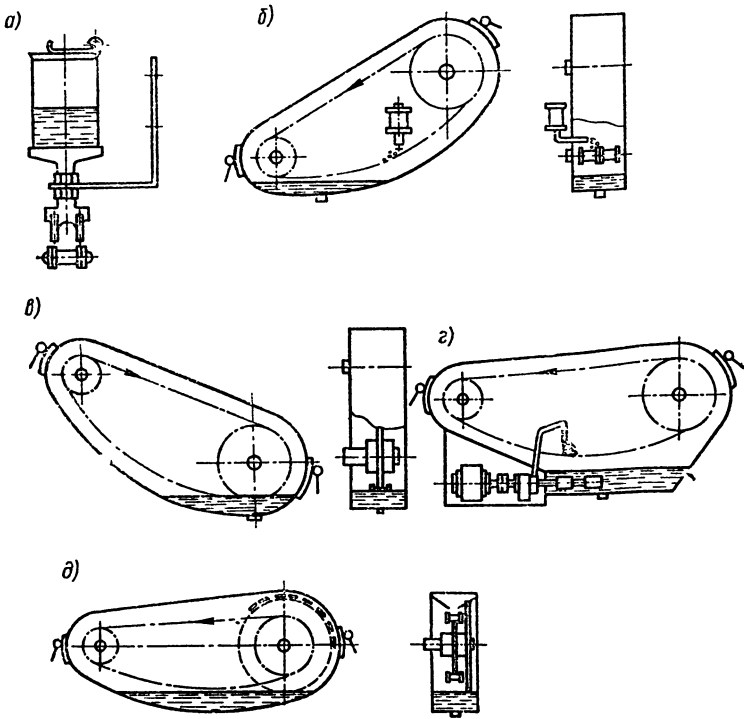


Рис. 11.6

ными (рис. 11.5, *ж, з*). При диаметрах $D_d > 200$ мм целесообразно применение разъемных конструкций (рис. 11.5, *з, и*). Многорядные звездочки показаны на рис. 11.5, *м, н*.

Диаметр посадки звездочки на вал d определяется диаметром вала. Длина ступицы

$$l_{ст} = (2 \div 3) d,$$

при этом меньшее значение коэффициента относится к большим диаметрам валов. Наружный диаметр ступицы

$$d_{ст} = d + 2b_{ст},$$

где $b_{ст}$ — толщина ступицы, значение которой может быть равным:

z	8—20	21—40	41—70	>70
$b_{ст}$	$(0,8 \div 1,1) t$	$(1,1 \div 1,5) t$	$(1,5 \div 2,0) t$	$(1,8 \div 2,5) t$

Меньшие значения коэффициентов относятся к цепям с большим шагом ($t > 38,1$ мм).

Толщина обода δ и диска δ_d звездочки из стали равна $\delta_0 = \delta_d \approx 0,5t$, а из чугуна — $\delta_0 = \delta_d \approx 0,7t$. Ширина зубчатого венца определяется из равенства $b = 0,9B_{вн}$.

Для сопряжения звездочек с валом используются шпоночные или шлицевые соединения.

Шпонки применяются как призматические, так и сегментные.

Применяются посадки с квалитетом 6—9: для легких и средних нагрузок при необходимости частых разборок $H8/h8$; при неререверсивной спокойной работе без толчков и ударов: $H7/k6$; при переменной нагрузке с толчками и ударами: $H7/m6$; тяжело нагруженных и ударном воздействии: $H7/n6$.

На концевых участках валов посадку звездочек целесообразно осуществлять на конус, особенно для тяжело нагруженных передач. Однако такое сопряжение более сложно в изготовлении. Осевое фиксирование звездочки при расположении ее между опорами осуществляется одним или двумя установочными винтами, упирающимися в шпонку, или с помощью распорных втулок, передающих давление на торцы подшипников, закрепленных в корпусах.

При расположении звездочки на концевом участке вала осевая фиксация осуществляется так же, как и зубчатых колес (см. гл. 7) с помощью торцевых шайб или гаек

Регулировка натяжения цепи необходима для компенсации удлинения цепи при износе шарниров, устранения провисания цепи, снижения вибрации и повышения износостойкости.

В качестве натяжных устройств могут применяться системы периодического, полуавтоматического и автоматического действия по схемам рис. 11.6.

При регулировке с помощью нажимных звездочек (натяжных и отжимных) их устанавливают вблизи ведомых звездочек передач. Число зубьев нажимной звездочки должно быть таким, чтобы ее число оборотов не превышало допустимого для цепных передач данного типа. Применяются также нажимные ролики с реборами и без реборд. Диаметр регулирующего ролика должен быть не менее $0,6—0,7$ диаметра меньшей звездочки передачи и иметь ширину на $5—8$ мм больше, чем цепь.

При использовании полуавтоматических и автоматических систем натяжение цепи H должно быть в следующих пределах:

$$P_f = (0,05 \div 0,8) t^2, \quad (11.35)$$

где t — шаг цепи, мм.

При проектировании цепной передачи со скоростью $v > 2$ м/с следует одновременно разрабатывать и конструкцию смазочного устройства. При скоростях $v < 2$ м/с указываются рекомендации по периодичности и вид смазки.

Если скорость цепи $2 < v < 4$, то может применяться капельная смазка ($5—15$ капель в минуту) с помощью масленок-капельниц (рис. 11.6, а, б). При скоростях цепей $v > 4$ м/с применяется картерная (θ), струйная (ε) и центробежная (ϑ) системы смазки.

При капельной смазке приводных цепей применяются простые кожухи (картеры), которые одновременно служат для предохранения от попадания грязи и обеспечивают безопасность. Когда применяется непрерывный способ смазки, картер следует выполнять маслонепроницаемым. Ширина картера должна быть на $60—80$ мм больше габаритной ширины цепи. Радиус закругления картера с обеих сторон

$$R = D_e/2 + t + 30,$$

где D_e — соответствующий наружный диаметр звездочки, мм.

Картеры для непрерывной смазки изготавливаются сварными из стали.

ПЕРЕДАЧА ВИНТ—ГАЙКА И ХРАПОВОЕ ЗАЦЕПЛЕНИЕ

12.1. ПЕРЕДАЧА ВИНТ—ГАЙКА

Передача применяется в грузоподъемных устройствах для преобразования вращательного движения в поступательное и получения большого выигрыша в силе. Продольное усилие может достигать 500—1000 кН, скорость относительного перемещения гайки и винта до 0,25 м/с, длина перемещения до 3—5 м.

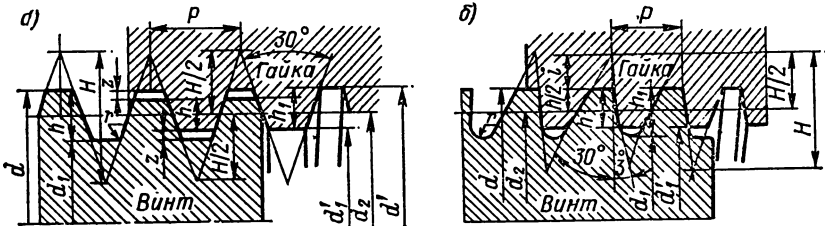


Рис. 12.1

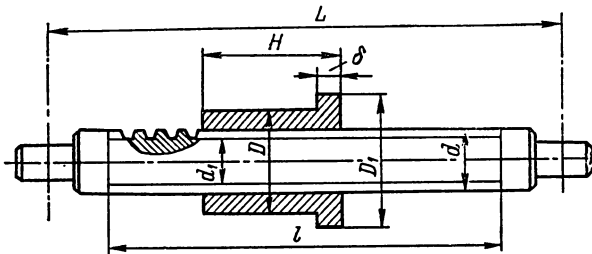


Рис. 12.2

Достоинствами передачи являются возможность получения относительно медленного поступательного движения или больших усилий перемещения, высокая точность перемещения, простота конструкции, низкая стоимость и малые габариты, недостатками — низкой к. п. д. и ограниченная длина относительного перемещения.

Конструктивные элементы передачи. Основными конструктивными элементами являются винт и гайка, имеющие соответственно наружную и внутреннюю резьбу. Для грузовых и ходовых винтов преимущественно используется трапецидальная резьба (рис. 12.1, а), которая более проста и технологична в изготовлении (табл. 12.1). Чаще применяется резьба со средним шагом. Мелкая резьба используется лишь в передачах повышенной точности, крупная — для особо тяжелых условий работы.

При больших односторонних нагрузках применяется упорная резьба (рис. 12.1, б) (табл. 12.2). Резьба винтов и гаек в зависимости от назначения может быть правой и левой, однозаходной и многозаходной. Для самотормозящихся передач применяется однозаходная резьба.

Геометрические характеристики. Основными геометрическими характеристиками, которые определяют прочность, устойчивость, износостойкость передачи, и условиями ее использования в механизме являются: внутренний диаметр резьбы винта d_1 , шаг резьбы P , длина нарезной части l , расчетная длина винта L , угол подъема винтовой линии λ , высота гайки H , наружный диаметр гайки D и толщина фланца δ (рис. 12.2).

Т а б л и ц а 12.1. Геометрические характеристики трапецидальной одноходовой резьбы (ГОСТ 9484—73)

Шаг резьбы P , мм	Диаметр, мм					Площадь сече- ния, см ²
	винта			гайки		
	d	d_1	d_2	d'	d'_1	
4	16	11,5	14	16,5	12	1,04
	18	13,5	16	18,5	14	1,43
	20	15,5	18	20,5	16	1,89
	62	57,5	60	62,5	58	26,00
	65	60,5	63	65,5	61	28,70
	70	65,5	68	70,5	66	33,70
	75	70,5	73	75,5	71	39,00
	78	73,5	76	78,5	74	42,40
	80	75,5	78	80,5	76	44,80
5	22	16	19,5	23	17	2,01
	24	18	21,5	25	19	2,54
	26	20	23,5	27	21	3,14
	28	22	25,5	29	23	3,80
	85	79	82,5	86	80	49,00
	90	84	87,5	91	85	55,40
	95	89	92,5	96	90	62,20
	100	94	97,5	101	95	69,40
	110	104	107,5	111	105	85,600
6	36	29	33	37	30	6,61
	38	31	35	39	32	7,55
	40	33	37	41	34	8,55
	42	35	39	43	36	9,62
	120	113	117	121	114	100,30
	130	123	127	131	124	118,80
	140	133	137	141	134	139,00
8	44	35	40	45	36	9,62
	46	37	42	47	38	10,70
	48	39	44	49	40	11,10
	50	41	46	51	42	13,20
	52	43	48	53	44	14,50
	55	46	51	56	47	16,60
	60	51	56	61	52	20,40
	160	151	156	161	152	179,00
	170	161	166	171	162	203,60
	180	171	176	181	172	229,70
	190	181	186	191	182	257,80
10	40	29	35	41	30	6,61
	42	31	37	43	32	7,55
	62	51	57	63	52	20,40
	65	54	60	66	55	22,90
	70	59	65	71	60	27,30
	75	64	70	76	65	32,20
	78	67	73	79	68	35,30

Шаг резьбы P , мм	Диаметр, мм					Площадь сече- ния, см ²
	винта			гайки		
	d	d_1	d_2	d'	d'_1	
10	80	69	75	81	70	37,40
	200	189	195	201	190	280,50
	210	199	205	211	200	311,00
12	44	31	38	45	32	7,55
	46	33	40	47	34	8,55
	48	35	42	49	36	9,62
	50	37	44	51	38	10,70
	52	39	46	53	40	11,90
	55	42	49	56	43	13,80
	60	47	54	61	48	17,30
	85	72	79	86	73	40,70
	90	77	84	91	78	46,60
	95	82	89	96	83	52,80
	100	87	94	101	88	59,40
	110	97	104	111	98	73,90
	240	227	234	241	228	404,70
	250	237	244	251	238	441,10
	260	247	254	261	248	479,20
	280	267	274	281	268	559,90
	300	287	294	301	288	646,90
320	307	314	321	308	740,20	
340	327	334	341	328	839,80	
360	347	354	361	348	945,70	
380	367	374	381	368	1058,00	

Примечание. ГОСТ 9484—73 предусматривает резьбу с шагом 2—48 мм и диаметром до 640 мм.

Высота рабочего профиля

$$h = (d - d'_1)/2, \quad (12.1)$$

где d'_1 — диаметр наружной резьбы гайки.

Угол подъема винтовой линии

$$\operatorname{tg} \lambda = P/(\pi d_2), \quad (12.2)$$

где d_2 — средний диаметр винта ($d_2 = d - h$).

Кинематические характеристики. Скорость относительного перемещения v гайки и винта (м/с)

$$v = z_3 P n / (6 \cdot 10^4), \quad (12.3)$$

где z_3 — число заходов винта; n — частота вращения винта или гайки.

Число заходов для самотормозящихся винтов выбирается $z_3 = 1$ при отсутствии требования самоторможения, в зависимости от соотношения v и n число заходов $z_3 = 2 \div 4$.

При одинаковом относительном движении винта и гайки передача может выполняться при различном характере движения относительно рамы машины или устройства: 1) винт вращается, гайка перемещается поступательно; 2) гайка вращается, винт перемещается поступательно; 3) гайка неподвижна, винт вращается

**Т а б л и ц а 12.2. Основные размеры (мм) упорной резьбы
(ГОСТ 10177—62)**

<i>P</i>	<i>d</i>	<i>d₂</i>	<i>d₁</i>	<i>d'₁</i>	<i>P</i>	<i>d</i>	<i>d₂</i>	<i>d'₁</i> *	<i>d'₁</i>
5	22	18,25	13,32	14,5	10	40	32,5	22,6	25
	24	20,25	15,32	16,5		65	57,5	47,6	50
	26	22,25	17,32	18,5		70	62,5	52,6	55
	28	24,25	19,32	20,5		80	72,5	62,6	65
	85	81,25	76,32	77,5		200	192,5	182,6	185
	90	86,25	81,32	82,5		220	212,5	202,6	205
	95	91,25	86,32	87,5					
	100	96,25	91,32	92,5					
	110	106,25	101,32	102,5					
6	30	25,5	19,58	21	12	50	41	29,2	32
	32	27,5	21,58	23		55	46	34,2	37
	34	29,5	23,58	25		60	51	39,2	42
	36	31,5	25,58	27		85	76	64,2	67
	38	33,5	27,58	29		90	81	69,2	72
	40	35,5	29,58	31		95	86	74,2	77
	42	37,5	31,58	33		100	91	79,2	82
	120	115,5	109,6	111		110	101	89,2	92
	130	125,5	119,6	121		250	241	229,2	232
	140	135,5	129,6	131		280	271	259,2	262
	150	145,5	139,6	141		300	291	279,2	382
	8	24	18	10,1		12	16	120	108,0
28		22	14,1	16	130	118,0		102,2	106
44		38	30,1	32	140	128,0		112,2	116
50		44	36,1	38	150	138,0		122,2	126
55		49	41,1	43	160	148,0		132,2	136
60		54	46,1	48	170	158,0		142,2	146
8	160	154	146,1	148	20	100	85,0	65,3	70
	170	164	156,1	158		110	95,0	75,3	80
	180	174	166,1	168		180	165,0	145,3	150
	190	184	176,1	178		190	175,0	155,3	160
						200	185,0	165,3	170
						210	195,0	175,3	180
						220	205,0	185,3	190

Пр и м е ч а н и е. ГОСТ 10177 — 62 предусматривает шаг от 2 до 48 мм и диаметры от 10 до 600 мм.

и перемещается поступательно; 4) винт неподвижен, гайка вращается и перемещается поступательно.

Выбор той или иной схемы зависит от конструктивных особенностей проектируемого механизма. Чаще применяются первые две системы, особенно при механическом приводе, так как при этом удобно передавать вращательное движение на винт или гайку от двигателя.

Силовые характеристики. Соотношение между крутящим моментом M_K , например на гайке, и тяговым усилием Q на винте

$$M_K = Q (d_2/2) \operatorname{tg} (\lambda + \rho), \quad (12.4)$$

где ρ — угол трения (в расчетах принимается $\rho \approx 6^\circ$, что соответствует коэффициенту трения $f \approx 0,1$).

К. п. д. передачи винт—гайка (без учета трения в упорных подшипниках)

$$\eta = \frac{\operatorname{tg} \lambda}{\operatorname{tg} (\lambda + \rho)} \cdot \quad (12.5)$$

Для передачи винт—гайка с трением качения, которая появилась в последние годы, $f = \operatorname{tg} \rho \approx 0,005 \div 0,01$.

Винты, как правило, изготавливаются без закалки из стали 40, 45, 50 или с закалкой в более ответственных конструкциях из стали У10А, 40Х, 40ХН, 50ХГ, 65Г и др. Лучшими материалами для изготовления гаек являются оловянистые бронзы: БрОФ10-1, БрОФ10-05, БрОЦС6-6-3. При малых скоростях вращения применяются антифрикционный чугун АВЧ-1, АВЧ-2, АКЧ-1 и АКЧ-2, а также серый чугун СЧ 18-36 и СЧ 21-40.

Расчет передачи. Критериями работоспособности передачи являются износостойкость, прочность, устойчивость на продольный изгиб винта.

Чтобы передача винт—гайка обладала достаточной износостойкостью, удельное давление $[p]$ между витками винта и гайки из различных материалов винтовой пары не должно превышать следующих значений (МПа):

Закаленная сталь—бронза	10—13
Незакаленная сталь—бронза	8—10
Закаленная сталь—антифрикционный чугун АВЧ-1 и АКЧ-1	7—9
Незакаленная сталь—антифрикционный чугун АВЧ-2 и АКЧ-2	6—7
Незакаленная сталь—чугун СЧ 18-36 и СЧ 21-40	5—6

На основе $[p]$ предварительно определяется ориентировочный средний диаметр винта

$$d_2^0 \geq \sqrt{\frac{kQ}{\pi\psi [p]}}, \quad (12.6)$$

где $\psi = H/d_2$ — обычно принимается 1,2—2,5 для неразъемных винтов и 2,5—3,5 — для разъемных; H — высота гайки; k — коэффициент, равный 2 для винтов с трапецидальной резьбой и 1,5 — с упорной резьбой.

После этого по d_2^0 на основе табл. 12.1 или 12.2 устанавливаются стандартные параметры резьбы винта и гайки. Выбранные размеры винта и гайки проверяются на прочность. Условие прочности винта с учетом M_K по (12.4)

$$\sigma_3 = \sqrt{\sigma_p^2 (\text{сж}) + 3\tau^2} = \sqrt{\left(\frac{4Q}{\pi d_1^3}\right)^2 + 3\left(\frac{16M_K}{\pi d_1^3}\right)^2} \leq [\sigma]_p (\text{сж}). \quad (12.7)$$

Если винт испытывает также напряжения изгиба от внецентренного приложения силы Q и

$$\sigma_H = 32M_H / (\pi d_1^3),$$

то

$$\sigma_3 = \sqrt{\left(\frac{4Q}{\pi d_1^3} + \frac{32M_H}{\pi d_1^3}\right)^2 + 3\left(\frac{16M_K}{\pi d_1^3}\right)^2} \leq [\sigma]_p (\text{сж}), \quad (12.8)$$

где $[\sigma]_p (\text{сж})$ — допускаемое напряжение на растяжение или сжатие в зависимости от схемы работы передачи.

Принимается

$$[\sigma]_p (\text{сж}) = \sigma_T / [n] \approx \sigma_T / (3 \div 3,5), \quad (12.9)$$

где σ_T — предел текучести; $[n]$ — допускаемый коэффициент запаса.

Если винт в работе испытывает сжимающие усилия, то при гибкости

$$\lambda_L = \mu L / i > 55 \quad (12.10)$$

необходима проверка винта на устойчивость (продольный изгиб). Здесь L — длина винта; i — радиус инерции ($i = d_1/4$); μ — коэффициент, учитывающий закрепление винта в опорах; он принимается: $\mu = 1,0$ — оба конца закреплены шарнирно или один из них направляется гайкой; $\mu = 2$ — один конец свободен, другой направляется гайкой; $\mu = 0,5$ — оба конца закреплены.

Условием устойчивости является

$$\sigma_{сж} \leq \sigma_{кр}/[n], \quad (12.11)$$

где $[n]$ — коэффициент запаса, равный 3—4, причем меньшее значение для длинных винтов; $\sigma_{кр}$ — критические напряжения (МПа), величина которых определяется по формулам

$$\sigma_{кр} = \pi^2 E (1/\lambda_i)^2 \text{ при } \lambda_i \geq 110; \quad (12.12)$$

$$\sigma_{кр} = 310 - 1,14\lambda_i \text{ при } \lambda_i < 110. \quad (12.13)$$

Наружный диаметр гайки D определяется из условия прочности на растяжение

$$D \geq \sqrt{\frac{4Q}{\pi [\sigma]_p} + d^2}. \quad (12.14)$$

Наружный диаметр фланца D_1 по условию сжатия

$$D_1 \geq \sqrt{\frac{4Q}{\pi [\sigma]_{сж}} + D^2}. \quad (12.15)$$

Толщина фланца

$$\delta \geq \frac{Q}{\pi D [\tau]_c}. \quad (12.16)$$

Значения $[\sigma]_p$, $[\sigma]_{сж}$ и $[\tau]_c$ принимаются: для бронзы $[\sigma]_p = 35 \div 45$ МПа; для чугуна $[\sigma]_p = 20 \div 25$ МПа; для бронзы и чугуна по чугуну и стали $[\sigma]_{сж} = 35 \div 45$ МПа; для бронзы $[\tau]_c = 20 \div 25$ МПа; для чугуна $[\tau]_c = 20 \div 30$ МПа. Последовательность проектного и проверочного расчетов соответствует порядку формул (12.3)—(12.16).

12.2. ХРАПОВОЕ ЗАЦЕПЛЕНИЕ

Зацепление применяется для трансформации качательного или возвратно-поступательного прямолинейного движения в периодически прерывистое вращательное движение, а также для переключения или остановки вращения ведомого вала. Основными конструктивными элементами являются храповое колесо и собачка. Зацепление может быть внешним и внутренним. Первое получило наибольшее распространение.

Преимуществом передачи следует считать простоту конструкции и надежность действия. К недостаткам относятся периодичность в передаче движения, односторонность действия и жесткость, вызывающая значительные динамические нагрузки, например при необходимости остановки механизма на ходу.

Основной геометрической характеристикой является модуль зацепления

$$m = D/z,$$

где D — наружный диаметр; z — число зубьев храповика (рис. 12.3, а).

Шаг зацепления

$$t = \pi m,$$

Угол поворота храповика на один зуб

$$\alpha = 360^\circ/z,$$

Коэффициент

$$\psi = b/m,$$

где b — ширина храповика и собачки.

Число зубьев принимается в пределах $z = 8 \div 48$, однако предпочтительно $z = 12 \div 20$. Размеры зубьев и рабочей части собачки для мелкомодульных храповиков при наружном зацеплении (рис. 12.3, а) приведены в табл. 12.3.

Храповики переключения выполняются с зубьями по рис. 12.3, б; при этом высота зуба принимается равной модулю ($h = m$), а размер a_1 выбирается из следующих соотношений:

m	20	22	24	26	30	36	42
a_1	14	15	16	17	19	21	24

Остановочные храповики имеют профили зубьев и собачки (рис. 12.3, в) с размерами, приведенными в табл. 12.4.

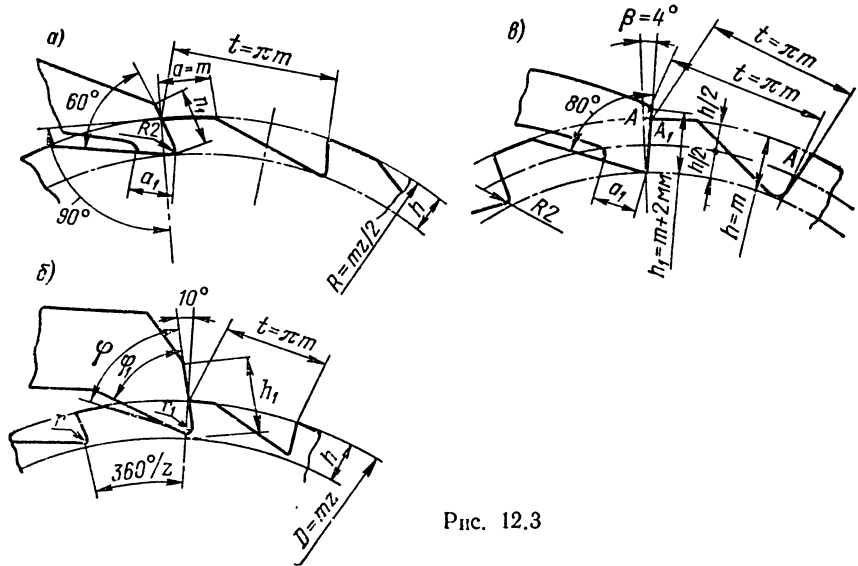


Рис. 12.3

Если ось собачки лежит на линии, тангенциальной к окружности зубьев, то со стороны собачки на зуб храпового колеса действует сила, равная

$$P = 2k_p M_K / D,$$

где k_p — коэффициент режима работы (см. с. 108).

Эта сила вызывает напряжения изгиба $\sigma_{из}$ в основании зуба и давление на торцевую поверхность зуба

$$\sigma_{из} \approx \frac{M_K}{0,1z\psi m^3} \leq [\sigma]_{из},$$

где ψ — отношение ширины зуба b к модулю m .

Формула получена из предположения, что высота зуба $h = 1,5m$, а высота сечения зуба, проверяемого на изгиб, $h_{из} = m$. Следовательно,

$$m \approx 2 \sqrt[3]{\frac{k_p M_K}{z\psi [\sigma]_{из}}}.$$

Храповой механизм проверяется также на удельное линейное давление q

$$\frac{2k_p M_K}{zmb} \leq q.$$

**Т а б л и ц а 12.3. Геометрические размеры
мелкомодульного зацепления**

Модуль m	Шаг t	h	h_1	r	r_1	Φ, \dots°	Φ_1, \dots°
1	3,14	1,2	3	0,3	0,4	55	50
1,25 1,5	3,92 4,71	1,5 1,8	4	0,5	0,8	60	55
2 2,5	6,28 7,85	2 2,5	5				

**Т а б л и ц а 12.4. Геометрические размеры (мм)
остановочных храповиков**

Мо- дуль m	Храповик		Собачка		Мо- дуль m	Храповик		Собачка	
	t	h	h_1	a_1		t	h	h_1	a_1
6	18,85	4,45	6	4	18	56,55	13,5	16	12
8	26,13	6	8	4	20	62,83	15	18	12
10	31,42	7,5	10	6	22	69,12	16,5	20	14
12	37,70	9	12	6	24	75,40	18	20	14
14	43,98	10,5	14	8	26	81,68	19,5	22	14
16	50,27	12	14	8	30	94,45	22,5	25	16

Т а б л и ц а 12.5. Значения Φ , $[\sigma]_H$ и q

Материал храпового колеса	Отношение ширины колеса к модулю Φ	Допускаемое линейное удельное давление q , МПа	Допускаемое напряжение изгиба, МПа
Чугунное литье СЧ 18-36, СЧ 15-32	1,5—6,0	15	30
Стальное литье марок 35Л и 45Л	1,5—4,0	30	80
Сталь Ст3	1,0—2,0	35	100
Сталь 45 и др.	1,0—2,0	40	120

Значения $[\sigma]_H$ и q выбираются с учетом материала храпового колеса. Храповые колеса и собачки изготавливаются из чугуна СЧ 18-36 и СЧ 15-32 (для малоответственных конструкций), стального литья 35Л и 45Л, стали 45, 50, 15Х, 20Х, 12ХН3 и др. Среднеуглеродистые стали подвергаются закалке, а низкоуглеродистые — цементируются.

Рекомендуемые значения Φ , $[\sigma]_H$ и q приведены в табл. 12.5.

Глава 13 ОСИ И ВАЛЫ

13.1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ И КОНСТРУКТИВНЫЕ ЭЛЕМЕНТЫ

Оси предназначены для того, чтобы кинематически обеспечить вращательное движение неподвижно или свободно насаженных на них деталей без передачи крутящего момента. Оси могут выполняться как неподвижными (тогда вращающаяся деталь или сборочные единицы устанавливаются на ней неподвижно), так и вращающимися. Оси воспринимают только изгибающие и продольные нагрузки.

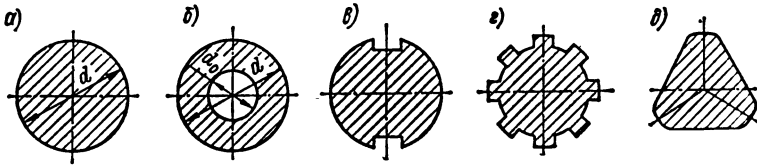


Рис. 13.1

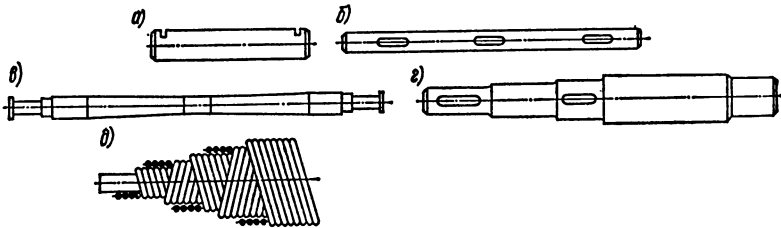


Рис. 13.2

Неподвижные оси обычно работают при постоянных или малоизменяющихся напряжениях. Однако конструктивное решение сборочных единиц получается более сложным и менее удобным в эксплуатации, чем при вращающейся оси, так как требует применения подшипников, которые должны быть встроены во вращающуюся деталь.

Вращающиеся оси, как правило, даже при неизменной по направлению и величине внешней нагрузке работают в условиях циклически изменяющегося напряженного состояния, поэтому при прочих равных условиях они требуют больших поперечных размеров. На концах вращающихся осей можно устанавливать подшипники, что более удобно в эксплуатации.

Валы не только кинематически обуславливают вращательное движение деталей, но и передают крутящий момент. Валы могут быть только вращающимися. Вращающаяся ось является, по существу, частным случаем вала, у которого крутящий момент равен нулю. В работе валы испытывают такие же напряжения, как и вращающиеся оси, а также кручение. Валы различаются по поперечному сечению и продольной форме. На рис. 13.1 приведены наиболее характерные виды поперечных сечений валов: сплошной (а), полый (б), со шпоночными пазами (в), шлицевой (г) и профильный (д) для бесшпоночной посадки деталей. Наибольшее применение находят сплошные валы. Применение полых валов позволяет значительно снизить массу конструкции, однако они более сложны в изготовлении. Валы со шпоночными пазами и шлицевые применяются при необходимости осуществления продольного перемещения вращающихся деталей в процессе эксплуатации, например, в коробках скоростей и т. п.

Оси и валы могут иметь продольную форму (рис. 13.2) в виде прямолинейного стержня одного диаметра (*а* и *б*). Чаще оси и валы выполняются ступенчатыми симметричными (*в*) и асимметричными (*г*), что обеспечивает наиболее удобную установку и закрепление на них деталей при возможности их свободного прохода через смежные участки осей или валов к местам своего закрепления. Для передачи вращательного движения между изменяющими свое положение в пространстве сборочными единицами машин и механизмов (механизированный инструмент, приборы контроля и т. д.) применяются гибкие валы (*д*).

В технике находят применение также валы непрямолинейного профиля: эксцентрикковые, коленчатые и др.

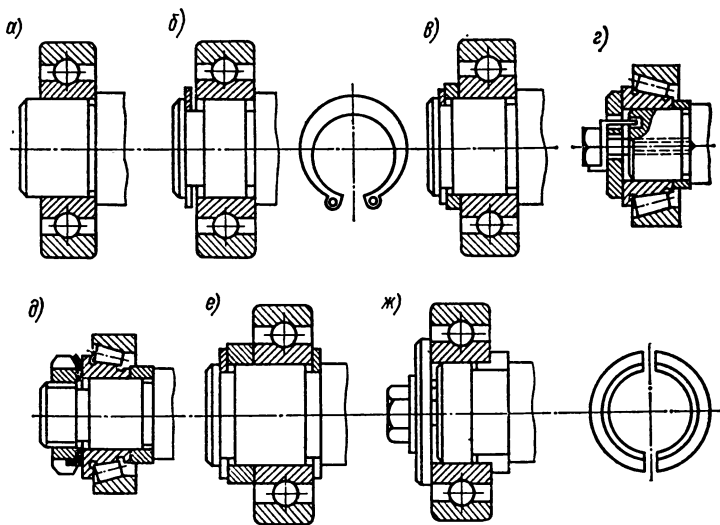


Рис. 13.3

Концевые участки вращающихся осей и валов (рис. 13.3) предназначены либо для установки и закрепления подшипников (цапфы), либо для посадки зубчатых колес, шкивов, звездочек или других элементов передач, а также рабочих органов машин и механизмов. Схемы *а—в* применяются при отсутствии осевых нагрузок, причем схема *в* позволяет с помощью дополнительного кольца при сборке по месту устранить возможный осевой зазор. Схемы *г* и *д* применяются при значительных осевых нагрузках или большой частоте вращения; схемы *е* и *ж* целесообразны в том случае, если по тем или иным причинам нельзя создать упорного буртика на валу. Концевые участки осей и валов, работающие в подшипниках скольжения и предназначенные для восприятия радиальных (шпы) и осевых (пять) усилий показаны на рис. 13.4. Схемы *а* и *б* имеют наибольшее применение, схема *в* применяется при необходимости регулирования осевого зазора, а схема *г* тогда, когда требуется повернуть ось или вал на некоторый угол в плоскости, проходящей через их ось. Схема *д* применяется лишь тогда, когда на больших осевых нагрузках по удельному давлению не может быть использована схема *д*.

Концы осей и валов в зависимости от нагрузок, действующих на деталь, которая должна быть посажена на ось или вал, выполняются цилиндрическими (ГОСТ 12080—75), коническими (ГОСТ 12081—72) или специальной конструкции. На рис. 13.5 показаны конструктивные элементы концов вращающихся осей и валов (*а—г*) и неподвижных осей (*д*) по ГОСТу и нормальным ПТМ, а их размеры приведены в табл. 13.1—13.5. В редукторах применяются валы с концевыми участками, являющимися элементом зубчатой муфты. Закрепление вращающихся

деталей на средних частях валов может осуществляться в зависимости от величины осевых нагрузок одним из способов, показанных на рис. 13.6.

При отсутствии осевых нагрузок осевая фиксация осуществляется штифтом (рис. 13.6, а) на вспомогательных устройствах по ГОСТ 3129—70, пружинным

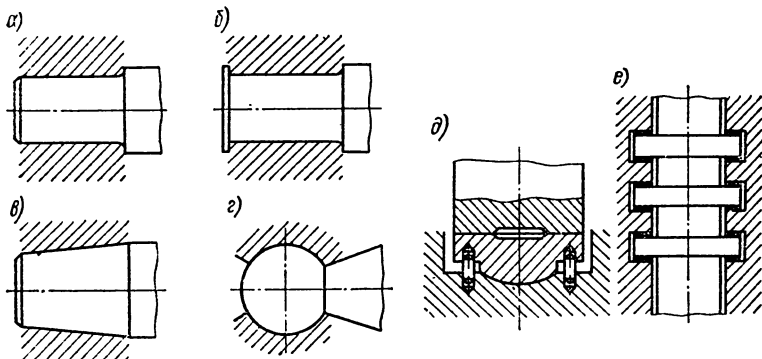


Рис. 13.4

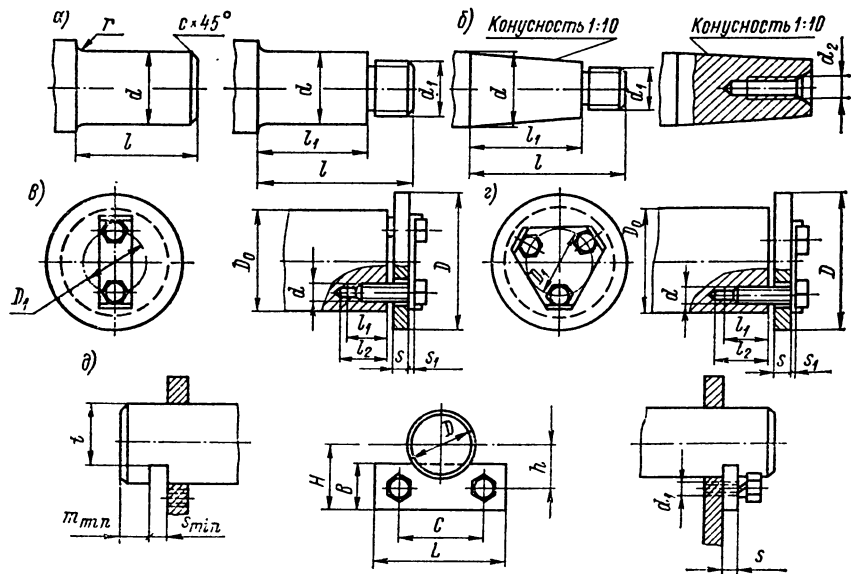


Рис. 13.5

кольцом (б) по ГОСТ 13942—68, установочным кольцом (в) по ГОСТ 2832—77 или ГОСТ 3130—77, разъемным установочным кольцом (г) по МН или установочным винтом (д) во врезную шпонку. При наличии осевых усилий может применяться прессовая посадка (е). Значительные осевые усилия воспринимаются при осевой фиксации с помощью гайки (ж). Применяется также осевое фиксирование деталей с помощью распорных втулок, которые передают усилие на внутреннюю обойму подшипника, закрепленного на концевой части гайкой или торцевой шайбой.

Т а б л и ц а 13.1. Размеры (мм) цилиндрических концов валов (рис. 13.5, а) по ГОСТ 12080—75

d		l		r	C	d		l		r	C		
		Исполнения						Исполнения					
1-й ряд	2-й ряд	1	2			1-й ряд	2-й ряд	1	2				
12 14	—	30	25	1,0	0,6	50	—	—	—	2,5	2,0		
16 18	—	40	28			55	(52)						
—	19					—	(56)						
20 22 —	— — 24	50	36	1,6	1,0	60	—	140	105				
25 28	— —	60	42			70	63 65						
—	30	80	58	2,0	1,6	—	(71)	170	130	3,0	2,5		
32 — 36 —	— (35) — 38					100	—					210	165
40 — 45 —	— 42 — 48					110	82						
—	—	125	—	—	130	—	250	200	4,0	3,0			
—	—	140	—	—	130	—	—	—	—	—	—		

Примечания: 1. ГОСТ 12080—75 предусматривает d от 0,8 до 630 мм.
2. Размеры, приведенные в скобках, менее предпочтительны.

Т а б л и ц а 13.2. Размеры (мм) цилиндрических концов валов с резьбой (рис. 13.5, а, по ГОСТ 12080—75)

d	l	l ₁	Резьба d ₁
12 14	30	18	M8×1
16 18 19	40	28	M10×1,25

<i>d</i>	<i>l</i>	<i>l</i> ₁	Резьба <i>d</i> ₁
20 22 24	50	36	M12×1,25
25 28	60	42	M16×1,5
30 32 36 38	80	58	M20×1,5
40 42	110	82	M24×2
45 48			M30×2
50 55 56			M36×3
60 63	140	105	M42×3
65 70 71 75			M48×3

Т а б л и ц а 13.3. Размеры (мм) конических концов валов
(рис. 13.5, б) по ГОСТ 12081—72

<i>d</i>	<i>l</i>	<i>l</i> ₁	Резьба	
			<i>d</i> ₁	<i>d</i> ₂
12	30	18	M8×1	M4
14	30	18	M8×1	M4
16	40	28	M10×1,25	M4
18	40	28	M10×1,25	M5
20	50	36	M12×1,25	M6
22	50	36	M12×1,25	M6
25	60	42	M16×1,5	M8
28	60	42	M16×1,5	M8
32	80	58	M20×1,5	M10

d	l	l ₁	Резьба	
			d ₁	d ₂
36	80	58	M20×1,5	M12
40	110	82	M24×2	M12
45	110	82	M30×2	M16
50	110	82	M36×3	M16
55	110	82	M36×3	M20
60	140	105	M42×3	M20
70	140	105	M48×3	M24
80	170	130	M56×4	M30
90	170	130	M64×4	M30
100	210	165	M72×4	M36
110	210	165	M80×4	M42
125	210	165	M90×4	M48
140	250	200	M100×4	—
160	250	200	M125×6	—
180	300	240	M140×6	—
200	300	240	M140×6	—
220	350	280	M160×6	—

Т а б л и ц а 13.4. Размеры (мм) концов валов и торцевых шайб (рис. 13.5, в, г)

Вал					Шайба торцевая			Планка стопорная		Болт полунцистый		
D ₀	D ₁	d	l ₁	l ₂	D	S	Масса 1 шт., кг	S ₁	Масса 1 шт., кг	d × l	Количество болтов	Общая масса болтов, кг
35	20	M8	16	20	45	5	0,06	0,5	0,002	M8×16	2	0,02
40					50		0,07					
45					55		0,09					
50	32	M10	20	24	60		0,10					
55					65		0,12					
60					70		0,14					
65					75		0,17					
70					80		0,18					
75	50	M12	25	30	85		0,21					
80					90		0,24					
85					100	0,48						
90	80	M12	22	26	105	0,53	0,5	0,02	M12×25	3	0,10	
95					110	0,59						
100					115	0,64						
110					130	0,81						
120					140	0,94						
130	150	1,08										
140	160	1,23										
150	105	M16	26	34	170	2,09	12	0,04	M16×35		0,24	
160					180	2,35						
170					190	2,61						
170					190	2,61						
180					200	2,90						

Очень важным конструктивным элементом осей и валов являются *участки сопряжения* различных диаметров, которые, как указывалось, необходимы для закрепления на осях и валах подшипников и вращающихся деталей. Возникающая в указанных местах концентрация напряжений значительно снижает нагрузочную способность осей и валов при знакопеременных напряжениях. Для уменьшения величины местных напряжений места сопряжений (галтели) следует выполнять

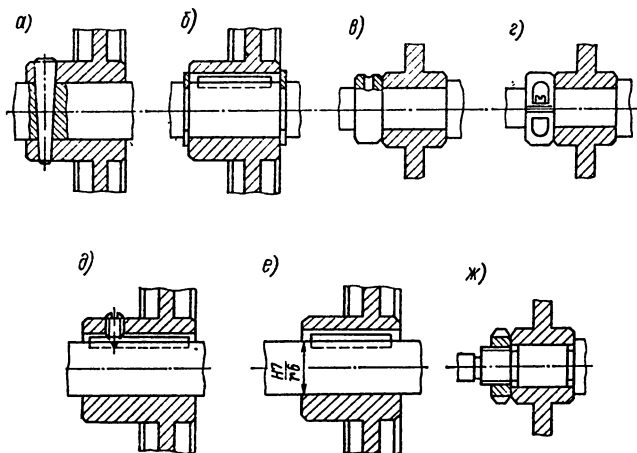


Рис. 13.6

Т а б л и ц а 13.5. Размеры (мм) концов неподвижных осей и оседержателей (рис. 13.5, д) по нормам ПТМ

D	B	d_1	h	C	L	t	m_{\min}	$S_1 \min$	S	Резьба болта
20 22 25 28 30	24	11	18 19 19,5 21 22	45	70	16 18 20 23 25	8	6	6	M10
35 40 45 50 55	29	13	26,5 29 30,5 32 33,5	65	95	29 34 38 42 46	10	8	8	M12
60 65 70 75 80	39	17	40 42,5 44 45,5 48	80	120	50 55 59 63 68	14	10	10	M16
90 100 110	49	22	56 60 63	120	160	76 85 93	16	12	12	M20

дугами максимально возможного радиуса. Однако по конструктивным и монтажным условиям обычно ограничивают величину указанного радиуса. На рис. 13.7, а, б показаны геометрические элементы галтелей при установке на осях и валах подшипников качения, а их величины приведены в табл. 13.6. Рекомендуемые значения радиусов скруглений валов и втулок (рис. 13.7, в, г) даны в табл. 13.7.

Хорошие результаты дает профилирование галтели по эллиптической кривой (рис. 13.7, д), позволяющее повысить предел выносливости вала на 10—15%. Однако применение таких галтелей возможно только при достаточной длине вала или оси. Если по условиям монтажа непосредственный контакт, например подшип-

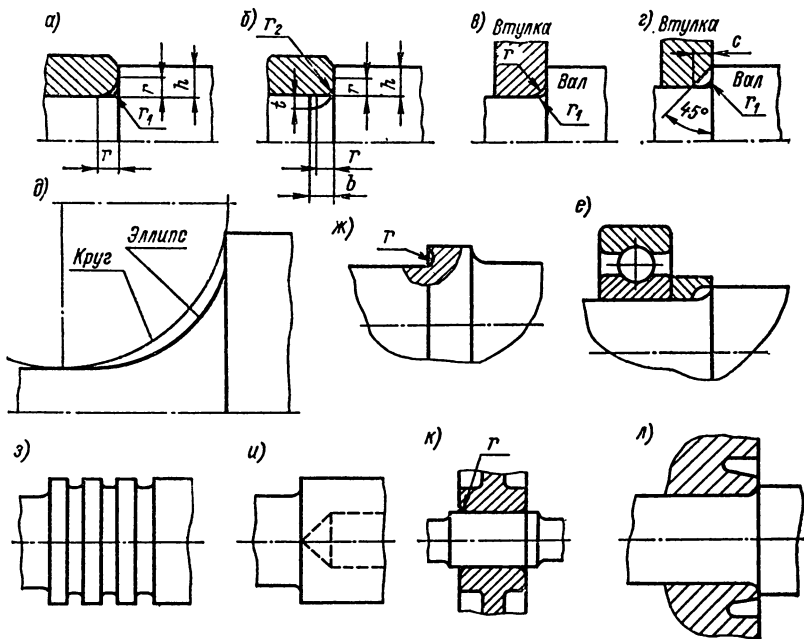


Рис. 13.7

ника, из-за малого радиуса скругления внутренней обоймы невозможен, то возможно использование упорной втулки (рис. 13.7, е). Эффективным является также применение галтелей с поднутрением (рис. 13.7, ж). Хорошие результаты дают разгрузочные выточки (рис. 13.7, з), но их применение оправдано, если позволяет длина вала. Значительное снижение местных напряжений дает внутреннее сверление в зоне увеличения диаметра вала (рис. 13.7, и). Для снижения напряжений у краев деталей, устанавливаемых на валу с применением напряженных посадок, следует скруглять кромки этой детали или делать разгружающие выточки в ступице (рис. 13.7, к, л).

Валы и оси изготавливаются, как правило, из стали. Для осей и валов, поперечные размеры которых определяются в основном жесткостью, применяются углеродистые стали марок 25, 30 и Ст5.

В ответственных и напряженных конструкциях используются термообработываемые стали марок 45, 40Х. Для тяжело нагруженных валов применяются легированные стали: 40ХН, 40ХНМА, 25ХГС и др. Валы, которые должны работать в подшипниках скольжения, а также выполняемые вместе с зубчатой шестерней или имеющие шлицевые участки, изготавливаются из стали марок 20Х, 12ХН3А, 18ХГТ с последующей цементацией указанных участков.

Т а б л и ц а 13.6. Размеры (мм) галтелей вала под подшипники качения (рис. 13.7, а, б)

Фаски подшипника			r_1	f	r_2	b	a	h_{\min}
r	r_{\max}	r_{\min}						
0,2	0,4	0,1	0,1	—	—	—	—	1,0
0,3	0,5	0,2	0,2	—	—	—	—	1,0
0,4	0,7	0,2	0,2	—	—	—	—	1,0
0,5	0,8	0,3	0,3	—	—	—	1,0	1,0
0,8	1,2	0,5	0,5	—	—	—	1,7	2,0
1,0	1,5	0,7	0,6	—	—	—	2,0	2,5
1,2	1,7	0,9	0,8	—	—	—	2,3	3,0
1,5	2,1	1,1	1,0	0,2	1,3	2,0	2,5	3,0
2,0	2,7	1,3	1,0	0,3	1,5	2,4	3,0	3,5
2,5	3,3	1,8	1,5	0,4	2,0	3,2	4,0	4,5
3,0	4,0	2,3	2,0	0,5	2,5	4,0	4,5	5,0
3,5	4,5	2,5	2,0	0,5	2,5	4,0	5,0	6,0
4,0	5,2	3,0	2,5	0,5	3,0	4,7	6,0	7,0
5,0	6,3	3,7	3,0	0,5	4,0	5,9	8,0	9,0
6,0	7,5	4,7	4,0	0,6	5,0	7,4	10,0	11,0
8,0	10,0	6,0	5,0	0,6	6,0	8,6	13,0	14,0
10,0	12,5	7,5	6,0	0,6	7,0	10,0	16,0	18,0
12,0	15,0	9,5	8,0	0,7	8,0	11,3	19	22
15,0	19,0	12,0	10,0	0,7	9,0	12,5	23	28
18,0	23,0	14,0	12,0	0,7	10,0	13,7	28	34

Примечание. a — величина галтели корпуса под наружную ободку подшипника.

Т а б л и ц а 13.7. Радиусы скруглений сопрягаемых валов и втулок (рис. 13.7, в, г)

Размеры, мм	Диаметр вала или оси, мм			
	10—15	20—28	30—46	48—68
r_1	$0,6 \pm 0,2$	$1,5 \pm 0,2$	$2,0 \pm 0,2$	$2,5 \pm 0,2$
r или c	$1,0 \pm 0,2$	$2,0 \pm 0,2$	$2,0 \pm 0,2$	$3,0 \pm 0,2$

Размеры, мм	Диаметр вала или оси, мм			
	70—100	105—150	155—200	210—250
r_1	$3,0 \pm 0,2$	$4,0 \pm 0,2$	$5,0 \pm 0,2$	$6,0 \pm 0,2$
r или c	$4,0 \pm 0,2$	$5,0 \pm 0,2$	$6,0 \pm 0,2$	$8,0 \pm 0,2$

13.2. РАСЧЕТ ОСЕЙ

Критериями работоспособности являются прочность, выносливость и жесткость. Неподвижные оси рассчитывают на статическую прочность. Вращающиеся оси со знакопеременными напряжениями должны быть рассчитаны на усталостную прочность.

Расчет осей может быть выполнен только в два этапа: предварительный и проверочный.

Предварительный расчет. Вращающиеся оси рассчитываются на изгиб как балки на шарнирных опорах. За центры шарнирных опор принимаются: середины подшипников качения при одном подшипнике, середины внутренних подшипников при двух подшипниках в опоре, середины подшипников скольжения при их малых длинах ($l/d < 0,6$) и расстояние $(0,25 \div 0,3) l$ при $l/d > 0,6$ со стороны нагруженного пролета оси.

Для неподвижных осей в зависимости от конструкции опор оси рассматриваются как заделанные или как шарнирные. Силы, действующие на ось, определяются по эксплуатационным нагрузкам, воспринимаемым данной осью. Наиболее распространены двухопорные оси. Определение пролетов между опорами и длины консолей осей осуществляется приближенно, на основе общих конструктивных соображений или по имеющемуся аналогу проектируемой машины или механизма. По указанной расчетной схеме строится эпюра изгибающих моментов и определяется его наибольшее расчетное значение M_{II} в опасном сечении.

Диаметр оси в опасном сечении

$$d = \sqrt[3]{M_{II}/(0,1 [\sigma]_{и.пр})}, \quad (13.1)$$

где $[\sigma]_{и.пр}$ — допускаемое напряжение на изгиб для предварительного расчета по табл. 13.8.

По значению d с учетом того, что форма равнопрочной оси изменяется по закону кубической параболы, разрабатывается конструкция оси, удобной для сборки и закрепления деталей и подшипников; уточняются продольные размеры оси и величина ее пролетов.

Проверочный расчет. После уточнения поперечных и продольных размеров оси выполняется проверочный расчет для нескольких предположительно опасных сечений оси.

При статической нагрузке условие прочности

$$\sigma_{нi} = M_{нi}/(0,1d_i^3) \leq [\sigma]_{нi}; \quad (13.2)$$

при переменной —

$$\sigma_{ri} = M_{ri}/(0,1d_i^3) \leq [\sigma]_{ri}, \quad (13.3)$$

где $M_{нi}$ — максимальный изгибающий момент в i -м сечении; d_i — диаметр i -го сечения; $\sigma_{нi}$ и σ_{ri} — напряжения изгиба при статической и переменной нагрузках; $[\sigma]_{нi}$ и $[\sigma]_{ri}$ — допускаемые напряжения изгиба при статической и переменной нагрузках с характеристикой асимметрии цикла r .

Допускаемые напряжения для различных сечений оси могут быть в общем случае различны, так как их значение зависит от коэффициентов концентрации напряжений. Рекомендации по выбору допускаемых напряжений приведены в п. 4

Т а б л и ц а 13.8. Допускаемые напряжения (МПа) для углеродистой и легированной стали на изгиб при предварительном расчете

Предел прочности σ_B	Характер нагрузки		
	постоянная по величине и знаку $[\sigma]_{и.пр}$	пульсирующая $[\sigma]_{0и}$	симметричная $[\sigma]_{-1и}$
400	130	70	40
500	170	75	45
600	200	95	55
700	230	110	65
800	270	130	75
1000	330	150	90

настоящей главы. Если ось воспринимает продольные сжимающие или растягивающие усилия, то напряжения от них необходимо прибавить к левой части неравенств (13.2) или (13.3).

Диаметр оси в месте сопряжения ее с другой деталью должен быть принят в соответствии с рядом номинальных линейных размеров (ГОСТ 6636—69). Расчет осей с учетом жесткости приведен в п. 13.5.

13.3. РАСЧЕТ ВАЛОВ

Валы работают на изгиб и кручение, а в некоторых случаях испытывают также напряжения сжатия или растяжения. Достаточно точный расчет вала может быть осуществлен лишь в два этапа: предварительный и проверочный.

Предварительный расчет. Выполняется по максимальному крутящему моменту M_K , передаваемому валом, по формулам:

$$d = \sqrt[3]{M_K / (0,2 [\tau]_K)}; \quad (13.4)$$

для кольцевого сечения

$$d = \sqrt[3]{\frac{M_K}{0,2(1 - C^4) [\tau]_K}}, \quad (13.5)$$

где $[\tau]_K$ — допускаемые касательные напряжения при предварительном расчете вала; для сталей $[\tau]_K \approx 20 \div 30$ МПа, $C = d_0/d$ (d_0 — внутренний диаметр полого вала).

Допускаемые напряжения $[\tau]_K$ принимаются заниженными, так как в расчете не учитываются ни напряжения от изгиба, ни влияния концентрации напряжений, ни переменность напряжений по направлению и величине. Полученное значение d округляется до значений, допускаемых по ГОСТ 6636—69. После этого конструируются остальные элементы вала под посадки вращающихся деталей и подшипников, их осевого крепления, а также соединительные участки и галтели. При этом уточняются поперечные и продольные размеры конструктивных элементов вала и размеры пролетов между опорами. После этого выполняется проверочный расчет.

Проверочный расчет. Выполняется с учетом крутящего момента M_K , изгибающих моментов от действия поперечных сил и сосредоточенных внешних моментов сил и нормальных сжимающих или растягивающих сил. Поперечные силы, их направление в пространстве и сосредоточенные моменты определяются в зависимости от типа закрепленных на валах деталей привода на основе рекомендаций гл. 7—11. Нагрузки от рабочих органов при проектировании привода обычно бывают заданы. Все силы и моменты, передаваемые на вал, принимаются сосредоточенными. Влияние трения в опорах не учитывается.

Так как силы, действующие на вал, как правило, приложены в различных плоскостях, эпюры изгибающих моментов целесообразно строить в двух взаимно перпендикулярных плоскостях X и Y . Результирующий изгибающий момент $M_{\Sigma i}$ в i -м сечении определяется

$$M_{\Sigma i} = \sqrt{M_{X i}^2 + M_{Y i}^2}. \quad (13.6)$$

Одновременно с построением эпюр изгибающих моментов строятся эпюры крутящих моментов и нормальных сил. После этого для нескольких предположительно опасных сечений вала определяются изгибающие σ_{Σ} , нормальные σ_P (или σ_{Σ}) и касательные τ_K напряжения

$$\sigma_{\Sigma i} = M_{\Sigma i} / (0,1 d_i^3); \quad (13.7)$$

$$\sigma_{P i} = 4 P_{a i} / (\pi d_i^2); \quad (13.8)$$

$$\tau_{K i} = M_{K i} / (0,2 d_i^3), \quad (13.9)$$

где $P_{a i}$ — аксиальная составляющая сил в i -м сечении.

Условие прочности вала

$$\sigma_{\partial i} = \sqrt{(\sigma_{ni} + \sigma_{pi})^2 + (\sigma_{оп i} / \tau_{оп i})^2 \tau_{ki}^2} \leq [\sigma]_i,$$

где $\sigma_{\partial i}$ — эквивалентные напряжения; $\sigma_{оп i}$ и $\tau_{оп i}$ — соответственно опасные нормальные и касательные напряжения в i -м сечении.

Обычно σ_p (или σ_c) невелики по сравнению с σ_{ni} , поэтому часто используется формула

$$\sigma_{\partial i} = \sqrt{\sigma_{ni}^2 + (\sigma_{оп i} / \tau_{оп i})^2 \tau_{ki}^2} \leq [\sigma]_i, \quad (13.10)$$

применяется также метод проверки, основанный на определении суммарного коэффициента запаса прочности n и сопоставлении его с допускаемым значением $[n]$ по формуле

$$n = 1 / \sqrt{(1/n_{\sigma})^2 + (1/n_{\tau})^2} \geq [n], \quad (13.11)$$

которая вытекает из неравенства (13.10). Коэффициенты n_{σ} и n_{τ} запаса по нормальным и касательным напряжениям определяются раздельно для каждого вида напряжений в опасных сечениях вала или оси

$$n_{\sigma} = \sigma_{оп i} / \sigma_{ni}; \quad n_{\tau} = \tau_{оп i} / \tau_{ki}. \quad (13.12)$$

Методика определения опасных изгибающих $\sigma_{оп i}$ и касательных $\tau_{оп i}$ напряжений, а также допускаемых напряжений $[\sigma]_i$ и коэффициентов запаса $[n]$ для данных сечений рассмотрена в п. 13.4.

13.4. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ДОПУСКАЕМЫХ И ОПАСНЫХ НАПРЯЖЕНИЙ

Величина допускаемых напряжений как для статической, так и для переменной нагрузок определяется равенствами для i -го сечения

$$[\sigma]_i = \sigma_{оп i} / [n]; \quad [\tau]_i = \tau_{оп i} / [n], \quad (13.13)$$

где n — коэффициент запаса.

Для статической нагрузки

$$\sigma_{оп i} = \sigma_T \frac{\varepsilon_s \varepsilon_t}{K_{\sigma}}; \quad (13.14)$$

для переменной —

$$\sigma_{оп i} = \sigma_r \frac{\varepsilon_s \varepsilon_{\beta} \varepsilon_{\Pi} \varepsilon_t}{K_{\sigma r}}. \quad (13.15)$$

Соответственно для касательных напряжений

$$\tau_{оп i} = \tau_T \frac{\varepsilon_s \varepsilon_t}{K_{\tau}}; \quad \tau_{оп i} = \tau_r \frac{\varepsilon_s \varepsilon_{\beta} \varepsilon_{\Pi} \varepsilon_t}{K_{\tau r}}. \quad (13.16)$$

Принятые обозначения в формулах следующие: σ_T и τ_T — предел текучести при нормальных и касательных напряжениях; σ_r и τ_r — предел выносливости (усталости) при переменной нагрузке с асимметрией цикла, равной r при нормальных и касательных напряжениях; K_{σ} и $K_{\sigma r}$ — коэффициенты концентрации нормальных напряжений при статической и переменной нагрузках; K_{τ} и $K_{\tau r}$ — то же при касательных напряжениях; ε_s — масштабный коэффициент; ε_{β} — коэффициент, учитывающий состояние поверхности; ε_{Π} — коэффициент долговечности; ε_t — коэффициент, учитывающий влияние рабочей температуры.

Численные значения указанных величин определяются следующим образом. Коэффициент запаса равен

$$[n] = [n]_1 [n]_2 [n]_3. \quad (13.17)$$

Значение $[n]_1$ зависит от точности учета нагрузок и принятых методов расчета. Принимается $[n]_1 = 1,0 \div 1,5$. Коэффициент $[n]_2$ степени пластичности

Т а б л и ц а 13.9. Механические характеристики некоторых углеродистых и легированных сталей

Марка стали	σ_B	σ_T	σ_{-1}	τ_{-1}
	МПа			
15	400—490	240	170—220	100—130
25	480—580	280	200—270	110—140
30 (Ст.5)	520—620	300	220—300	130—180
35	560—660	320	230—320	140—190
40	600—720	340	250—340	150—200
45	640—760	360	270—350	160—210
50	680—800	380	290—360	170—220
20X	800	650	310—380	170—230
40X	1000	850	350—420	210—260
35XГСА	1650	1400	480—700	280—400
40ХН	1000	850	460—600	—
12ХНЗА	1000	850	420—640	220—300
20ХНЗА	1250	800	430—650	240—310
40ХНМА	1000	850	500—700	270—380

материала зависит от отношения σ_T/σ_B и принимается для сталей в пределах $[n]_2 = 1,2 \div 1,5$. Коэффициент $[n]_3$ учитывает ответственность конструкции и вводится для повышения надежности дорогостоящих машин и машин, авария которых может вызвать тяжелые последствия. Принимается $[n]_3 = 1,0 \div 1,5$.

Значения σ_T определяются по табл. 13.9 в зависимости от материала вала или оси. Величина

$$\tau_T = (0,6 \div 0,7) \sigma_T.$$

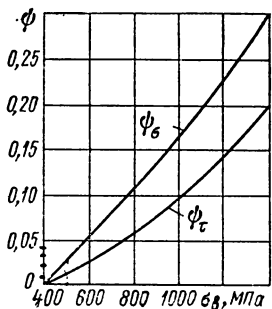


Рис. 13.8

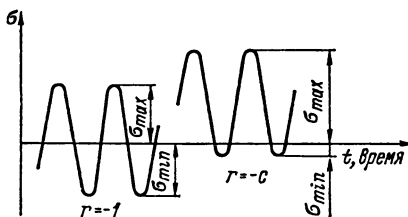


Рис. 13.9

Пределы выносливости σ и τ_r определяются через пределы выносливости при симметричном цикле σ_{-1} и τ_{-1} , значение которых дано в табл. 13.9. При этом

$$\sigma_r = \sigma_{-1} / [1 - (1/2)(1 - \psi_\sigma)(1 + r)]; \quad (13.18)$$

$$\tau_r = \tau_{-1} / [1 - (1/2)(1 - \psi_\tau)(1 + r)], \quad (13.19)$$

где ψ_σ и ψ_τ — коэффициенты чувствительности материала к асимметрии цикла соответственно для нормальных и касательных напряжений; определяются приближенно по графику (рис. 13.8) в зависимости от σ_B ; r — асимметрия цикла; $r = \sigma_{\min}/\sigma_{\max}$ в пределах цикла (рис. 13.9).

Значения K_σ и K_τ при статических нагрузках близки к единице, поэтому в большинстве случаев можно принимать

$$K_\sigma \approx K_\tau \approx 1,0.$$

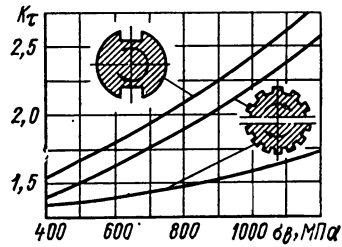
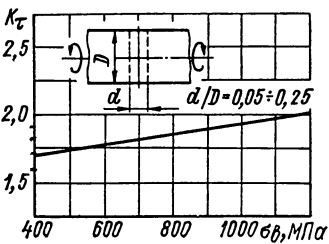
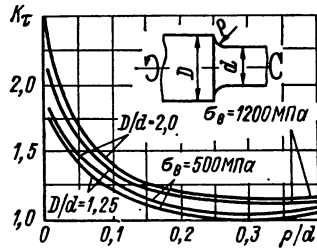
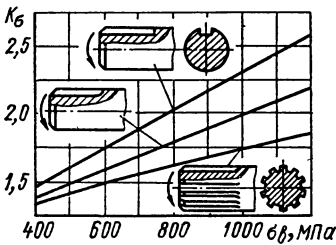
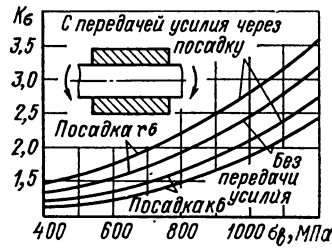
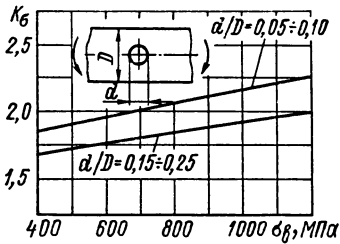
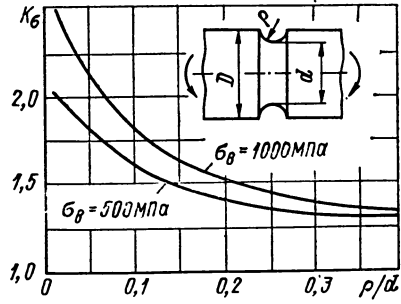
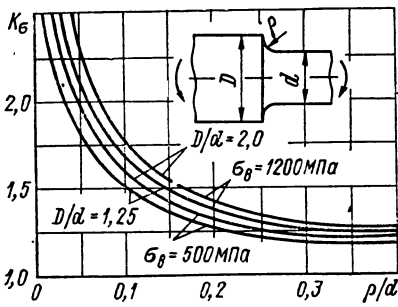


Рис. 13.10

Коэффициенты K_{σ} и K_{τ} при симметричном цикле для характерных концентраторов напряжений при изгибе и кручении показаны на рис. 13.10.

При асимметричном цикле $K_{\sigma r}$ и $K_{\tau r}$ определяются через $K_{\sigma-1}$ и $K_{\tau-1}$ по равенствам:

$$K_{\sigma r} = 0,5 [(1+r) + K_{\sigma-1}(1-r)]; \quad (13.20)$$

$$K_{\tau r} = 0,5 [(1+r) + K_{\tau-1}(1-r)]. \quad (13.21)$$

Масштабный коэффициент ϵ_s учитывает влияние размеров деталей на их прочность и выносливость; его значения определяются по графику, показанному на рис. 13.11, а (кривые 1 и 2 соответственно для пределов текучести и выносливости углеродистых и легированных сталей, кривые 3 и 4 — то же при наличии высокой концентрации напряжений).

Коэффициент ϵ_p учитывает состояние поверхности осей и валов в опасных сечениях. Его значение зависит от обработки поверхности и определяется для ста-

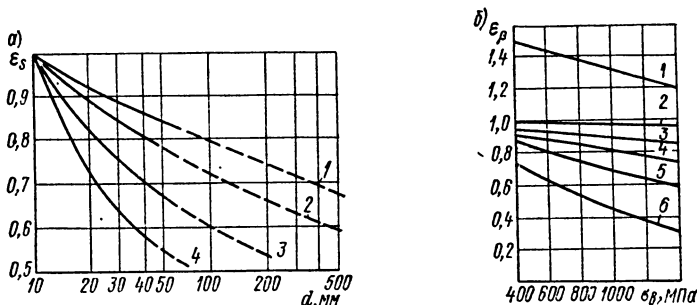


Рис. 13.11

лей по графику, приведенному на рис. 13.11, б, в зависимости от их предела прочности. Кривые соответствуют следующим видам обработки: 1 — наличие поверхностного упрочнения; 2 — зеркальное полирование; 3 — грубое полирование или тонкое шлифование; 4 — тонкая обработка резцом или фрезой; 5 — грубое шлифование или обтачивание; 6 — наличие окалины или коррозии.

Коэффициент долговечности ϵ_D для стальных осей и валов определяется зависимостью

$$\epsilon_D = \frac{m}{\sqrt{10^7/(60nh)}}, \quad (13.22)$$

где n — частота вращения вала, об/мин; h — срок службы, ч (обычно принимается в пределах 5000—15 000 ч); $m = 6 \div 10$ (нижний предел для больших, верхний — для меньших диаметров валов и осей); при поверхностном упрочнении $m = 18 \div 20$.

Для температуры окружающей среды $t < 250 \div 300^\circ \text{C}$ значение температурного коэффициента ϵ_t принимается равным 1. При более высоких температурах

$$\epsilon_t = 1 - C_t (t - 250) 10^{-2}. \quad (13.23)$$

Для углеродистых и низкоуглеродистых сталей $C_t = 0,15 \div 0,20$; для высоколегированных — $C_t = 0,05 \div 0,10$.

13.5. ЖЕСТКОСТЬ ВАЛОВ И ОСЕЙ

Жесткость при изгибе. Расчет на жесткость при изгибе обусловлен необходимостью обеспечить правильную работу передач зацеплением и подшипников, предотвратить излишнюю вибрацию механизма или машины. Условие жесткости определяется выражениями:

$$f \leq [f]; \quad \theta \leq [\theta],$$

где f — максимальный прогиб; $[f]$ — допускаемое значение прогиба; θ — угол поворота сечения; $[\theta]$ — допускаемое значение угла поворота. По опыту эксплуатации передач $[f] \approx (0,0001 \div 0,0003) l$, где l — пролет вала.

Для мест посадки цилиндрических зубчатых колес

$$[f] \approx (0,01 \div 0,03) m;$$

для конических и гипондных —

$$[f] \approx (0,005 \div 0,007) m,$$

где m — модуль передачи.

Допускаемые значения $[\Theta]$ следующие (рад):

В местах посадки зубчатых колес и на опорах скольжения . . .	0,001
На опорах с радиальными шарикоподшипниками	0,01
» со сферическими »	0,05

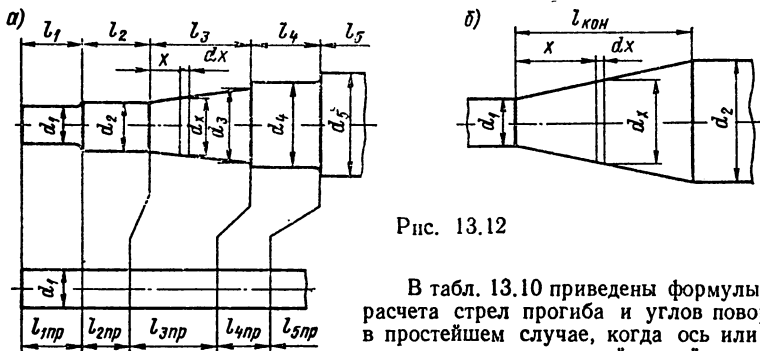


Рис. 13.12

В табл. 13.10 приведены формулы для расчета стрел прогиба и углов поворота в простейшем случае, когда ось или вал нагружены лишь одной силой и имеют постоянное сечение. Для ступенчатого вала, нагруженного несколькими силами, лежащими в разных плоскостях, и моментами, определение f и Θ значительно усложняется. Расчет в этом случае выполняется в следующем порядке.

1. В плоскостях x и y строятся эпюры изгибающих моментов M_{nx} и M_{ny} от действия внешних сил.

2. В интересующих нас по прогибу вала сечениях прикладываются единичные силы в плоскостях x и y и отдельно для каждой такой силы строятся эпюры изгибающих моментов от указанных единичных сил M_{nx1} и M_{ny1} .

3. В интересующих нас по углам поворота сечениях прикладываются единичные моменты в плоскостях y и x и отдельно для каждого единичного момента строятся эпюры изгибающих моментов от указанных единичных моментов M_{nxM1} и M_{nyM1} .

4. Ступенчато-фасонный вал приводится по формулам приведения к цилиндрическому с диаметром $d_{j\text{пр}}$, соответствующим одному из участков вала; при этом приведенная длина каждого участка определяется

$$l_{j\text{пр}} = l_j \sqrt{d_j^4 / d_1^4},$$

где l_j — действительная длина j -го участка вала; d_j — его диаметр.

Конический участок вала приводится к $d_{\text{пр}}$ по формуле

$$l_{\text{кон. пр}} = l_{\text{кон}} \frac{3d_{\text{пр}}}{d_2 - d_1} \left(\sqrt[3]{\frac{d_{\text{пр}}}{d_1}} - \sqrt[3]{\frac{d_{\text{пр}}}{d_2}} \right).$$

На рис. 13.12 показан пример приведения ступенчатого вала.

5. Эпюры изгибающих моментов, построенные по пп. 1—3, разбиваются на участки (1, 2, 3, ..., q) таким образом, чтобы на каждом j -м участке эпюра имела вид простейших фигур (треугольник, прямоугольник, трапеция); границы участков: точки перегиба эпюр и сечения, соответствующие переходу вала от одного диаметра к другому.

6. Определяются прогибы в плоскостях X и Y в интересующих нас сечениях (1, 2, 3, ..., n):

$$f_{xn} = \sum_{j=1}^{j=q} \frac{l_{j\text{пр}}}{EJ_{j\text{пр}}} L_{xpj}; \quad f_{yn} = \sum_{j=1}^{j=q} \frac{l_{j\text{пр}}}{EJ_{j\text{пр}}} L_{ypj},$$

Т а б л и ц а 13.10. Прогобы и углы поворота некоторых типов осей и валов при нагрузке одной силой или моментом

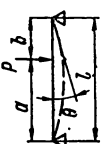





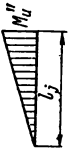
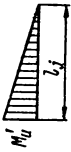







Схема	Прогиб f_P под силой или f_{max} в середине или на консоли оси или вала	Угол поворота θ_l на опоре или консоли θ_c
	$f_P = \frac{Pa^2b^2}{3EJl}; \quad f_{max} = \frac{Pbl^3}{15,6EJ} \left(1 - \frac{b^2}{l^2}\right)^{3/2}$ <p style="text-align: center;">под силой</p>	$\theta_l = \frac{Pab}{6EJ} \left(1 + \frac{a}{l}\right)$
	$f_P = \frac{Pa^3b^3}{(3EJl)^3}; \quad f_{max} = \frac{2Pa^3b^3}{3EJ(3a+b)^3}$	<p style="text-align: center;">—</p>
	$f_P = f_{max} = \frac{Pl^3}{3EJ}$	$\theta_l = \frac{Pl^2}{2EJ}$
	$f_P = \frac{Pa^3b^2}{12EJl^2} \left(3 + \frac{b}{l}\right)$	$\theta_l = \frac{Pa^2b}{4EJl}$
	$f_P = \frac{Pc^2l}{3EJ} \left(1 + \frac{c}{l}\right); \quad f = \frac{Pc^2l}{15,6EJ}$ <p style="text-align: center;">в пролете</p>	$\theta_c = \frac{Pcl}{6EJ} \left(2 + 3\frac{c}{l}\right); \quad \theta_l = \frac{Pcl}{3EJ}$
	$f_M = f_{max} = \frac{Ml^2}{(2EJ)}$	$\theta_l = \frac{Ml}{(EJ)}$

Таблица 13.11. Значения L_{pj} и L_{Mj}

Эпюра M_1	Эпюра M_H				Эпюра M_H''
					
	$M_1'' M_H'' / 3$	$M_1'' M_H'' / 6$	$M_1'' / 6 (M_H'' + 2M_H'')$	$M_1'' / 6 (M_H'' + 2M_H'')$	$M_1'' M_H'' / 2$
	$M_1'' M_H'' / 6$	$M_1'' M_H'' / 3$	$M_1'' / 6 (2M_H'' + M_H'')$	$M_1'' / 6 (2M_H'' + M_H'')$	$M_1'' M_H'' / 2$
	$M_H'' / 6 \times (M_1'' + 2M_1'')$	$M_H'' / 6 (2M_1'' + M_1'')$	$1/6 [M_H'' (2M_1'' + M_1'') + M_H'' (M_1'' + 2M_1'')]$	$1/6 [M_H'' (2M_1'' + M_1'') + M_H'' (M_1'' + 2M_1'')]$	$M_H'' / 2 (M_1'' + M_1'')$
	$M_H'' / 6 \times (M_1'' + 2M_1'')$	$M_H'' / 6 (2M_1'' + M_1'')$	$1/6 [M_H'' (2M_1'' + M_1'') + M_H'' (M_1'' + 2M_1'')]$	$1/6 [M_H'' (2M_1'' + M_1'') + M_H'' (M_1'' + 2M_1'')]$	$M_H'' / 2 (M_1'' + M_1'')$
	$M_1'' M_H'' / 2$	$M_1'' M_H'' / 2$	$M_1'' / 2 (M_H'' + M_H'')$	$M_1'' / 2 (M_H'' + M_H'')$	$M_1'' M_H''$

Примечание. Здесь M_1'' — изгибающий момент от единичной силы или единичного момента в начальном сечении участка l_j ; M_H'' — то же, в конечном сечении участка; M_1'' — изгибающий момент от внешних сил в начальном сечении участка l_j ; M_H'' — то же, в конечном сечении участка.

где $l_{j \text{ пр}}$ — действительные или приведенные (для ступенчато-фасонных участков) длины участков вала; $J_{j \text{ пр}}$ — действительные или приведенные моменты инерции сечений вала на различных участках $J_{j \text{ пр}} = \pi d_{j \text{ пр}}^4 / 64$; E — модуль упругости; для углеродистых сталей $E = (2,0 \div 2,1) 10^5$ МПа; для легированных сталей $E = (2,1 \div 2,2) 10^5$ МПа; $L_{x \rho j}$ и $L_{y \rho j}$ — произведения эюр изгибающих моментов от внешних сил M_n и единичных сил $M_{н1}$ на j -м участке в соответствующих плоскостях; определяются по табл. 13.11.

7. Результирующий прогиб в сечениях (1, 2, ..., n)

$$f_n = \sqrt{f_{xn}^2 + f_{yn}^2}.$$

8. Определяют углы поворота в интересующих нас сечениях (1, 2, ..., m) в плоскостях x и y по формулам:

$$\theta_{xm} = \sum_{j=1}^{j=q} \frac{l_{j \text{ пр}}}{G J_{\rho j \text{ пр}}} L_{x M j}; \quad \theta_{ym} = \sum_{j=1}^{j=q} \frac{l_{j \text{ пр}}}{G J_{\rho j \text{ пр}}} L_{y M j},$$

где $J_{\rho j \text{ пр}}$ — действительный или приведенный полярный момент инерции при кручении на j -м участке; $J_{\rho j \text{ пр}} = \pi d_{j \text{ пр}}^4 / 32$; G — модуль упругости при сдвиге, равный для углеродистых и легированных сталей $(8,0 \div 8,1) 10^4$ МПа; $L_{x M j}$ и $L_{y M j}$ — произведения эюр изгибающих моментов от внешних сил M_n и от единичных моментов $M_{н M j}$ на j -м участке в соответствующих плоскостях; определяются по табл. 13.11.

9. Максимальный результирующий угол поворота в сечениях (1, 2, ..., m)

$$\theta_m = \theta_{xm} \cos \left(\arctg \frac{\theta_{ym}}{\theta_{xm}} \right) + \theta_{ym} \sin \left(\arctg \frac{\theta_{ym}}{\theta_{xm}} \right).$$

10. Полученные значения f_n и θ_m сопоставляются с допускаемыми для данных условий работы и делается вывод о достаточной жесткости вала или необходимости увеличения его сечения для получения требуемой жесткости. Если на некоторых участках эпюры изгибающих моментов нелинейны, то для этих участков табл. 13.11 использована быть не может. В этом случае необходимо применить правило перемножения эюр Верещагина.

Жесткость при кручении. Для приводов некоторых машин существенное значение имеет угол закручивания вала φ при нагрузке: механизмы передвижения кранов, приводы режущих органов точных металлообрабатывающих станков и т. п. Для первых допускаемое значение $[\varphi] = 15' \div 20'$ на 1 м, для вторых — $[\varphi] = 5' \div 10'$ на 1 м.

Условие жесткости $\varphi \leq [\varphi]$. Угол закручивания (рад) вала диаметром d

$$\varphi = M_{\text{кр}} l / (G J_{\rho}) = 32 M_{\text{кр}} l / (G \pi d^4).$$

При расчете суммарных углов закручивания фасонных валов применяется метод приведения к одному $d_{\text{пр}}$. Для цилиндрических участков длина приведенных участков равна

для конических (рис. 13.12, б) —

$$l_{i \text{ пр}} = l_i (d_{\text{пр}} / d_i)^4;$$

$$l_{\text{кон. пр}} = l_{\text{кон}} \frac{d_{\text{пр}}}{3(d_2 - d_1)} \left[\left(\frac{d_{\text{пр}}}{d_1} \right)^3 - \left(\frac{d_{\text{пр}}}{d_2} \right)^3 \right].$$

Тогда суммарный угол закручивания для n участков приведения

$$\varphi = \sum_{i=1}^{i=n} \frac{M_{\text{кр}} l_{i \text{ пр}}}{G \pi d_{\text{пр}}^4}.$$

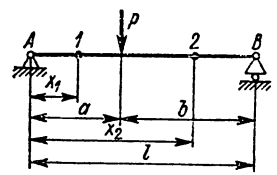
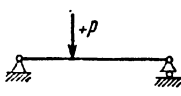
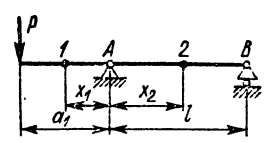
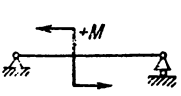
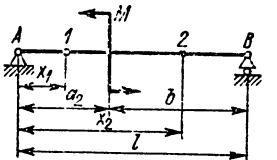
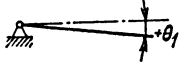
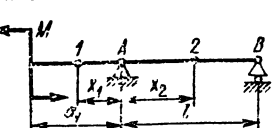
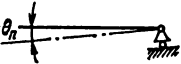
13.6. ОПРЕДЕЛЕНИЕ СУММАРНОГО УГЛА ДЕФОРМАЦИИ ВАЛОВ ДЛЯ РАСЧЕТА ЗУБЧАТОЙ ПЕРЕДАЧИ

Для расчета прочности зубчатых передач по контактным напряжениям (п. 7.6) необходимо определить суммарный угол γ_{Σ} деформации осей валов, от которого зависит коэффициент неравномерности нагрузки по длине контактных линий $K_{H\beta}$.

Этот угол лежит в плоскости, параллельной осям валов, и перпендикулярной плоскости, проходящей через эти оси.

В табл. 13.12 и 13.13 приведены справочные материалы для определения γ_{Σ} применительно к наиболее часто встречающимся схемам передач.

Т а б л и ц а 13.12. Определение углов поворота сечений вала для расчета суммарного угла перекоса γ_{Σ} зубьев зубчатых колес

Варианты нагружения валов	Формулы для определения углов поворота сечений	Положительное направление сил
	$\Theta_1 = \frac{P}{6EJl} [ab(l+b) - 3bx_1^2] \quad (1)$ $\Theta(P) = \frac{P}{6EJl} \times [2ab(b-a)] \quad (2)$ $\Theta_2 = \frac{P}{6EJl} [3a(l-x_2)^2 - ab(l+a)] \quad (3)$	
<p>x_1^* — по абсолютной величине</p> 	$\Theta_1 = \frac{P}{6EJl} \{-l[2a_1l + 6a_1x_1^* - 3(x_1^*)^2]\} \quad (4)$ $\Theta(P) = \frac{P}{6EJl} \times [-a_1l(3a_1 + 2l)] \quad (5)$ $\Theta_2 = \frac{P}{6EJl} [a_1(6lx_2 - 2l^2 - 3x_2^2)] \quad (6)$	<p>моментов</p> 
	$\Theta_1 = \frac{M}{6EJl^2} (a_2^3 + 3a_2^2b - 2b^3 - 3lx_1^2) \quad (7)$ $\Theta(M) = \frac{M}{6EJl^2} \times [-2(a_2^3 + b^3)] \quad (8)$ $\Theta_2 = \frac{M}{6EJl^2} [3a_2b^2 + b^3 - 2a_2^3 - 3l(l-x_2)^2] \quad (9)$	<p>углов поворота: с левой стороны балки</p> 
<p>x_1^* — по абсолютной величине</p> 	$\Theta_1 = \frac{M}{6EJl^2} \times [-2l^2(l + 3x_1^*)] \quad (10)$ $\Theta(M) = \frac{M}{6EJl^2} \times [-2l^2(3a_1 + l)] \quad (11)$ $\Theta_2 = \frac{M}{6EJl^2} \times [l(6lx_2 - 2l^2 - 3x_2^2)] \quad (12)$	<p>с правой стороны балки</p> 

Т а б л и ц а 13.13. Суммарные углы поворота γ_{Σ} для расчета зубчатых передач

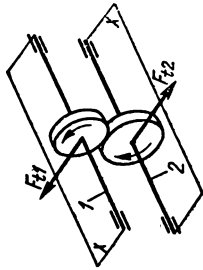
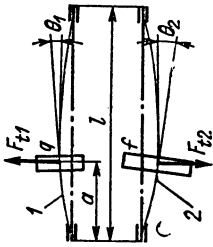
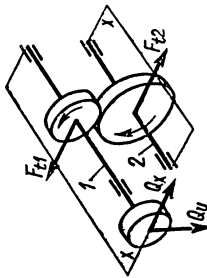
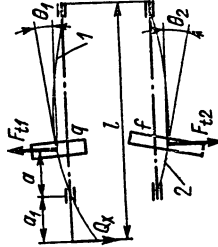
Схема нагружения валов	Схема деформации валов	Угол поворота Θ сечений валов	Суммарный угол поворота
		<p>Θ_1 в сечении q вала 1 определяется по формуле (2) при $P = Ft_1$ Θ_2 в сечении f вала 2 определяется по формуле (2) при $P = Ft_2$</p>	$\gamma_{\Sigma} = \Theta_1 - \Theta_2 $
		<p>Θ_1 в сечении q вала 1 определяется методом суперпозиции: $\Theta_1 = \Theta'_1 + \Theta''_2$ Θ'_1 в сечении q вала 1 от силы Q_x определяется по формуле (6) при $P = Q_x$ Θ''_2 в сечении q вала 1 от силы F_{t1} определяется по формуле (2) при $P = Ft_1$ Θ_2 в сечении f вала 2 определяется по формуле (2) при $P = Ft_2$</p>	$\gamma_{\Sigma} = \Theta_1 - \Theta_2 $

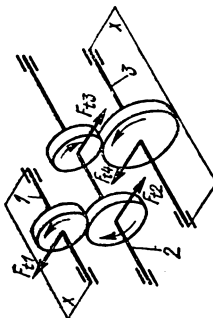
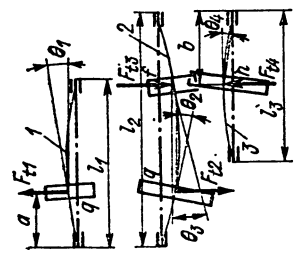
Схема нагружения валов	Схема деформации валов	Угол поворота Θ сечений валов	Суммарный угол поворота
		<p>Θ_1 в сечении q вала 1 определяется по формуле (1.2) при $P = F_{t1}$</p> <p>Θ_2 в сечении q вала 2 определяется методом суперпозиции: $\Theta_2 = \Theta'_2 + \Theta''_2$</p> <p>Угол Θ'_2 от силы F_{t2} определяется по формуле (1.2) при $P = F_{t2}$</p> <p>Угол Θ''_2 от силы F_{t3} определяется по формуле (1.1) при $P = F_{t3}$</p> <p>Θ_3 в сечении f вала 2 определяется методом суперпозиции: $\Theta_3 = \Theta'_3 + \Theta''_3$; угол Θ'_3 от силы F_{t2} определяется по формуле (1.3) при $P = F_{t2}$; угол Θ''_3 от силы F_{t3} определяется по формуле (1.2) при $P = F_{t3}$</p> <p>Θ_4 в сечении h вала 3 определяется по формуле (1.2) при $P = F_{t4}$</p>	<p>В точке A</p> $\gamma_{\Sigma}^A = \Theta_1 - \Theta_2 $ <p>В точке B</p> $\gamma_{\Sigma}^B = \Theta_3 - \Theta_4 $

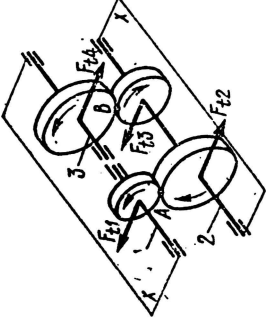
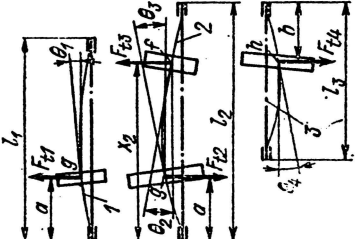
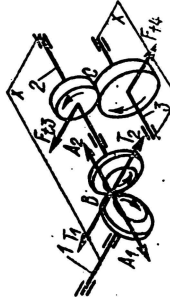
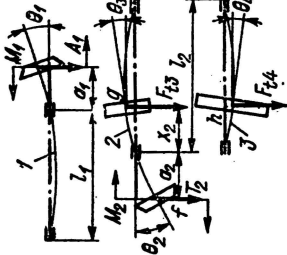
Схема нагружения валов	Схема деформации валов	Угол поворота Θ сечений валов	Суммарный угол поворота
		<p>Θ_1 в сечении q вала 1 определяется по формуле (2) при $P = F_{t1}$</p> <p>Θ_2 в сечении q вала 2 определяется методом суперпозиции: $\Theta_2 = \Theta'_2 + \Theta''_2$;</p> <p>$\Theta'_2$ от силы F_{t2} определяется по формуле (2) при $P = F_{t2}$;</p> <p>Θ''_2 от силы F_{t3} определяется по формуле (1) при $P = F_{t3}$;</p> <p>Θ_3 в сечении l вала 2 определяется методом суперпозиции: $\Theta_3 = \Theta'_3 + \Theta''_3$;</p> <p>$\Theta'_3$ от силы F_{t2} определяется по формуле (3) при $P = F_{t2}$;</p> <p>Θ''_3 от силы F_{t3} определяется по формуле (2) при $P = F_{t3}$. Θ_4 в сечении h вала 3 определяется по формуле (2) при $P = F_{t4}$</p>	<p>В точке A $\gamma_{\Sigma}^A = \Theta_1 - \Theta_2$</p> <p>В точке B $\gamma_{\Sigma}^B = \Theta_3 - \Theta_4$</p>

Схема нагружения валов	Схема деформации валов	Угол поворота Θ сечений валов	Суммарный угол поворота
		<p>Θ_1 в сечении q вала 1 определяется методом суперпозиции: от силы A_1 — по формуле (5) при $P = -A_1$, от момента: $M_1 = \frac{T_1 d m_1}{2}$ по формуле (11) при $M = M_1$</p> <p>Θ_2 в сечении f вала 2 определяется методом суперпозиции: $\Theta_2 = \Theta_2' + \Theta_2'' + \Theta_2'''$, Θ_2' от силы T_2 по формуле (5) при $P = T_2$, Θ_2'' от момента $M_2 = \frac{A_2 d m_2}{2}$ по формуле (11) при $M = -M_2$</p> <p>Θ_2' от силы F_{f3} по формуле (1) при $P = -F_{f3}$ и $x_1 = 0$</p> <p>Θ_3 в сечении q вала 2 определяется методом суперпозиции: $\Theta_3 = \Theta_3' + \Theta_3'' + \Theta_3'''$, Θ_3' от силы T_3 по формуле (6) при $P = T_3$, Θ_3'' от момента $M_3 = \frac{A_3 d m_3}{2}$ по формуле (4) при $M = -M_3$, Θ_3''' от силы F_{f3} по формуле (2) при $P = -F_{f3}$, Θ_4 в сечении h вала 3 определяется по формуле (2) при $P = F_{f4}$</p>	<p>В точке B $\gamma_{\Sigma}^B = \Theta_1 - \Theta_2$</p> <p>В точке C $\gamma_{\Sigma}^C = \Theta_3 - \Theta_4$</p>

Примечания: 1. Значения углов поворота сечений, определяемые по формулам табл. 13.12, берутся со своими знаками.
 2. Формулы в соответствии с указанным номером приведены в табл. 13.12.

Глава 14

ПОДШИПНИКИ

Опорные устройства, предназначенные для поддержания вращающихся осей, валов и других деталей и восприятия передаваемых от них радиальных и осевых усилий, называются подшипниками. По виду трения, возникающего в рабочих элементах опорных устройств, различают подшипники качения и скольжения. Наибольшее распространение в приводах получили подшипники качения, обладающие рядом преимуществ: большой несущей способностью на единицу ширины подшипника в осевом направлении; высоким к. п. д.; отсутствием специальных требований к валам и осям по термообработке в местах установки подшипников; отсутствием необходимости использовать цветные металлы.

Недостатками подшипников качения являются пониженная долговечность при большой частоте вращения и значительных динамических нагрузках, а также невозможность использовать их в конструкциях, имеющих разъем в радиальном направлении. Все это ограничивает возможность их применения в ряде устройств, где необходима высокая скорость вращения ($v > 30 \div 50$ м/с) или обязательен разъем (например, в колечных валах).

14.1. ПОДШИПНИКИ КАЧЕНИЯ

По конструкции и функциональному назначению подшипники делятся на три группы (см. схему): радиальные, радиально-упорные и упорные. В каждой группе подшипники выполняются как шариковыми, так и роликовыми. Подшипники имеют условное обозначение, состоящее из нескольких цифр. Первые две цифры справа обозначают для d от 22 до 495 мм внутренний диаметр подшипника, деленный на 5; третья цифра — серия подшипника в зависимости от соотношения наружного и внутреннего диаметров и ширины. Четвертая цифра справа обозначает

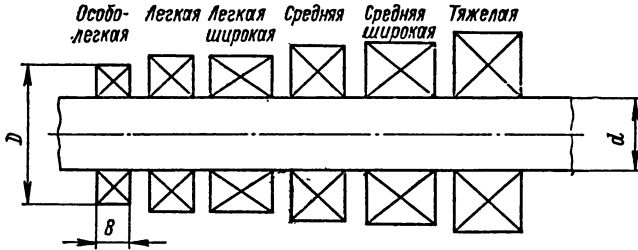


Рис. 14.1

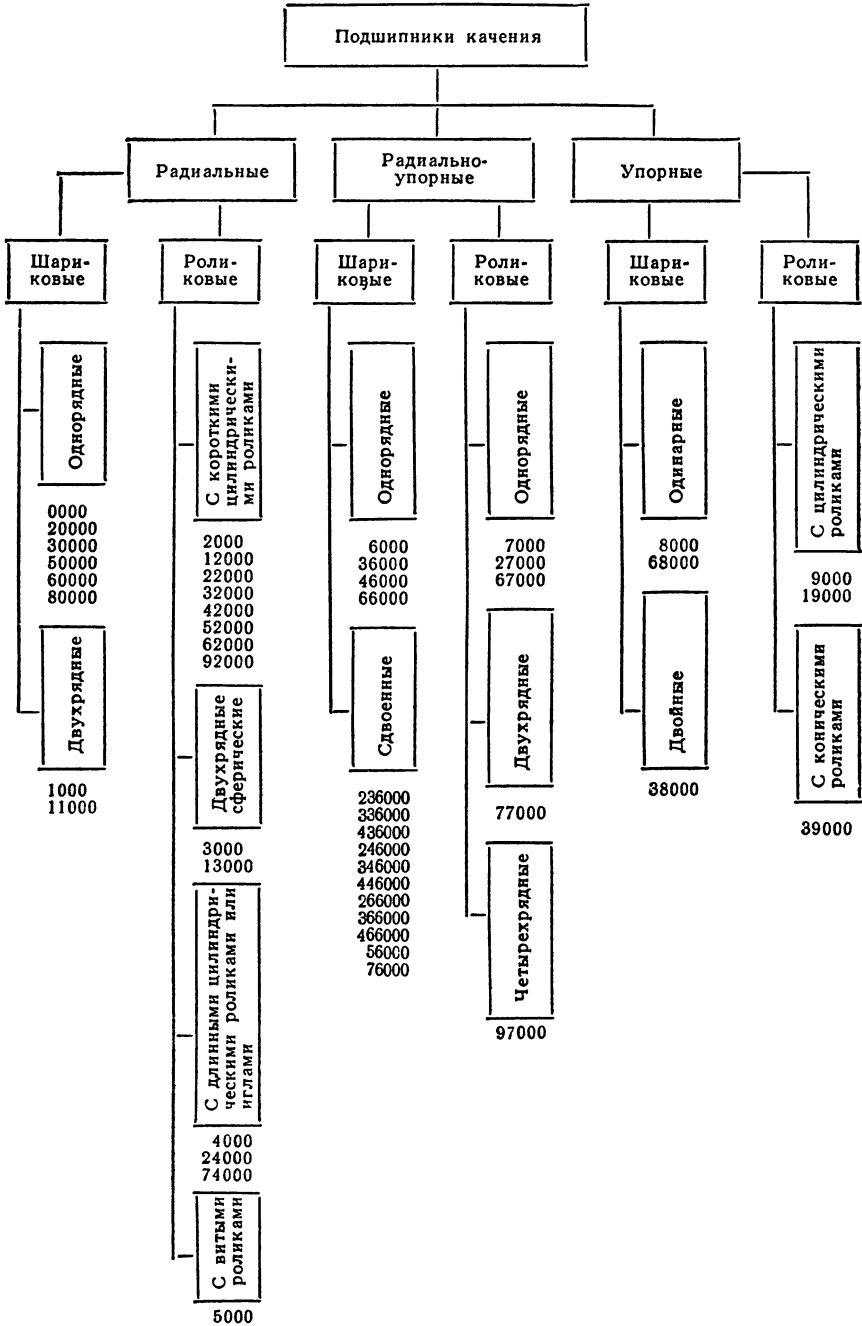
тип подшипника, пятая и шестая — характеризуют конструктивную модификацию подшипника, седьмая — серию подшипника по ширине. Различают шесть серий подшипников по ширине, относительное отличие которых при заданном d показано на рис. 14.1.

Подшипники различаются также по классу точности изготовления. Установлены следующие классы точности (в порядке повышения точности): 0; 6; 5; 4; 2. В приводах машин общего назначения наиболее часто применяются подшипники класса точности 0. Класс точности наносится на торце кольца (класс точности 0 не ставится).

Основные виды подшипников качения, применяемые в приводах, показаны на рис. 14.2, а, характеристики некоторых из них приведены в табл. 14.1—14.4.

Радиальные шариковые однорядные подшипники (рис. 14.2, а) являются более быстрыми, чем другие типы подшипников. Могут наряду с радиальной нагрузкой воспринимать осевую (до 0,7 от неиспользованной радиальной нагрузки).

СХЕМА



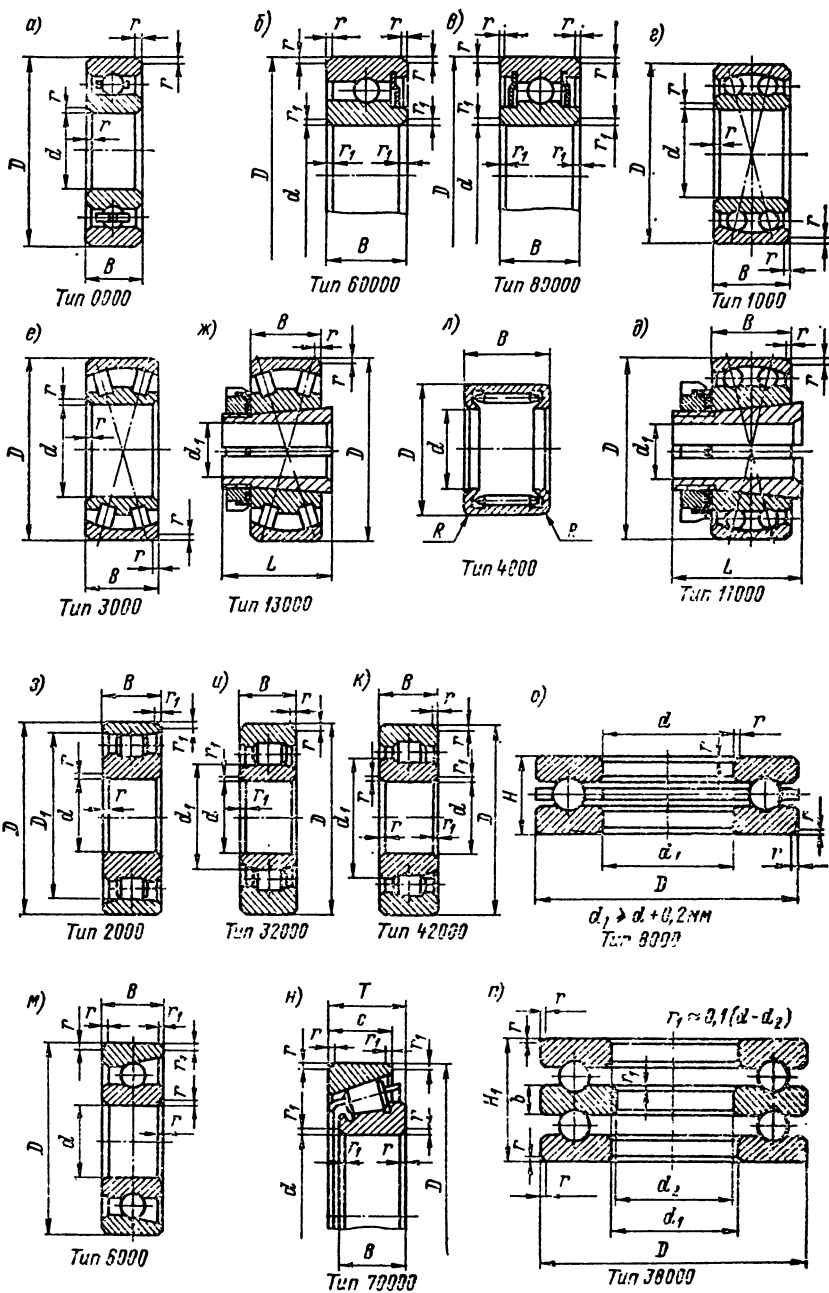


Рис. 14.2

Т а б л и ц а 14.1. Шарикоподшипники радиальные
однорядные (рис. 14.2, а) по ГОСТ 8338—75

Подшип- ник	Размеры, мм				С, кН	С ₀ , кН	n _{тах} · об/мин	m, кг
	d	D	B	r.				
<i>Легкая серия 200</i>								
200	10	30	9	1	4,69	2,66	25 000	0,03
201	12	32	10	1	4,78	2,70	25 000	0,037
202	15	35	11	1	5,97	3,54	20 000	0,045
203	17	40	12	1	7,52	4,47	20 000	0,06
204	20	47	14	1,5	10,6	6,30	16 000	0,10
205	25	52	15	1,5	11,0	7,09	12 500	0,12
206	30	62	16	1,5	15,3	10,20	12 500	0,19
207	35	72	17	2	20,1	13,90	10 000	0,29
208	40	80	18	2	25,6	18,10	8 000	0,36
209	45	85	19	2	25,7	18,10	8 000	0,41
210	50	90	20	2	27,5	20,20	8 000	0,47
211	55	100	21	2,5	34,0	25,60	6 300	0,58
212	60	110	22	2,5	41,1	31,50	6 300	0,80
213	65	120	23	2,5	44,9	34,7	6 300	0,98
214	70	125	24	2,5	48,8	38,1	5 000	1,08
215	75	130	25	2,5	51,9	41,9	5 000	1,18
216	80	140	26	3	57,0	45,4	5 000	1,40
217	85	150	28	3	65,4	54,1	5 000	1,80
218	90	160	30	3	75,3	61,7	4 000	2,20
219	95	170	32	3,5	85,3	70,9	4 000	2,70
220	100	180	34	3,5	95,8	80,6	4 000	3,20
221	105	190	36	3,5	104,0	91,0	4 000	3,60
222	110	200	38	3,5	113,0	102,0	3 150	4,50
224	120	215	40	3,5	122,0	114,0	3 150	5,20
226	130	230	40	4	120,0	112,0	3 150	7,50
228	140	250	42	4	126,0	122,0	2 500	9,80
230	150	270	45	4	149,0	153,0	2 500	12,30
232	160	290	48	4	158,0	168,0	2 000	15,00
234	170	310	52	5	189,0	213,0	2 000	16,50
236	180	320	52	5	178,0	200,0	2 000	17,50
238	190	340	55	5	200,0	233,0	1 600	23,30
244	220	400	65	5	220	272	1 250	32,4
<i>Средняя серия 300</i>								
300	10	35	11	1	6,36	3,83	25 000	0,05
301	12	37	12	1,5	7,63	4,73	20 000	0,06
302	15	42	13	1,5	8,90	5,51	20 000	0,08
303	17	47	14	1,5	10,90	6,80	16 000	0,11
304	20	52	15	2	12,50	7,94	16 000	0,14
305	25	62	17	2	17,60	11,60	12 500	0,23
306	30	72	19	2	22,00	15,10	10 000	0,34
307	35	80	21	2,5	26,20	17,90	10 000	0,44
308	40	90	23	2,5	31,90	22,70	8 000	0,63
309	45	100	25	2,5	37,80	26,70	8 000	0,83
310	50	110	27	3	48,50	36,30	6 300	1,08
311	55	120	29	3	56,00	42,60	6 300	1,35
312	60	130	31	3,5	64,10	49,40	5 000	1,70
313	65	140	33	3,5	72,70	56,70	5 000	2,11
314	70	150	35	3,5	81,70	64,50	5 000	2,60

Продолжение табл. 14.

Подшипник	Размеры, мм				C, кН	C ₀ , кН	n _{max} , об/мин	m, кг
	d	D	B	r				
315	75	160	37	3,5	89,0	72,8	4 000	3,10
316	80	170	39	3,5	96,5	81,7	4 000	3,60
317	85	180	41	4	104	91,0	4 000	4,30
318	90	190	43	4	112	101	4 000	5,10
319	95	200	45	4	120	111	3 150	5,70
320	100	215	47	4	136	133	3 150	7,00
321	105	225	49	4	144	145	3 150	8,20
322	110	240	50	4	161	170	3 150	9,80
324	120	260	55	4	170	184	2 500	12,30
326	130	280	58	5	180	198	2 000	15,20
330	150	320	65	5	217	258	2 000	27,60
<i>Тяжелая серия 400</i>								
403	17	62	17	2	17,8	12,1	12 500	0,27
405	25	80	21	2,5	29,2	20,8	10 000	0,50
406	30	90	23	2,5	37,2	27,2	8 000	0,72
407	35	100	25	2,5	43,6	31,9	8 000	0,93
408	40	110	27	3	50,3	37,0	6 300	1,20
409	45	120	29	3	60,4	46,4	6 300	1,52
410	50	130	31	3,5	68,5	53,0	5 000	1,91
411	55	140	33	3,5	78,7	63,7	5 000	2,30
412	60	150	35	3,5	85,6	71,4	4 000	2,80
413	65	160	37	3,5	92,6	79,6	4 000	3,40
414	70	180	42	4	113	107	4 000	5,30
415	75	190	45	4	119	117	4 000	5,90
416	80	200	48	4	128	127	3 150	7,00
417	85	210	52	5	136	138	3 150	8,00
Примечание. ГОСТ 8338—75 предусматривает также подшипники сверхлегкой и особо легкой серии с d = 1÷320 мм.								

Допускают перекосы внутреннего кольца по отношению к наружному до 0° 15'. Находят самое широкое применение в машинах и механизмах. Выпускаются в различных модификациях: с защитными шайбами и фетровыми уплотнителями, с канавкой на наружном кольце, для осевого крепления с помощью стопорной шайбы и т. д. (рис. 14.2, б, в).

Радиальные шариковые двухрядные подшипники (рис. 14.2, в) предназначены в основном для восприятия радиальной нагрузки. Осевая нагрузка в них не должна превышать 0,2 от неиспользованной радиальной. Отличительной особенностью данных подшипников является возможность использования при значительном перекосе внутреннего кольца по отношению к наружному (до 3°). Модификация подшипника с конусным отверстием внутреннего кольца на закрепительной втулке (рис. 14.2, д) позволяет устанавливать их на гладких осях и валах, в том числе в средней части.

Радиальные роликоподшипники с короткими цилиндрическими роликами (рис. 14.2, з, и, к) имеют большую нагрузочную способность, однако при прочих равных условиях допускают меньшую частоту вращения. Благодаря разборной конструкции более удобны при монтаже. Их можно использовать только на жестких коротких валах, исключающих возможность значительных перекосов в опорах. Выпускаются в различных модификациях в зависимости от конструкции

Т а б л и ц а 14.2. Шарикоподшипники радиальные сферические типов 1000 и 11000
(рис. 14.2. з, д) по ГОСТ 5720—75 и ГОСТ 8545—75

Подшипник типа	мм										C ₀	C	r	L	B	D	d ₁	d	n _{max} · об/мин	m (кг)	
	1000	11000	кН																	1000	11000
<i>Легкая серия</i>																					
1200	—	10	—	30	9	—	1,0	4,24	1,36	25 000	0,03	—									
1201	—	12	—	32	10	—	1,0	4,33	1,51	25 000	0,04	—									
1202	—	15	—	35	11	—	1,0	5,79	2,05	20 000	0,05	—									
1203	—	17	—	40	12	—	1,5	6,13	2,47	20 000	0,07	—									
1204	—	20	17	47	14	24	1,5	7,72	3,24	16 000	0,12	—									
1205	11204	25	20	52	15	26	1,5	9,44	4,10	16 000	0,14	0,21									
1206	11205	30	25	62	16	27	1,5	12,2	5,92	12 500	0,22	0,31									
1207	11206	35	30	72	17	29	2,0	12,3	6,78	10 000	0,32	0,45									
1208	11207	40	35	80	18	31	2,0	15,1	8,72	10 000	0,42	0,61									
1209	11208	45	40	85	19	33	2,0	17,0	9,77	8 000	0,47	0,71									
1210	11209	50	45	90	20	35	2,0	17,7	11,0	8 000	0,53	0,81									
1211	11210	55	50	100	21	37	2,5	21,0	13,6	6 300	0,71	1,04									
1212	11211	60	55	110	22	38	2,5	23,8	15,8	6 300	0,88	1,29									
1213	11212	65	60	120	23	40	2,5	24,4	17,5	6 300	1,15	1,61									
1214	—	70	—	125	24	—	2,5	27,0	19,1	5 000	1,26	—									
1215	11213	75	65	130	25	43	2,5	30,5	21,8	5 000	1,36	2,20									
1216	11214	80	70	140	26	46	3,0	31,4	24,0	5 000	1,67	2,70									
1217	11215	85	75	150	28	50	3,0	38,7	29,0	4 000	2,10	3,30									

Подшипник типа	d	d ₁	D	B	L	r	C	C ₀	л.пак. об./мин	m (кг)	
										1000	11000
1218	90	80	160	30	52	3,0	44,7	32,4	4 000	2,50	3,90
—	95	85	170	32	55	3,5	50,2	37,5	4 000	—	4,60
1220	100	90	180	34	58	3,5	54,4	41,2	4 000	3,70	5,50
1221	105	95	190	36	60	3,5	58,7	45,0	3 150	4,40	—
1222	110	100	200	38	63	3,5	69,4	53,2	3 150	5,20	7,40
1224	120	—	215	42	—	3,5	93,7	71,5	2 500	6,80	9,30
<i>Средняя серия</i>											
1300	10	—	35	11	—	1,0	5,69	1,84	20 000	0,06	—
1301	12	—	37	12	—	1,5	7,39	2,40	20 000	0,07	—
1302	15	—	42	13	—	1,5	7,37	2,68	20 000	0,09	—
1303	17	—	47	14	—	1,5	9,73	3,73	16 000	0,13	—
1304	20	17	52	15	28	2,0	9,76	4,09	12 500	0,16	—
1305	25	20	62	17	29	2,0	14,10	6,12	12 500	0,26	—
1306	30	25	72	19	31	2,0	16,80	7,90	10 000	0,39	0,50
1307	35	30	80	21	35	2,5	20,00	10,00	8 000	0,50	0,67
1308	40	35	90	23	36	2,5	23,30	12,40	8 000	0,70	0,91
1309	45	40	100	25	39	2,5	30,00	16,20	6 300	0,96	1,19
1310	50	45	110	27	42	3,0	34,10	17,80	6 300	1,21	1,49
1311	55	50	120	29	45	3,0	40,60	22,90	5 000	1,58	1,91
1312	60	55	130	31	47	3,5	45,80	27,10	5 000	1,96	2,30
1313	65	60	140	33	50	3,5	49,20	29,90	5 000	2,50	2,90
1314	70	—	150	35	—	3,5	58,60	35,90	4 000	3,00	—
1315	75	65	160	37	55	3,5	62,40	39,10	4 000	3,60	4,40
1316	80	70	170	39	59	3,5	69,90	43,00	4 000	4,30	5,20
1317	85	75	180	41	63	4,0	77,20	49,50	4 000	5,10	—
1318	90	80	190	43	65	4,0	91,80	57,20	3 150	5,70	7,10
1320	100	90	215	47	71	4,0	113,00	73,40	3 150	8,30	10,00

Продолжение табл. 14.2

Подшипник типа	d	d ₁	D	B	L	r	C	C ₀	л.тяж. об./мин	m (кг)	
										1000	11000
мм											
1000	11000	кН									
—	11319	—	225	—	74	4,0	123	82,3	2 500	—	12,90
—	11320	—	240	—	77	4,0	128	93,4	2 500	—	14,20
<i>Легкая широкая серия</i>											
1506	11505	30	62	20	31	1,5	11,9	5,81	10 000	0,26	0,38
1507	11506	35	72	23	35	2,0	16,9	8,38	10 000	0,40	0,56
1508	—	40	80	23	36	2,0	17,5	9,64	8 000	0,51	—
1509	—	45	85	23	39	2,0	18,2	10,9	8 000	0,55	—
1510	—	50	90	23	42	2,0	18,2	11,5	6 300	0,59	—
1515	—	75	130	31	55	2,5	34,9	24,5	4 000	1,75	—
1516	—	80	140	33	59	3,0	38,3	27,4	4 000	2,00	—
1517	—	85	150	36	63	3,0	45,7	32,1	3 150	2,50	—
<i>Средняя широкая серия</i>											
1605	—	25	62	24	35	2,0	18,9	7,60	10 000	0,34	—
1606	11605	30	72	27	38	2,0	24,4	10,2	10 000	0,50	0,63
1607	11606	35	80	31	43	2,5	30,5	13,0	8 000	0,68	0,86
1608	—	40	90	33	46	2,5	34,9	16,0	6 300	0,93	—
1609	—	45	100	36	50	2,5	42,3	19,8	6 300	1,23	—
1610	11 609	50	110	40	55	3,0	50,0	23,9	6 300	1,61	2,00
1611	—	55	120	43	59	3,0	58,6	28,6	5 000	2,10	—
1612	11611	60	130	46	62	3,5	67,7	33,6	5 000	2,60	3,10
1613	—	65	140	48	65	3,5	75,3	39,3	4 000	3,20	—
1614	—	70	150	51	65	3,5	85,7	45,4	4 000	3,92	—
1616	—	80	170	58	78	3,5	107	58,8	3 150	6,20	—

Примечание. ГОСТ 5720—75 и ГОСТ 8545—75 предусматривают также подшипники с $d = 5-200$ мм.

Т а б л и ц а 14.3. Роликподшипники радиальные сферические двухрядные
(рис. 14.2, е, ж) типов 3000 и 13000 по ГОСТ 5721—75 и ГОСТ 8545—75

Подшипник типа	d	d ₁	D	B	L	r	C	C ₀	n _{max} , об/мин	м, кг, подшипника типа	
										3000	13000
мм											
кН											
3508	40	35	80	23	36	2	25,4	33,9	5000	0,58	—
3509	45	40	85	23	39	2	26,5	35,7	5000	0,60	—
3514	70	—	125	31	55	2,5	68,1	95,6	3150	1,80	—
3516	80	70	140	33	63	3	102,0	120,0	2500	2,20	3,20
3517	85	75	150	36	65	3	108,0	133,0	2500	2,80	—
3518	90	80	160	40	68	3	130,0	162,0	2000	3,50	4,80
3520	100	90	180	46	74	3,5	184,0	216,0	2000	5,20	6,70
3522	110	100	200	53	77	3,5	227,0	281,0	2000	7,50	9,60
3524	120	110	215	58	78	3,5	281,0	331,0	2000	9,30	11,30
3526	130	115	230	64	92	4	341,0	421,0	1600	11,20	15,00
3528	140	125	250	68	97	4	395,0	475,0	1600	14,50	18,80
3530	150	—	270	73	—	4	422,0	540,0	1250	18,00	—
3532	160	140	290	80	119	4	530,0	608,0	1250	23,00	30,00
3534	170	150	310	86	122	5	578,0	703,0	1250	27,00	35,00
3536	180	160	320	86	129	5	627,0	726,0	1000	30,00	39,00
3538	190	170	340	92	136	5	681,0	820,0	1000	37,00	46,00
3540	200	180	360	98	144	5	778,0	935,0	1000	45,00	56,00
3544	220	—	400	108	—	5	897,0	1250,0	800	63,00	—

Легкая широкая серия

Подшипник типа	d	d _t	D	B	L	r	C	C ₀	n _{плзх.} , об/мин	m, кг, типа подшипника	
										3000	13000
мм											
кН											
<i>Средняя широкая серия</i>											
3608	40	35	90	33	46	2,5	64,9	66,2	5000	1,00	—
3609	45	40	100	36	50	2,5	80,0	76,2	4000	1,40	—
3610	50	45	110	40	55	3	98,4	103,0	4000	1,90	—
3611	55	50	120	43	59	3	113,0	120,0	3150	2,80	—
3612	60	55	130	46	62	3,5	130,0	130,0	3150	3,10	3,50
3613	65	60	140	48	65	3,5	140,0	145,0	3150	3,70	—
3614	70	—	150	51	73	3,5	178,0	184,0	2500	4,30	—
3615	75	65	160	55	78	3,5	200,0	211,0	2500	5,30	6,30
3616	80	70	170	58	82	3,5	227	231	2000	6,60	7,70
3617	85	75	180	60	86	4	249	274	2000	7,75	—
3618	90	80	190	64	90	4	270	307	2000	9,30	10,30
—	95	85	200	67	97	4	—	—	2000	10,30	—
3620	100	90	215	73	101	4	363	417	2000	13,00	15,00
3622	110	100	240	80	105	4	459	479	1600	18,00	20,00
3624	120	110	260	86	112	4	530	574	1600	24,00	27,00
3626	130	—	280	93	—	5	627	673	1250	28,00	—
3628	140	—	300	102	—	5	681	768	1250	36,00	—
3630	150	—	320	108	—	5	778	885	1000	44,00	—
3632	160	140	340	114	147	5	897	1010	1000	56,00	59,00
3634	170	150	360	120	154	5	984	1180	1000	60,00	69,00
3636	180	160	380	126	161	5	1080	1280	800	70,00	81,00
3638	190	170	400	132	169	6	1190	1440	800	82,00	92,00
3640	200	180	420	138	176	6	1300	1540	800	94,00	106,00
3644	220	—	460	145	—	6	1410	1780	630	128,00	—

Примечание. ГОСТ 5721—75 и ГОСТ 8545—75 предусматривают также подшипники с d до 400 мм.

Т а б л и ц а 14.4. Шарикоподшипники радиально-упорные однорядные (рис. 14.2, Ж)
по ГОСТ 831—75 типов 36000 ($\alpha = 12^\circ$), 46000 ($\alpha = 26^\circ$) и 66000 ($\alpha = 36^\circ$)

Подшипник типа	d	D	B	r	r ₁	С, кН			С ₀ , кН			r _{max} , об/мин	m, кг
						мм			Тип				
						36000	46000	66000	36000	46000	66000		
36201	12	32	10	1	0,3	5,58	—	3,40	—	31 500	—	0,04	
36202	15	35	11	1	0,3	6,38	6,07	3,90	3,58	25 000	20 000	0,05	
36203	17	40	12	1	0,5	9,43	9,00	6,24	5,73	25 000	20 000	0,06	
36204	20	47	14	1,5	0,5	12,30	11,6	8,47	7,79	20 000	16 000	0,10	
36205	25	52	15	1,5	0,5	13,10	12,4	9,24	8,50	16 000	12 500	0,12	
36206	30	62	16	1,5	0,5	18,20	17,2	13,3	12,2	12 500	10 000	0,19	
36207	35	72	17	2	1,0	24,00	22,7	18,1	16,6	12 500	10 000	0,27	
36208	40	80	18	2	1,0	30,60	28,9	23,7	21,7	10 000	8 000	0,37	
36209	45	85	19	2	1,0	32,30	30,4	25,6	23,6	10 000	8 000	0,42	
36210	50	90	20	2	1,0	33,90	31,8	27,6	25,4	8 000	8 000	0,47	
36211	55	100	21	2,5	1,2	41,90	39,4	34,9	32,1	8 000	6 300	0,58	
36212	60	110	22	2,5	1,2	48,2	45,4	40,1	36,8	6 300	6 300	0,77	
36213	65	120	23	2,5	1,2	57,9	54,4	51,0	46,8	6 300	6 300	0,98	
36214	70	125	24	2,5	1,2	63,0	59,1	55,9	51,4	6 300	5 000	1,04	
36215	75	130	25	2,5	1,2	65,6	61,5	59,7	54,8	5 000	5 000	1,39	
36216	80	140	26	3	1,5	73,5	68,9	66,6	61,2	5 000	5 000	1,68	
36217	85	150	28	3	1,5	79,0	74,0	72,2	66,4	5 000	4 000	1,80	
36218	90	160	30	3	1,5	92,8	87,1	84,6	77,7	4 000	4 000	2,20	
36219	95	170	32	3,5	2,0	110,0	103,0	104,0	95,6	4 000	4 000	2,60	
36220	100	180	34	3,5	2,0	124,0	116,0	118,0	109,0	4 000	3 150	3,20	
36222	110	200	38	3,5	2,0	146,0	137,0	150,0	138,0	4 000	3 150	4,50	
—	120	215	40	3,5	2,0	—	148,0	—	153,0	—	3 150	6,45	
—	130	230	40	4	2,0	—	147,0	—	156,0	—	3 150	7,40	
—	150	270	45	4	2,0	—	182,0	—	212,0	—	2 500	12,90	
36234	170	310	52	5	2,5	254,0	238,0	333,0	306,0	2 000	1 600	16,50	
36236	180	320	52	5	2,5	234,0	—	302,0	—	2 000	—	17,50	
36240	200	360	58	5	2,5	261,0	—	354,0	—	1 600	—	24,50	
—	220	400	65	5	2,5	—	258,0	—	355,0	—	1 250	36,00	

Легкая серия

Продолжение табл. 14.4

Подшипник типа	d	D	B	r	r ₁	C, кН		C ₀ , кН		n _г макс. об/мин		m, кг
						36000	46000	36000	46000	36000	46000	
36000	46000	мм										
<i>Средняя серия</i>												
46303	17	47	14	1,5	0,5	12,6	8,15	16 000	0,11			
46304	20	52	15	2	1,0	14,0	9,17	16 000	0,17			
46305	25	62	17	2	1,0	21,1	14,9	10 000	0,23			
46306	30	72	19	2	1,0	25,6	18,7	10 000	0,35			
46307	35	80	21	2,5	1,2	33,4	25,2	8 000	0,44			
46308	40	90	23	2,5	1,2	39,2	30,7	8 000	0,63			
46309	45	100	25	2,5	1,2	48,1	37,7	6 300	0,83			
46310	50	110	27	3	1,5	56,3	44,8	6 300	1,08			
46311	55	120	29	3	1,5	68,9	57,4	6 300	1,37			
46312	60	130	31	3,5	2,0	78,8	66,6	6 300	1,71			
46313	65	140	33	3,5	2,0	89,0	76,4	5 000	2,09			
46314	70	150	35	3,5	2,0	100,0	87,0	4 000	3,30			
46318	90	190	43	4	2,0	129,0	125,0	3 150	5,00			
46320	100	215	47	4	2,0	167,0	180,0	3 150	8,14			
46330	150	320	65	5	2,5	280,0	377,0	2 000	26,00			
<i>Тяжелая серия</i>												
66406	30	90	23	2,5	1,2	38,4	28,1	6 300	0,77			
66407	35	100	25	2,5	1,2	45,4	33,7	6 300	1,05			
66408	40	110	27	3	1,5	52,7	38,8	5 000	1,37			
66409	45	120	29	3	1,5	64,0	48,2	5 000	1,75			
66410	50	130	31	3,5	2,0	77,6	61,2	3 150	2,17			
66412	60	150	35	3,5	2,0	98,0	81,0	2 500	3,52			
66414	70	180	42	4	2,0	119	111,0	1 600	5,70			
66418	90	225	54	5	2,5	163	172,0	1 250	12,00			

Примечание. ГОСТ 831—75 предусматривает подшипники легкой серии до d = 200 мм, средней серии до d = 150 мм и тяжелой серии до d = 90 мм

упорных буртиков на наружном и внутреннем кольцах. Если на наружном и внутреннем кольцах имеются буртики, то подшипники могут воспринимать осевую нагрузку.

Двухрядные сферические роликоподшипники (рис. 14.2, е, ж) обладают наибольшей несущей способностью при одинаковых наружных диаметрах. Так же, как шариковые подшипники, допускают осевую нагрузку до 0,2 от неиспользованной радиальной и перекосы до 3° и имеют модификации, позволяющие закреплять их на осях и валах с помощью установочного конуса.

Игольчатые роликоподшипники (рис. 14.2, л) воспринимают только радиальную нагрузку, применяются в условиях ограниченности габаритов при малых скоростях вращения, не допускают перекоса валов. Подшипники с витыми роликами лучше воспринимают ударные нагрузки.

Радиально-упорные шарикоподшипники (рис. 14.2, м) воспринимают радиальную и одностороннюю осевую нагрузку при установке одинарного подшипника. При необходимости воспринять двустороннюю осевую нагрузку применяются сдвоенные подшипники. Сдвоенные и строенные подшипники применяются при необходимости восприятия больших одно- и двусторонних нагрузок. Подшипники выпускаются в различных модификациях и находят широкое применение в технике; устанавливаются на жестких двухопорных валах.

Радиально-упорные роликоподшипники (рис. 14.2, н) предназначены для восприятия радиальных и односторонних осевых нагрузок. Так как наружное кольцо съемное, подшипники удобны при монтаже. При установке двух однорядных подшипников рядом или на противоположных концах вала они воспринимают двусторонние осевые нагрузки; применяются во многих узлах передач при средних и больших мощностях. Выпускаются также двух- и четырехрядные конические роликовые подшипники.

Упорные подшипники (рис. 14.2, о, п) воспринимают одностороннюю (однорядные) или двустороннюю (двухрядные) осевую нагрузку. Выпускаются как шариковыми, так и роликовыми; находят широкое применение в машинах и механизмах.

14.2. ВЫБОР ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ

Проверочный или проектный расчет подшипников качения осуществляется по методике, разработанной на основе международных стандартов ИСО/ТКЧ, СЭВ и ГОСТ 18854—73 и ГОСТ 18855—73.

По указанной методике номинальная долговечность подшипника L_h , выраженная в часах его работы определяется по табличному значению динамической грузоподъемности C , эквивалентной нагрузке P и частоте вращения n равенством

$$L_h = (10^6/6n) (C/P)^p. \quad (14.1)$$

Формула (14.1) справедлива при $n \geq 10$ об/мин; при $n = 1 \div 10$ об/мин в формуле используется значение $n = 10$ об/мин; если $n < 1$ об/мин, подшипник выбирается по статической грузоподъемности C_0 . Значение $p = 3$ — для шарикоподшипников и $p = 10/3$ — для роликоподшипников.

Номинальная долговечность выбранного подшипника должна быть больше или равна требуемой долговечности подшипника L_{hp} , которая определяется конструкцией проектируемого узла данной машины, т. е. $L_h \geq L_{hp}$. Рекомендуемые значения требуемой (расчетной) долговечности для различных типов машин приведены в табл. 14.5.

Эквивалентная нагрузка. Для радиальных шарикоподшипников и радиально-упорных шарико- и роликоподшипников эквивалентная нагрузка P определяется по формуле

$$P = (xK_v F_r + yF_a) K_B K_T; \quad (14.2)$$

для радиальных подшипников с короткими цилиндрическими роликами

$$P = K_v F_r K_B K_T; \quad (14.3)$$

для упорных подшипников

$$P = F_a K_B K_T. \quad (14.4)$$

Т а б л и ц а 14.5. Рекомендуемые значения расчетной долговечности для различных типов машин

Машины и оборудование	L_n , ч
Приборы и аппараты, используемые периодически: демонстрационная аппаратура, механизмы для закрывания дверей, бытовые приборы	500
Неответственные механизмы, используемые в течение коротких периодов времени: механизмы с ручным приводом, сельскохозяйственные машины, подъемные краны в сборочных цехах, легкие конвейеры	4 000 и более
Ответственные механизмы, работающие с перерывами: вспомогательные механизмы на силовых станциях, конвейеры для поточного производства, лифты, нечасто используемые металлообрабатывающие станки	8 000 и более
Машины для односменной работы с неполной нагрузкой: стационарные электродвигатели, редукторы общего назначения, часто используемые металлорежущие станки	12 000 и более
Машины, работающие с полной нагрузкой в одну смену: машины общего машиностроения, подъемные краны для режимов Т и ВТ, вентиляторы, распределительные валы	Около 20 000
Машины для круглосуточного использования: компрессоры, насосы, шахтные подъемники, стационарные электромашинны, судовые приводы	40 000 и более
Непрерывно работающие машины с высокой нагрузкой: оборудование бумажных фабрик, энергетические установки, шахтные насосы, оборудование торговых морских судов	100 000 и более

Т а б л и ц а 14.6. Значение коэффициентов радиальной (x) и осевой (y) нагрузок для подшипников различных типов

Тип подшипника	Коэффици- цент $e_{ас}$	Коэффициент $e_{агн}$	Подшипники							
			Однорядные			Двухрядные				
			$e_{art} > e_{агн}$		$e_{art} > e_{агн}$		$e_{art} \leq e_{агн}$			
			x	y	x	y	x	y		
Шарикоподшипники ради- альные	0,014	0,19		2,30						
	0,028	0,22		1,99						
	0,056	0,26		1,71						
	0,084	0,28		1,55						
	0,110	0,30	0,56	1,45						
	0,170	0,34		1,31						
	0,280	0,38		1,15						
	0,420	0,42		1,04						
0,560	0,44		1,00							
Шарикоподшипники ради- ально-упорные: $\alpha = 12^\circ$	0,014	0,30		1,81			2,94			2,08
	0,029	0,34		1,62			2,63			1,84
	0,057	0,37		1,46			2,37			1,60
	0,086	0,41		1,34			2,18			1,52
	0,11	0,45	0,45	1,22	0,74		1,98	1		1,39
	0,17	0,48		1,13			1,84			1,30
	0,29	0,52		1,04			1,69			1,20
	0,43	0,54		1,01			1,64			1,16
0,57	0,54		1,00			1,62			1,16	

Продолжение табл. 14.6

Тип подшипника	Коэффициент e_{dC}	Коэффициент $e_{aгн}$	Подшипники					
			Однорядные			Двухрядные		
			$e_{aгг} > e_{aгн}$			$e_{aгг} > e_{aгн}$		
			x	y	z	x	y	z
$\alpha = 26^\circ$	—	0,68	0,41	0,87	0,67	1,44	1	0,92
$\alpha = 36^\circ$	—	0,95	0,37	0,66	0,60	1,07	1	0,60
Шарикоподшипники самонаправляющиеся	—	1,5 tg α	—	—	0,65	0,65 ctg α	1	0,42 ctg α
Роликподшипники радиально-упорные и самоустанавливающиеся	—	1,5 tg α	0,40	0,4 ctg α	0,67	0,67 ctg α	1	0,45 ctg α

Примечания: 1. Для однорядных подшипников при $e_{aгг} \leq e_{aгн}$ принимается $x = 1$ и $y = 0$. 2. Если два однорядных радиально-упорных подшипника установлены узкими или широкими торцами наружных колец друг к другу, то эта пара рассматривается как один двухрядный подшипник. При этом значение коэффициента e_{dC} определяется как F_d/C_0 , где C_0 — статическая грузоподъемность одного подшипника. 3. Для двоясных радиально-упорных шарикоподшипников значение коэффициента e_{dC} определяется отношением $2F_d/C_0$. 4. Если два или несколько радиально или радиально-упорных подшипников установлены последовательно, то значения x и y принимаются как для однорядного подшипника, а коэффициент e_{dC} определяется отношением F_d/C_0 .

**Т а б л и ц а 14.7. Значения коэффициента безопасности K_6
в зависимости от характера нагрузки**

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

В формулах (14.2)—(14.4) обозначены: F_r — радиальная нагрузка, Н; F_a — осевая нагрузка, Н; x — коэффициент радиальной нагрузки (табл. 14.6); y — коэффициент осевой нагрузки (табл. 14.6); K_v — коэффициент вращения внутреннего кольца подшипника относительно направления нагрузки $K_v = 1$, при вращении наружного кольца — $K_v = 1,2$; K_6 — коэффициент безопасности (табл. 14.7); K_T — температурный коэффициент (табл. 14.8).

Радиальная нагрузка F_r определяется внешними нагрузками, действующими на подшипниковый узел. Радиальная реакция со стороны подшипника на вал считается приложенной к точке пересечения нормали, проведенной через середину контактной площадки и геометрической оси вала.

Осевая нагрузка F_a для радиальных шарикоподшипников, самоустанавливающихся шарико- и роликоподшипников и упорных подшипников определяется внешними нагрузками.

При использовании радиально-упорных подшипников необходимо учитывать, что в указанных подшипниках радиальные нагрузки вызывают появление дополнительных осевых составляющих.

При использовании радиально-упорных шарико- и роликоподшипников осевые нагрузки на левый (F_{a1}) и правый (F_{a2}) подшипники зависят от схемы установки подшипников (рис. 14.3), а также направления и величины внешней осевой нагрузки ($A_{1,2}$ или $A_{2,1}$). Радиальные нагрузки, действующие на подшипники F_{r1} и F_{r2} , вызывают появление в указанных подшипниках осевых составляющих S_{a1} и

Т а б л и ц а 14.8. Зависимость температурного коэффициента от рабочей температуры подшипника

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

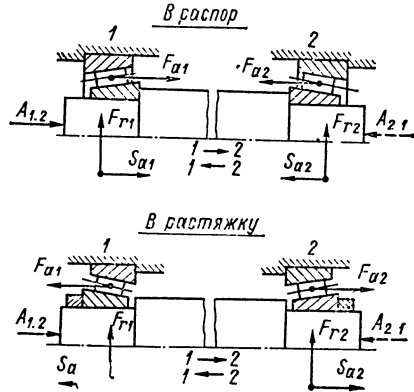


Рис. 14.3

S_{a2} . Значение этих составляющих для радиально-упорных шарикоподшипников

$$S = e_{rC} F_r, \quad (14.5)$$

где e_{rC} — коэффициент, при $\alpha = 12^\circ$ равный

$$\lg e_{rC} = [\lg (F_r/C_0) - 1,144]/4,729 \quad (14.6)$$

при $\alpha = 26^\circ$ $e_{rC} = 0,68$, при $\alpha = 36^\circ$ $e_{rC} = 0,95$.

При использовании радиально-упорных роликоподшипников значение

$$S = 1,245 \operatorname{tg} \alpha F_r. \quad (14.7)$$

Равенства (14.5)—(14.7) позволяют найти по известным значениям радиальных нагрузок F_{r1} и F_{r2} в левом и правом подшипниках вызываемые ими осевые составляющие S_{a1} и S_{a2} , действующие на вал. Величина этих составляющих и внешняя осевая нагрузка $A_{1,2}$ или $A_{2,1}$ определяют направление возможного смещения и, следовательно, величину осевых нагрузок F_{a1} и F_{a2} в подшипниках (табл. 14.9). Направление осевого смещения зависит от направления равнодействующей трех сил S_{a1} , S_{a2} и $A_{1,2}$ (или $A_{2,1}$), т. е. от соотношения суммы двух сил, направленных в одну сторону с третьей, направленной в другую сторону. Например, для схемы в распор (рис. 14.3) при $S_{a1} + A_{1,2} > S_{a2}$ направление смещения от первого ко второму подшипнику ($1 \rightarrow 2$) и т. д.

Для радиальных роликоподшипников с короткими цилиндрическими роликами, эквивалентная нагрузка которых определяется на основе зависимости (14.3), допускаемая осевая нагрузка для подшипников серии 2300 и 2400 равна

$$F_a = k_a C_0 [1,75 - 0,125nk_b (D - d)],$$

а для подшипников серий 2500 и 2600

$$F_a = k_a C_0 [1,16 - 0,08nk_b (D - d)],$$

где D и d — наружный и внутренний диаметры подшипника, мм; k_a и k_b — расчетные коэффициенты.

Т а б л и ц а 14.9. Значение осевых составляющих F_{a1} и F_{a2} для радиально-упорных подшипников

Осевые составляющие сил	Направление внешней осевой нагрузки			
	$A_{1,2}$		$A_{2,1}$	
	Направление возможного перемещения вала			
	$1 \rightarrow 2$	$1 \leftarrow 2$	$1 \rightarrow 2$	$1 \leftarrow 2$
<i>Установка подшипников в распор</i>				
F_{a1} F_{a2}	S_{a1} $(S_{a1} + A_{1,2})$	$(S_{a2} - A_{1,2})$ S_{a2}	S_{a1} $(S_{a1} - A_{2,1})$	$(S_{a2} + A_{2,1})$ S_{a2}
<i>Установка подшипников в растяжку</i>				
F_{a1} F_{a2}	$(S_{a1} + A_{1,2})$ S_{a2}	S_{a1} $(S_{a1} - A_{1,2})$	$(S_{a2} - A_{2,1})$ S_{a2}	S_{a1} $(S_{a1} + A_{2,1})$

Т а б л и ц а 14.10. Значения коэффициента k_b

Осевая нагрузка	Температура	Смазка	k_b
Изменяющаяся	Умеренная	Пластичная Жидкая	0,02 0,06
Непродолжительная	Низкая	Жидкая	0,1
Случайная		Жидкая и пла- стичная	0,2

Значения k_d приведены ниже.

Легкая серия подшипника	$8,5 \cdot 10^{-1}$
Средняя »	»	$7 \cdot 10^{-2}$
Тяжелая »	»	$6 \cdot 10^{-2}$

Значения k_b приведены в табл. 14.10.

Проверочный расчет. Если типоразмер подшипника выбран на основе тех или иных конструктивных соображений, то осуществляется поверочный расчет. Условие работоспособности данного подшипника выражается соотношением

$$L_h \geq L_{hp}, \quad (14.8)$$

где L_h — номинальная (расчетная) долговечность данного подшипника, определяемая по формуле (14.1); L_{hp} — требуемая долговечность подшипника, рассчитываемая исходя из сроков эксплуатации привода данной машины (см. табл. 14.5).

Если расчетная долговечность подшипника определяется для привода, в котором частота вращения переменная, то необходимо воспользоваться рекомендациями работы [29].

Значение динамической грузоподъемности C в формуле (14.1) принимается для данного подшипника по табл. 14.1—14.4.

Вычисление эквивалентной нагрузки P по зависимости (14.2) связано с необходимостью выбора конкретных значений коэффициентов x и y по табл. 14.6. Для этого необходимо предварительно найти значения трех безразмерных коэффициентов e_{aC} , e_{aRn} и e_{art} , определяющих условия нагружения подшипника и его способность воспринимать данные нагрузки с точки зрения соотношения между осевой и радиальной составляющими.

Значения e_{aC} и e_{art} определяются по формулам:

$$e_{aC} = F_a/C_0; \quad e_{art} = F_a/F_r.$$

Величина e_{aRn} , т. е. номинального соотношения между F_a и F_r , до которого наличие осевой составляющей силы не влияет на эквивалентную нагрузку (см. табл. 14.6). Следует учитывать, что фактическое значение F_a для радиально-упорных подшипников должно определяться по внешней осевой нагрузке A с учетом дополнительной осевой нагрузки S , величина которой зависит от радиальной нагрузки F_r (см. с. 315). При расчете P по табл. 14.7 и 14.8 находятся коэффициенты K_B и K_T , а также выбирается значение K_p .

Сопоставляя между собой номинальный и фактический коэффициенты, по данным табл. 14.6 находим x и y .

Проектный расчет. Задачей проектного расчета является выбор типоразмера подшипника, соответствующего по своей динамической C (или статической C_0 , если $n < 1$ об/мин) расчетной грузоподъемности, которая зависит от внешних радиальных и осевых нагрузок, долговечности L_h , частоты вращения n и условий, определяющих значения коэффициентов K_p , K_B и K_T . Эта задача решается на основе равенства (14.1) и в зависимости от типа подшипника на основе (14.2)—(14.4).

Особенности выбора типоразмера подшипника при проектном расчете следующие. Для шариковых радиальных подшипников необходимо прежде всего определить значение $e_{art} = F_a/F_r$. При этом могут быть три случая.

1. Значение $e_{art} < 0,19$ (т. е. меньше номинального e_{aRn} по табл. 14.6). Величины x и y для определения P принимаются равными соответственно 1,00 и 0. После этого из (14.2) определяется значение P и вычисляется по (14.9) требуемая расчетная динамическая грузоподъемность подшипника C_p . Затем по табл. 14.1 выбирается типоразмер подшипника, находится для него значение e_{aC} , по табл. 14.9 для данного e_{aC} определяются величины x и y , вычисляются P и C_p . Если новое полученное значение C_p незначительно отличается от табличного значения C , то расчет заканчивается. Если отличие значительно, то необходимо проверить подшипники на номер меньший или на номер больший.

2. Значение $e_{art} > 0,44$ (т. е. больше максимально номинального e_{aRn} по табл. 14.6).

Величины x и y необходимо принять равными соответственно 0,56 и 2,30 и далее осуществлять расчет в соответствии с рекомендациями п. 1.

3. Значение $0,19 < e_{art} < 0,44$. Для предварительного расчета необходимо принять $x = 0,56$, а y равным одному из промежуточных значений по табл. 14.6. Чем больше e_{art} , тем большее значение y должно быть взято. Дальнейший ход расчета такой же, как в п. 1.

Шариковые, радиально-упорные подшипники ($\alpha = 12^\circ$) при выполнении проектного расчета можно выбрать лишь методом подбора с последующим выполнением проверочного расчета, так как только для конкретного типоразмера подшипника может быть найден по зависимости (14.6) коэффициент e_{rC} , определяющий осевые составляющие S , возникающие в указанных подшипниках от действия радиальных нагрузок.

При этом первоначальный типоразмер подшипника выбирается либо по конструктивным соображениям, либо на основе опыта проектирования узлов машин подобного типа.

При выполнении проектного расчета и выборе шариковых радиально-упорных подшипников $\alpha = 26$ и 36° значения x и y принимаются по табл. 14.6, а величина F_a определяется на основе зависимостей, приведенных в табл. 14.9. [При этом значения S вычисляются по формуле (14.5). Аналогично рассчитываются и радиально-упорные роликоподшипники, отличие заключается лишь в том, что осевая составляющая S определяется по формуле (14.7).

Самоустанавливающиеся (сферические) шариковые и роликовые подшипники рассчитываются при значениях коэффициентов x и y , принимаемых по табл. 14.6 в зависимости от величины α .

14.3. ПОДШИПНИКОВЫЕ УЗЛЫ

Подшипниковый узел проектируется после того, как с учетом величины и характера действующих нагрузок, их коэффициента работоспособности и скорости вращения выбран тип подшипника. Следует иметь в виду, что для одних и тех же условий могут быть использованы подшипники различных типов, поэтому необходимо учитывать как стоимость подшипников, так и опыт эксплуатации узлов, аналогичных проектируемому.

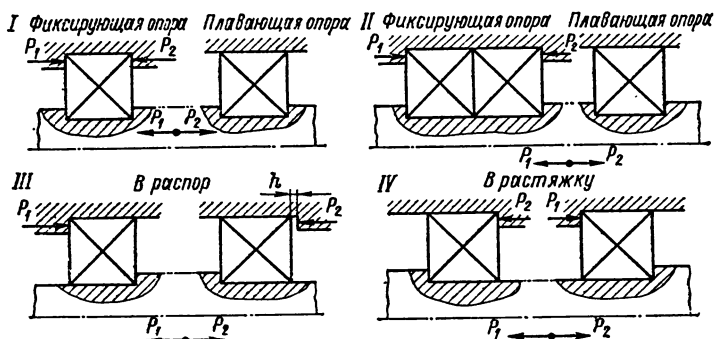


Рис 14.4

Основными вопросами, которые решаются при проектировании подшипниковых узлов, выполненных на подшипниках качения, являются восприятие осевых усилий, действующих на вал (ось), и предотвращение осевого смещения вала. Последнее необходимо для того, чтобы обеспечить требуемый режим работы деталей и элементов передач (зубчатых, конических и червячных колес, червяков и т. д.). При этом решается конструкция элементов крепления подшипников на валах и фиксации их в корпусе. Первый вопрос был рассмотрен в гл. 13 (см. рис. 13.3). Фиксирование подшипников в корпусе осуществляется по одной из четырех схем, показанных на рис. 14.4.

Схема I. В корпусе закрепляется наружное кольцо одного из подшипников, воспринимающих осевую нагрузку в обоих направлениях, вторая опора является скользящей. Схема может применяться при любой длине вала (ограничение по перекоосу колец подшипника при деформации вала) в тех случаях, когда радиальная и осевая игра вала за счет зазоров в подшипнике и изменения температуры допустимы по условию работы передачи (например, цилиндрические зубчатые колеса). Эта схема широко применяется в передачах, кроме конических и червячных. Недостатками ее являются необходимость использовать подшипник, воспринимающий осевые усилия в обоих направлениях, и малые радиальная, осевая и угловая жесткости вала.

Схема II. В фиксирующей опоре устанавливаются два подшипника, которые при регулировании сводят к минимуму или устраняют совсем радиальную и осевую игру вала. Сдвоенный подшипник значительно увеличивает угловую жесткость вала. Схема может применяться в тех случаях, что и схема I, включая конические и червячные передачи. Единственным недостатком схемы является некоторое усложнение конструкции опорного узла.

Схема III. Внешние торцы наружных подшипников упираются в торцы крышек или других деталей корпуса: фиксация в распор. Наиболее часто эта

схема применяется для валов конических и червячных передач, которые должны занимать точное осевое положение, с использованием радиально-упорных шариковых и роликовых подшипников (с углом $\alpha = 12^\circ$). Если некоторая осевая игра вала допустима, то в схеме могут использоваться радиальные, а также сферические шариковые и роликовые подшипники при условии восприятия ими осевых сил P_1 и P_2 . Схема конструктивно проста, находит преимущественное применение при коротких жестких валах.

С х е м а IV. Это осевая фиксация в растяжку, отличается от предыдущей тем, что при температурном удлинении вала не происходит заклинивания подшипников. Это является ее достоинством. Однако она конструктивно сложна и поэтому применяется сравнительно редко и, как правило, лишь в тех случаях, когда использование такой схемы целесообразно по условиям компоновки всей сборочной единицы.

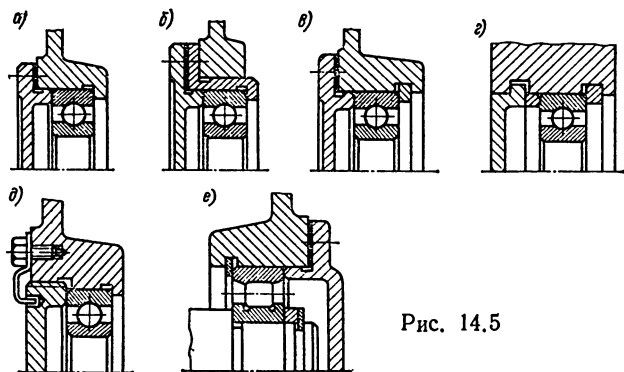


Рис. 14.5

Конструктивные варианты выполнения фиксирующего подшипникового узла по схеме показаны на рис. 14.5. Поджим крышкой к упорному буртику (а) целесообразно применять при значительной осевой силе, действующей в направлении буртика. Крепление надежное, но конструктивно неудобно тем, что затрудняет расточку корпуса и исключает возможность выполнения указанной операции с одной его установки, поэтому в ряде случаев целесообразно применять вариант исполнения (б) с дополнительным стаканом. Применение варианта (в) с разрезным кольцом оправдано в том случае, когда действует односторонняя осевая нагрузка в сторону крышки. В разъемном корпусе применяются врезные крышки и цельные кольца (е), которые могут воспринимать значительные осевые усилия, действующие в обе стороны. Крепление (д) надежно, но конструктивно усложнено, так как требует нарезания резьбы в корпусе, поэтому применяется сравнительно редко. Подшипники в корпусе или дополнительном стакане устанавливаются по скользящей посадке $H7$. Такая же посадка применяется и для плавающей опоры. Если для плавающей опоры по условию восприятия радиальной нагрузки применен роликовый подшипник, то он может крепиться в корпусе по варианту (е).

При конструировании подшипникового узла по схеме II плавающая опора остается такой же, как и в схеме I (см. рис. 14.4). Фиксирующая опора в зависимости от величины осевых усилий может конструироваться в вариантах рис. 14.6 с применением радиально-упорных шариковых и роликовых подшипников и упорных подшипников в сочетании с радиальными. Подварианты исполнения: с упором в буртик корпуса и в стакане. Регулирование осевого зазора в вариантах (а), (б) и (е) осуществляется набором тонких металлических прокладок, устанавливаемых под фланец крышки подшипника. В варианте (в) регулирование осуществляется гайкой на валу. Этот вариант применяется, если необходимо повысить жесткость вала на изгиб, так как при прочих равных условиях значение плеча A в схеме (е) будет больше, чем в схеме (б).

Т а б л и ц а 14.11. Посадки подшипников в корпус

Условия, определяющие выбор посадки		Режим работы	Посадки	Подшипниковые узлы
Корпус	Циркуляционное	Нормальный	M7, K7	Ролики ленточных транспортеров, натяжные ролики, сельскохозяйственные машины
		Нормальный или тяжелый	N7	Ролики ролягангов, подшипники коленчатых валов компрессоров, ходовые колеса мостовых кранов
		Нормальный или тяжелый (для точных сборочных единиц)	M6, K6	Подшипники шпинделей тяжелых станков (расточных и фрезерных)
		Нормальный	J ₆ , J7	Центробежные насосы, вентиляторы, центрифуги, подшипники шпинделей станков (металлорежущих)
		Нормальный или тяжелый (перемещение вдоль оси невозможно)	M7, K7, J7	Конические роликоподшипники коробок передач задних мостов автомобилей и тракторов
Вал	Местное	Нормальный или тяжелый	H7	Большинство подшипников общего машиностроения, редукторы, железнодорожные и трамвайные буксы
		Нормальный или тяжелый (для точных сборочных единиц)	K6, J ₆ , K7, J7	Подшипники шпинделей шлифовальных станков, коренные подшипники коленчатых валов двигателей
		Легкий или нормальный (разъемные корпуса)	K6, J ₆ , K7, J7	Трансмиссионные валы и сборочные единицы, не требующие точного вращения, сельскохозяйственные машины

Т а б л и ц а 14.12. Посадки подшипников на вал

Условия, определяющие выбор посадки	Диаметры подшипников, мм				Посадка	Машина и подшипниковый узел	
	Вид нагружения внутреннего кольца	радиальных		радиально-упорных			
		шарико-ролик-вых	ролик-вых	шарико-ролик-вых			ролик-вых
Вращается или не вращается вал	Режим работы	Всех размеров				g6	Ролики ленточных транспортеров и подвесных дорог для небольших грузов
Не вращается	Местное	Легкий или нормальный	g6, fg6	Натяжные ролики, блоки, ролики роллангов			
		Нормальный или тяжелый			Центрифуги, центробежные насосы, вентиляторы, редукторы, коробки скоростей станков		
Вращается	Циркулярное	Легкий или нормальный	До 40	До 40		До 40	Станки, подшипники кривошипно-шатунных механизмов, коробки передач автомобилей и тракторов, шпиндели металлорежущих и шлифовальных станков, редукторы
		Нормальный или тяжелый	> 100	> 100	> 100		
			> 100	> 100	> 180	k6, js6 k4, k6, js6 k4, k6, js6 m5, m6	
	Тяжелая и ударная нагрузки	Всех размеров				m6, m6	Коленчатые валы двигателей, ходовые колеса мостовых кранов, ролики роллангов тяжелых станков, дробильные машины

Схема III подшипникового узла имеет также несколько вариантов исполнения. На рис. 14.7, а осевое фиксирование вала осуществляется крышками. При

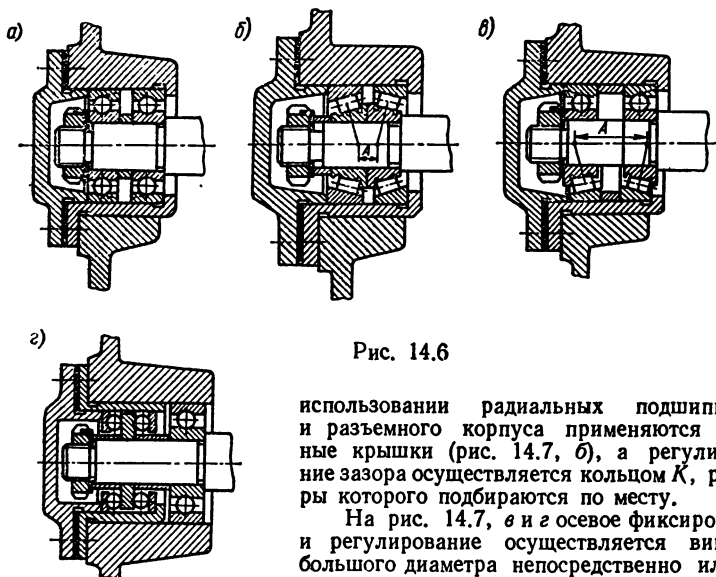


Рис. 14.6

использовании радиальных подшипников и разъемного корпуса применяются врезные крышки (рис. 14.7, б), а регулирование зазора осуществляется кольцом К, размеры которого подбираются по месту.

На рис. 14.7, в и г осевое фиксирование и регулирование осуществляется винтами и регулирование диаметра непосредственно или через нажимную шайбу.

В зависимости от вида нагружения и от условий работы посадки подшипников могут осуществляться в соответствии с рекомендациями табл. 14.11 и 14.12.

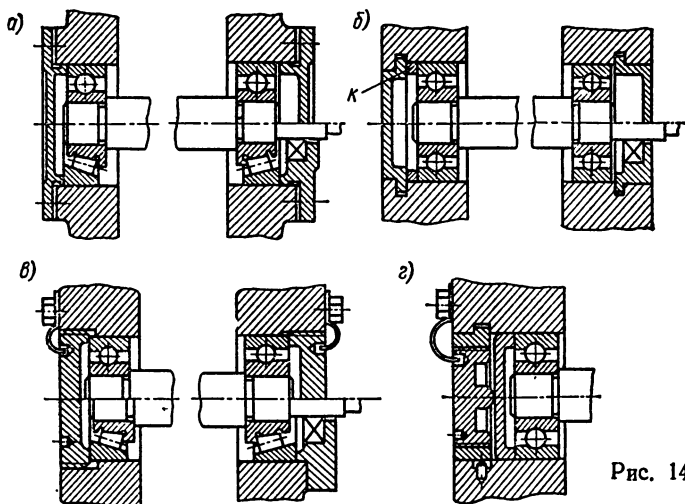


Рис. 14.7

14.4. КОРПУСА И КРЫШКИ

Для отдельно устанавливаемых подшипников используются корпуса по ГОСТ 13218.1—67 ÷ ГОСТ 13218.11—67. Стандарты распространяются на неразъемные корпуса под подшипники диаметром от 47 до 400 мм и разъемные — от 110 до 400 мм.

Т а б л и ц а 14.13. Основные размеры (мм) неразъемных корпусов подшипников качения широкой серии ШМ по ГОСТ 13218.1—67 и ГОСТ 13218.2—67 (рис. 14.8, а—з)

Корпус	D	L	A	H	H ₁	D ₁	d	d ₂	B	B ₁	L ₁	h	m, кг	
ШМ-47 ШМ-52	47	115	85	68,5	36	63	9	11	32	26	65	15	0,49	
	52	125	90	76,0	40	70			34	28	72	16	0,50	
ШМ-62 ШМ-72 ШМ-80	62	145	110	90,5	48	80		13	13	36	40	85	17	0,79
	72	160	125	101,0	52	90				40	42	98	18	1,08
	80	175	140	113,0	58	100				45	46	110	20	1,49
ШМ-90 ШМ-100 ШМ-110	90	190	155	130,5	68	110		11	15	48	46	125	22	2,08
	100	210	165	139,5	72	120				52	52	135	25	2,57
	110	225	180	157,7	80	130						155	28	3,42
ШМ-120 ШМ-130	120	245	195	179,5	92	145		13	17	58	48	175	30	4,68
	130	260	210	190,5	98	155	62							
ШМ-140	140	285	235	199,5	102	165	68			66	70	210	40	9,49
ШМ-150	150	305	250	215,0	110	180	22			70	210	40	9,49	

Примечания: 1. ГОСТ 13218.2—67 предусматривает корпус диаметром D до 400 мм. 2. Пример условного обозначения корпуса серии ШМ диаметром D = 140 мм; корпус ШМ-90 ГОСТ 13218.1—67.

Т а б л и ц а 14.14. Основные размеры (мм) неразъемных корпусов подшипников качения узкой серии УМ по ГОСТ 13218.3—67 и ГОСТ 13218.4—67 (рис. 14.8, а, е)

Корпус	D	L	A	H	H ₁	D ₁	d	Резь- ба d ₁	d _s	B	B ₁	L ₁	t	m, кг
УМ-80 УМ-85	80	180	135	113	58	100	9		13	35	42	110	19	0,71 1,42
	85	185	140	120,5	63	105								
УМ-90 УМ-100 УМ-110	90	195	150	130,5	68	110	11			38	48	125	22	1,85 2,33 3,05
	100	215	165	139,5	72	120				135		24		
	110	235	185	157,5	80	130				155		26		
УМ-120 УМ-125	120	260	210	179,5	92	145		—	17	48	48	175	32	4,31 4,99
	125	270	220	188	98	150				180		34		
УМ-130	130	280	225	190,5	98	155	13			50	54	185	35	5,77
										52		195		
УМ-140 УМ-150	140 150	295 315	235 255	199,5 215	102 110	165 180			22	55	58	210	40	6,42 8,30
										52		195		

П р и м е ч а н и я: 1. ГОСТ 13218.4—67 предусматривает корпус диаметром D до 400 мм. 2. Пример условного обозначения корпуса серии УМ диаметром D = 190 мм; корпус УМ-190 приведен в ГОСТ 13218.4—67.

Т а б л и ц а 14.15. Основные размеры (мм) разъемных корпусов подшипников качения широкой серии РШ по ГОСТ 13218.9—67 (рис. 14.8, ж, з, и) и узкой серии (РУ) по ГОСТ 13218.10—67 (рис. 14.8, к)

Корпус	D	L	A	H	H ₁	D ₁	d	Резьба d ₁	d ₂	d ₃	B	B ₁	h	m, кг						
РШ-110	110	235	180	157,5	80	130	11	—	17	16	55	45	28	4,28						
	РШ-120	120	245	195	179,5	145	13				68	62	8,85							
РШ-130	130	260	210	190,5	98	155	13		22		80	68	75	34	8,05					
	РШ-140	140	290	235	199,5	102										165	70	62	11,40	
РШ-150	150	230	250	215	110	180	—		M12		80	75	80	40	14,90					
РШ-160	160	335	260	230	120	190										20	M14	85	72	15,60
	РШ-170	170	265	240	125	200														
РШ-180	180	350	275	250	130	210										20	M14	85	72	15,60
	РШ-190			190	260	135														
РШ-200	200	360	290	270	140	230										20	M14	85	72	15,60

Примечание. 1. ГОСТ 13218.9—67 предусматривает корпус диаметром D до 400 мм. 2. Предельное отклонение для корпусов при D > 150 мм соответствует ±0,4 мм. 3. Пример условного обозначения корпуса серии РШ диаметром 140 мм; корпус РШ-140 приведен в ГОСТ 13218.9—67.

Таблица 14.16. Размеры (мм) крышек торцевых глухих низких ГН и высоких ГВ подшипников качения по ГОСТ 13219.1—67 ÷ 13219.4—67 (рис. 14.9 а, б)

Крышка	D (H7)	D ₁	D ₂	D ₃	D ₄	d ₁	d ₂	B	h	h ₁	H		e	
											низ- ких	высо- ких	низ- ких	высо- ких
ГН-62	62	80	55					85				18		13
ГН-72	72	90	65			9	18	98	4	6	13	19	8	14
ГН-80	80	100	72					110				20		15
ГН-85	85	105	78	—				115				22		17
ГН-90	90	110	80					125				26		20
ГН-100	100	120	90			11	20	135		7	16	27	10	21
ГН-110	110	130	100		155				5			28		22
ГН-120	120	145	110		175						17	29		
ГН-125	125	150	116		180									
ГН-130	130	155	118		185	13	24	—		9	21	34	14	27
ГН-140	140	165	128		195				6					29
ГН-150	150	180	138		210									30

Примечание. ГОСТ 13219.2—67 предусматривает глухие крышки диаметром D до 400 мм.

Т а б л и ц а 14.17. Размеры (мм) крышек торцевых с манжетным уплотнением низких МН для корпусов подшипников качения по ГОСТ 13219.5—67 и ГОСТ 13219.6—67 (рис. 14.9, в, е)

Крышка	D (h7)	d (H11)	D_1	D_2 (H7)	D_3	D_4	d_1	d_2	B	b	h	h_1	H	e	
МН62×32	62	33	80	52	55		9	18	85	11,0	4	6	17	2	
									98						110
МН72×38 МН72×45	72	39 45	90	58	65		11	20	125	13,6	5	7	21	3	
				65					135						
МН80×45 МН80×50	80	45 51	100	65	72		13	24	125	13,6	6	9	22	3	
				70					135						
МН90×50	90	51	110	70	80		13	24	125	13,6	6	9	22	3	
				80					135						
МН100×55 МН100×65	100	56 66	120	80	90		13	24	125	13,6	6	9	22	3	
				90					135						
МН110×60 МН110×75	110	62 77	130 130	85	100		13	24	125	13,6	6	9	22	3	
				100					135						
МН120×65 МН120×80	120	67 82	145	90	110		13	24	125	13,6	6	9	22	3	
				105					135						
МН130×75 МН140×80 МН140×95 МН150×85 МН150×100	130 140 140 150 150	77 82 97 87 102	150 155 155 180 180	100	118 128 128 138 138		13	24	125	135	13,6	6	9	22	3
				105											
				110											
				115											
				120											
				125											

Примечание. ГОСТ 13219.5—67 и ГОСТ 13219.6—67 предусматривают крышки МН с манжетным уплотнением диаметром D до 400 мм.

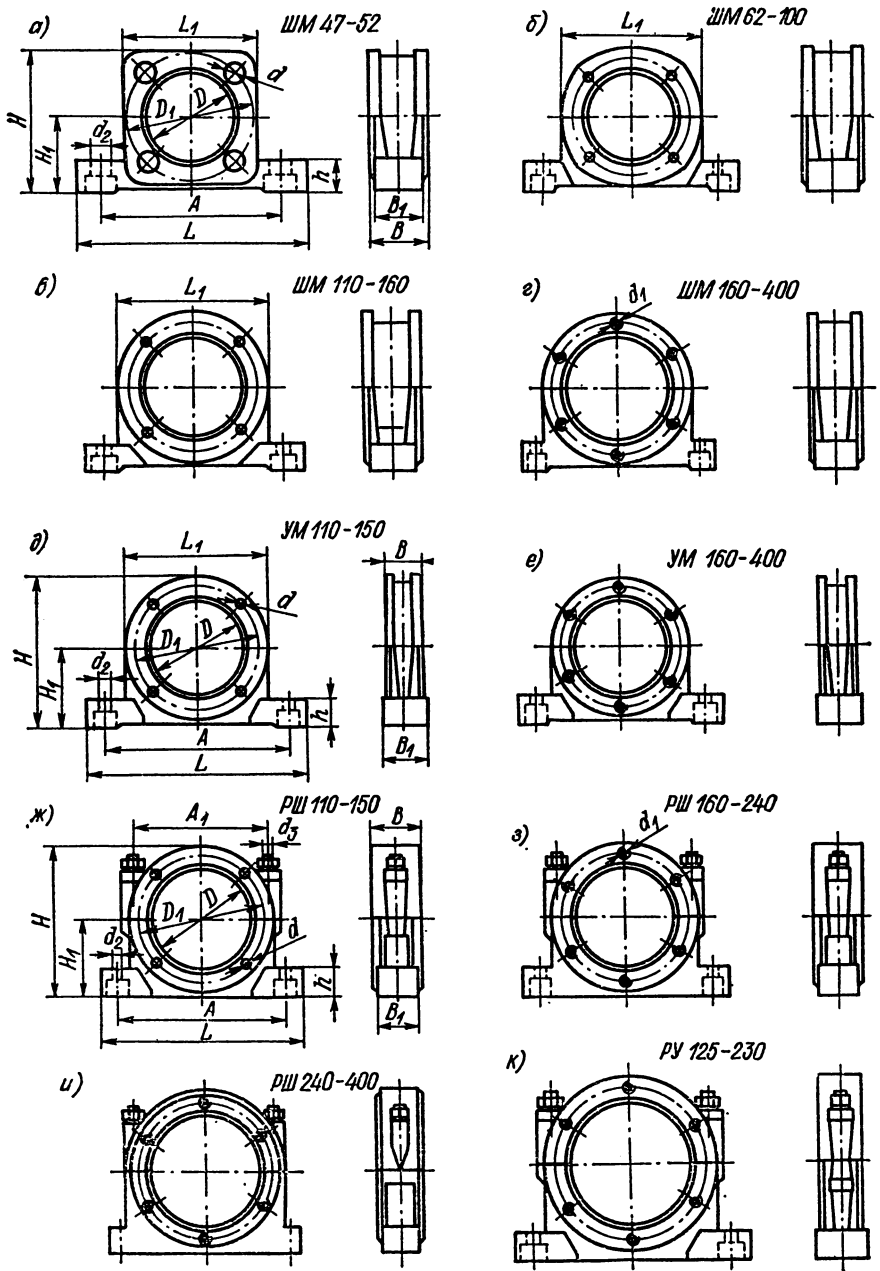


Рис. 14.8

Т а б л и ц а 14.18. Размеры (мм) крышек торцевых с маяжтным уплотнением средних МС и высоких МВ для корпусов подшипников качения по ГОСТ 13219.7—67÷ГОСТ 13219.10—67 (рис. 14.9, з, д, ж, з)

Крышка	D (h7)	d (H11)	D ₁	D ₁ (H7)	D ₃	D ₄	d ₁	d ₂	B	b	h	h ₁	H		e	
													сред- них	высо- ких	сред- них	высо- ких
MC62×20	62	21	80	40	55	—	9	18	85	11,0	4	6	19	27	4	12
MC62×25		26	42	65												
MC72×25		31	90	52	72											
MC72×30			100	58												
MC80×30	80	36	105	60	78	—	11	20	125	5	7	20	30	28	29	13
MC80×35		41	60	80												
MC85×40		46	65	90												
MC90×35	90	36	110	58	80	—	20	135	13,6	6	9	21	32	35	9	20
MC90×45		41	70	100												
MC100×40	100	47	120	60	90	—	13	24	—	9	9	20	32	40	5	17
MC100×50		51	80	100												
MC110×45	110	52	130	65	100	155	—	24	11,0	6	7	23	38	7	19	22
MC110×55		57	70	80												
MC120×50	120	62	145	70	110	175	—	24	—	9	8	25	38	6	19	27
MC120×60		67	85	90												
MC125×70	125	72	160	95	116	180	—	24	—	6	6	25	31	39	8	20
MC130×55		77	100	118												
MC130×65	130	77	155	80	118	185	—	24	13,6	6	6	25	31	46	12	27
MC140×60		82	85	95												
MC140×70	140	72	165	85	128	195	—	24	—	6	6	25	31	39	6	20
MC150×75		77	100	138												
MC150×75	150	77	180	100	138	210	—	24	—	6	6	31	48	12	29	30
MC150×75		77	100	138												

Корпуса для подшипников качения имеют следующие обозначения: У — узкая серия; Ш — широкая серия; М — корпус для малой нагрузки, действующей от опоры (при действии к опоре допускаются большие нагрузки); Б — корпус для

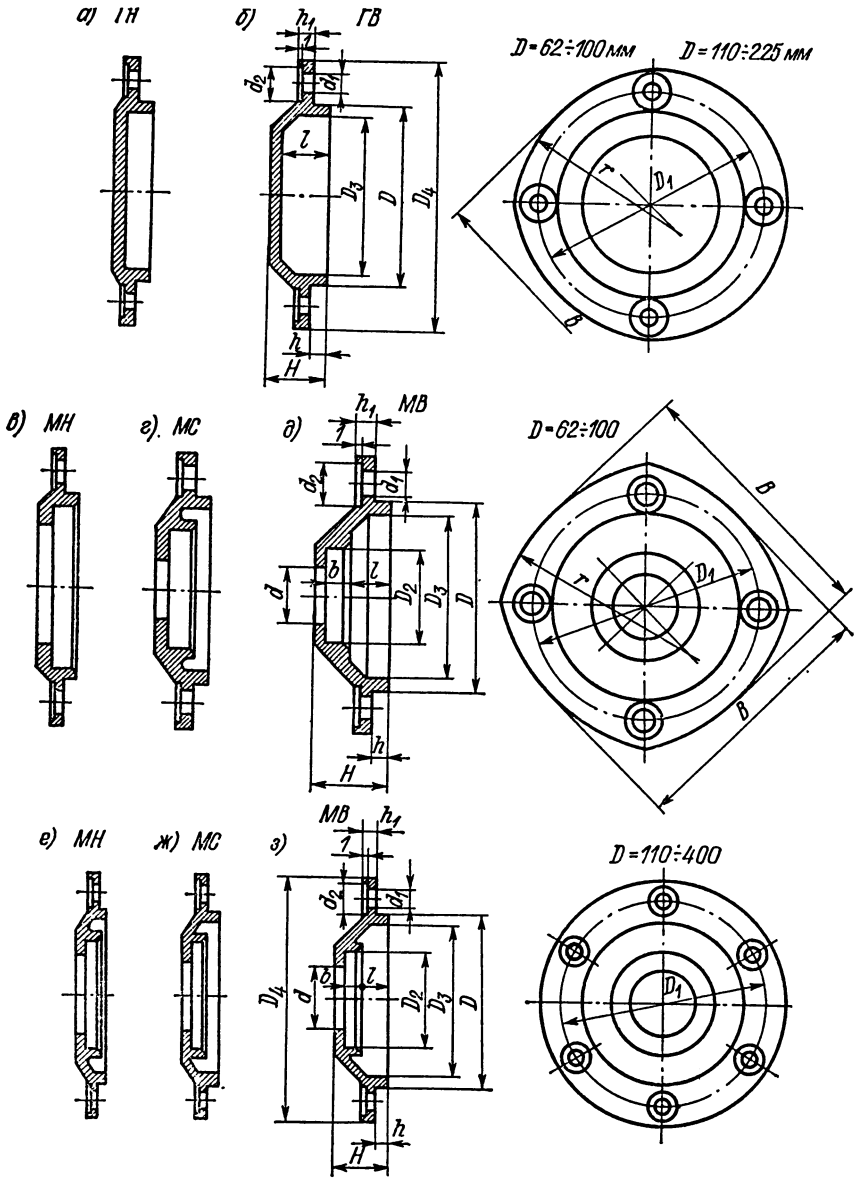


Рис. 14.9

большой нагрузки, действующей в любом направлении; Р — корпус разъемный. Неразъемные корпуса могут воспринимать нагрузки в любом перпендикулярном к оси направлении.

Материал корпусов подшипников СЧ 21—40. Технические требования на корпус даны в ГОСТ 13218.11—67.

В табл. 14.13—14.17 приведены характеристики более часто применяемых корпусов типов ШМ, УМ, РШ и РУ (рис. 14.8). Обычно в отдельно устанавливаемых корпусах используются самоустанавливающиеся шариковые и роликовые подшипники, допускающие значительно большие перекосы, чем, например, радиальные подшипники, которые могут возникнуть при сборке.

В соответствии с размерами корпусов под подшипники качения, торцевые крышки стандартизованы по ГОСТ 13219.1—67÷ГОСТ 13219.17—67 для диаметров подшипников 47—400 мм. Указанные крышки могут быть использованы также для корпусов редукторов и других машин. Крышки изготавливаются из чугуна СЧ 21—40 по техническим требованиям ГОСТ 13219.17—67.

Обозначение торцевых крышек следующее: Г — глухая крышка; М — крышка с манжетным уплотнением; Н — низкая крышка; С — средняя крышка; В — высокая крышка. В табл. 14.16—14.18 даны размеры торцевых крышек ГН, ГВ, МН, МС и МВ (рис. 14.9).

Глава 15

МУФТЫ ОБЩЕГО НАЗНАЧЕНИЯ

15.1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ И КЛАССИФИКАЦИЯ

Муфты передают вращательное движение и крутящий момент с одного вала на другой, расположенный соосно, или с вала на установленную на нем деталь.

Наряду с кинематической и силовой функцией с помощью муфт решается и ряд других задач, связанных с проектированием, монтажом и эксплуатацией машин и механизмов. К этим задачам относятся компенсация неточностей в относительном расположении валов (продольных, поперечных и угловых), возникающих при монтаже оборудования; ослабление вибрации, толчков и ударов, передаваемых от рабочего органа на двигатель; предохранение деталей и сборочных единиц машин от случайных перегрузок; ограничение частоты вращения; облегчение запуска машины; соединение или разъединение валов во время работы машины на холостом ходу и под нагрузкой.

Муфты могут передавать крутящий момент до 1 000 000 Н·м, применяться при частоте вращения до 6300 об/мин, соединять валы под углом до 45° (шарнирные муфты) и допускать число включений до 300—350 в час.

В зависимости от функционального назначения муфты делятся на четыре группы (см. схему).

Глухие муфты применяются для постоянного во время эксплуатации соединения соосных валов в одну жесткую схему.

Компенсирующие муфты применяются при возможном некотором относительном смещении валов (рис. 15.1): продольном Δ , поперечном e , угловом α или комбинированном. Рационально выбранная конструкция компенсирующей муфты в значительной мере устраняет вредное влияние несоосности осей валов, что особенно важно, если соединяются агрегаты, устанавливаемые на отдельных фундаментах или недостаточно жестких рамах.

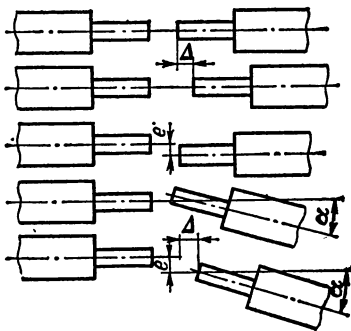
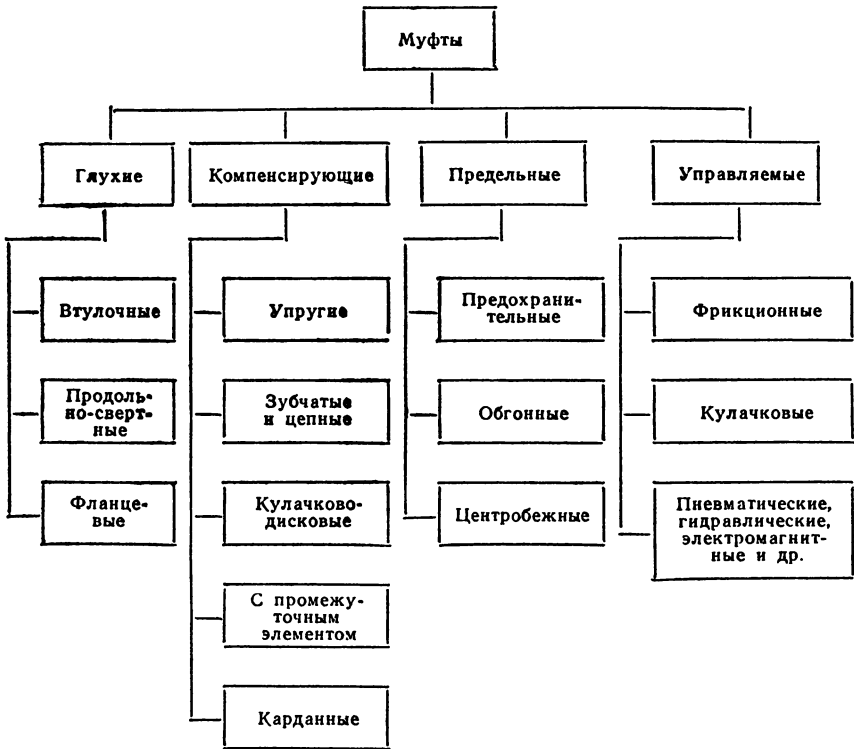


Рис. 15.1

СХЕМА



Предельные муфты автоматически предотвращают возможность передачи недопустимых значений крутящего момента или частоты вращения (как минимальной, так и максимальной) с одного вала на другой, а также обеспечивают вращение вала или установленной на нем детали в одном направлении.

Управляемые муфты предназначаются для соединения или разъединения валов в неподвижном состоянии, на холостом ходу или под нагрузкой с помощью механизмов управления. Такие муфты применяются в механизмах, нуждающихся во время эксплуатации в частых пусках, остановках, реверсировании или изменении режима работы.

Наряду с указанными группами муфт, отличающимися своим функциональным назначением, известны комбинированные конструкции, которые сочетают в себе две или более функций, например компенсацию и предохранение или предохранение и управление и т. д.

15.2. ГЛУХИЕ МУФТЫ

Глухие муфты используются для соединения валов, оси которых смещены не более чем на 0,002—0,005 мм, в тех приводах машин, где требуется жесткое соединение отдельных валов в один составной вал, чтобы он работал как цельный.

Глухие муфты при неточном монтаже по расположению осей соединяемых валов вызывают в указанных валах значительные напряжения изгиба и среза, поэтому они находят ограниченное применение в приводах машин.

Т а б л и ц а 15.1. Характеристики глухих фланцевых муфт по ГОСТ 20761—75 (рис. 15.2)

d	D	l		L		M _н	
		Исполнение				сталь	чугун
		1	2	1	2		
мм						Н·м	
12 14	80	—	25	—	53	16	8
16 18	90	—	28	—	60	16—31,5	8,0—16,0
20 22	100	—	36	—	76	31,5—63	16,0—31,5
25 28	140	—	42	—	83	63—125	31,5—63
32		80	58	170	120	125—250	63—125
40 45	150 170	110	82	230	170	250—400	125—200
50	180					400—630	200—315
55 60	190					630—1000 1000—2500	315—500 500—1250
70	200	140	105	290	220	630—1000 1000—2500	315—500 500—1250
80 90	210	170	130	350	270	1600—4000 2500—4000	800—2000 1250—2000
100 110		210	165	430	340	2500—4000 4000	1250—2000 2000

Примечание. ГОСТ 20761—75 предусматривает также 2-й ряд размеров муфт по d, являющийся менее предпочтительным.

Известны *штульные муфты* по МН 1067-69—60, продольно-свертные по МН 2600—61 и фланцевые по ГОСТ 20761—75, которые чаще используются в приводах машин.

Фланцевые муфты по ГОСТ 20761—75 обеспечивают наиболее точное, жесткое и прочное соединение валов; способны передавать значительный крутящий момент (до 4,0 кН·м); удобны при монтаже и демонтаже; хорошо балансируются. Недостатком является необходимость в точной перпендикулярности торцевых поверхностей полу-муфт. Могут применяться при частоте вращения 1000—4000 об/мин (нижний предел для больших диаметров, верхний — для малых).

Материалом для полу-муфт служит чугун СЧ 28-48 или СЧ 32-52; при окружных скоростях по наружному диаметру $v > 35$ м/с применяется стальное литье. Характеристики фланцевых муфт по ГОСТ 20761—75 приведены в табл. 15.1 (рис. 15.2).

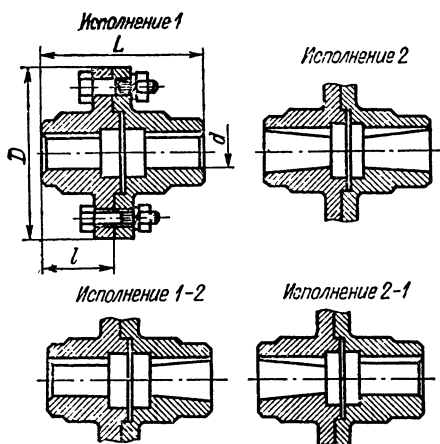


Рис. 15.2

15.3. КОМПЕНСИРУЮЩИЕ МУФТЫ

Компенсирующие муфты делятся на жесткие и упругие. В жестких муфтах, к которым относятся зубчатые, цепные, кулачково-дисковые и шарнирные, компенсация несоосного расположения валов осуществляется за счет предусмотренной конструкцией возможности некоторого смещения жестких деталей муфты. В упругих муфтах такое смещение осуществляется за счет деформации упругого

силевого элемента муфты. Компенсирующие муфты получили широкое распространение в промышленности благодаря своим положительным свойствам.

Упругие штульно-пальцевые муфты МУВП получили наиболее широкое применение в практике; просты по конструкции, надежны в эксплуатации, обеспечивают легкость монтажа и демонтажа; обладают определенными компенсирующими

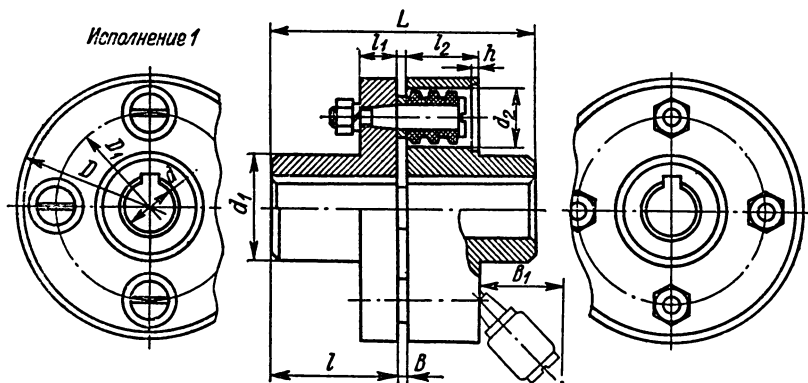


Рис. 15.3

свойствами.

свойствами; перекося до $\alpha = 1^\circ$ и смещение до $e = 0,2 \div 0,4$ мм. Однако в этом случае нагрузка неравномерно распределяется между кольцами, что приводит к усиленному износу втулок. Допускают осевой сдвиг до 10—15 мм; работают при температуре от -40 до $+50^\circ\text{C}$ в среде с парами воды, керосина, масла и бензина; передают крутящие моменты от 0,0063 до 16 кН·м.

Муфта состоит из двух полумуфт (рис. 15.3), на одной из которых закрепляются пальцы с надетыми на них упругими втулками. Полу­муфты изготавливаются из чугуна СЧ 21-40, а для быстроходных муфт применяется сталь 30 или

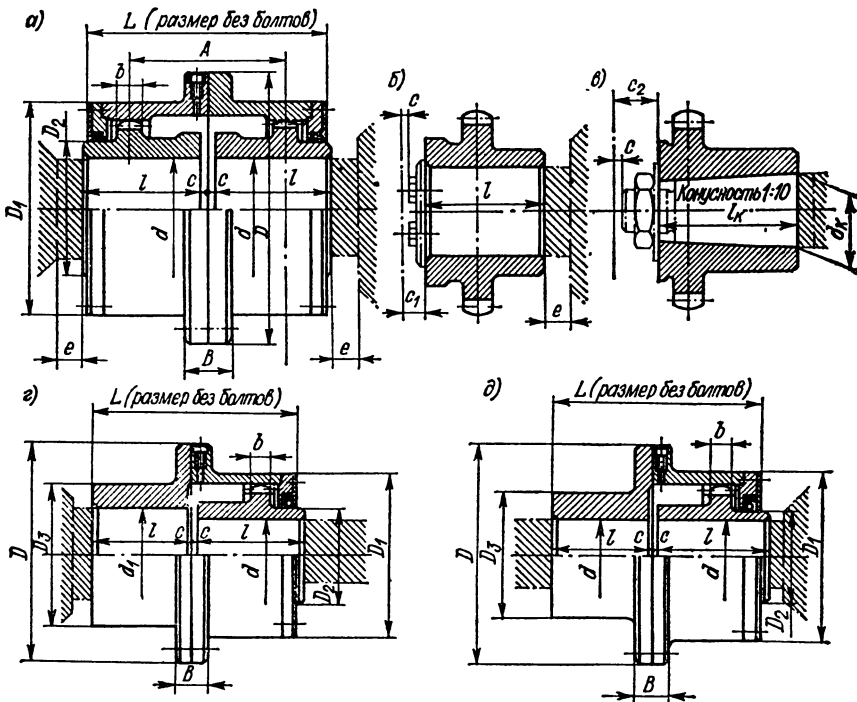


Рис. 15.4

стальное литье. Пальцы изготавливаются из стали 45, втулки — из специальной резины. Характеристики муфт МУВП приведены в табл. 15.2.

Зубчатые муфты предназначены для передачи крутящего момента до 1000 кН·м. Зубчатые муфты состоят из двух обоем с внутренними зубьями, которые находятся в зацеплении соответственно с двумя зубчатыми втулками (рис. 15.4). Втулки сажаются на концы соединяемых валов, а обоемы соединяются между собой болтами. При отсутствии радиального смещения наибольший угол перекося осей валов $\alpha = 1^\circ$. Наибольшее радиальное смещение при отсутствии перекося ($\alpha = 0^\circ$) равно $e = 0,0087A$. При наличии перекося и радиального смещения допускаются $e = (0,0006 \div 0,0008) A$; $\alpha = 0^\circ 30'$, где A — размер по рис. 15.4, а.

Достоинство зубчатых муфт — высокая нагрузочная способность при сравнительно небольших габаритах. Изготавливаются два типа зубчатых муфт: тип МЗ — для соединения валов, опирающихся на опоры (рис. 15.4, а) и тип МЗП — для соединения валов через промежуточный безопорный вал (рис. 15.4, е, д). Втулки зубчатых муфт могут использоваться с посадкой как на цилиндрический конец вала, так и на конический (рис. 15.4, б, в). Муфты МЗП могут иметь и различные внутренние диаметры втулок под промежуточный вал. Допускается изготовление

Т а б л и ц а 15.2. Характеристики муфт МУВП
по ГОСТ 21424—75 (рис. 15.3)

М _к , Н·м	d	D	L		l		D ₁	B	B ₁	l ₁	d ₁	d ₂	l ₂	n	Г _{шпак} , об/мин	GD ² , кг·м ²
			Исполнение													
			1	2	1	2										
мм																
6,3	10 11	67	51	43	24	20	45				22			3	8800	0,003
	12 14		63	51	30	24										
16,0	12 14	71	83	59	40	28	50				30 32			4	7600	0,004
	16 18															
31,5	16 18	90	84	60	60	42	63				30 32			4	6350	0,005
	20 22		104	76							50					
63,0	20 22	100	124	88	60	42	71				36 40			6	5700	0,008
	25 28										165					
125,0	25 28	125	125	89	60	42	90				45 50			4	4600	0,025
	32 36		165	125							80					
250	32 36	140	225	175	110	85	105				56 63			6	3800	0,054
	40 45										165					

M _к , Н·м	d	D	L		l		D ₁	B	B ₁	l ₁	d ₁	d ₂	l ₂	n	n _{max} , об/мин	GD ² , кг·м ²	
			Исполнение														
			I		II												
			1	2	1	2											
мм																	
500	40 45	170	225	175	110	85	130	5	56	18	71 90	28	32	8	3600	0,155	
	50 56										90 95						
1000	50 56	210	226	176	140	105	160	6	24	36	90 100	40	2850	0,49			
	63		286	216							110						
2000	63 71	260	288	218	170	130	200	8	71	30	110 125	48	48	2300	1,06		
	80 90		348	268							140 150						
4000	80 90	320	350	270	210	170	240	10	85	38	140 160	60	60	1800	3,25		
	100 110		430	350							180 180						
8000	100 110	420	432	352	250	200	320	12	110	48	180 200	75	75	1450	10,62		
	125 140		512	412							220 240						
16000	125 140	530	434	354	210	170	400	14	130	56	220 250	90	95	1150	17,31		
	160 180		614	494	300	240					280 300						

Примечания: 1. n — число пальцев, n_{max} — предельная частота вращения. 2. Маховой момент GD² приведен ориентировочно.

Т а б л и ц а 15.3. Характеристики зубчатых муфт МЗ и МЗП по ГОСТ 5006—55 (рис. 15.4, а—д)

Номер муфты	Размеры, мм													M _к , КН·м	n _{max} , об/мин	m, кг	GD ² , кг·м ²		
	Муфты МЗ										Муфты МЗП								
	d	d _к	d ₁	A	D	D ₁	D ₂	D ₃	B	L	t _к	φ	c ₁					c ₂	e
<i>Муфты МЗ</i>																			
1	40	38	—	49	170	110	55	—	34	55	55	2,5	11	18	12	0,71	6300	10,2	0,12
2	50	55	—	75	185	125	70	—	34	70	80	2,5	13	22	12	1,40	5000	14,3	0,21
3	60	55	—	95	220	150	90	—	40	85	80	2,5	15	25	18	3,15	4000	24,0	0,42
4	75	75	—	125	250	175	110	—	40	105	105	2,5	17	28	18	5,60	3350	38,0	0,85
5	90	95	—	145	290	200	130	—	50	115	130	5,0	22	35	25	8,00	2800	57,0	1,80
6	105	—	—	160	320	230	140	—	50	125	—	5,0	25	—	25	11,80	2500	80,0	2,80
7	120	120	—	185	350	260	170	—	50	140	165	5,0	25	40	30	19,00	2120	110,0	4,60
8	140	150	—	210	380	290	190	—	50	160	200	5,0	30	45	30	23,60	1900	163,0	8,30
9	160	—	—	220	430	330	210	—	50	165	—	5,0	30	30	30	30,00	1700	187,0	14,20
10	180	—	—	245	490	390	260	—	50	180	—	5,0	30	—	30	50,00	1400	268,0	28,0
<i>Муфты МЗП</i>																			
1	40	—	60	—	170	110	55	95	34	55	—	2,5	—	—	—	0,71	6300	20,5	0,24
2	50	—	70	—	185	125	70	110	34	70	—	2,5	—	—	—	1,40	5000	31,0	0,47
3	60	—	90	—	220	150	90	145	40	85	—	2,5	—	—	—	3,15	4000	51,0	0,87
4	75	—	100	—	250	175	110	170	50	105	—	2,5	—	—	—	5,60	3350	76,0	1,80
5	90	—	120	—	290	200	130	190	50	115	—	5,0	—	—	—	8,00	2800	115,0	3,50
6	105	—	130	—	320	230	140	210	50	125	—	5,0	—	—	—	11,80	2120	170,0	6,00
7	120	—	150	—	350	260	170	240	50	140	—	5,0	—	—	—	19,00	2500	218,0	10,00
8	140	—	170	—	380	290	190	270	50	160	—	5,0	—	—	—	23,60	1900	337,0	16,50
9	160	—	190	—	430	330	210	280	50	165	—	5,0	—	—	—	30,00	1700	355,0	20,50
10	180	—	210	—	490	390	260	320	50	180	—	5,0	—	—	—	50,00	1400	505,0	40,00

промежуточного вала за одно целое с полумуфтами. Детали муфт изготавливаются из стали, марок 40, 40Х или 45Л. Зубья втулок термически обрабатываются до $HRC > 45 \div 50$, а обоймы — до $BH \geq 350$.

Характеристики зубчатых муфт приведены в табл. 15.3. Муфты выбираются по наибольшему диаметру концов соединяемых валов с последующей проверкой по крутящему моменту $M_{к,р}/M_{к,р} \geq [n]$, где $M_{к,р}$ — крутящий момент, передаваемый муфтой; $M_{к,р}$ — крутящий момент на соединяемых валах; $[n]$ — коэффициент запаса; $[n] = n_1 n_2$, n_1 — коэффициент, учитывающий ответственность передачи, равный; 1,0 — при остановке машины без аварийных последствий; 1,2 — при возможности аварии машины; 1,5 — при возможности аварии ряда машин; 1,8 — при возможности человеческих жертв; n_2 — коэффициент условий работы

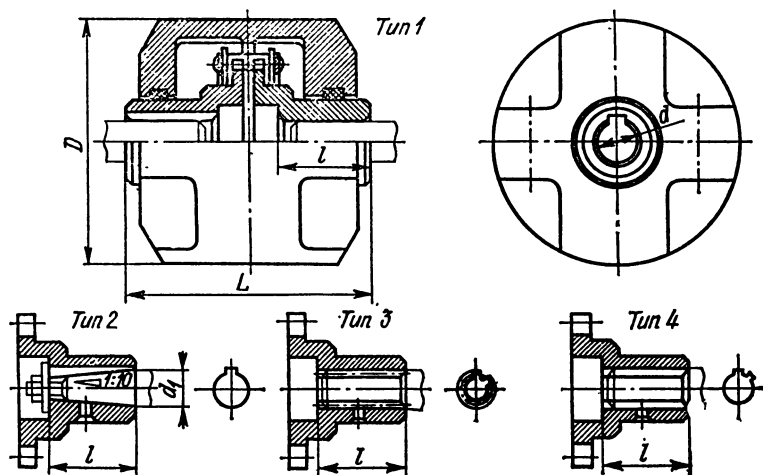


Рис. 15.5

муфты, равный; 1,0 — при спокойной работе; 1,1—1,3 — при вибрации и толчках; 1,3—1,5 — при работе с ударами и реверсированием.

Цепные муфты изготавливаются по ГОСТ 20742—75 для валов диаметром 20—140 мм и передаваемых крутящих моментов от 0,063 до 8,0 кН·м в четырех исполнениях в зависимости от конструкции конца вала: цилиндрического, конического, шлицевого с эвольвентным профилем и шлицевого прямоугольного (рис. 15.5).

Достоинствами цепной муфты являются простота конструкции и обслуживания, надежность, технологичность изготовления, малые габариты и масса, удобный монтаж и демонтаж, недостаток ее — наличие мертвого хода, который ограничивает их применение в реверсивных передачах.

Допускают радиальное смещение валов до $e = 1,2$ мм и угловое смещение до $\alpha = 1^\circ$ (см. рис. 15.1). Для предохранения от загрязнения и лучшей смазки муфты целесообразно закрывать кожухом с уплотняющими элементами.

Муфты допускают частоту вращения до 1600 об/мин. Материал звездочек — сталь 45, зубья подвергаются поверхностной закалке до $HRC > 40 \div 45$. Размеры и параметры цепных муфт приведены в табл. 15.4.

В муфтах с торообразным упругим элементом используется резиновая или резино-кордная оболочка в виде тора (рис. 15.6). Муфты отличаются высокими компенсирующими и демпфирующими свойствами, что способствует уменьшению нагрузок в элементах передачи при динамических воздействиях на рабочий орган машины. Недостаток их — сравнительно большие габариты.

Таблица 15.4. Характеристики цепных муфт по ГОСТ 20742—75 (рис. 15.5)

M _к , H·м	Размеры, мм										Тип цепи	e, мм	n _{тах} , об/мин	m, кг	GD ² , кг·м ²						
	d	d ₁	D	Тип						3—4											
				Исполнение																	
				1	2	1	2	1	2							1	2				
63,0	20	20	110	102	80	102	—	36	39	25	36	ПР-19,05-2500	0,15	1600	1,3	0,005					
	22	22		—	—	—	—	—	—	—	—						—				
	25	25	—	92	128	122	—	42	45	27	42						ПР-25,4-5000	0,20	1400	1,8	0,027
	28	28																			
25	25	125	128	168	162	80	58	61	39	58	ПР-31,75-7000	0,20	1200	2,0	0,070						
28	28															—					
32	32	140	206	222	228	172	110	82	85	57						ПР-31,75-7000	0,20	1000	2,0	0,081	
36	36																				—
32	32	—	278	222	228	172	110	82	85	57	ПР-31,75-7000	0,20	1000	2,0	0,089						
36	36																				—
40	40	—	—	—	—	—	—	—	—	—						ПР-31,75-7000	0,20	1000	2,0	0,103	
45	45																				—
45	45	—	—	—	—	—	—	—	—	—	ПР-31,75-7000	0,20	1000	2,0	0,260						
50	50																				—
56	56	—	—	—	—	—	—	—	—	—						ПР-31,75-7000	0,20	1000	2,0	0,260	
56	56																				—

Продолжение табл. 15.4

M _{кв} Н·м	Размеры, мм												Тип цепи	ε, мм	Γ _{пшх} , об/мин	m, кг	GD ² , кг·м ²	
	d	d ₁	D	Тип								3-4						
				Исполнение														
				1		2		1		2								3-4
1000	50 56 63	50 56 63	210	280	224	230	174	224	110	82	85	54	82	ПР-38,1-10000	0,4	800	3,5	
2000	63 71	63 71	280	354	284	290	220	284	140	105	108	73	105					0,61 0,72
4000	80 90 100 110	80 90 100 110	310	424	344	352	272	344	170	130	134	94	130	ПР-50,8-16000	0,6	700	3,8	0,80 0,84 0,82 0,89
8000	110 125 140	110 125 140	350	514	424	432	332	424	210	165	169	124	165					1,88 2,03 2,19 2,36
				604	504	512	408	504	250	200	204	154	200					2,56

Примечания: 1. ГОСТ 20742-75 предусматривает также 2-й ряд размеров муфт по d, являющийся менее предпочтительным. 2. Γ_{пшх} — предельная частота вращения. 3. GD² — маховой момент.

В зависимости от диаметра муфты допускают осевое смещение Δ до 11,0 мм, радиальное — до 5 мм, угловое — до $1,5^\circ$.

По ГОСТ 20884—75 предусмотрен выпуск муфт для соединения валов от 14 до 220 мм и передачи крутящих моментов до 0,024 до 40 кН·м.

Кулачково-дисковые муфты применяются при возможном относительно большом смещении валов, которое допускается до $e = 0,04d$. Угловое смещение до $\alpha = 0^\circ 30'$.

Муфты состоят из одинаковых полумуфт, каждая из которых имеет диаметральный паз, и промежуточного диска с выступами по торцам, расположенным

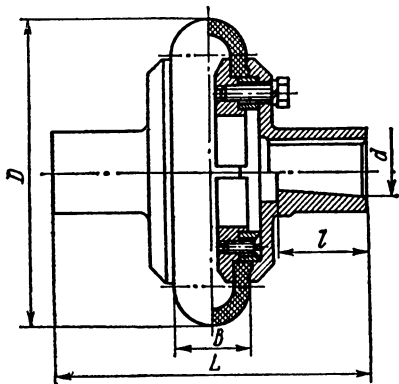


Рис. 15.6

перпендикулярно (рис. 15.7). При вращении валов со смещенными осями выступы диска, входящие в пазы полумуфт (ходовая посадка), скользят в пазах полумуфт, что обеспечивает возможность их использования при значительном смещении валов. Муфты могут применяться для передачи крутящего момента до 40 кН·м. Допускаемая частота вращения 100—140 об/мин (меньшее n для больших d).

Полумуфты изготавливаются из стали 45Л или высокопрочного чугуна ВЧ 60-2, диск — из стали 45Л. Для полумуфт могут применяться также высокоуглеродистые и легированные стали с последующей высокочастотной вакалкой или цементацией пазов для снижения их износа. В отдельных случаях целесообразно применение дисков из бронзы. Характеристики муфт приведены в табл. 15.5.

Кулачковая муфта с призматическим элементом состоит из двух одинаковых полумуфт, между которыми установлена призматическая деталь, например, из текстолита, через которую передается крутящий момент (рис. 15.8, а) допускает смещение валов $e = 0,2$ мм и угловой перекос до $\alpha = 0^\circ 40'$. Полумуфты изготавливаются из стали Ст3 для $d \leq 45$ мм или чугуна СЧ 12-28 для $d > 45$ мм. Характеристики муфт приведены в табл. 15.6.

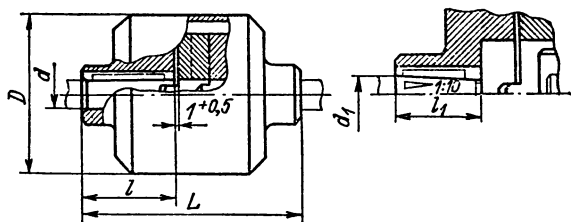


Рис. 15.7

Упругие муфты со звездочкой состоят из двух одинаковых полумуфт, снабженных кулачками, между которыми помещается резиновая звездочка (рис. 15.8, б); они просты по конструкции, имеют высокие эксплуатационные качества, могут работать при большой частоте вращения. Недостатками муфты являются: сравнительно небольшой передаваемый крутящий момент и необходимость сдвига валов или полумуфт при монтаже.

Муфты допускают смещение осей валов до $e = 0,3$ мм и угол перекоса до $\alpha = 1,5^\circ$, могут работать при температуре от -40 до $+50^\circ\text{C}$.

Т а б л и ц а 15.5. Характеристики кулачково-дисковых муфт по ГОСТ 20720—75 (рис. 15.7)

M _к , Н·м	d или d ₁ , мм	D, мм	L, мм		l, мм		l ₁ , мм		Допустимое радиальное смещение e, мм	m, кг	GD ² , кг·м ²
			Исполнения								
			1	2	1	2	1	2			
16	16 18	120	—	75	—	30	—	16	0,6	4,21	0,05
31,5	16 18 20 22	130	—	90	—	38	—	22		5,62	0,07
63	20 22 25 28	140	—	105	—	44	—	24	1,0	7,25	0,09
125	25 28 32	150	185	140	82	60	58	36		9,87	0,14
250	32 36 40 45	190	245	190	112	84	82	54	1,6	30,20	0,51
400	40 45		245	190	112	82	82	54		36,30	0,64
630	45 50 56 63	235	245	190	112	82	82	54	2,0	82,40	0,82
1000	50 56 63 71	265	315	245	142	107	105	70		121,00	1,01
1600	63 71 80		305	380	300	172	132	130	90	162,00	1,32
2500	71 80 90	320		380	300	172	132	130	90	3,6	183,00
4000	80 100 90 100		380	460	350	212	167	165	120		242,00
				380	300	172	132	130	90		

Примечание. Предусматривается также 2-й ряд размеров муфт по d, являющийся менее предпочтительным.

**Т а б л и ц а 15.6. Характеристика муфт
с призматическим элементом (рис. 15.8, а)**

Размеры, мм					$M_{к, Н \cdot м}$	$n_{max, об/мин}$	$m, кг$	$GD^2, кг \cdot м^2$
d	D	L	B	h				
16 18	70	80	40	20	17 30	8200	1,13	0,006
20 22	80	104	50		40 50	7000	1,62	0,009
25 28	100	124	60		80 110	5700	2,05	0,015
30 32 35	120	149	70	25	130 160 210	4700	2,63	0,018
40 45	150	184	80	30	320 450	3800	5,25	0,14
50 55	180	224	100	40	500 665	3200	9,80	0,36
60 65	220	254	120	50	865 1100	2600	16,2	0,97
70 75		274	140		1370 1690	2200	26,0	1,74
80 85	290	304	160	60	2040 2450	1800	38,3	3,5
90	330	344	180		2910	1700	62,5	6,0

Примечания: 1. Масса и маховой момент указаны ориентировочно.
2. n_{max} — предельная частота вращения.

Т а б л и ц а 15.7. Характеристики упругих муфт со звездочкой по ГОСТ 14084—76 (рис. 15.8, б)

Мк, Н·м	Размеры, мм											Допустимое смещение валов		n макс. об/мин	m, кг	GD ₂ , кг·м ²
	d	D	D ₁	L	d ₁	d ₂	l	l ₁	l ₂	B	H	радиальное, мм	угловое, ...			
2,3	6—7	32	30	45,5	—	20	28	16	16	10,5	1,25	0,1		6500	0,15	0,001
6,3	10—14	45	42	59,5	—	22—26	35	23	16	10,5	1,60			5000	0,27	0,002
16,0	12—18	53	50	81	26	26—28	48	30	28	15,0	1,60	0,2	1,5	4500	0,60	0,005
31,5	16—22	71	57	101	30	30—34	58	40	28	15,0	1,60			4000	0,91	0,007
63,0	20—28	85	80	123	36	36—42	75	50	40	22,0	2,00			3500	1,86	0,009
125,0	25—36	105	100	148	45	45—55	85	60	40	22,0	2,00	0,3		3000	3,5	0,012
250,0	32—45	135	130	191	56	55—70	108	80	48	25,0	3,00	0,4	1,0	2000	7,75	0,032
400,0	38—45	166	160	196	67	63—75	113	110	56	30,0	3,00			1500	12,10	0,061

П р и м е ч а н и я: 1. Диаметры d по 1-му предпочтительному ряду чисел. 2. Масса и маховой момент указаны ориентировочно. 3. l_{пш} — предельная частота вращения.

Материал полумуфт — сталь 35. Материал звездочки — резина с пределом прочности при растяжении не менее 16 МПа и относительным удлинением не менее 600 %.

Муфты применяются для соединения валов от 12 до 45 при M_K от 2,5 до 400 Н·м. Муфты выполняются по ГОСТ 14084—76; их характеристики приведены в табл. 15.7.

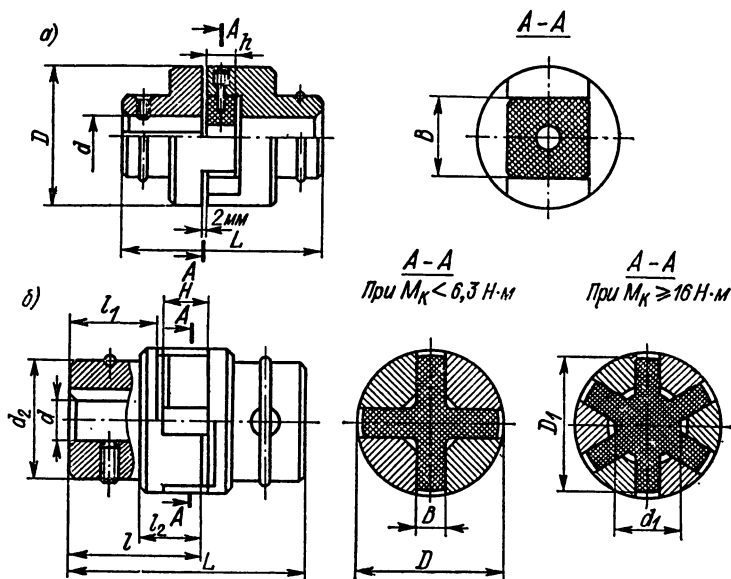


Рис. 15.8

15.4. ПРЕДЕЛЬНЫЕ МУФТЫ

Предельные муфты по своей функции в приводе машин ограничивают один из параметров передачи: момент, направление передачи момента, частоту вращения и др. В соответствии с этим их можно разделить на три группы: предохранительные, обгонные и центробежные.

Предохранительные муфты момента служат для защиты механизмов от перегрузки. Если момент сопротивления на ведомом валу достигнет определенной заранее заданной опасной для деталей и сборочных единиц привода величины, предельная муфта срабатывает, предотвращая возможность дальнейшего возрастания момента.

Обгонные муфты (муфты свободного хода) передают крутящий момент только в одном направлении до тех пор, пока угловая скорость вращения ведомого звена не превысит угловую скорость вращения ведущего. Если скорость вращения ведомого вала по тем или иным причинам превзойдет скорость ведущего вала, муфта автоматически размыкает соединение валов, но как только указанное неравенство исчезнет — муфта вновь соединяет валы.

Центробежные муфты предназначены для автоматического включения (или выключения) в работу устройства, с помощью которого крутящий момент передается от ведущего вала к ведомому при достижении ведущим валом определенной скорости вращения. Эти муфты позволяют во многих случаях снизить пусковые нагрузки, так как обеспечивают разъединение ведущего и ведомого валов до того момента, пока ведомый вал не достигнет заданной скорости.

15.5. ПРЕДОХРАНИТЕЛЬНЫЕ МУФТЫ

По конструктивному выполнению эти муфты делятся на кулачковые, шариковые, фрикционные и с ломающимся звеном. Первые три типа муфт (рис. 15.9) изготавливаются соответственно по ГОСТ 15620—77, ГОСТ 15621—77 и ГОСТ 15622—77 и позволяют регулировать предельный передаваемый момент в диапазоне от 2,5 до 337 Н·м. Они могут применяться для валов от 12 до 50 мм. Регулирование предела срабатывания осуществляется с помощью торцевой гайки, воздействующей на пружины, которые в свою очередь передают усилие на кулачки, шарики или фрикционные диски.

Аналогичные характеристики имеют шариковые и фрикционные муфты по стандартам, указанным выше. Известны конструкции специальных фрикционных муфт с предельным моментом до 4 кН·м.

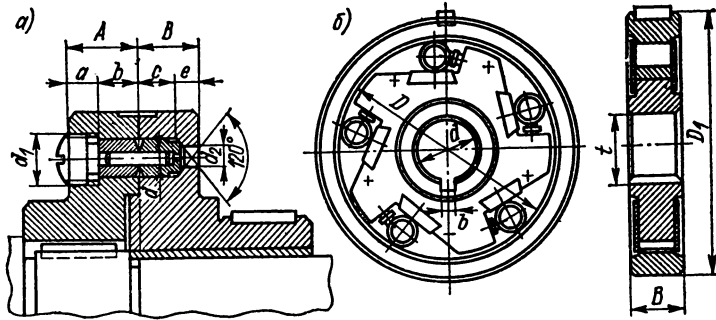


Рис. 15.9

Муфты с разрушающимся элементом в конструктивном отношении различаются по предохранительному элементу, который разрушается при повышении крутящего момента над допустимым (рис. 15.9, а). Необходимость замены предохранительного элемента после срабатывания муфты ограничивает возможность их применения лишь в машинах и механизмах с редкими и случайными перегрузками.

Муфты просты по конструкции и надежны в работе. Однако точность их срабатывания невелика. Муфта состоит из двух полумуфт (рис. 15.9, а), в которых имеются калиброванные втулки из стали 45Х. Полумуфты соединяются цилиндрическим штифтом с кольцевой проточкой в средней части. Штифты изготавливаются из стали марок У8А, У10А или 40, 45, 50. При перегрузке муфты штифт разрушается.

Основные характеристики муфт по нормали Р95-1 приведены в табл. 15.8.

Величина предельного крутящего момента $M_{\text{пр}}$, ограничиваемого муфтой, равна

$$M_{\text{пр}} = F k_0 \sigma_{\text{в.р}} R,$$

где F — площадь поперечного сечения штифта; k_0 — коэффициент (табл. 15.9); $\sigma_{\text{в.р}}$ — предел прочности при растяжении; R — радиус расположения срезаемого элемента.

Коэффициент точности срабатывания муфт со срезающимся штифтом

$$\gamma_m = M_{\text{пр max}} / M_{\text{пр min}} = 1,2 \div 1,4.$$

Обгонные муфты (рис. 15.9, б) способны передавать большие крутящие моменты, просты по конструкции, надежны в эксплуатации, имеют малые габариты. Эти муфты могут передавать моменты до 785 Н·м. Изготавливаются они по МНЗ—61 для диаметров от 10 до 90 мм.

Т а б л и ц а 15.8. Характеристики предохранительных муфт с разрушающимся элементом по нормалн Р95-1 (рис. 15.9, а)

Срезающая сила, кН	Размеры, мм								
	<i>d</i>	<i>d</i> ₁	<i>d</i> ₂	<i>A</i>	<i>B</i>	<i>a</i>	<i>b</i>	<i>c</i>	<i>e</i>
0,690 1,275	1,5 2,0	M16	5	22	16	10	12	11	5
2,85 5,20 8,10	3,0 4,0 5,0	M20	8	30	25	12	18	17	8
11,77 20,60 32,36	6,0 8,0 10,0	M30	12	50	45	22	28	26	19
55,00 83,40 130,00	13,0 16,0 20,0	M48	18	75	64	33	42	39	25

Т а б л и ц а 15.9. Значение коэффициента *k*₀ для штифтов

Диаметр штифта, мм	Штифты			
	гладкие		с V-образной проточкой	
	$\delta_s = 12 \pm 20 \%$	$\delta_s = 22 \pm 30 \%$	$\delta_s = 24 \pm 25 \%$	$\delta_s = 29,5 \pm 31,4 \%$
2—3	0,78—0,80	0,80—0,81	—	—
4—5	0,68—0,72	0,75—0,76	0,86—0,95	0,92—1,06
6—8	0,68—0,72	0,75—0,78	0,86—0,95	0,92—1,10

Примечание. δ_s — относительное удлинение материала при разрыве образца.

СОЕДИНЕНИЯ И УПЛОТНИТЕЛЬНЫЕ УСТРОЙСТВА

16.1. ШПОНОЧНЫЕ И ШЛИЦЕВЫЕ СОЕДИНЕНИЯ

Соединения предназначены для передачи крутящего момента от вала к посаженной на нем детали, или наоборот. Преимуществом шпоночных соединений является их простота и надежность в эксплуатации, но они ослабляют вал и ступицу

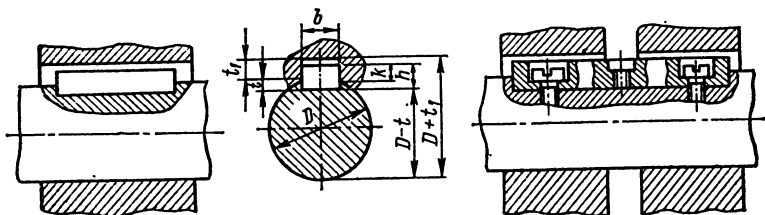


Рис. 16.1

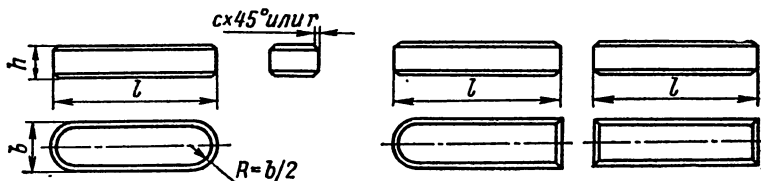


Рис. 16.2

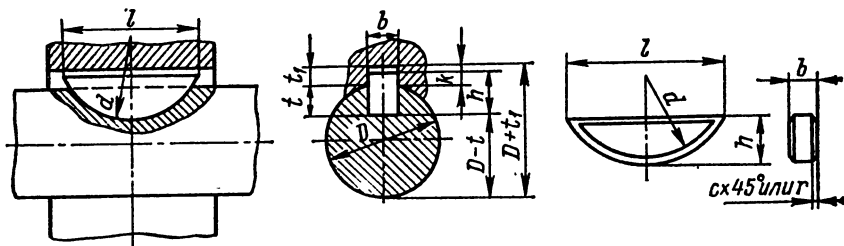


Рис. 16.3

шпоночными пазами и вызывают концентрацию напряжений. Шлицевые соединения по сравнению со шпоночными имеют большую нагрузочную способность, лучше центрируют деталь на валу и дают меньшую концентрацию напряжений, что повышает усталостную прочность валов, но они более сложны в изготовлении.

Шпоночные соединения. В зависимости от конструкции шпонки делят на призматические, сегментные, клиновые, тангенциальные, специальные. Наибольшее применение находят призматические и сегментные шпонки. По СТ СЭВ 189—75 размеры и сечения шпонки и пазов на валу и втулке приведены в табл. 16.1 (рис. 16.1). Призматические шпонки по СТ СЭВ 189—75 имеют размеры (рис. 16.2), приведенные в табл. 16.2. Изготавливаются они из стали Ст.6, 45, 50 и 60 с пределом прочности не ниже 600 МПа.

Конструкция и размеры сегментных шпонок показаны на рис. 16.3 и в табл. 16.3.

**Т а б л и ц а 16.1. Размеры (мм) сечений шпонок
и пазов (рис. 16.1) по СТ СЭВ 189—75**

Диаметр вала d	Размеры сечений шпонок		Глубина		Радиус закругления пазов	
	b	h	t	t_1	наим.	наиб.
От 6 до 8	2	2	1,2	1,0	0,08	0,16
Св. 8 до 10	3	3	1,8	1,4		
» 10 » 12	4	4	2,5	1,8		
Св. 12 до 17	5	5	3	2,3	0,16	0,25
» 17 » 22	6	6	3,5	2,8		
» 22 » 30	8	7	4	3,3		
Св. 30 до 38	10	8	5	3,3	0,25	0,4
» 38 » 44	12	8	5	3,3		
» 44 » 50	14	9	5,5	3,8		
» 50 » 58	16	10	6	4,3		
» 58 » 65	18	11	7	4,4		
Св. 65 до 75	20	12	7,5	4,9	0,4	0,6
» 75 » 85	22	14	9	5,4		
» 85 » 95	25	14	9	5,4		
» 95 » 110	28	16	10	6,4		
» 110 » 130	39	18	11	7,4		

Примечание. СТ СЭВ 189—75 предусматривает сечения для валов до $d = 500$ мм.

Т а б л и ц а 16.2. Размеры (мм) призматических шпонок (рис. 16.2)

b	h	S или r	l
2	2	0,16—0,25	6—20
3	3		6—36
4	4		8—45
5	5	0,25—0,40	10—56
6	6		14—70
8	7		18—90
10	8	0,40—0,60	22—110
12			28—140
14			36—160
16			45—180
18			50—200
20	12	0,60—0,80	56—220
22	14		63—250
24			70—280
28	16		80—320
32	18		90—360

Примечания: 1 Размер l в указанных пределах брать из ряда 6, 8, 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. 2 СТ СЭВ 189—75 предусматривает шпонки шириной до 100 мм и длиной до 500 мм

Диаметр вала d для шпонок		Размеры шпонок					Глубина паза			Радиус закругления паза		м, кг	
передающих крутящий момент	фиксирующих элементы	b	h	d	l	S для r		вала	штулки		наим.		наиб.
						наим.	наиб.		f	t_1			
От 3 до 4 Св. 4 » 5 » 5 » 6 » 6 » 8 » 7 » 8 » 8 » 10	От 3 до 4 Св. 4 » 6 » 6 » 8 » 8 » 10 » 10 » 12 » 12 » 15	1	1,4	4	3,8	0,16	0,25	1,0	0,6	0,16	0,08	0,16	
		1,5	2,6	7	6,8			2,0	0,8				0,031
		2	2,6	7	6,8			1,8	1,0				0,152
		2	3,7	10	9,7			2,9	1,0				0,204
		2,5	3,7	10	9,7			2,7	1,2				0,414
3	5	13	12,6	3,8	1,4	0,510	1,05						
» 10 » 12	» 15 » 18	3	6,5	16	15,7			5,3	1,5			1,60	
Св. 12 до 14 » 14 » 16 » 16 » 18 » 18 » 20 » 20 » 22	Св. 18 до 20 » 20 » 22 » 22 » 25 » 25 » 28 » 28 » 32	4	6,5	16	15,7	0,25	0,40	5,0	1,8	0,16	0,25	0,25	
		4	7,5	19	18,6			6,0	1,8				2,12
		5	6,5	16	15,7			4,5	2,3				3,24
		5	7,5	19	18,6			5,5	2,3				2,68
		5	9	22	21,6			7,0	2,3				4,04
Св. 22 до 25 » 25 » 28 » 28 » 32 » 32 » 38 » 38 » 44	Св. 32 до 36 » 36 » 40 » 40 » 44 Св. 40	6	9	22	21,6	0,25	0,40	6,5	2,8	0,16	0,25	0,25	
		6	10	25	24,5			7,0	3,3				6,78
		8	11	28	27,3			8,0	3,3				8,48
		10	13	32	31,4			10	3,3				13,8
		12	19	65	59,4			16	3,3				24,1

Т а б л и ц а 16.4. Размеры (мм) прямобочных шлицевых соединений по СТ СЭВ 188—75

Номинальный размер $z \times d \times D$	b	d_1 не менее	a не менее	f	r не более
<i>Легкая серия</i>					
6×23×26	6	22,1	3,54	0,3 ^{+0,2}	0,2
6×26×30	6	22,4	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	0,04 ^{+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 ^{+0,2}	0,5
8×56×62	10	53,6	6,38	0,5 ^{+0,2}	0,5
8×62×68	12	59,8	7,31	0,5 ^{+0,2}	0,5
10×72×78	12	69,6	5,45	0,5 ^{+0,2}	0,5
10×82×88	12	79,3	8,62	0,5 ^{+0,2}	0,5
10×92×98	14	89,4	10,08	0,5 ^{+0,2}	0,5
10×102×108	16	99,9	11,40	0,5 ^{+0,2}	0,5
10×112×120	18	108,8	10,72	0,5 ^{+0,2}	0,5
<i>Средняя серия</i>					
6×11×14	3	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	14,5	—	0,3 ^{+0,2}	0,2
6×18×22	5	16,7	—	0,3 ^{+0,2}	0,2
6×21×25	5	19,5	1,95	0,3 ^{+0,2}	0,2
6×23×28	6	21,3	1,34	0,3 ^{+0,2}	0,2
6×26×32	6	23,4	1,65	0,4 ^{+0,2}	0,3
6×28×34	7	25,9	1,70	0,4 ^{+0,2}	0,3
8×32×38	6	29,4	—	0,4 ^{+0,2}	0,3
8×36×42	7	33,5	1,02	0,4 ^{+0,2}	0,3
8×42×48	8	39,5	2,57	0,4 ^{+0,2}	0,3
8×46×54	9	42,7	—	0,5 ^{+0,2}	0,5
8×52×60	10	48,7	2,44	0,5 ^{+0,2}	0,5
8×56×65	10	52,2	2,50	0,5 ^{+0,2}	0,5
8×62×72	12	57,8	2,40	0,5 ^{+0,2}	0,5
10×72×82	12	67,4	—	0,5 ^{+0,2}	0,5
10×82×92	12	77,1	3,00	0,5 ^{+0,2}	0,5
10×92×102	14	87,3	4,50	0,5 ^{+0,2}	0,5
10×102×112	16	97,7	6,30	0,5 ^{+0,2}	0,5
10×112×125	18	106,3	4,40	0,5 ^{+0,2}	0,5
Примечание. СТ СЭВ 188—75 предусматривает также тяжелую серию соединений.					

Сегментные шпонки изготавливаются из тех же материалов, что и призматические. Размеры клиновых врезных и тангенциальных шпонок стандартизованы соответственно СТ СЭВ 645—77 и СТ СЭВ 646—77.

Шпоночное соединение рассчитывается после выбора сечения шпонки и ее длины l из соотношения: $l = l_{ст} - (5 \div 10)$ мм на смятие по поверхности контакта

$$\sigma_{см} = 2M_K / (dkl_p) \leq [\sigma]_{см}, \quad (16.1)$$

где k — рабочая глубина шпоночного паза в ступице; l_p — рабочая длина шпонки; для шпонки со скругленными торцами $l_p = l - b$; для шпонки с плоскими торцами $l_p = l$ (b — ширина шпонки).

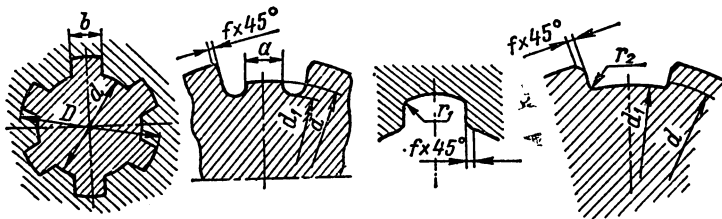


Рис. 16.4

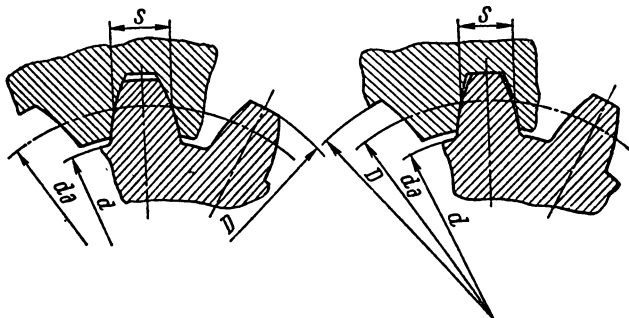


Рис. 16.5

Как правило, проверка призматической шпонки на срез не является необходимой.

Допускаемые напряжения $[\sigma]_{см}$ при чугунных ступицах составляют $[\sigma]_{см} = 60 \div 80$ МПа; при стальных — $[\sigma]_{см} = 100 \div 150$ МПа.

Сегментные шпонки необходимо проверить и на смятие (16.1) и на срез:

$$\tau_{ср} = 2M_K / (dbl) \leq [\tau]_{ср}. \quad (16.2)$$

Значение $[\tau]_{ср} = 60 \div 90$ МПа. Соединение клиновой врезной шпонкой проверяется на смятие по поверхности контакта

$$\sigma_{см} = \frac{12M_K}{bl(b + 6fd)} \leq [\sigma]_{см}, \quad (16.3)$$

где f — коэффициент трения; $f = 0,1 \div 0,15$.

Шлицевые соединения. Наибольшее распространение получили шлицевые (зубчатые) соединения с прямобоковой формой зуба как наиболее простые в изготовлении (рис. 16.4 и табл. 16.4). Применяются также эвольвентная (рис. 16.5 и табл. 16.5) и треугольная формы зуба.

Эвольвентные шлицевые соединения применяют для передачи небольших крутящих моментов.

Т а б л и ц а 16.5. Наружные диаметры D , модули m и число зубьев соединений шлицевых эвольвентных (по СТ СЭВ 269—76)

D , мм	Модуль m , мм											
	0,5	0,6	0,8	1,0	1,25	1,5	2	2,5	3	3,5	4	5
	Число зубьев z											
12	22	18	13	10	8	6	—	—	—	—	—	—
15	28	23	17	13	10	8	6	—	—	—	—	—
20	38	32	23	18	14	12	8	6	—	—	—	—
22	42	35	26	20	16	13	9	7	6	—	—	—
25	48	40	30	24	18	15	11	8	7	—	—	—
28	54	45	34	26	21	17	12	10	8	—	—	—
30	—	48	36	28	22	18	13	10	8	—	—	—
32	—	52	38	30	24	20	14	11	9	—	6	—
35	—	57	42	34	26	22	16	12	10	—	7	—
38	—	62	46	36	29	24	18	14	11	—	8	—
40	—	64	48	38	30	25	18	14	12	—	8	6
42	—	68	51	40	32	26	20	15	12	—	9	7
45	—	74	55	44	34	28	21	16	13	12	10	7
50	—	—	60	48	38	32	24	18	15	12	11	8
55	—	—	66	54	42	35	26	20	17	14	12	9
60	—	—	74	58	46	38	28	22	18	16	13	10
65	—	—	—	—	50	42	31	24	20	18	15	11
70	—	—	—	—	54	45	34	26	22	18	16	12
75	—	—	—	—	58	48	36	28	24	20	17	13
80	—	—	—	—	62	52	38	30	25	22	18	14
90	—	—	—	—	—	58	44	34	28	24	21	16
100	—	—	—	—	—	64	48	38	32	28	24	18
110	—	—	—	—	—	72	54	42	35	30	26	20
120	—	—	—	—	—	—	58	46	38	34	28	22

Примечания: 1. Смещение исходного контура рейки с углом профиля 30° по СТ СЭВ 268—76; $X_m = 0,5 [D - m(z + 1,1)]$. 2. СТ СЭВ 269—76 предусматривает диаметры до 500 мм. 3. Числа зубьев, заключенные в рамки, являются предпочтительными.

Шлицевое соединение проверяется по напряжению смятия

$$\sigma_{см} = \frac{8M_K}{0,75z(D+d)[(D-d) - 2(r_1+r_2)]l} \leq [\sigma]_{см}, \quad (16.4)$$

где D — наружный диаметр; d — внутренний диаметр вала; z — число зубьев; r_1 и r_2 — радиусы закруглений.

Для эвольвентных шлицевых соединений

$$\sigma_{см} = \frac{4M_K}{0,6mz(D+d)l} \leq [\sigma]_{см}.$$

Допускаемые напряжения выбираются по табл. 16.6.

Т а б л и ц а 16.6. Допускаемые напряжения $[\sigma]_{\text{см}}$, МПа

Соединения	Условия эксплуатации	$[\sigma]_{\text{см}}$, МПа	
		без термообработки	с термообработкой
Неподвижное	Тяжелые	35—50	40—70
	Средние	60—100	100—140
	Легкие	80—120	120—200
Подвижное без нагрузки	Тяжелые	15—20	20—35
	Средние	20—30	30—60
	Легкие	25—40	40—70
Подвижное под нагрузкой	Тяжелые	—	30—100
	Средние	—	50—150
	Легкие	—	100—200

16.2. УПЛОТНИТЕЛЬНЫЕ УСТРОЙСТВА

Применяются для защиты подшипниковых узлов от попадания посторонних веществ (грязи, пыли, паров, кислот и т. п.), вызывающих преждевременный износ подшипников, а также для предотвращения вытекания смазки из подшипниковых узлов наружу.

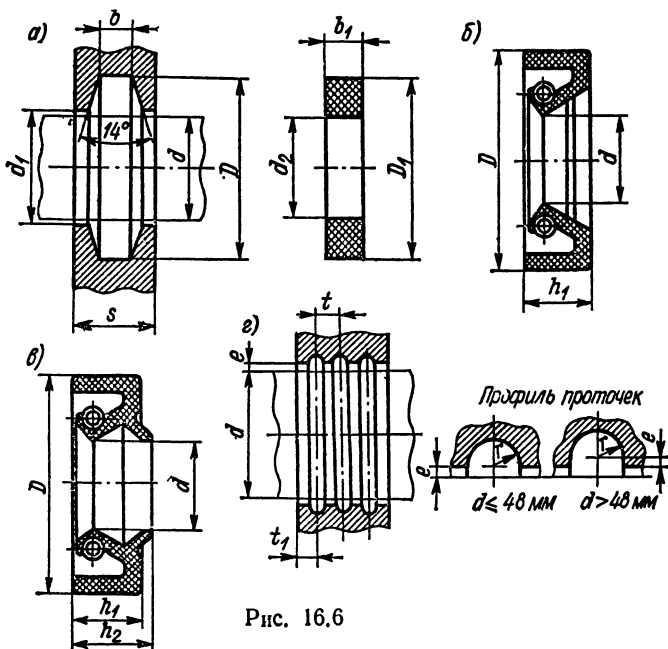


Рис. 16.6

Контактные уплотнители (рис. 16.6, а) применяются при использовании консистентной смазки. Уплотнение изготавливается из грубошерстного войлока для окружных скоростей до 2 м/с и тонкошерстного для скоростей до 5 м/с (табл. 16.7).

**Т а б л и ц а 16.7. Размеры (мм) войлочных уплотнений
и канавок для них (рис. 16.6, а)**

Проточка				Кольцо							
d	d ₁	D	b	S _{min}		d ₂	D ₁	b ₁			
				Сталь	Чугун						
20 22	21 23	31 33	3 3	10	13	19 21	30 32	3,5 3,5			
25 28	26 29	38 41	4			12	15	24 27	37 20	5,0	
30 32 35 38 40 42 45 48	31 33 36 39 41 43 46 49	43 45 48 51 53 55 58 61		29 31 34 37 39 41 44 47	42 44 47 50 52 54 57 60						
50 52 55 58 60 62 65 68	51 53 56 59 61 63 66 69	67 69 72 75 77 79 82 85		69 71 74 77	88 90 93 96			6,0			
70 72 75 78	71 73 76 79	89 91 94 97									
80 82 85 88	81 83 86 89	99 101 104 107							79 81 84 87		98 100 103 106
90 92 95 98	91 93 96 99	111 113 116 119		89 91 94 97	110 112 115 118			8,5			
100 105 110	101 106 111	125 130 135							15		18

Т а б л и ц а 16.8. Размеры (мм) резиновых армированных уплотнений с пружиной (рис. 16.6, б) по ГОСТ 8752—79

<i>d</i>	<i>D</i>	<i>h</i> ₁	<i>h</i> ₂	<i>d</i>	<i>D</i>	<i>h</i> ₁	<i>h</i> ₂	<i>d</i>	<i>D</i>	<i>h</i> ₁	<i>h</i> ₂
10	20	5	—	30	47	10	—	58	80	12	16
	26	7			50				82		
	28	8			52						
12	26	8	—	32	45	—	14	60	80	10	14
	28	7			48			82			
	30	8						85			
14	26	6	—	35	50	10	16	65	90	12	16
	28	7			52			95			
	30	8			55			100			
15	28	7	—	36	55	7	14	70	95	12	16
	30	7			57			100			
	32	8			58			102			
16	28	6	—	38	50	7	14	75	95	12	16
	30	7			52			100			
	32	8			55			105			
18	30	6	—	40	55	7	14	80	105	12	16
	32	8			58			110			
	35	7			60			115			
20	35	8	12	44	62	10	14	85	110	12	16
	37	8			65			115			
	38	8			60			120			
22	40	10	14	45	65	7	14	90	120	12	16
	42	10			62			125			
	42	10			65			130			
24	35	8	12	48	70	10	14	95	125	12	16
	36	7			72			130			
	40	10			70			135			
25	38	7	—	50	72	10	14	100	130	12	16
	40	10			75			135			
	42	10			77			140			
25	39	7	—	52	80	12	16	105	135	12	16
	40	8			72			140			
	42	10			75			145			
25	42	10	14	55	80	12	16	110	140	15	20
	44	10			75			145			
	45	10			80			150			

Т а б л и ц а 16.9. Размеры (мм) уплотнений с кольцевыми проточками (рис. 16.6, з)

d_B	e	t	t_1	r
10—50	0,2	4,5	3	1,5
50—80	0,3	4,5	3	1,5
80—110	0,4	6	4	2
110—180	0,5	7,5	5	2,5

К контактным уплотнителям относятся также уплотнители манжетного типа, показанные на рис. 16.6, б, в (армированные и неармированные). Для резиновых манжет допустима окружная скорость до 15 м/с. Они могут применяться как при жидкой, так и консистентной смазке подшипникового узла. Характеристики манжетных уплотнений приведены в табл. 16.8.

Уплотнение кольцевыми проточками (рис. 16.6, з) применяется при смазке разбрызгиванием. Размеры проточек даны в табл. 16.9.

Глава 17

ПРОЕКТИРОВАНИЕ РАМ

17.1. МАТЕРИАЛЫ И КОНСТРУКТИВНЫЕ ЭЛЕМЕНТЫ

В современных машинах рамы нашли широкое распространение в качестве базовых элементов конструкций. Они, за некоторым исключением (стаины станков и др.), не имеют трущихся поверхностей, а потому их долговечность определяется сроком морального старения всей машины.

Основные требования, предъявляемые к рамам, определяются их назначением и условиями работы. Рамы обеспечивают базирование и неизменное взаимное расположение устанавливаемых на них агрегатов, которое не должно изменяться ни в процессе работы машины, ни при ее транспортировке, поэтому рама должна обеспечивать достаточную точность расположения присоединительных поверхностей и иметь требуемую жесткость.

Нагрузки, возникающие при работе машины и имеющие вибрационный, а иногда и ударный характер, а также масса установленных агрегатов воспринимаются рамой: все это требует от нее высокой прочности.

Размеры и масса отдельных агрегатов и машины в целом во многом определяются размерами и массой рамы, которая составляет до 70 % от массы

всей машины, поэтому при проектировании рамы необходимо учитывать это и компоновать ее так, чтобы обеспечивались минимальные габариты и масса.

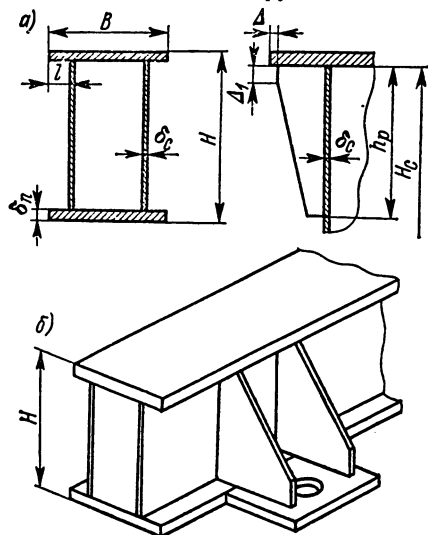


Рис. 17.1

Конструкции рам в большой степени определяются их назначением, объемом производства и технологическими возможностями предприятия. В свою очередь, способ изготовления рам определяется их конструкцией.

Рамы, применяемые в современных машинах, разделяются на литые, сварно-литые, сварно-штампованные и сварные. Первые три применяются только в массовом и крупносерийном производстве, когда большие затраты на изготовление моделей, штампов и другой технологической оснастки распределяются на значительное количество изделий. В литых рамах по технологическим соображениям часто приходится необоснованно, с точки зрения прочности и жесткости, увеличивать толщины стенок. В связи с этим их общие габариты и, главное, масса получаются значительно большими, чем в сварном варианте. Кроме того, увеличение габаритов литых конструкций значительно осложняет и удорожает формовку и отливку

Т а б л и ц а 17.1. Размеры (мм) элементов деталей, примыкающих к швеллерам (рис. 17.2, а) по ГОСТ 8240—72

Номер профиля	$a \pm 1$	e	r	Тип I				Тип II	
				h_{-1}	h^{+b}	l_{-1}	C	$L_1 \pm 2$	$h_2 \pm 1$
5 6,5	28 32	6	1,5	38 52	6,0 6,5	38 47	4	22 37	14
8 10	36 42			68 87	6,0 6,5	60 80		50 68	15 16
12	47	7	1,5	107	6,5	99	5	86	17
14	53			127		118		104	18
16	59			147		136		122	19
18	65		2,0	2,0	167	155	6	140	20
20	72				186	173		158	21
22	78				206	192		174	23
24	85	8	2,5	226	210	7	192	24	
27	90			255	239		220	25	
30	94	9	2,5	285	268	8	246	27	
33	100			314	8,0		295	9	272
36 40	104 109	10	3,0	342 380	9,0 10,0	323 360	10	300 334	30 33

изделий. В связи с этим литые рамы в настоящее время не находят широкого распространения в машиностроении.

Сварные рамы используются значительно больше, так как для их изготовления не требуется сложных и дорогих моделей и штампов, а сварочное оборудование имеется на каждом предприятии. Наиболее часто сварные рамы изготавливаются при мелкосерийном и индивидуальном производстве. В некоторых случаях, когда рама имеет большие размеры, а отдельные ее элементы — сложную форму, она

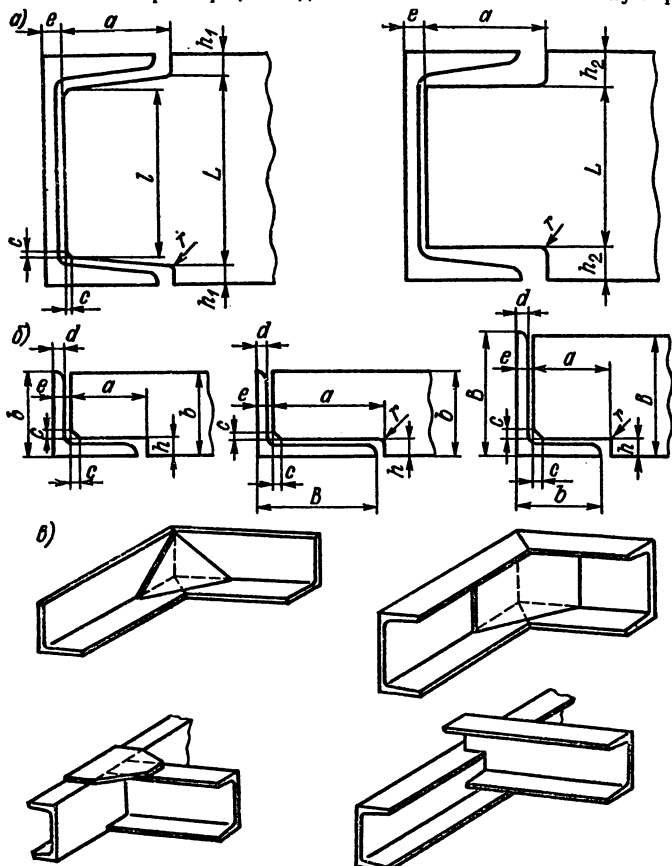


Рис. 17.2

может изготавливаться сварно-литой конструкции, тогда сложные части рамы отливаются и соединяются между собой сваркой с использованием сортового проката.

Выбор материалов для рам зависит от способа их изготовления (сварка, литье, штамповка), а также требований по массе, предъявляемых к конструкции. Для сварных рам главным образом используется сталь, а при ограничении массы — алюминиевые сплавы. Применяемые материалы должны обладать хорошей свариваемостью.

В качестве несущих элементов конструкций рам могут использоваться как готовые балки (швеллеры, трубы, гнутые профили и т. д.), соединенные между собой и образующие стержневую систему определенной формы, так и балки, изготовленные сваркой из проката более простых форм (уголки, гнутые профили, трубы, лист). Такие балки в сечении обычно имеют конструкцию в виде коробки. Размеры (рис. 17.1, а) и форма (рис. 17.1, б) сечения балок, изготовленных из листа, в за-

Т а б л и ц а 17.2. Размеры (мм) элементов деталей, примыкающих к угольникам (рис. 17.2, б)

Равнопо- лочный угольник	Неравно- полочный угольник		d	Равнопо- лочный угольник	Неравно- полочный угольник		$h \pm 1$	C	r	e	
	B	b			$a \pm 1$	$a_1 \pm 1$					
40	40	25	3	37	22	37	4	5	1	$d+1$	
40	40	25	4	36	21	36	5				
45	45	28	3	42	25	42	4				
45	45	28	4	41	24	41	5				
45	—	—	5	40	—	—	6				
50	50	32	3	47	29	47	4				
50	50	32	4	46	28	46	5				
50	—	—	5	45	—	—	6				
56	56	36	4	52	32	52	5				6
56	56	36	5	51	31	51	6				
63	63	40	4	59	36	59	5	7			
			5	58	35	58	6				
			6	57	34	57	7				
70	70	45	5	65	40	65	6	8			
			6	64	—	—	7				
			8	62	—	—	9				
75	75	50	5	70	45	70	6	9	1,5	$d+1$	
			6	69	44	69	7				
			5	—	45	75	6				
			6	74	44	73	7				
			7	73	—	—	8				
90	90	56	6	84	51	85	7	10			
			7	83	50	84	8				
100	100	63	8	93	56	93	9	12			
			12	89	—	—	13				
125	125	80	8	118	73	118	9	14	2		
			12	114	69	114	13				
—	140	90	8	—	83	133	9	14	2		
140	—	—	10	131	81	131	11				
—	160	100	10	152	91	151	11	16	3		
			12	150	89	149	13				
			16	146	—	—	17				
			10	—	103	173	11				
			12	170	101	171	13				

висимости от требуемой высоты, должны иметь следующие геометрические соотношения:

$$\delta_c \geq 2 - 0,02H; \delta_n \geq \delta_c H / (B + \delta_c);$$

$$e = (1,2 \div 2) \delta_n; B = (0,3 \div 0,4) H;$$

$$h_p \geq 0,3H_c; \Delta = (1 \div 2) \delta_p;$$

$$\delta_p = (0,8 \div 1,0) \delta_c; \Delta = (2 \div 3) \delta_p.$$

Такие металлоконструкции несколько тяжелее швеллеров, особенно при больших сечениях балок, но они более жестки и в них с точки зрения распределения напряжений лучше используется металл.

Применяются также рамы, изготовленные сваркой из прокатных уголков и гнутых профилей. Для избежания потери устойчивости, если высота H_c плоских стенок балок превышает $(50 \div 70) \delta$, где δ — толщина стенки, а также, если горизонтальные листы выступают над вертикальными, вводятся ребра жесткости, а расстояния между соседними рамами

$$l_p = (40 \div 50) \delta.$$

Отдельные балки, стойки и подставки, составляющие раму, соединяются между собой, образуя жесткую неизменяемую конструкцию. К этим соединениям предъявляется ряд требований: равнопрочность с основными балками, достаточная жесткость, подготовка и сборка деталей соединений с наименьшим количеством сборочных операций.

Размеры элементов металлоконструкции, примыкающих к угольникам и швеллерам, а также размеры ребер жесткости для прокатных профилей приведены в табл. 17.1 и 17.2. Конструкции различных видов соединений приведены на рис. 17.2, а.

17.2. КОМПОНОВКА РАМ

При компоновке рам необходимо соблюдать следующие условия: конструкции сварных соединений должны предусматривать возможность доступа для выполнения швов и их контроля; сварные швы по возможности надо делать стыковыми, и, как исключение, внахлестку; все опорные поверхности рамы, на которые устанавливаются агрегаты и которыми рама опирается на фундамент или основание, должны возвышаться над плоскостью рамы и иметь доступ для их механической обработки после окончания сварочных операций; ко всем крепежным деталям (болтам, винтам, шпилькам и гайкам) необходим свободный доступ для гаечного ключа. Расположение находящихся рядом элементов должно быть таким, чтобы дать возможность повороту гаечного ключа на угол не менее 60° для перехвата граней; опорные поверхности рамы, расположенные под головками болтов и винтов, а также под гайками, должны быть механически обработаны. Под болты и гайки, опирающиеся на наклонные поверхности полок швеллеров, должны устанавливаться косые шайбы. Для подъема и транспортировки рамы или всего агрегата, на ней должны быть предусмотрены захватные устройства, а в нижней части рамы — отверстия для фундаментных болтов.

Прежде чем приступить к компоновке рамы, необходимо установить ее конфигурацию, для чего уточняются взаимное расположение устанавливаемых на ней агрегатов в плане и по высоте; их габариты и присоединительные размеры (рис. 17.3); форма присоединительных элементов; материал, из которого предполагается изготовить раму; метод изготовления и конструкция несущих балок. На рис. 17.3 нанесены размеры, необходимые для компоновки рамы.

Проектируются опорные элементы рамы (платы) для агрегатов. Опорные плиты должны размещаться под присоединительными элементами агрегатов. Так

как они после сварки рамы подлежат механической обработке, которая необходима для исправления короблений, вызванных местным нагревом, плиты нужно располагать так, чтобы они были доступны для режущего инструмента. Толщину плат принимают равной $(0,6 \div 1,0) \delta_a$, где δ_a — толщина присоединительного элемента агрегата (привалочного фланца). Длина и ширина плат должна быть на 15—20 мм больше размеров опорных элементов агрегатов для возможности их относительного перемещения при монтаже.

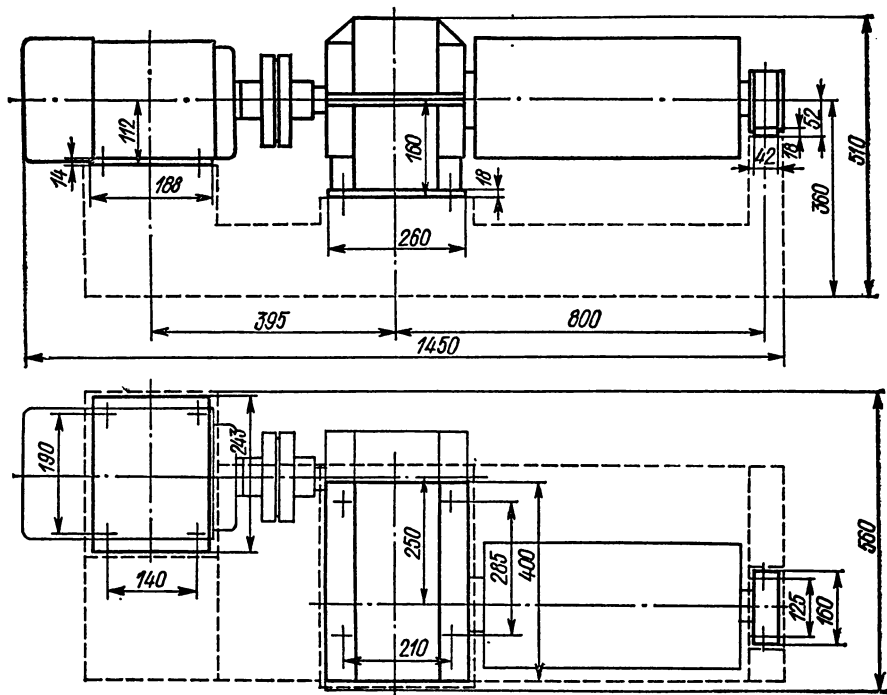


Рис. 17.3

Выбирается конструкция и определяются геометрические размеры несущих балок рамы. Высота балки должна определяться в зависимости от наибольшей длины рамы L_a по следующей зависимости:

$$H = (0,09 \div 0,11) L_a$$

с округлением по стандарту на сортовой прокат, если балки изготовлены из швеллеров или гнутых профилей, или по ГОСТ 6636—69 при применении конструкций сварных балок.

Отверстия в платах рамы делают равными соответствующим отверстиям в привалочных фланцах агрегатов. Диаметр крепежных болтов (винтов и шпилек) принимается на 1—2 мм меньше отверстий в привалочных фланцах агрегатов с последующим округлением по стандарту на крепежные детали.

Устанавливается положение главных балок в плане. Форма рамы в плане определяется расположением на ней агрегатов. В некоторых случаях, если все агрегаты расположены в одну линию, в раме можно использовать только одну главную несущую балку с прямой геометрической осью. Если же расположение агрегатов имеет ступенчатую форму, то можно применить балку также ступенча-

той формы. Чаще же рамы делают двухбалочными, балки в них соединяются диафрагмами или в виде замкнутого контура. Такие рамы имеют несколько большую массу, но более жестки и устойчивы.

Основным условием для размещения балок по высоте является доступ к болтам (винтам и шпилькам) крепления агрегатов к раме. Это условие чрезвычайно важно, так как при его выполнении имеется возможность монтажа и демонтажа агрегатов без съемки рамы с фундамента. Если габариты всей установки не ограничены по высоте, то верхнюю плоскость балки располагают ниже самой нижней плиты на 40—50 мм (зазор, необходимый для доступа к крепежным болтам или гайкам). Если габариты установки по высоте ограничены, то самую нижнюю плиту

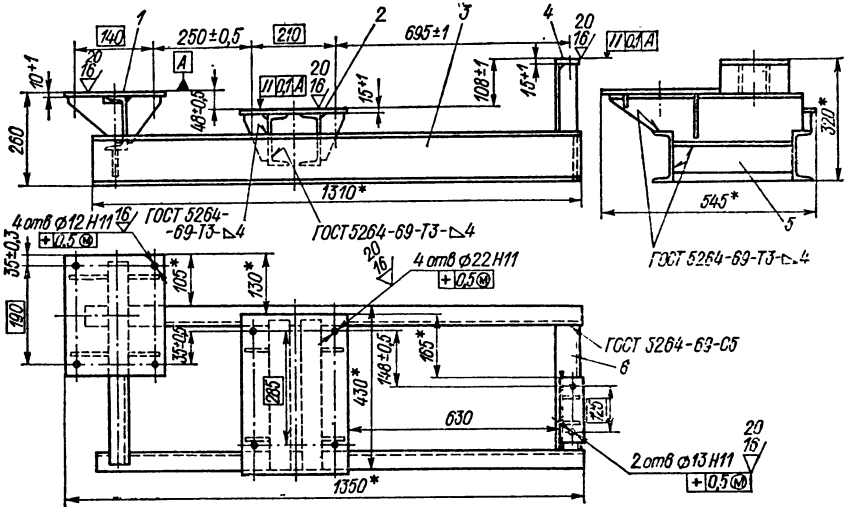


Рис. 17.4

устанавливают непосредственно на верхнюю плоскость балки, но при этом необходимо соблюдать два условия: отверстия для крепежных болтов не должны попадать на нижележащие балки, их стенки и ребра и, более того, должны отстоять от них на расстояние, необходимое для подхода гаечного ключа; для доступа к деталям крепления нужно предусмотреть специальные окна (сверху или сбоку) достаточных размеров для прохода руки или инструмента.

Конструируются поперечные крепления продольных балок. Поперечные крепления могут быть как в виде диафрагм, т. е. вертикальных и горизонтальных листов, связывающих балки, так и в виде балок той же конструкции, что и главные. Для придания рамам большей жесткости поперечные крепления обычно располагаются под агрегатами.

Подставки конструируются под плиты, возвышающиеся над главными балками. Для облегчения конструкции рамы подставки делают сварными из листа, гнутых профилей или листовой штамповки, но иногда для этого используются и швеллеры. В этом случае рама получается более тяжелой, но менее трудоемкой в изготовлении.

Для усиления плоских стенок балок и подставок, а также полок и плат, во избежание потери их устойчивости, устанавливаются ребра жесткости.

Для возможности крепления рамы к фундаменту или к другой раме в ее нижнем основании делают отверстия для крепежных или фундаментных болтов. Устанавливаются крепежные болты с шагом, зависящим от размеров рамы, в пределах от 300 до 1000 мм. Крайние болты должны отстоять от конца рамы на 200—

300 мм. Диаметр болтов принимается 1,2—1,25 наибольшего диаметра болта крепления агрегатов, устанавливаемых на раме. Отверстия для крепежных или фундаментных болтов могут делаться или в элементах балок, например в полках швеллеров, если балки изготовлены из них, или в специальных приваренных к балкам пластинах, усиленных ребрами. Для избежания дополнительных изгибающих моментов, действующих на фундаментные болты из-за эксцентрисичности приложенной нагрузки, все опорные поверхности головок болтов и гаек должны механически обрабатываться. Под головки болтов или гайки, опирающиеся на полки швеллеров или двутавров, имеющих уклоны, должны устанавливаться косые шайбы (ГОСТ 10906—79).

Для подъема рамы или всего агрегата краном необходимо предусмотреть в ней специальные отверстия или скобы, предназначенные для захвата ее стропами. Устройства для подъема должны размещаться в доступных местах таким образом, чтобы исключить перевертывание рамы при подъеме и по возможности уменьшить ее деформацию от собственной массы. Конструкция рамы для приводного устройства машины показана на рис. 17.4, где 1 — плата электродвигателя; 2 — плата редуктора; 3 — продольная балка; 4 — опорная стойка; 5 — поперечные ребра; 6 — поперечная балка.

Размеры в рамках принимаются по расположению отверстий электродвигателя, редуктора и опорного подшипника.

Глава 18

НАДЕЖНОСТЬ ПРИВОДОВ МАШИН

18.1. ОСНОВНЫЕ ПОКАЗАТЕЛИ НАДЕЖНОСТИ

Уровень надежности машин и оборудования имеет большое значение, так как определяет эффективность их использования при минимальных затратах труда. Количественные показатели надежности позволяют обоснованно прогнозировать и оценивать сроки службы изделий и их элементов, устанавливать виды и периодичность технического обслуживания, плановых ремонтов, номенклатуру запасных частей, сравнивать и оценивать технический уровень машин.

Надежность является комплексным свойством, включающим безотказность, долговечность, ремонтпригодность и сохраняемость.

Основным показателем надежности (ГОСТ 13377—75) является вероятность безотказной работы P в пределах данного отрезка времени t или требуемой наработки. Кроме вероятности P для невосстанавливаемых изделий показателем безотказной работы является интенсивность отказов

$$\lambda = \Delta n / (\Delta t n). \quad (18.1)$$

Для восстанавливаемых изделий показателем является средняя наработка T_0 на отказ и параметр потока отказов

$$\lambda = T_0^{-1}. \quad (18.2)$$

В формулах (18.1) и (18.2) n — число исправно работающих изделий к моменту времени t ; Δn — число отказавших изделий за интервал времени Δt .

Выбор критерия отказа производится в следующем порядке: устанавливается перечень параметров и допустимые пределы на изменения с учетом требований потребителя, условий эксплуатации достигнутого уровня техники; с учетом требований потребителя и их технической выполнимости определяется перечень параметров, от которых зависит работоспособность изделия; выбираются величины допусков для параметров изделия, выход за пределы этих допусков означает отказ.

В качестве критерия предельного состояния принимаются:

для *неремонтируемых изделий* — отказ; достижение периода эксплуатации, характеризующегося повышением интенсивности отказов, обусловленным старе-

нием или износом, или нарушением требований безопасности; достижение периода морального старения;

для ремонтируемых изделий: достижение такого периода эксплуатации, который характеризуется обусловленным снижением эффективности и нарушением требований безопасности; достижение периода частых отказов (увеличение параметра потока отказов), следствием чего является экономическая нецелесообразность ремонта; наступление периода морального устаревания.

18.2. РАСЧЕТ ВЕРОЯТНОСТИ БЕЗОТКАЗНОЙ РАБОТЫ

Выход из строя механических систем происходит либо из-за постепенного изменения рабочего параметра (допуск на износ и др.), либо в результате внезапного отказа. Оценивая вероятность безотказной работы и составляя структурную схему

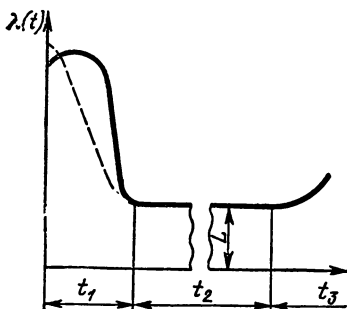


Рис. 18.1

мени t_2 , в течение которого интенсивность отказов практически постоянна, является основным рабочим периодом.

В третьей фазе t_3 интенсивность отказов быстро растет вследствие износа отдельных элементов. В начале периода t_3 вся система или отдельные лимитирующие ее работоспособность элементы должны быть заменены новыми, либо направлены на ремонт.

При выполнении практических расчетов надежности механических систем используется хорошо согласующийся с опытными данными экспоненциальный закон распределения времени между отказами. При этом вероятность безотказной работы P и среднее время наработки на отказ T_0 определяются по формулам:

$$P = \exp(-\lambda t); \quad T_0 = 1/\lambda. \quad (18.3)$$

Механические системы обычно строятся из ряда простых элементов (двигатель, передаточных механизмов, муфт, опор и др.), которые соединяются между собой для передачи энергии последовательным, параллельным или смешанным способами. Опытные значения интенсивности отказов λ часто встречающихся элементов механических систем приведены в табл. 18.1. Так как большинство количественных показателей надежности получают в лабораторных условиях, то для приближения к реальным условиям работы в расчет вводят поправочный коэффициент k_λ , ориентировочные значения которого приведены в табл. 18.2. Пользуясь этими данными, с помощью (18.3) определяют вероятность безотказной работы P_i каждого элемента i , а затем производят сравнительные расчеты надежности нескольких вариантов проектируемой системы. Вероятность безотказной работы всей системы P_Σ при последовательном соединении n независимых элементов

$$P_\Sigma = P_1 P_2 \dots P_n \quad (18.4)$$

или для экспоненциального закона

$$P_\Sigma = \exp(-\lambda_\Sigma t), \quad (18.5)$$

где $\lambda_{\Sigma} = \sum_{i=1}^n \lambda_i$ — интенсивность отказов всей системы; λ_i — интенсивность отказов элемента.

Если в сборочной единице соединены резервирующие элементы, то вероятность безотказной работы этой сборочной единицы определяется по формуле

$$P = 1 - (1 - P_1)(1 - P_2) \dots (1 - P_i), \quad (18.6)$$

где i — число параллельно соединенных элементов.

Например, если в системе предусмотрены два независимых привода к рабочему органу, каждый из которых имеет $P_i = 0,9$, то вероятность безотказной работы всей системы становится равной $P = 1 - 0,1^2 = 0,99$, т. е. резко возрастает. Подобное резервирование, усложняющее систему, должно иметь технико-экономическое обоснование.

Т а б л и ц а 18.1. Интенсивность отказов λ элементов механических передач на 10^5 ч

Передачи и их элементы	λ		
	ср.	наим.	наиб.
Двигатели асинхронные	0,8600	0,4500	1,120
» постоянного тока	0,9360	0,5000	1,310
» синхронные	0,0360	0,0160	0,625
» шаговые	0,0370	0,0220	0,071
Передачи зубчатые одноступенчатые	0,0120	0,0012	0,020
Червячные редукторы	0,0200	0,0110	0,036
Коробки передач	0,0680	0,0050	0,430
Сложные зубчатые и червячные передачи	0,0900	0,0093	0,179
Дифференциальные механизмы	0,0400	0,0120	0,068
Передачи ременные	0,3875	0,0142	1,5
Валы и оси	0,0350	0,0150	0,062
Муфты разные	0,0400	0,0060	0,110
» упругие	0,0700	0,0027	0,135
» фрикционные, предохранительные	0,0300	0,0070	0,034
Муфты электромагнитные	0,0600	0,0450	0,093

* Для доверительной вероятности $p = 0,95$.

Т а б л и ц а 18.2. Значения поправочного коэффициента k_{λ} интенсивности отказов

Условия эксплуатации	k_{λ}
Лабораторные и благоустроенные помещения	1
Стационарные наземные устройства	10
Аппаратура смонтирована:	
на кораблях в защищенных отсеках	17
на автомобилях	25
в железнодорожных вагонах	30
в самолетах	120—150

18.3. СБОР ДАННЫХ ПО НАДЕЖНОСТИ И ИХ МАТЕМАТИЧЕСКАЯ ОБРАБОТКА

Специально поставленные определительные испытания и сбор статистических данных в процессе эксплуатации — это основные пути оценки и контроля надежности машин. Условия, в которых проводятся испытания на надежность, играют весьма существенную роль при определении показателей надежности. Влияние внешних факторов на появление отказов представлено в табл. 18.3, откуда следует, что при проведении испытаний необходимо возможно более точно воспроизвести условия вибрации, ударные нагрузки, температурный режим и характеристики влажности.

Планы испытаний зависят от имеющейся информации об отказах и от технических возможностей испытаний.

План № 1 испытаний по определению вероятности безотказной работы P применяют при отсутствии априорной информации о законах распределения. В испытаниях проводится N опытов, каждый из которых состоит в исследовании одного образца изделия (машины) в установленных условиях эксплуатации до истечения заданного времени t , либо до возникновения отказа.

Уровень p доверительной вероятности принимается равным 0,8—0,9, когда неожиданный выход из строя изделия (машины) не влечет за собой тяжелых последствий (человеческие жертвы, большие материальные потери, высокий уровень загрязнения окружающей среды); $p = 0,9 \div 0,99$ — в противном случае и для сложных высокопроизводительных машин.

Минимальное число N объектов испытаний при неизвестном законе распределения определяют по формуле

$$N = \ln p / \ln P. \quad (18.7)$$

При этом задаются или устанавливают в нормативной документации минимальную величину вероятности безотказной работы P в течение требуемой на-

Т а б л и ц а 18.3. Влияние внешних условий
на появление отказов

Факторы	Количество отказов, %
Удары и вибрация	28,7
Низкая температура	24,1
Высокая температура	21,3
Влажность	15,8
Высота над уровнем моря	4,2
Ускорение	3,2
Прочие	2,7

Т а б л и ц а 18.4. Определение минимального числа N
испытуемых изделий при неизвестном законе распределения вероятностей

Вероятность безотказной работы	Число N при доверительной вероятности			
	0,8	0,9	0,95	0,99
0,80	8	10	13	20
0,90	15	21	30	44
0,95	30	40	60	85
0,98	75	120	140	230
0,99	150	220	280	430

Т а б л и ц а 18.5. Значения верхней P_B и нижней P_H границ доверительного интервала, соответствующего доверительной вероятности $P = 0,9$

Δn	Значения P_B^* и P_H^* при N , равных										
	10	12	14	16	18	20	22	24	26	28	30
0	$\frac{1,0}{0,7943}$	$\frac{1,0}{0,8241}$	$\frac{1,0}{0,8472}$	$\frac{1,0}{0,8650}$	$\frac{1,0}{0,8790}$	$\frac{1,0}{0,8913}$	$\frac{1,0}{0,9005}$	$\frac{1,0}{0,9078}$	$\frac{1,0}{0,9152}$	$\frac{1,0}{0,9204}$	$\frac{1,0}{0,9262}$
2	$\frac{0,9454}{0,5504}$	$\frac{0,9547}{0,6144}$	$\frac{0,9613}{0,6628}$	$\frac{0,9662}{0,7004}$	$\frac{0,9700}{0,7305}$	$\frac{0,9730}{0,7552}$	$\frac{0,9755}{0,7757}$	$\frac{0,9776}{0,7932}$	$\frac{0,9793}{0,8080}$	$\frac{0,9808}{0,8809}$	$\frac{0,9821}{0,8321}$
4	$\frac{0,8124}{0,3542}$	$\frac{0,8458}{0,4410}$	$\frac{0,8690}{0,5080}$	$\frac{0,8862}{0,5610}$	$\frac{0,8993}{0,6039}$	$\frac{0,9097}{0,6393}$	$\frac{0,9182}{0,6689}$	$\frac{0,9252}{0,6941}$	$\frac{0,9311}{0,7157}$	$\frac{0,9362}{0,7945}$	$\frac{0,9405}{0,7510}$
6	$\frac{0,6457}{0,1875}$	$\frac{0,7118}{0,2881}$	$\frac{0,7568}{0,3691}$	$\frac{0,7895}{0,4345}$	$\frac{0,8145}{0,4881}$	$\frac{0,8341}{0,5327}$	$\frac{0,8499}{0,5703}$	$\frac{0,8630}{0,6023}$	$\frac{0,8740}{0,6300}$	$\frac{0,8833}{0,6541}$	$\frac{0,8914}{0,6753}$
8	$\frac{0,4496}{0,0545}$	$\frac{0,5590}{0,1541}$	$\frac{0,6309}{0,2431}$	$\frac{0,6821}{0,3178}$	$\frac{0,7207}{0,3802}$	$\frac{0,7509}{0,4326}$	$\frac{0,7751}{0,4772}$	$\frac{0,7950}{0,5155}$	$\frac{0,8117}{0,5486}$	$\frac{0,8258}{0,5776}$	$\frac{0,8380}{0,6031}$

Δn	Значения $P_{\text{в}}$ и $P_{\text{н}}$ при N , равных											
	10	12	14	16	18	20	22	24	26	28	30	
10	—	$\frac{0,3855}{0,0452}$	$\frac{0,4919}{0,1309}$	$\frac{0,5654}{0,2107}$	$\frac{0,6198}{0,2792}$	$\frac{0,6618}{0,3381}$	$\frac{0,6953}{0,3888}$	$\frac{0,7228}{0,4326}$	$\frac{0,7456}{0,4707}$	$\frac{0,7649}{0,5041}$	$\frac{0,7815}{0,5337}$	
12	—	—	$\frac{0,3372}{0,0386}$	$\frac{0,4389}{0,1138}$	$\frac{0,5118}{0,1854}$	$\frac{0,5673}{0,2490}$	$\frac{0,6112}{0,3046}$	$\frac{0,6468}{0,3531}$	$\frac{0,6763}{0,3957}$	$\frac{0,7013}{0,4332}$	$\frac{0,7226}{0,4665}$	
14	—	—	—	$\frac{0,2995}{0,0337}$	$\frac{0,3960}{0,1006}$	$\frac{0,4673}{0,1658}$	$\frac{0,5227}{0,2248}$	$\frac{0,5674}{0,2772}$	$\frac{0,6042}{0,3236}$	$\frac{0,6352}{0,3648}$	$\frac{0,6616}{0,4014}$	
16	—	—	—	—	$\frac{0,2694}{0,0299}$	$\frac{0,3606}{0,0902}$	$\frac{0,4297}{0,1500}$	$\frac{0,4845}{0,2049}$	$\frac{0,5292}{0,2543}$	$\frac{0,5667}{0,2986}$	$\frac{0,5985}{0,3383}$	
18	—	—	—	—	—	$\frac{0,7447}{0,0269}$	$\frac{0,3310}{0,0817}$	$\frac{0,3976}{0,1369}$	$\frac{0,4513}{0,1882}$	$\frac{0,4958}{0,2350}$	$\frac{0,5334}{0,2773}$	
20	—	—	—	—	—	—	$\frac{0,2242}{0,0244}$	$\frac{0,3058}{0,0747}$	$\frac{0,3699}{0,1259}$	$\frac{0,4223}{0,1741}$	$\frac{0,4662}{0,2184}$	

* $P_{\text{в}}$ — числитель; $P_{\text{н}}$ — знаменатель.

работки t_p ; значение минимального числа объектов испытаний может быть найдено также по табл. 18.4.

Опыты для определения количества отказов проводятся либо параллельно, либо последовательно. По окончании N опытов фиксируется общее число отказов Δn . Оценка \hat{P} искомой вероятности P определяется из формулы

$$\hat{P} = 1 - \Delta n/N, \quad (18.8)$$

С доверительной вероятностью p оценка \hat{P} вероятности безотказной работы находится в интервале $(P_H - P_B)$, где нижняя P_H и верхняя P_B границы зависят от выбранного значения p и принимаются по табл. 18.5. При большом числе испытаний (30—40) на основании интегральной теоремы Муавра — Лапласа

$$P_H \approx \hat{P} - c \sqrt{N\hat{P}(1-\hat{P})}; \quad (18.9)$$

$$P_B \approx \hat{P} + c \sqrt{N\hat{P}(1-\hat{P})}; \quad (18.10)$$

значения коэффициента c принимают в зависимости от выбранного уровня доверительной вероятности p :

p	0,8	0,85	0,9	0,95	0,99
c	1,28	1,44	1,65	1,96	2,58

Мера точности полученных результатов — относительная доверительная ошибка оценки вероятности безотказной работы:

$$\delta_p = (\ln P_H - \ln \hat{P})/\ln \hat{P}. \quad (18.11)$$

План № 2 испытаний используют при экспоненциальном законе распределения вероятностей. Так как в этом случае параметры T_0 , λ и P связаны зависимостями (18.3), то достаточно получить оценку любого показателя из этих трех. Как известно, указанные параметры используются применительно к восстанавливаемым изделиям, а при полном восстановлении свойств изделия после отказа — и к восстанавливаемым. Для непосредственной оценки наработки T_0 испытываются N образцов изделий до отказа; восстанавливаемые изделия в случае отказа после ремонта могут вновь включаться в испытания; подсчитывается общая наработка t_Σ всех испытывающихся образцов и общее количество отказов Δn_Σ .

Эффективная оценка наработки на отказ \hat{T}_0

$$\hat{T}_0 = t_\Sigma/\Delta n_\Sigma. \quad (18.12)$$

Верхняя $T_{0.в}$ и нижняя $T_{0.н}$ границы доверительного интервала для экспоненциального распределения

$$T_{0.в} = 2 \Delta n_\Sigma \hat{T}_0/\chi_p; \quad T_{0.н} = 2 \Delta n_\Sigma \hat{T}_0/\chi_{1-p}, \quad (18.13)$$

где χ_p и χ_{1-p} — квантили распределения χ^2 , соответствующие уровням вероятностей p и $(1-p)$ при числе χ и χ_{1-p} , равном $2 \Delta n_\Sigma$; значения квантилей находят по табл. 18.6 распределения χ^2 [32].

При обработке статистических данных, полученных в испытаниях, осуществляется проверка однородности результатов. Для решения вопроса о том, учитывать или нет резко выделяющиеся данные, существует несколько критериев. Чаще всего используют критерий Романовского.

Т а б л и ц а 18.6. Квантили распределения χ^2 , соответствующие уровням вероятности p и $1-p$

Δn	Значения χ_p^2 и χ_{1-p}^2 при p , равных			
	0,8	0,9	0,95	0,99
2	$\frac{3,220}{0,446}$	$\frac{4,600}{0,211}$	$\frac{6,0}{0,103}$	$\frac{9,200}{0,020}$
4	$\frac{6,00}{1,65}$	$\frac{7,80}{1,06}$	$\frac{9,5}{0,71}$	$\frac{13,30}{0,30}$
6	$\frac{8,60}{3,07}$	$\frac{10,60}{2,20}$	$\frac{12,6}{1,63}$	$\frac{16,80}{0,87}$
8	$\frac{11,00}{4,59}$	$\frac{13,4}{3,49}$	$\frac{15,5}{2,73}$	$\frac{20,10}{1,65}$
10	$\frac{13,40}{6,18}$	$\frac{16,0}{4,86}$	$\frac{18,3}{3,94}$	$\frac{23,20}{2,56}$
12	$\frac{15,8}{7,8}$	$\frac{18,5}{6,3}$	$\frac{21,0}{5,2}$	$\frac{26,2}{3,6}$
14	$\frac{18,2}{9,5}$	$\frac{21,1}{7,8}$	$\frac{23,7}{6,6}$	$\frac{29,1}{4,7}$
16	$\frac{20,5}{11,2}$	$\frac{23,5}{9,3}$	$\frac{26,3}{8,0}$	$\frac{32,6}{5,8}$
18	$\frac{22,8}{12,9}$	$\frac{26,0}{10,9}$	$\frac{28,9}{9,4}$	$\frac{34,8}{7,0}$
20	$\frac{25,0}{14,6}$	$\frac{28,4}{12,4}$	$\frac{31,4}{10,9}$	$\frac{37,6}{8,3}$
22	$\frac{27,3}{16,3}$	$\frac{30,8}{14,0}$	$\frac{33,9}{12,3}$	$\frac{40,3}{9,5}$
24	$\frac{29,6}{18,1}$	$\frac{33,2}{15,7}$	$\frac{36,4}{13,8}$	$\frac{43,0}{10,9}$
26	$\frac{31,8}{19,8}$	$\frac{35,6}{17,3}$	$\frac{38,9}{15,4}$	$\frac{45,6}{12,2}$
28	$\frac{34,0}{21,6}$	$\frac{37,9}{18,9}$	$\frac{41,3}{16,9}$	$\frac{48,3}{13,6}$
30	$\frac{36,3}{23,4}$	$\frac{40,3}{20,6}$	$\frac{43,8}{18,5}$	$\frac{50,9}{15,0}$
Примечание. χ_p^2 — числитель; χ_{1-p}^2 — знаменатель.				

18.4. КОНСТРУИРОВАНИЕ МАШИН С УЧЕТОМ ТРЕБОВАНИЙ НАДЕЖНОСТИ

Отказы возникают вследствие конструктивных недостатков, ошибок при производстве изделия и из-за неправильного обслуживания. Как видно из табл. 18.7, при эксплуатации особую роль в возникновении отказов играют конструктивные недостатки, поэтому оптимизацию надежности свойств машины особенно важно выполнить на этапе проектирования [10].

**Т а б л и ц а 18.7. Среднее распределение
ответственности за отказы**

Виновники отказов	Ответственность, %	
	производителя	эксплуатационника
Конструкция	4	52
Производство	57	14
Неправильное обслуживание	35	26
Прочее	4	7

В процессе конструирования повышение надежности достигается путем создания надежных элементов на основе использования новых современных материалов, применения методов упрочнения поверхностей и т. п.; максимальным использованием стандартных деталей и сборочных единиц; созданием благоприятных условий работы элементов (например, использованием закрытых зубчатых передач, работающих со смазкой, вместо открытых передач и др.).

Оценка надежности машины производится по ожидаемой величине вероятности безотказной работы как одной из главных количественных характеристик надежности в сравнении с такой же оценкой существующей конструкции. Поставленный вопрос решается как при отсутствии статистических данных об отказах рабочих элементов, так и при наличии ограниченной информации об интенсивности износа сопряженных деталей.

Оценка ожидаемой величины вероятностей безотказной работы (при отсутствии статистических данных). Все детали, входящие в любую составную сборочную единицу объекта, классифицируются на две группы по степени ответственности. К первой относятся такие элементы, отказ которых вызывает отказ сборочной единицы либо объекта в целом. Ко второй группе относятся все прочие детали.

Делению на указанные группы по степени ответственности подлежат также соединения и функциональные рабочие среды. Под функциональными рабочими средами подразумеваются, например, масло в гидравлическом демпфере, топливо в баке для двигателя и т. п., нарушение физико-механических характеристик которых выводит объект из строя.

Полагаем, что все детали, входящие в первую группу, равнонадежны, т. е. имеют некоторый минимальный одинаковый уровень интенсивности отказов, например, 10^{-6} отказа в день (год, месяц или иную размерность, соответствующую фактической наработке объекта). То же принимаем для деталей второй группы, но интенсивность отказов последних должна быть выше, например 10^{-5} .

Для оценки величины вероятности безотказной работы проектируемой конструкции и существующего варианта обычно принимается экспоненциальный закон распределения [9]:

$$P_{\Sigma n}(t) = k_{\Sigma n} P_{1n} P_{2n}; \quad P_{\Sigma n}(t) = k_{\Sigma n} P_{1n} P_{2n}, \quad (18.14)$$

где $P_{\Sigma n}(t)$ и $P_{\Sigma n}(t)$ — соответственно вероятности безотказной работы известной и проектируемой механической системы как функции времени; P_{1n} и P_{2n} —

суммарные вероятности безотказной работы соответственно деталей первой и второй групп в известной системе; $P_{1и}$ и $P_{2и}$ — то же, в проектируемой системе; $k_{\Sigma и}$ и $k_{\Sigma п}$ — соответственно коэффициенты, учитывающие конструктивные и эксплуатационные параметры известной и проектируемой систем.

Значения вероятностей вычисляются по формулам:

$$P_{1и} = \exp(-\lambda_{1и}t); \quad P_{2и} = \exp(-\lambda_{2и}t);$$

$$P_{1п} = \exp(-\lambda_{1п}t); \quad P_{2п} = \exp(-\lambda_{2п}t),$$

где λ — интенсивность отказов по данной группе деталей, отнесенной к соответствующей системе; $\lambda_{1и} = N_1\lambda_1$ (N_1 — число деталей первой группы в известной механической системе, λ_1 — принятая расчетная интенсивность отказов деталей первой группы).

Если известны интенсивности отказов λ_i по отдельным категориям r деталей в группе, то

$$\lambda_{1и} = \sum_{i=1}^r N_i\lambda_i.$$

Аналогично вычисляются значения $\lambda_{2и}$, $\lambda_{1п}$ и $\lambda_{2п}$.

Коэффициенты $k_{\Sigma и}$ и $k_{\Sigma п}$ вычисляются на основе

$$k_{\Sigma} = k_k k_r k_{\phi},$$

где k_k — коэффициент, учитывающий параметры конструкции механической системы; k_r — коэффициент, учитывающий износ системы и возможность ее ремонта; k_{ϕ} — коэффициент, учитывающий условия эксплуатации. Значения коэффициентов

$$k_k = \frac{1}{4} \left(\frac{m+l}{N_i} + \frac{z+N_c}{N} \right);$$

$$k_r = \frac{1}{4} \left(\frac{n_p}{N} + \frac{S_{\phi}}{S} + \frac{m_i}{N} + \frac{1}{r} \right); \quad (18.15)$$

$$k_{\phi} = \frac{1}{4} \left(\frac{\omega}{\omega_0} + \frac{c}{c_0} + \Theta + \Gamma \right),$$

где m — количество стандартных деталей в системе (кроме крепежных деталей); N_1 — количество деталей первой группы (кроме крепежных деталей); l — число деталей первой группы, которое может быть заменено в системе без специального демонтажа, т. е. то количество элементов, которое можно демонтировать, выполнив только одну операцию (например, отвернув гайку, вынув шплинт и т. д.); z — число деталей или сборочных единиц, имеющих резервирование или предохранительные устройства; N_c — количество пар соединений типа сварки, резьбы; вулканизации и др.; N — общее число деталей первой группы; n_p — количество элементов, не являющихся парами трения; S — общее количество пар трения в системе; S_{ϕ} — количество пар трения качения; m_i — число всех деталей, не ремонтируемых на предприятии, а заменяемых новыми, имеющих ГОСТ на серийное изготовление; r — общее число смазываемых, но негерметизированных сборочных единиц или элементов; ω — количество основных параметров, которые могут быть легко отрегулированы в процессе эксплуатации системы; ω_0 — общее число основных параметров; c — количество сборочных единиц, подлежащих периодической смазке; c_0 — общее количество смазываемых узлов; Θ — эксплуатационный режим работы; 0,5 — тяжелый, 0,75 — средний, 0,1 — легкий (хотя возможны и более точные деления с учетом резервирования, концентрации нагрузки, динамических факторов и др.); Γ — гарантийная долговечность, определяемая как отношение числа лет безремонтной или безревизионной гарантийной работы объекта к общему числу лет межремонтного цикла, т. е. к периоду от постройки до капитального ремонта.

Т а б л и ц а 18.8. Оценка ожидаемой вероятности безотказной работы

Исследуемый объект	Группа деталей	Число деталей в сборочных единицах										$P_{общ}$	k
		A		B		C		D		E			
1	I	10	3	12	2	13	0	4	0	12	—	0,926	0,035
	II	4	1	4	2	6	2	4	2	7			
2	I	10	3	8	4	4	0	5	0	10	—	0,917	0,0325
	II	2	1	6	2	8	3	5	3	5			

Примечание. Во второй части колонок для сборочных единиц A, B, C, D и E указано число пар трения, которые также разбиты на две группы по степени ответственности.

В том случае, если $P_{\Sigma n}(t) < P_{\Sigma n}(t)$ при выбранном t , разрабатываемый вариант конструктивного исполнения лучше, чем предыдущий, т. е. будет иметь большую надежность. Пример расчета показан в табл. 18.8.

Оценка ожидаемой вероятности безотказной работы по статистическим данным. Для возможности оперативного и достаточно точного прогнозирования надежности и долговечности механических систем необходимо осуществлять постоянную систематизацию статистических данных.

Для нормального закона распределения уход размера детали за односторонний допуск определяется плотностью распределения вероятности времени работы до отказа

$$\varphi = \frac{1}{\sqrt{2\pi}} \exp \left[-\frac{(c-t)^2}{2\sigma^2} \right] \times \left| \left(\frac{c-t}{\sigma} \right)^{-1} \right|, \quad (18.16)$$

где m — математическое ожидание износа как функция времени t , т. е. уравнение износа детали, отвечающее среднему ожидаемому изнашиванию; σ — среднее квадратическое отклонение (рассеивание средней величины износа); c — предельный допуск на износ, установленный конструктором для правил ремонта деталей и системы в целом; ($\exp x = e^x$).

Предельный допуск c необходимо определять с учетом начального допуска на изготовление детали.

Расчет вероятности безотказной работы производится по формуле

$$P(t) = 1 - \int_0^t \varphi(t) dt, \quad (18.17)$$

Оценку и прогнозирование надежности проектируемой конструкции целесообразно сопровождать построением графика, представленного на рис. 18.2. При

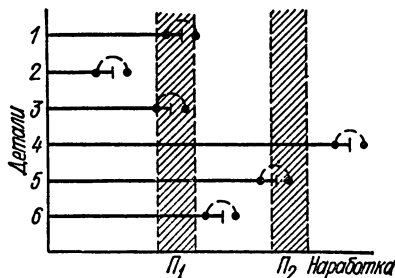


Рис. 18.2

этом сравниваются предварительно выбранные границы профилактических ремонтов P_1 и P_2 , проверок и сроков гарантии (вертикальные заштрихованные области) системы. Из графика следует, что деталь 2 выходит из строя до первого профилактического ремонта P_1 . Детали групп 1 и 3 укладываются в назначенные периоды. Деталь 4 имеет значительный запас по наработке и т. д.

Из анализа графика видно, правильно ли назначены технологические методы и режимы обработки деталей при изготовлении, а также, будет ли обеспечиваться гарантийная наработка пар трения в течение эксплуатации.

18.5. ПРИМЕРЫ РАСЧЕТА НАДЕЖНОСТИ

Пример 1. Определить вероятность P_Σ безремонтной работы автогрейдера в течение $t_p=2000$ ч. Структурная схема представлена на рис. 18.3, а, где 1—рама, $P_1 = 0,93$; 2 — двигатель и электрооборудование, $P_2 = 0,08$; 3 — рабочее оборудование, $P_3 = 0,3$; 4' и 4'' — левый и правый балансиры, $P_4 = 0,040$; 5 — коробка переключения передач, $P_5 = 0,80$; 6 — рулевой механизм; $P_6 = 0,25$; 7 — гидрооборудование, $P_7 = 0,52$; 8 — передний мост, $P_8 = 0,30$; 9 — бульдозер, $P_9 = 0,22$; 10 — колеса; $P_{10} = 0,31$; 11 — карданная передача; $P_{11} = 0,11$.

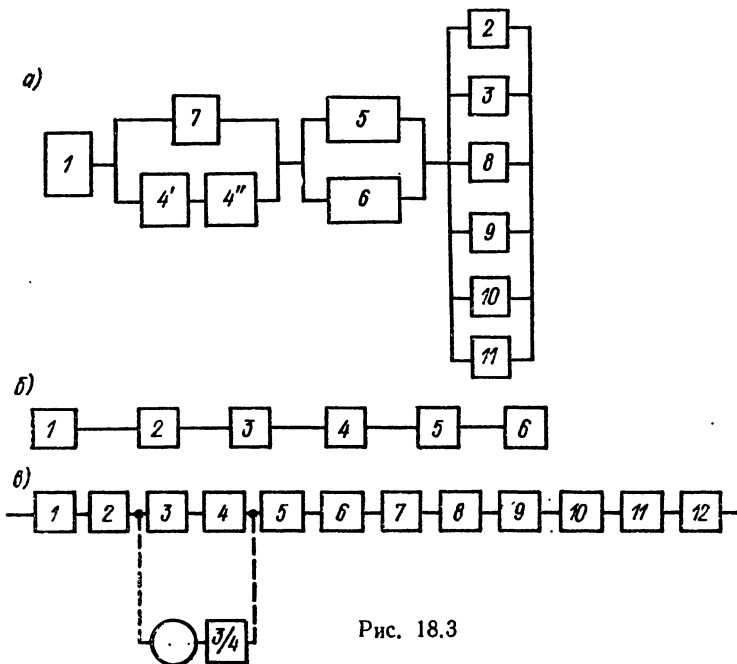


Рис. 18.3

По формулам (18.6) рассчитываем вероятность безотказной работы параллельно соединенных элементов:

$$P_{5-6} = 1 - (1 - P_5)(1 - P_6) = 1 - 0,75 \cdot 0,2 = 0,85;$$

$$P_{2-3-8-9-10} = 1 - (1 - P_2)(1 - P_3)(1 - P_8)(1 - P_9)(1 - P_{10}) = \\ = 1 - 0,92 \cdot 0,7 \cdot 0,7 \cdot 0,78 \cdot 0,69 = 0,757.$$

По формулам (18.4) и (18.6) вычисляем искомую вероятность P для всей машины:

$$P_\Sigma = P_1 [1 - (1 - P_7)(1 - P_4^2)] P_{5-6} P_{2-3-8-9-10} = \\ = 0,93 [1 - 0,48(1 - 0,4^2)] 0,85 \cdot 0,757 = 0,357.$$

Пример 2. Необходимо ориентировочно рассчитать, какой процент лебедок мостовых кранов проработает без отказов в течение 200 ч работы. Структурная схема лебедки представлена на рис. 18.3, б.

Распределение вероятности безотказной работы элементов лебедки — экспоненциальное.

По табл. 18.1 находим средние величины параметра потока отказов на 10^3 ч работы; для асинхронного электродвигателя 1 $\lambda_1 = 0,86$, для упругой муфты 2 $\lambda_2 = 0,07$, для каждой из двух ступеней зубчатого редуктора 4 $\lambda_4 = 0,012$, для муфты 5 $\lambda_5 = 0,04$; величины параметра потока отказов тормоза 3 и барабана 6 получены из определительных испытаний $\lambda_3 = 0,45$, $\lambda_6 = 0,035$.

Вероятность безотказной работы $P_{\Sigma}(t)$ всей системы определяется по формуле (18.5):

$$P_{\Sigma}(t) = \exp(-\lambda_{\Sigma}t);$$

$$\lambda_{\Sigma} = \sum_{i=1}^6 \lambda_i = (0,26 + 0,07 + 0,45 + 0,012 + 0,012 + 0,04 + 0,035) 10^{-5} = \\ = 1,479 \cdot 10^{-5} \text{ 1/ч,}$$

где $n = 6$ — число элементов лебедки; расчет произведен с учетом того, что редуктор 4 имеет две последовательно соединенные ступени. С учетом реальных условий эксплуатации принимаем по табл. 18.2 коэффициент $k_{\lambda} = 30$, считая условия работы лебедки мостового крана идентичными условиям в железнодорожном вагоне. Расчетная средняя величина параметра потока отказов

$$\lambda'_{\Sigma} = \lambda_{\Sigma} k_{\lambda} = 1,479 \cdot 10^{-5} \cdot 30 = 4,437 \cdot 10^{-4} \text{ 1/ч.}$$

Вероятность безотказной работы лебедки в течение 200 ч составит

$$P_{\Sigma}(t) = \exp(-4,437 \cdot 10^{-4} \cdot 200) = 0,915,$$

т. е. без отказов проработает в среднем около 90 % лебедок.

Пример 3. Выполнить расчет вероятности безотказной работы червячного одноступенчатого редуктора с нижним расположением червяка для известных значений $P(t)$ по всем элементам.

Для упрощения расчета в обоих случаях считаем надежность корпусных деталей редуктора равной 100 %. Сделаем также допущение о том, что каждый подшипник и зубчатое колесо можно рассматривать как одно целое, т. е. соответственно без учета числа роликов, колец и зубьев.

Составим структурную блок-схему (рис. 18.3, в), которую рассчитываем для следующих известных значений P_i . Первый блок: $P_1 = 0,999$ (вал—червяк); $P_2 = 0,9999$ (подшипник); $P_3 = P_4 = 0,9995$ (подшипник конический); $P_5 = 0,99999$ (функциональный рабочий элемент схемы, в качестве которого выступает масло, обеспечивающее постоянную смазку пар трения и их охлаждение); $P_6 = 0,5$ — вероятность выполнения задачи, т. е. основного назначения редуктора при выходе из строя одного из сдвоенных конических подшипников (фактически P_6 , обозначенное на рис. 18.3, в незаполненным кружком, как бы играет роль переключателя в возможном эффекте скрытого резервирования); $P_{3/4} = 0,9995$ (один из оставшихся работоспособных подшипников 3 или 4).

Второй блок: $P_7 = 0,999$ (вал червячного колеса); $P_8 = P_9 = 0,9995$ (подшипник конический); $P_{10} = 0,9999$ (ступица червячного колеса); $P_{11} = 0,999$ (венец зубчатый); $P_{12} = 0,9955$ (крепление венца); $P_{13} = 0,999$ (крепление ступицы).

Теперь можно составить расчетную формулу для определения величины вероятности безотказной работы редуктора:

$$P_{\Sigma} = P_1 P_2 [1 - (1 - P_3 P_4) (1 - P_6 P_{3/4})] P_5 P_6 P_7 P_8 P_9 P_{10} P_{11} P_{12}.$$

Если не учитывать возможный эффект скрытого (косвенного) резервирования ($P_6 = 0$), то $P_{\Sigma} = 0,989334$. В противном случае для $P_6 = 0,5$; 0,6; 0,7 и 0,9 получаем следующие значения P_{Σ} : 0,989829; 0,9899279; 0,9900269; 0,9901259; 0,9902248.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Абрамов Е. И., Колесниченко К. А., Маслов В. Т. Элементы гидропривода: Справочник. Киев: Техника, 1977. 320 с.
2. Ануриев В. Н. Справочник конструктора-машиностроителя. Т. 1—3. Изд. 5-е. М.: Машиностроение, 1978. 728 с., 560 с., 557 с.
3. Артоболевский И. И. Механизмы в современной технике. Т. 1—5. М.: Наука, 1970, 1971, 1973, 1975, 1976. 608 с., 1007 с., 376 с., 448 с., 848 с.
4. Башта Т. М. Машиностроительная гидравлика: Справочное пособие. М.: Машиностроение, 1971. 672 с.
5. Бейзельман Р. Д., Цыпкин Б. В., Перель Л. Я. Подшипники качения: Справочник. Изд. 6-е. М.: Машиностроение, 1975. 574 с.
6. Валы и оси/ В. Серенсен, Н. Б. Громан, Е. П. Кочаев, Р. М. Шнейдерович. М.: Машиностроение, 1970. 319 с.
7. Вейц В. Л., Волжанская А. М., Колчин Н. И. Геометрия зацепления зубчатых передач. Л.: Машиностроение, 1978. 135 с.
8. Вильнер Я. М., Ковалев Я. Т., Некрасов Б. Б. Справочное пособие по гидравлике, гидромашинам и гидроприводам. Минск: Высшая школа, 1976. 415 с.
9. Войнов К. Н. Прогнозирование надежности механических систем. Л.: Машиностроение, 1972. 204 с.
10. Воробьев И. И. Ременные передачи. М.: Машиностроение, 1979. 168 с.
11. Дунаев П. Ф. Конструирование узлов и деталей машин. М.: Высшая школа, 1978. 380 с.
12. Заренин Ю. Г., Стоянова И. И. Определительные испытания на надежность. М.: Изд-во стандартов, 1978. 278 с.
13. Иванов М. Н. Детали машин. Изд. 3-е. М.: Высшая школа, 1976. 390 с.
14. Клебанов Б. М., Гинзбург А. Е. Зубчатые передачи в машиностроении. Л.: Машиностроение, 1978. 117 с.
15. Кожевников С. Н., Есипенко Я. И., Раскин Я. М. Механизмы. М.: Машиностроение, 1976. 784 с.
16. Красковский Е. Я., Румянцев В. В., Дружинин Ю. А. Проектирование механических систем автоматики и ЭВМ. Л.: Машиностроение, 1972. 232 с.
17. Кудрявцев В. Н. Червячные передачи. Расчет и конструирование. Л.: ЛКВИА, 1954. 200 с.
18. Кудрявцев В. Н., Державец Ю. А., Глухарев Е. Г. Конструкции и расчет зубчатых редукторов. Л.: Машиностроение, 1971. 328 с.
19. Кудрявцев В. Н. Детали машин. Л.: Машиностроение, 1980. 464 с.
20. Машиностроительный гидропривод/Под ред. В. Н. Прокофьева. М.: Машиностроение, 1978. 495 с.
21. Митропольский А. К. Краткие математические таблицы. М.: Наука, 1965. 95 с.
22. Мотор-редуктор и редукторы. Каталог. М.: НИИмаш, 1978. 88 с.
23. Орлов П. И. Основы конструирования. Т. 1—3. М.: Машиностроение, 1977. 622 с., 574 с., 356 с.
24. Планетарные передачи: Справочник/Под ред. В. Н. Кудрявцева и Ю. Н. Крдышева. Л.: Машиностроение, 1977. 534 с.
25. Поляков В. С., Барбаш И. Д., Ряховский О. А. Справочник по муфтам. Л.: Машиностроение, 1979. 343 с.
26. Прочность и надежность механического привода/Под ред. В. Н. Кудрявцева и Ю. А. Державца. Л.: Машиностроение, 1978. 136 с.

27. Решетов Д. Н. Детали машин. Изд. 3-е. М.: Машиностроение, 1974. 654 с.
28. Смирнов Н. В., Дунин-Барковский И. В. Курс теории вероятности и математической статистики для технических приложений. М.: Наука, 1965. 514 с.
29. Спицын И. А., Машнев М. М., Красковский Е. Я. Опоры осей и валов машин и приборов. Л.: Машиностроение, 1970. 518 с.
30. Справочник по надежности/Под ред. Б. Е. Бердичевского. Т. 1—3. М.: Мир, 1970. 930 с.
31. Стесин С. П., Яковенко Е. А. Гидродинамические передачи. М.: Машиностроение, 1973. 350 с.
32. Теория механизмов и машин. Проектирование/Под ред. О. И. Кульбачного. М.: Высшая школа. 1970. 288 с.
33. Цилиндрические эвольвентные зубчатые передачи внешнего зацепления. Расчет геометрии/И. А. Болотовский, Б. И. Гурьев, В. Э. Смирнов, Б. И. Шендерей. М.: Машиностроение, 1974. 160 с.
34. Цилиндрические эвольвентные зубчатые передачи внутреннего зацепления. Расчет геометрических параметров/И. А. Болотовский, Б. И. Гурьев, В. Э. Смирнов, Б. И. Шендерей. М.: Машиностроение, 1977. 192 с.
35. Часовников Л. Д. Передачи зацепления. М.: Машиностроение, 1969. 487 с.

ПРЕДМЕТНЫЙ УКАЗАТЕЛЬ

В

- Вероятность безотказной работы 366
- Винт — гайка передача 266
 - геометрические характеристики трапецеидальной резьбы 267
 - конструктивные элементы 261
 - назначение 266
 - размеры упорной резьбы 269
 - расчет 270
 - силовые характеристики 269

Г

- Гидродвигатели 83
 - низкомоментные 83
 - высокомоментные 85
 - определение мощности 82
- Гидромоторы шестеренные 83
 - аксиально-поршневые 84
 - радиально-поршневые 85
- Гидромуфты тяговые 90
- Гидронасосы 96
 - аксиально-поршневые 104
 - радиально-поршневые 102
- Гидротрансформаторы 92
- Гидроцилиндры 93

Ж

- Жесткость при изгибе 288
 - при кручении 292

З

- Зубчатые передачи
 - базовое число циклов 122
 - допускаемое напряжение изгиба 123
 - — контактные 121
 - — классификация 117
 - — коэффициент безопасности 122
 - — долговечности 121
 - — модуля упругости 120
 - — сменности 122
 - — часовой загрузки 122
 - — материал 118
 - — модуль 126, 127
 - — окружная скорость 118
 - — передаточное число 126

- — предел выносливости 123
- — — зубьев при изгибе 123
- — — контактной 121
- — степень точности изготовления передач 132
- — термообработка 118
- — число зубьев 125, 148, 149

И

- Интенсивность отказов 367
 - — поправочный коэффициент 367

К

- Кинематические схемы приводов 54
 - — — анализ 60, 114
 - — — диапазон регулирования 54
 - — — общие требования 54
 - — — разработка 55
 - — — характеристики передач 58
- Клиновые ремни 245
 - — расчетная длина 247
- Клиноременные передачи 244
 - — геометрические характеристики 248
 - — конструкция шкивов 248
 - — мощность, передаваемая одним ремнем 251
 - — проверочный расчет 250
 - — проектный расчет 251
 - — размеры канавок 248
 - — силовые характеристики 249
- Конические зубчатые колеса 146
 - — боковой зазор 154
 - — высота головки внешняя 153
 - — — головки в среднем сечении 153
 - — диаметр вершин внешний 150
 - — — делительный внешний 150
 - — — делительный средний 150
 - — — конусное расстояние внешнее 150
 - — — — расстояние среднее 150
 - — — коэффициент высоты головки 152
 - — — — динамической нагрузки 139
 - — — — изменения расчетной толщины зуба 152

— — — — неравномерность распределения нагрузки 157
 — — — — перекрытия 153
 — — — — радиального зазора 152
 — — — — распределения нагрузки между зубьями 134
 — — — — смещения исходного контура 150
 — — — — суммарной длины контактных линий 134
 — — — — угла наклона зубьев 160
 — — — — формы зуба 159
 — — — — ширины зубчатого венца 149
 — — — — напряжения изгиба 158
 — — — — контактные 154
 — — — — сила окружная 162
 — — — — осевая 162
 — — — — распорная 162
 — — — — угол делительный головки зуба 153
 — — — — делительный конуса 148
 — — — — делительный ножки зуба 152
 — — — — конуса вершин 153
 — — — — конуса впадин 153
 — — — — межосевой 148
 — — — — наклона линии зуба 148
 — — — — профиля зуба 153
 — — — — средний наклона линии зуба 148
 — — — — удельная окружная динамическая нагрузка 135
 — — — — число зубьев 148
 — — — — зубьев эквивалентного цилиндрического колеса 152
 Конструирование машин с учетом требований надежности 373
 Коэффициент режима работы 108

М

Механические характеристики стале-лей 286
 Моменты на элементах передач 107
 — инерции деталей приводов 110
 Мотор-редукторы 43
 — волновые 53
 — двухступенчатые 50
 — двухступенчатые соосные 47
 — планетарные одноступенчатые 49
 — цилиндрические одноступенчатые 46
 Мощность привода 56, 61
 Муфты 332
 — втулочно-пальцевые 334
 — глухие 332
 — классификация 332
 — компенсирующие 334

— кулачково-дисковые 342
 — кулачковые с призматическим элементом 342
 — обгонные 347
 — общие сведения 331
 — предельные 346
 — предохранительные 347
 — с разрушающимся элементом 347
 — с торообразным упругим элементом 332
 — упругие 334
 — упругие со звездочкой 342
 — фланцевые 334

Н

Надежность приводов машин 365

О

Ответственность отказов 373
 Оси и валы 274
 — допускаемые напряжения на изгиб 285
 — общие сведения 274
 — размеры галтелей 281
 — конических концов 278
 — концов неподвижных осей 280
 — оседжателей 280
 — радиусов скруглений 282
 — цилиндрических концов 276

П

Передаточные числа 55
 Плоскоремённые передачи 234
 — геометрические характеристики 238
 — конструкция шкивов 243
 — проверочный расчет 242
 — проектный расчет 243
 — размеры шкивов 237
 — силовые характеристики 239
 Подшипники качения 298
 — выбор 310
 — корпуса и крышки 322
 — коэффициент безопасности 314
 — осевой нагрузки 312
 — радиальной нагрузки 312
 — осевые нагрузки в радиально-упорных подшипниках 316
 — посадки в корпус 320
 — на вал 321
 — проверочный расчет 316
 — проектный расчет 317
 — радиальные однорядные 301
 — сферические 306
 — двухрядные 306
 — радиально-упорные однорядные 308
 — размеры крышек торцевых 326

— — — неразъемных корпусов широкой серии 323
 — — — разъемных корпусов широкой серии 325
 — — расчетная долговечность 310
 — — температурный коэффициент 315
 — — узлы 312
 — — характеристики 301
 — — эквивалентная нагрузка 310
 Показатели надежности 365
 Привод групповой 6
 — выбор двигателя 7
 — многодвигательный 6
 — однодвигательный 6
 — расчет мощности 7
 — расчет работы 8
 Продолжительность включения 8

Р

Разбивка передаточных чисел по ступеням двухступенчатых цилиндрических редукторов 107
 — — — коническо-цилиндрических 107
 — — — соосных 107
 — — — цилиндрических трехступенчатых 107
 Рамы приводов 259
 — — компоновка 362
 — — конструктивные элементы 360
 — — материалы 360
 — — размеры элементов деталей 359, 361
 Расчет валов 284
 — — предварительный 284
 — — проверочный 284
 — осей 283
 — — предварительный 283
 — — проверочный 283
 — передач винт—гайка 270
 — — волновых 185
 — — клиноремных 250, 251
 — — конических зубчатых 154, 158
 — — планетарных 182
 — — плоскоремных 242, 243
 — — соединений 353, 354
 — — цепных 261
 — — цилиндрических зубчатых 132
 — — червячных 177
 — — надежности машин 373
 Редукторы волновые 221
 — планетарные одноступенчатые 215
 — — двухступенчатые 218
 — — соосные двухступенчатые 209
 — — цилиндрические вертикальные 212
 — — двухступенчатые 193
 — — одноступенчатые 193
 — — трехступенчатые 205

— червячные двухступенчатые 232
 — — одноступенчатые 223
 Ремни плоские прорезиненные 234
 — — для быстроходных передач 235

У

Угол поворота сечений валов 290
 — поперечной деформации валов 292
 Уплотнительные устройства войлочные 356
 — — резиновые армированные 357
 — — с кольцевыми проточками 358

Х

Характеристики компоновочные вариаторов 72
 — — муфт втулочно-пальцевых 75
 — — — зубчатых 79
 — — опор качения 80
 — — — скольжения 81
 — — передач клиноремных 77
 — — — планетарных 68
 — — — плоскоремных 78
 — — — цепных 76
 — — редукторов цилиндрических двухступенчатых 65
 — — — — одноступенчатых 64
 — — — — трехступенчатых 66
 — — — — трехступенчатых вертикальных 67
 — — — — трехступенчатых коническо-цилиндрических 71
 — — — червячных одноступенчатых 72
 Храповое зацепление 271

Ц

Цилиндрические зубчатые передачи 117
 — — — боковой зазор 131
 — — — диаметр вершин зубьев 130
 — — — впадин зубьев 130
 — — — делительный 129
 — — — начальный 129
 — — — основной окружности 130
 — — — коэффициент воспринимаемого смещения 129
 — — — — высоты головки 130
 — — — — динамической нагрузки 135
 — — — — неравномерности распределения нагрузки 134
 — — — — перекрытия 132
 — — — — радиального зазора 130
 — — — — разности смещений 129
 — — — — распределения нагрузки между зубьями 134
 — — — — смещения исходного контура 129

- — — — суммарной длины контактных линий 134
- — — — суммы смещений 129
- — — — угла наклона зубьев 129, 137
- — — — уравнительного смещения 129
- — — — формы зуба 138
- — — — ширины шестерни 130, 131
- — — — межосевое расстояние 130
- — — — расстояние делительное 130
- — — — напряженне изгиба 137
- — — — контактные 132
- — — — сила окружная 162
- — — — осевая 162
- — — — распорная 162
- — — — угол зацепления 129
- — — — наклона линии зуба 127
- — — — профиля зуба 129
- — — — удельная окружная динамическая нагрузка 135
- — — — число зубьев 125
- — — — ширина колеса 131
- — — — шестерни 130, 131
- Цепные передачи 252
- — геометрические характеристики 256
- — выбор цепи 259
- — кинематические характеристики 258
- — конструкция звездочки 262
- — натяжение цепи 265
- — приводные звездочки 253
- — цепи 253
- — применяемые материалы 263
- — проверочный расчет 261
- — проектный расчет 261

Ч

Червячные передачи 168

- — боковой зазор 177
- — выбор материала 170
- — геометрический расчет 173
- — диаметр вершин колеса 175
- — — червяка 175
- — — впадин колеса 175
- — — червяка 175
- — — делительный колеса 175
- — — червяка 175
- — — наибольший колеса 176
- — — начальный червяка 175
- — — длина нарезной части червяка 176
- — кинематические характеристики 165
- — коэффициент деформации червяка 179
- — — диаметра червяка 174
- — — качества изготовления передач 179

- — — механических свойств материала 177
- — — неравномерности распределения нагрузки по длине контактных линий 178
- — — перекрытия 177
- — — смещения червяка 175
- — — суммарной длины контактных линий 178
- — — угла контакта червяка с колесом 179
- — — формы сопряженных поверхностей 178
- — — межосевые расстояния 175
- — — модули 174
- — — напряжения допускаемые изгиба 172
- — — — контактные 170
- — — изгиба 180
- — — контактные 177
- — — общие сведения 167
- — — сила окружная на червяке 181
- — — — на колесе 181
- — — осевая на червяке 181
- — — — на колесе 181
- — — распорная 181
- — — степень точности 176
- — — угол контакта червяка с колесом 176
- — — подъема винтовой линии 175
- — — профиля в торцевом сечении 176
- — — число зубьев 176
- — — ширина венца червячного колеса 176

Ш

Шлицевые соединения 353

- — размеры прямозубых шлицов 352
- — — эвольвентных шлицов 354

Шпоночные соединения 349

- — размеры пазов 356
- — — призматических шпонок 350
- — — сегментных шпонок 351
- — расчет 353

Э

Электродвигатели асинхронные 9

- — исполнение М100 16
- — — М101 21
- — — М200 22
- — — М201 24
- — — М300, М302, М303 25
- — — М210 27
- — крановые 15
- — обозначения 15
- — с короткозамкнутым ротором 31
- — с повышенным пусковым моментом 28
- — с повышенным скольжением 29
- — с фазным ротором 38

ИБ № 3029

Валентин Владимирович Длоугий, Тамара Ивановна Муха,
Анатолий Петрович Цупиков, Борис Вячеславович Януш

**ПРИВОДЫ
МАШИН**

Справочник

Редакторы *Р. Н. Михеева, Н. С. Аникиева*
Художественный редактор *С. С. Венедиктов*
Технический редактор *Т. Н. Витошинская*
Корректоры *Т. Н. Гринчук, М. Б. Ярцева*
Переплет художника *Н. И. Абрамова*

Сдано в набор 11.08.81. Подписано в печать 08.04.82. М-28715.
Формат 60×90^{1/16}. Бумага типографская № 2. Гарнитура литературная.
Печать высокая. Усл. печ. л. 24,0 Уч.-изд. л. 26,58. Тираж 40 000 экз.
Заказ 659. Цена 1 р. 70 к.

Ленинградское отделение ордена Трудового Красного Знамени
издательства «Машиностроение»
191065, Ленинград, ул. Дзержинского, 10

Ленинградская типография № 6 ордена Трудового Красного Знамени
Ленинградского объединения «Техническая книга» им. Евгения Соколовой
Союзполиграфпрома при Государственном комитете СССР
по делам издательства, полиграфии и книжной торговли.
193144, г. Ленинград, ул. Моисеенко, 10

