

ДЛЯ ТЕХНИКУМОВ

*М. Я. Романов  
В. А. Константинов  
Н. А. Покровский*

# СБОРНИК ЗАДАЧ ПО ДЕТАЛЯМ МАШИН

МАШИНОСТРОЕНИЕ

ББК 34.44  
Р69  
УДК 621.81(076)

Рецензент Ю. И. Затковский

**Романов М. Я. и др.**

**Р69** Сборник задач по деталям машин: Учеб. пособие для учащихся техникумов / М. Я. Романов, В. А. Константинов, Н. А. Покровский. — М.: Машиностроение, 1984. — 240 с., ил.

В пер.: 70 к.

В сборник включены задачи по соединениям деталей и узлов, механическим передачам и валам, осям, подшипникам, муфтам. Кратко изложена теория и приведены примеры решения типовых задач.

Р 2702000000-112 112-84  
038(01)-84

ББК 34.44  
6П5.3

**Михаил Яковлевич Романов**  
**Вячеслав Алексеевич Константинов**  
**Николай Алексеевич Покровский**

## **СБОРНИК ЗАДАЧ ПО ДЕТАЛЯМ МАШИН**

Редактор **О. В. Маргулис**  
Художественный редактор **И. К. Капралова**  
Технический редактор **А. И. Захарова**  
Корректор **Л. Е. Сонюшкина**

ИБ № 4021

Сдано в набор 28.11.83. Подписано в печать 08.05.84. Т-07789. Формат 84 × 108<sup>1</sup>/<sub>32</sub>. Бумага типографская № 2. Гарнитура «Таймс». Печать высокая. Усл. печ. л. 12,60. Усл. кр.-отг. 12,60. Уч.-изд. л. 13,33. Тираж 100 000 экз. Заказ 1211. Цена 70 к.

Ордена Трудового Красного Знамени издательство «Машиностроение», 107076, Москва, Стромьинский пер., д. 4.

Ордена Октябрьской Революции, ордена Трудового Красного Знамени Ленинградское производственно-техническое объединение «Печатный Двор» имени А. М. Горького Союзполиграфпрома при Государственном комитете СССР по делам издательств, полиграфии и книжной торговли. 197136, Ленинград, П-136, Чкаловский пр., 15.

© Издательство «Машиностроение», 1984 г.

# ГЛАВА 1

## СВАРНЫЕ, ПАЯНЫЕ И КЛЕЕВЫЕ СОЕДИНЕНИЯ

---

### § 1.1. СВАРНЫЕ СОЕДИНЕНИЯ. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ, СВАРИВАЕМОСТЬ СТАЛЕЙ, ЭЛЕКТРОДЫ

Сварные соединения относятся к неразъемным. Наиболее распространена дуговая сварка. В зависимости от марки стали, склонности к образованию трещин и требований, предъявляемых к конструкции, для сварки используют электроды различных марок. По ГОСТ 9467—75 для ручной дуговой сварки конструкционных и теплостойких сталей изготовляют покрытые металлические электроды следующих типов:

Э38; Э42; Э46 и Э50 — для сварки углеродистых и низколегированных конструкционных сталей с временным сопротивлением  $\sigma_b$  до 500 МПа;

Э42А; Э46А и Э50А — для сварки углеродистых и низколегированных конструкционных сталей с  $\sigma_b$  до 500 МПа, когда к металлу сварных швов предъявляют повышенные требования по пластичности и ударной вязкости;

Э55 и Э60 — для сварки углеродистых и низколегированных сталей с  $500 \leq \sigma_b \leq 600$  МПа;

Э70; Э85; Э100; Э125; Э150 — для сварки легированных конструкционных сталей повышенной и высокой прочности с  $\sigma_b > 600$  МПа;

Э-09М; Э-09МХ; Э-09Х1М; Э-05Х2М; Э-09Х2М1; Э-09Х1МФ; Э-10Х1М1НФБ; Э-10Х3М1БФ; Э-10Х5МФ — для сварки легированных теплоустойчивых сталей.

### § 1.2. КОНСТРУКЦИИ СВАРНЫХ СОЕДИНЕНИЙ И РЕКОМЕНДАЦИИ ПО ИХ КОНСТРУИРОВАНИЮ

Основные типы и конструктивные элементы сварных швов регламентируются ГОСТ 5264—80.

Вследствие простоты и надежности наиболее распространены стыковые соединения, когда соединяемые детали расположены в одной плоскости или являются продолжением одна другой. Основные виды стыковых швов и характер подготовки кромок для сварки (рис. 1.1) зависят от толщины соединяемых

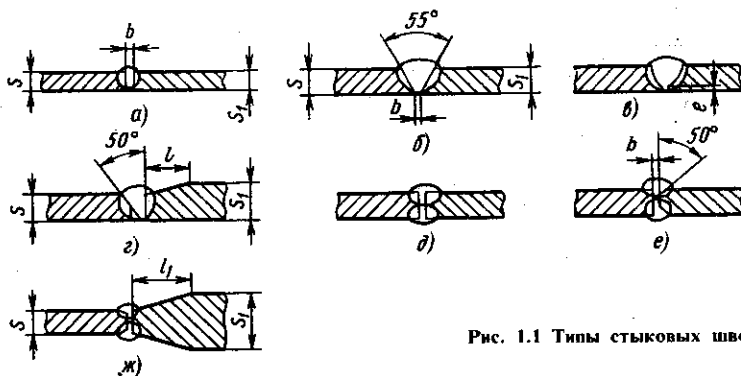


Рис. 1.1 Типы стыковых швов

элементов. При толщине их до 6 мм кромки свариваемых листов можно не разделявать; расстояние  $b$  между свариваемыми элементами перед сваркой (рис. 1.1, а, д) пропорционально толщине листов и колеблется в пределах  $0 \leq b \leq 3$  мм. При большой толщине свариваемых элементов применяют V-образные (рис. 1.1, б, з, е, ж) и U-образные (рис. 1.1, в) швы: симметричные (рис. 1.1, б, в), несимметричные (рис. 1.1, з, е), односторонние (рис. 1.1, б, в, з) и двусторонние (рис. 1.1, е, ж). При стыковой сварке листов неодинаковой толщины наибольшую предельную разность толщин  $s_1 - s$  выбирают в зависимости от толщины  $s$  тонкого листа:

$s$ , мм	4-8	9-11	12-25	>25
$s_1 - s$ , мм	0,6	0,4	5	7

При разности  $s_1 - s$  толщин листов, свариваемых встык, превышающей указанные пределы, на листе, имеющем большую толщину, должен быть сделан скос с одной или с двух сторон длиной  $l = 5(s_1 - s)$  и  $l_1 = 2,5(s_1 - s)$ .

Швы, предназначенные для соединения элементов, расположенных в разных (параллельных или пересекающихся) плоскостях, называются угловыми. В зависимости от формы сечения различают швы с сечением в виде равнобедренного треугольника (рис. 1.2, а), треугольника, основание которого больше высоты (рис. 1.2, б), треугольника с криволинейными сторонами (рис. 1.2, в). За катет  $K$  шва принимают меньший катет вписанного в сечение шва равнобедренного или неравнобедренного треугольника. Высота  $g$  выпуклости (усиления) шва допускается не более 2 мм для швов, выполненных в нижнем положении, и не более 3 мм для швов, выполненных в остальных положениях. Размер  $\Delta$  (вогнутость сварного шва) допускается не более 3 мм. Угловые швы применяют для сварных соедине-

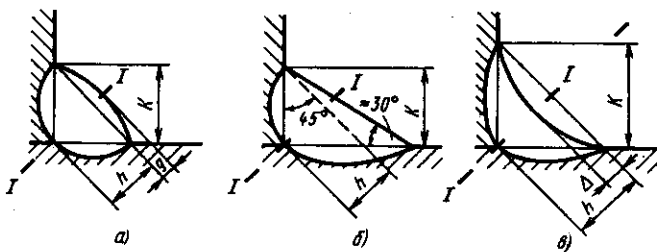


Рис. 1.2. Угловые швы

ний нахлесточных или с накладками (рис. 1.3, а, з, д), тавровых (рис. 1.3, б) и угловых (рис. 1.3, в). Катет шва выбирают из условия  $K \leq s$ , но не менее 3 мм при  $s \geq 3$  мм.

1. Из-за дефектов сварки на концах шва (непровар в начале и кратер в конце шва) принимают минимальную длину шва не менее 30 мм. При необходимости выполнить шов прерывистым число отдельных участков (швов) должно быть минимальным. В нахлесточных соединениях принимают  $l \geq 4s$ ,  $s$  — минимальная толщина свариваемых деталей. Длина  $l_n$  лобовых швов не должна превышать  $60 K$  (некоторые авторы рекомендуют не более  $30 K$ ) для ограничения неравномерности распределения напряжений по длине флангового шва. Сварные швы должны обра-

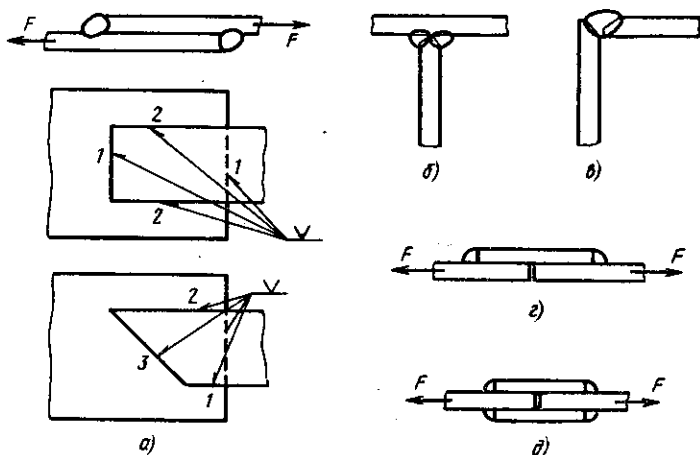


Рис. 1.3. Сварные соединения угловыми швами:  
1 — лобовым; 2 — фланговым; 3 — косым

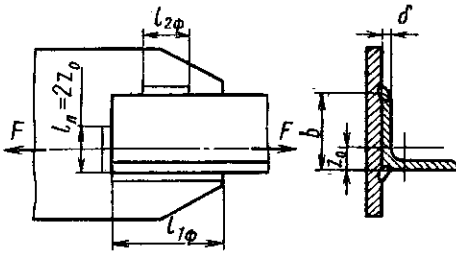


Рис. 1.4. Сварное соединение уголка с косынкой

зывать равнопрочную (равномерно нагруженную) конструкцию. Например, при выполнении соединения уголков с косынками (рис. 1.4) лобовой шов выполняют от вершины угла длиной  $l_{\phi} = 2z_0$  ( $z_0$  – расстояние от угла до оси инерции уголка), а длина фланговых швов  $l_{\phi}$  обратно пропорциональна расстоянию до этой оси:  $l_{1\phi}/(b - z_0) = l_{2\phi}/z_0$ ;  $l_{1\phi} = l_{\phi}(b - z_0)/b$ ;

$$l_{2\phi} = l_{\phi}z_0/b; \text{ при этом } l_{\phi} = l_{1\phi} + l_{2\phi} = l_0 - l_{\phi};$$

здесь  $l_0$  – общая длина швов;  $l_{\phi}$  – суммарная длина фланговых швов;  $l_{1\phi}$ ,  $l_{2\phi}$  – длина каждого из фланговых швов.

### § 1.3. РАСЧЕТ СВАРНЫХ СОЕДИНЕНИЙ

Стыковые швы рассчитывают на прочность как целые детали по номинальному сечению соединяемых деталей (без учета утолщения швов). При этом все виды подготовки кромок принимают равноценными. При действии сосредоточенной силы, растягивающей или сжимающей детали соединения, напряжения распределяются по сечению шва равномерно (рис. 1.5)

$$\sigma = F/A = F/(ls) \leq [\sigma_p], \quad (1.1)$$

где  $F$  – внешняя нагрузка, действующая в плоскости соединяемых листов перпендикулярно шву;  $A = ls$  – площадь сварного шва в сечении, перпендикулярном линии действия силы

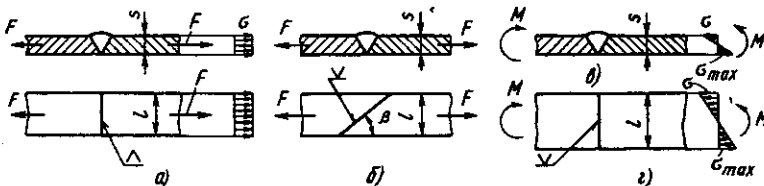


Рис. 1.5. Схемы нагружения стыковых соединений

( $l$  и  $s$  — соответственно длина шва и толщина одной из соединяемых деталей);  $[\sigma'_p]$  — допускаемое напряжение сварного шва при растяжении (обычно принимают  $[\sigma'_p] = (0,9 \dots 1,0) [\sigma_p]$ , где  $[\sigma_p]$  — допускаемое напряжение при растяжении основного металла).

Прочность стыкового соединения, полученного контактной сваркой, принимают равной прочности основного металла. Допускаемая растягивающая или сжимающая нагрузка в сварных швах:

прямом

$$[F] = [\sigma'_p] ls;$$

косом

$$[F] = [\sigma'_p] ls / \sin \beta \leq [\sigma_p] ls;$$

здесь  $\beta$  — угол между образующей косоугольного шва и линией действия силы (рис. 1.5. б).

Напряжения в сварном шве от действия момента (рис. 1.5, в, г) распределяются неравномерно по сечению шва (аналогично случаю изгиба); напряжения при действии только момента и одновременно при действии внешней силы и момента (сочетание схем нагружения рис. 1.5, а и рис. 1.5, в, г) находят по формулам соответственно:

$$\sigma = M/W \leq [\sigma'_p]$$

и

$$\sigma_{\max} = M/W + F/(ls) \leq [\sigma'_p], \quad (1.2)$$

где  $M$  — момент;  $W$  — момент сопротивления сечения шва ( $W = ls^2/6$  — для прямоугольного сечения по рис. 1.5, в;  $W = sl^2/6$  — для прямоугольного сечения по рис. 1.5, г;  $W = 0,1d^3$  — для круглого стержня сплошного сечения; где  $d$  — диаметр свариваемых частей стержня).

При любых схемах нагружения напряжения в сварном шве от действия нескольких силовых факторов ( $M$ ,  $F$  и т. д.) суммируются геометрически.

Угловые (фланговые и лобовые) швы рассчитывают на срез по сечению  $I-I$ , проходящему через биссектрису прямого угла (см. рис. 1.2). Расчетную высоту  $h$  углового шва в формулах обычно выражают через катет  $K$ :  $h = K \cos 45^\circ \approx 0,7K$ .

Площадь расчетного (опасного) сечения  $A = 0,7Kl$ . Напряжения при срезе в опасном сечении

$$\tau = F/(0,7Kl) \leq [\tau'], \quad (1.3)$$

где  $[\tau']$  — допускаемое напряжение в сварном шве при срезе.

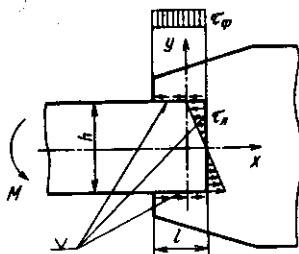


Рис. 1.6. Схема к расчету нахлесточного сварного соединения, нагруженного моментом

Если соединение имеет лобовые и фланговые швы, то в формуле (1.3)  $l$  следует заменить периметром угловых швов.

Допускаемая нагрузка, приложенная в плоскости листов (см. рис. 1.3, а),

$$[F] = 0,7Kl[\tau']. \quad (1.4)$$

Швы целесообразно располагать так, чтобы они были нагружены равномерно.

Расчет комбинированных (фланговых и лобовых) угловых швов под действием момента в плоскости стыка (рис. 1.6) выполняют, полагая для упрощения, что швы работают независимо, а фланговые швы передают только усилия, направленные вдоль швов. Из условий равновесия следует  $M = A_\phi th + \tau W_\perp$ , где  $A_\phi = 0,7Kl_\phi$  — площадь опасного (расчетного) сечения одного флангового шва;  $h$  — расстояние между фланговыми швами (ширина привариваемой детали);  $W_\perp = 0,7Kh^2/6$  — момент сопротивления лобового шва.

Отсюда

$$\tau = M/(A_\phi h + W_\perp) = 6M/(6 \cdot 0,7 \cdot Kl_\phi h + 0,7Kh^2) \leq [\tau']. \quad (1.5)$$

Уравнение (1.5) является расчетным. Из него можно определить один из параметров сварного шва ( $K$  или  $l_\phi$ ) при известных  $M$  и  $[\tau']$  (известен материал). Размеры привариваемого элемента (на рис. 1.5 полоса шириной  $h$ ) обычно определяют из расчета его на прочность (в данном случае на изгиб) под действием приложенной нагрузки. Таким образом, размер  $h$  и толщина привариваемого элемента  $s$  к моменту расчета сварного шва уже известны. Если задаться  $l_\phi$  и  $K$ , то уравнение (1.5) становится проверочным. По нему можно определить действующие касательные напряжения и сравнить их с допускаемыми; при этом должно быть  $\tau \leq [\tau']$ .

Тавровые соединения (см. рис. 1.3, б), выполненные угловыми швами, рассчитывают по формулам (1.3) и (1.4); угловые соединения (см. рис. 1.3, в) не используют как силовые, их применяют, как правило, для образования профилей из отдельных элементов. Соединение, полученное точечной контактной



сваркой, при действии нагрузки в плоскости стыка, рассчитывают на срез, принимая равномерное распределение нагрузки между точками (см. задачу 10)  $\tau = 4F/(n\pi d^2) \leq [\tau']$ , где  $F/n$  — усилие, приходящееся на одну точку ( $n$  — число точек);  $i$  — число плоскостей среза точки (при двух свариваемых деталях  $i = 1$ , при трех  $i = 2$ );  $d$  — диаметр точки, принимаемый равным диаметру электродов при сварке.

### § 1.4. ВЫБОР ДОПУСКАЕМЫХ НАПРЯЖЕНИЙ

Допускаемые напряжения в сварных швах, полученных дуговой или стыковой контактной сваркой, при статической внешней нагрузке назначают в зависимости от допускаемого напряжения на растяжение  $[\sigma_p]$  для основного металла (табл. 1.1).

Таблица 1.1. Допускаемые напряжения для сварных швов при статической нагрузке

Вид сварки	Допускаемое напряжение для сварных швов		
	при растяжении $[\sigma_p]$	при сжатии $[\sigma_c]$	при сдвиге (срезе) $[\tau']$
Автоматическая и ручная электродами Э42А и Э50А, в среде защитного газа, контактная стыковая с оплавлением	$[\sigma_p]$	$[\sigma_p]$	$0,65[\sigma_p]$
Ручная электродами обычного качества	$0,9[\sigma_p]$	$[\sigma_p]$	$0,6[\sigma_p]$
Контактная точечная	$0,3[\sigma_p^*]$	—	$0,5[\sigma_p]$
* Соединения, выполненные точечной контактной сваркой, на растяжение практически не работают.			

Ниже указаны допускаемые напряжения при растяжении, сжатии, изгибе для материала сварных швов металлоконструкций промышленных сооружений при постоянной нагрузке:

Сталь . . . . .	Ст0; Ст2	Ст3; Ст4	Ст5	Низколегированная
Допускаемое напряжение, МПа . . . . .	140	160	190	250

Допускаемые напряжения при периодическом нагружении

$$[\sigma'_R] = \gamma [\sigma']; \quad [\tau'_R] = \gamma [\tau'], \quad (1.6)$$

где  $\gamma$  — коэффициент понижения допускаемых напряжений,

$$\gamma = 1/[(aK_{\sigma} + b) - (aK_{\sigma} - b)R] \leq 1, \quad (1.7)$$

здесь  $K_{\sigma}$  ( $K_{\tau}$ ) — эффективный коэффициент концентрации нормальных (касательных) напряжений;  $a$ ,  $b$  — коэффициенты (для углеродистых сталей  $a = 0,58$ ;  $b = 0,26$ ; для низколегированных  $a = 0,65$ ,  $b = 0,30$ ).

Коэффициент асимметрии цикла  $R$  в формуле (1.7) определяют как отношение наименьшего и наибольшего по абсолютному значению напряжений или усилий, взятых со своими знаками  $R = R_{\sigma} = \sigma_{\min}/\sigma_{\max} = F_{\min}/F_{\max}$ ;  $R = R_{\tau} = \tau_{\min}/\tau_{\max} = F_{\min}/F_{\max}$ .

Значения эффективных коэффициентов концентрации напряжений приведены в табл. 1.2.

Таблица 1.2. Эффективные коэффициенты концентрации напряжений для сварных швов

Сварной шов	Коэффициент $K_{\sigma}$ ( $K_{\tau}$ ) для стали	
	углеродистой	низколегированной
Стыковой с полным проваром корня шва: при автоматической и ручной сварке и контроле швов при ручной сварке без контроля качества шва при автоматической сварке без контроля качества шва	1,0	1,0
	1,2	1,4
	1,1	1,2
Угловой лобовой: при ручной сварке при автоматической сварке	2,3	3,2
	1,7	2,4
Угловой фланговый шов, работающий на срез от осевой силы	3,4	4,4

Приведенные рекомендации по назначению допускаемых напряжений в сварных швах справедливы при качественном выполнении сварки и ее контроле. Любые дефекты в сварных швах (непровары, подрезы, пористость, трещины и т. п.) приводят к резкому снижению нагрузочной способности, особенно при периодическом нагружении.

### § 1.5. ПРИМЕРЫ РАСЧЕТА СВАРНЫХ СОЕДИНЕНИЙ

**Пример 1.** Рассчитать сварной металлический кронштейн, представляющий собой стыковое соединение двух труб с наружным диаметром  $D = 114$  мм и находящийся под дей-

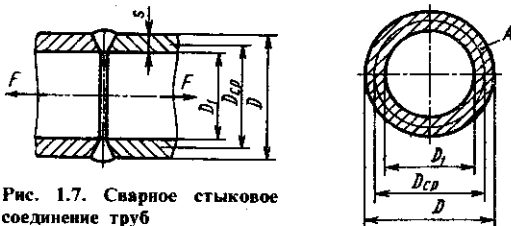


Рис. 1.7. Сварное стыковое соединение труб

ствием осевой растягивающей нагрузки  $F = 0,2$  МН (рис. 1.7).  
Материал труб – сталь Ст3.

1. Определим толщину  $s$  стенки трубы из расчета на прочность при растяжении, рассматривая трубу как стержень, растягиваемый осевой нагрузкой (расчетная модель). При этом  $\sigma_p = F/(\pi D_{cp} s) \leq [\sigma_p]$ , откуда  $s = F/(\pi D_{cp} [\sigma_p])$ .

Определим допускаемое напряжение  $[\sigma_p]$  для материала трубы (см. с. 9). Для стали Ст3  $[\sigma_p] = 160$  МПа. Примем условно  $D_{cp} = D - s \approx 105$  мм (в предположении, что толщина стенки трубы имеет среднее значение по ГОСТ 3262–75). Тогда  $s = 0,2 \cdot 10^6 / (\pi \cdot 0,105 \cdot 160 \cdot 10^6) = 0,0038$  м = 3,8 мм.

2. По ГОСТ 3262–75 подбираем трубу с наружным диаметром 114 мм, толщиной 4,5 мм, условным проходом 100 мм.

3. Для выполнения шва выберем ручную дуговую сварку электродами Э42. Длина и толщина шва при этом известны – они равны длине окружности по среднему сечению и толщине трубы.

4. Допускаемое напряжение для сварного шва определим по табл. 1.1 и данным на с. 9:  $[\sigma'_p] = 0,9 [\sigma_p] = 0,9 \cdot 160 = 144$  МПа.

5. Вычислим напряжения в сварном шве по формуле (1.1), учитывая, что  $D_{cp} = 114 - 4,5 = 109,5$  мм:  $\sigma_p = 0,2 \cdot 10^6 / (3,14 \times 0,1095 \cdot 0,0045) = 129$  МПа.

6. Действующие в сварном шве напряжения не превышают допускаемые ( $129 < 144$ ); следовательно, соединение удовлетворяет условию прочности.

**Пример 2.** Рассчитать сварное стыковое соединение двух горячекатаных полос толщиной 14 мм (полоса 14×40 ГОСТ 103–76) из стали Ст3сп, испытывающей действие изгибающего момента  $M = 0,5$  кН·м. Сварка ручная электродами повышенного качества.

1. Примем толщину сварного шва, равную толщине свариваемых деталей  $K = s = 14$  мм; шов выполнен с предварительной разделкой кромок (см. рис. 1.5).

2. Определим допускаемые напряжения для наплавляемого

материала шва (см. табл. 1.1 и 1.2) с учетом вида сварки. Для стали СтЗсп (СтЗ)  $[\sigma'_p] = [\sigma_p] = 160$  МПа.

3. В качестве расчетной модели сварного соединения примем стержень, находящийся под действием изгибающего момента.

4. Примем в качестве основного размера свариваемых деталей толщину полосы  $s = 14$  мм и определим  $l$  из расчета на прочность сварного шва [см. уравнение (1.2)]:  
 $\sigma = M/W \leq [\sigma'_p]$ ;  $W = sl^2/6$ , откуда  $l = \sqrt{6M/(s[\sigma'_p])} = \sqrt{6 \times 0,5 \cdot 10^3 / (0,014 \cdot 160 \cdot 10^6)} = 0,0366$  м = 36,6 мм.

5. Необходимая ширина полосы 36,6 мм. Ширина полосы (в соответствии с ГОСТ 103–76) 40 мм. Можно использовать полосу без обработки.

**Пример 3.** Рассчитать нахлесточное сварное соединение уголка с косынкой (см. рис. 1.4) при действии силы  $F = 260$  кН. Соединение следует сконструировать равнопрочным цельному элементу.

1. Выбираем материал соединяемых деталей: сталь Ст2. Вид сварки – ручная дуговая электродами Э42.

2. По данным табл. 1.1 и на с. 9 (или расчетом) находим для стали Ст2 допускаемое напряжение  $[\sigma_p] = 140$  МПа и  $[\sigma'_p] = 0,9 \cdot 140 = 126$  МПа.

3. Из условия работы на растяжение определим площадь сечения уголка (как стержня) и выберем ближайший уголок по сортаменту:  $\sigma = F/A \leq [\sigma_p]$  ( $A$  – площадь поперечного сечения уголка), откуда  $A = F/[\sigma_p] = 260 \cdot 10^3 / 140 \cdot 10^6 = 1,86 \cdot 10^{-3}$  м<sup>2</sup> = 18,6 см<sup>2</sup>.

По ГОСТ 8509–72 выбираем ближайший уголок с  $A = 19,2$  см<sup>2</sup> > 18,6 см<sup>2</sup>: № 10 (100 × 100 × 10 мм) с  $b = 100$  мм,  $s = 10$  мм,  $z_0 = 2,83$  см.

4. Допускаемое напряжение на срез  $[\tau'] = 0,6[\sigma_p] = 0,6 \times 140 = 84$  МПа.

5. Из уравнения (1.3) полная длина сварного шва  $l = F / (0,7 \cdot K \cdot [\tau']) = 260 \cdot 10^3 / (0,7 \cdot 10^{-2} \cdot 84 \cdot 10^6) = 0,442$  м = 44,2 см.

Длина лобового шва (см. с. 6)  $l_n = 2z_0 = 2 \cdot 2,83 \approx 6,0$  см. Суммарная длина фланговых швов и каждого шва в отдельности  $l_{1\phi} + l_{2\phi} = l - l_n = 38,2$  см;  $l_{2\phi} = 38,2 \cdot 2,83/10 = 10,8 \approx 11$  см;  $l_{1\phi} = 27,2$  см. Учитывая дефекты при сварке (непровар в начале и кратер в конце шва), длину каждого шва следует увеличить примерно на величину катета шва. Кроме этого, при сварке конструкций из профилей типа уголка и швеллера лобовые швы обычно выполняют полностью по всей ширине полки  $b$

(в запас прочности); поэтому окончательно принимаем.  $l_3 = 10$  см;  $l_{1\phi} = 28$  см,  $l_{2\phi} = 12$  см.

**Пример 4.** Рассчитать сварное соединение кронштейна, представляющего собой швеллер, консольно приваренный к вертикальной стойке (рис. 1.8). Нагрузка, действующая на кронштейн, и размеры  $L$  и  $a$  известны ( $F = 24$  кН,  $L = 1000$  мм,  $a = 200$  мм). Материал деталей сталь Ст2.

1. Подберем швеллер из расчета на изгиб. Опасным является сечение  $CD$  (рис. 1.8, а). Изгибающий момент и напряжения в этом сечении  $M = FL = 24 \cdot 10^3 \cdot 1,0 = 2,4 \cdot 10^3$  Н·м.

Допускаемое напряжение  $[\sigma_p]$  для стали Ст2 (см. с. 9):  $[\sigma_p] = 140$  МПа. Тогда момент сопротивления из формулы (1.2)  $W = M/[\sigma_p] = 24 \cdot 10^3/140 \cdot 10^6 = 1,71 \cdot 10^{-4}$  м<sup>3</sup> = 171 см<sup>3</sup>. По сортаменту [1] подбираем швеллер с ближайшим большим по значению моментом сопротивления (ГОСТ 8240–72). Подходит швеллер № 22 с  $W = 192$  см<sup>3</sup>. Основные характеристики швеллера (рис. 1.8, б):  $h = 220$  мм;  $b = 82$  мм;  $t = 9,5$  мм;  $s = 5,4$  мм.

2. Приступим к предварительному конструированию сварного соединения. Необходимо определить катет и длину нескольких швов (возможны четыре шва: два горизонтальных вдоль полки швеллера и два вертикальных вдоль стойки) при условии действия силы и момента, поэтому задача достаточно сложная. Наиболее простой метод решения: задавшись катетами швов (в соответствии с рекомендацией) и выполнив сварной шов по всему периметру (длина шва ограничена размерами  $2a$  и  $2h$ ), вычислить действующие напряжения и сравнить их с допускаемыми. Выбираем катеты горизонтальных (фланговых)  $K_1$  и вертикальных (лобовых)  $K_2$  швов соответ-

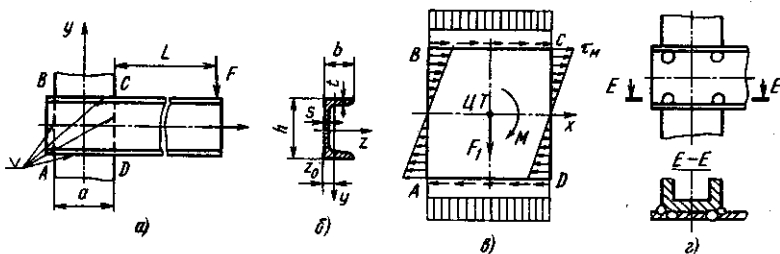


Рис. 1.8. Сварное соединение кронштейна со стойкой:

$a$  — исходная расчетная схема;  $b$  — сечение швеллера;  $\sigma$  — эпюры напряжений в сварных швах от момента;  $\tau$  — схема расположения дополнительных проплавных швов

ствующими толщинами полок и стенки швеллера:  $K_1 = 9$  мм;  $K_2 = 5$  мм.

3. Приведем силу  $F$  к центру тяжести ЦТ сечения сварных швов (это просто, так как фигура симметричная — рис. 1.8, в). Получим  $F_1 = F = 24$  кН;  $M_1 = F(L + a/2) = 24 \cdot 10^3(1,0 + 0,2/2) = 26,4$  кН·м.

4. Пользуясь принципом независимости действия сил, определим напряжения от каждого силового фактора в отдельности. Сила  $F_1$  равномерно распределяется по всей площади шва. Напряжения от нее ( $\tau_1$ ) направлены вдоль линии действия силы и определяются уравнением (1.3):  $\tau_1 = F_1/(2 \cdot 0,7K_1 \cdot a + 2 \cdot 0,7K_2 \cdot h) = 24 \cdot 10^3/[2 \cdot 0,7(9 \cdot 10^{-3} \cdot 0,2 + 5 \cdot 10^{-3} \cdot 0,22)] = 5,9$  МПа.

Напряжения в сварном шве от действия момента  $M$  определим в соответствии с рекомендациями § 1.3 (швы работают независимо, а фланговые швы воспринимают усилия, направленные вдоль швов). Эпюры касательных напряжений от действия момента показаны на рис. 1.8, в. Используя формулу (1.5) с учетом того, что в рассматриваемом случае два лобовых шва, получим  $\tau_2 = M/(A_\phi h + 2W_n) = 6M/(6 \cdot 0,7K_1 ah + 2 \times 0,7K_2 h^2) = 6 \cdot 26,4 \cdot 10^3/(6 \cdot 0,7 \cdot 9 \cdot 10^{-3} \cdot 0,2 \cdot 0,22 + 2 \cdot 0,7 \cdot 5 \cdot 10^{-3} \times 0,22^2) = 75,4$  МПа.

5. Определим максимальные результирующие напряжения  $\tau$  в сварном шве, геометрически складывая напряжения  $\tau_1$  и  $\tau_2$ . Напряжения  $\tau_1$  направлены вертикально,  $\tau_2$  — горизонтально, поэтому  $\tau = \sqrt{\tau_1^2 + \tau_2^2} = \sqrt{5,9^2 + 75,4^2} = 75,6$  МПа.

6. Допускаемые напряжения для материала свариваемых деталей при сварке электродами обычного качества  $[\tau'] = 0,6[\sigma_p] = 0,6 \cdot 140 = 84$  МПа.

7. Сравним напряжения, действующие в конструкции, с допускаемыми:  $\tau < [\tau']$  ( $75,6 < 84$ ). Сконструированный сварной шов удовлетворяет условию прочности.

Результат, удовлетворяющий условию прочности, получен в достаточной степени случайно. Если напряжения в сварном шве превышают допускаемые, то возможны следующие решения: перенапряжение не превышает 5–6% — сконструированный шов можно признать удовлетворяющим условию прочности; перенапряжение более существенно — следует либо заменить материал свариваемых деталей более прочной сталью, либо выполнить сварку электродами повышенного качества; либо проварить дополнительно четыре прорезные пробки по углам соединения или дополнительный прорезной шов (рис. 1.8, г). В первых двух случаях можно получить более

высокие значения допускаемых напряжений; в последнем случае желательно повторить расчет.

**Пример 5.** Рассчитать сварное стыковое соединение днища и цилиндрической обечайки сосуда, находящегося под внутренним давлением, изменяющимся по периодическому закону (от нуля до максимального значения). Наружный диаметр соединения  $D = 245$  мм (ГОСТ 8732–78, СТ СЭВ 1481–78), максимальное давление  $p = 16$  МПа (рис. 1.9). Способ сварки – ручная электродами обычного качества. Материал днища и обечайки – сталь Ст5.

1. Определим общее усилие, действующее на днище в осевом направлении, приняв внутренний диаметр обечайки  $D_1 = 245 - 2 \cdot 6,5 = 232$  мм (по стандарту минимальная толщина стенки трубы диаметром 245 мм составляет 6,5 мм):  $F = p \pi D_1^2 / 4 = 16 \cdot 10^6 \cdot 3,14 \cdot 0,232^2 / 4 = 674$  кН. Для стали Ст5  $[\sigma_p] = 190$  МПа (см. с. 9).

2. Коэффициент снижения допускаемых напряжений определим с учетом периодического изменения нагрузки по формуле (1.7), где  $R = 0$  – периодическое нагружение;  $a = 0,9$ ;  $b = 0,3$  (для некоторых углеродистых сталей);  $K_\sigma = 1,2$  (по табл. 1.2 – при ручной сварке стыковых швов с полным проваром корня шва без рентгеноскопического контроля качества шва):  $\gamma = 1 / (0,9 \cdot 1,2 + 0,3) = 0,725$ .

3. Определим допускаемые напряжения. Так как шов стыковой, то под действием осевой асимметричной нагрузки в нем возникнут напряжения растяжения. В соответствии с данными табл. 1.1 и формулой (1.6) получим:  $[\sigma'_R] = 0,9 [\sigma_p] \gamma = 0,9 \cdot 190 \cdot 0,725 = 124$  МПа.

4. Для расчета сварного шва используем формулу (1.1), в которой  $l = \pi D_{cp}$  – длина сварного шва (длина окружности по среднему диаметру стыка днища с обечайкой);  $s$  – толщина стенки;  $D_{cp} = D - s = 245 - 6,5 = 238,5$  мм. Таким образом, получим уравнение  $F / [\pi (D - s) s] \leq [\sigma'_R]$  с одним неизвестным (толщина стенки соединения  $s$ ). Решим это уравнение:

$$674 \cdot 10^3 / [3,14 (0,245 - s) s] \leq 124 \cdot 10^6;$$

$$s^2 - 0,245s + 1,73 \cdot 10^{-3} = 0;$$

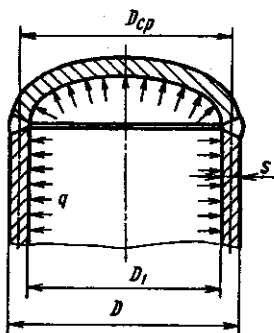


Рис. 1.9. Сварное соединение днища сосуда с обечайкой (корпусом)

$$s = 0,1225 \pm \sqrt{(0,1225)^2 - 1,73 \cdot 10^{-3}};$$

$$s = 0,1225 \pm 0,1152; s_1 = 0,0073 \text{ м} = 7,3 \text{ мм}; s_2 = 237,7 \text{ мм}.$$

Решение уравнения:  $s \geq 7,3$  мм (второй корень отбрасываем, как противоречащий здравому смыслу). В соответствии с ГОСТ 8732-78 можно выбрать трубу с толщиной стенки 7; 7,5 и 8 мм. Примем  $s = 7$  мм. Определим размеры соединения:  $D_{\text{ср}} = D - s = 245 - 7 = 238$  мм;  $D_1 = D - 2s = 245 - 2 \cdot 7 = 231$  мм. Решение можно упростить, если пренебречь разностью между  $D$  и  $D_{\text{ср}}$ :  $F/(\pi D s) \leq [\sigma_R]$ ;  $s = F/(\pi D [\sigma_R]) = 674 \cdot 10^3 / (3,14 \cdot 0,245 \cdot 124 \cdot 10^6) = 6,53 \cdot 10^{-3} \text{ м} = 6,53 \text{ мм}$ .

5. Проверим полученное решение, определив напряжения в сварном шве и сравним их с допускаемыми:  $\sigma_p = F/(\pi D_{\text{ср}} s) = 674 \cdot 10^3 / (3,14 \cdot 0,238 \cdot 7 \cdot 10^{-3}) = 129 \text{ МПа}$ ;  $129 > 124$ . Превышение напряжения составляет  $(129 - 124) \cdot 100\% / 124 \approx 4\%$ , что допустимо.

### § 1.6. ПАЯНЫЕ СОЕДИНЕНИЯ. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

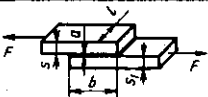
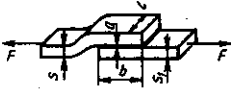
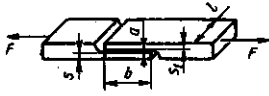
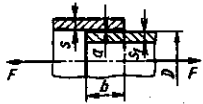
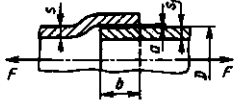
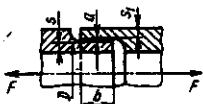
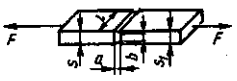
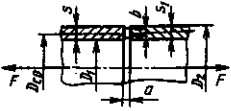
Пайку выполняют без расплавления материала соединяемых деталей. Связь между элементами при пайке обеспечивают силы молекулярного взаимодействия поверх-

Таблица 1.3. Механические характеристики и области применения распространенных серебряных (ГОСТ 19746-74) и оловянно-свинцовых припоев (ГОСТ 21931-76)

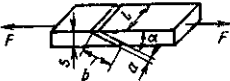
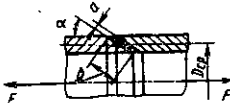
Припой	Основной металл	Предел прочности $\sigma_B$ , МПа	Относительное удлинение при разрушении $\delta$ , %	Назначение
ПСр 40 ПСр 45	Серебро	380-440 370-510	18-37 16-35	Пайка трубопроводов, патрубков и других деталей и узлов из конструкционных и коррозионно-стойких сталей, работающих при температуре до 350-450 °С
ППОС 90 ПОС 61 ПОС 40	Олово и свинец	43 41 36	40 46 52	Внутренние швы медицинской аппаратуры, детали электротехнической и приборостроительной промышленности
Примечание. Буквы в обозначении марок припоев: П - припой, О - олово, С - свинец, Ср - серебро; цифры после буквенного обозначения указывают содержание этих элементов (%).				



Таблица 1.4. Некоторые типовые конструкции паяных соединений  
(ГОСТ 19249-73)

Номер схемы	Условное обозначение соединения	Тип соединения	Форма поперечного сечения соединения
1	ПН-1	Внахлестку	
2	ПН-2		
3	ПН-3		
4	ПН-4	Телескопическое	
5	ПН-5		
6	ПН-6		
7	ПВ-1	Стыковое	
8	ПВ-2		

7  
БИБЛИОТЕКА  
РУССКО-АМЕРИКАНСКОГО  
ФИЛИАЛА ВМИ

Номер схемы	Условное обозначе- ние соеди- нения	Тип соединения	Форма поперечного сечения соединения
9	ПВ-3	Косое	
10	ПВ-4		

ностей деталей с присадочным материалом, называемым припоем. Пайкой соединяют черные и цветные металлы и сплавы, стекло, керамику, графит.

В табл. 1.3 приведены механические характеристики и области применения некоторых припоев. Рациональные конструкции паяных соединений определены ГОСТ 19249—73 (табл. 1.4). Условный тип паяного соединения определяется взаимным расположением и формой паяемых деталей.

### § 1.7. ДОПУСКАЕМЫЕ НАПРЯЖЕНИЯ И РАСЧЕТ ПАЯНЫХ СОЕДИНЕНИЙ

Допускаемые напряжения при расчете паяных соединений определяют как отношение разрушающего напряжения к коэффициенту запаса прочности

$$[\sigma_p] = \sigma_b/n; [\tau] = \tau_b/n, \quad (1.8)$$

где  $[\sigma_p]$ ,  $[\tau]$  — допускаемые напряжения на растяжение (при расчете стыковых соединений) и на срез (при расчете соединений нахлесточного типа);  $\sigma_b$  и  $\tau_b$  — разрушающее напряжение соответственно при растяжении (предел прочности) и срезе для паяного соединения, тип, материал соединяемых элементов и припой которого соответствуют рассчитываемому соединению;  $n$  — коэффициент запаса прочности ( $n = 2,5 \dots 3$  при статической нагрузке,  $n = 3 \dots 5$  — при переменной нагрузке).

Таблица 1.5. Значения  $\tau_b$  для соединений оловянно-свинцовым припоем ПОС 40

Материал соединяемых элементов	Значения $\tau_b$ , МПа, при температуре, °С					
	-196	-183	-96	-60	+20	+85
Сталь 20	60	55	55	51	28	22
12Х18Н9Т	30	34	30	50	32	20
Медь М3	35	33	34	35	27	16
Латунь Л63	29	29	31	27	22	22

Таблица 1.6. Значения  $\tau_b$  для соединений серебряными припоями при температуре 20 °С

Материал соединяемых элементов	Значения $\tau_b$ , МПа, для припоя		
	ПСр 40	ПСр 45	ПСр 25
12Х18Н9Т	240–290	180–260	190–240
40ХН2МА	330–460	—	—
30ХГСА	350–460	350–410	350–430
Медь	—	250	—

Значения разрушающего напряжения на растяжение  $\sigma_b$  следует принимать по табл. 1.3. Значения разрушающего напряжения (предела прочности) на срез  $\tau_b$  для нахлесточных соединений и некоторых припоев указаны в табл. 1.5 и 1.6. При работе слоя припоя на растяжение (см. табл. 1.4, схемы 7 и 8) уравнение прочности имеет вид

$$\sigma = F/A = F/(bl) \leq [\sigma_p], \quad (1.9)$$

где  $F$  — нагрузка, действующая на соединение;  $A$  — площадь слоя припоя в сечении, перпендикулярном к направлению действующей нагрузки;  $b$  — ширина шва, равная минимальной толщине соединяемых деталей без учета радиуса галтели (утяжки) шва (условно можно принимать  $b \approx s - 0,5$  мм;  $l$  — длина слоя припоя (для трубчатых элементов, соединяемых встык, длина слоя припоя равна длине окружности по среднему диаметру труб,  $l = \pi D_{cp}$ ).

При работе слоя припоя на срез (см. табл. 1.4, схемы 1–6) расчетное выражение имеет вид

$$\tau = F/A = F/(lc) \leq [\tau], \quad (1.10)$$

где  $A$  — площадь нахлестки соединяемых элементов (площадь среза слоя припоя);  $c$  — ширина шва (длина нахлестки соединяемых элементов вдоль оси, параллельной линии действия силы  $F$ );  $l$  — длина слоя нахлестки (равна ширине соединяемых плоских деталей или длине окружности по диаметру стыка трубчатых деталей; в последнем случае  $l = \pi D$ ).

## 1.8. ПРИМЕРЫ РАСЧЕТА ПАЯНЫХ СОЕДИНЕНИЙ

**Пример 1.** Определить допускаемую нагрузку на телескопическое паяное соединение (припой ПОС 40) кронштейна подвески электрода химической ванны (медная плита). Материал деталей соединения медь МЗ, рабочий диапазон температур 20–85 °С, конструкция соединения соответствует схеме 6 (см. табл. 1.4). Размеры соединения:  $c = 20$  мм,  $D = 40$  мм,  $s_1 = 5$  мм,  $s_2 = 4$  мм.

1. Определим допускаемые напряжения на срез для припоя ПОС 40 и соединяемых элементов из меди МЗ, используя данные табл. 1.5 и уравнение (1.8):  $\tau_b = 16$  МПа (выбираем минимальное значение предела прочности на срез в указанном диапазоне температур);  $[\tau] = 16/3 = 5,3$  МПа.

2. Допускаемая нагрузка [см. формулу (1.10)]:  $[F] = A [\tau] = c l [\tau] = \pi d [\tau] = 20 \cdot 10^{-3} \cdot 3,14 \cdot 40 \cdot 10^{-3} \cdot 5,3 \cdot 10^6 = 133$  Н. Таким образом, масса медного электрода не должна превышать  $133/9,8 = 13,6$  кг.

**Пример 2.** Определить ширину шва  $b$  (длину нахлестки) паяного соединения латунного сильфона с патрубком вакуумной камеры припоем ПОС 40. Максимальная нагрузка, действующая на сильфон в рабочем режиме,  $F = 1,3$  кН. Рабочая температура 20 °С. Конструкция соединения соответствует схеме 5 (см. табл. 1.4). Диаметр патрубка  $D = 36$  мм.

1. Определим допускаемые напряжения на срез для припоя ПОС 40 при соединении элементов из латуни [см. уравнение (1.8) и табл. 1.5]. При рабочей температуре 20 °С  $\tau_b = 22$  МПа и  $n = 3$ ; тогда  $[\tau] = \tau_b/n = 22/3 = 7,3$  МПа.

2. Ширина шва (длина нахлестки сильфона и патрубка [см. формулу (1.10)]:  $b = F/(\pi D [\tau]) = 1,3 \cdot 10^3 / (3,14 \cdot 36 \cdot 10^{-3} \cdot 7,3 \times 10^6) = 1,57 \cdot 10^{-3}$  м = 1,57 мм. Принимаем  $b = 2$  мм.

## § 1.9. КЛЕЕВЫЕ СОЕДИНЕНИЯ

Клеевые соединения применяют для соединения металлических и неметаллических материалов, в том числе и разнородных. По конструкции клеевые соединения подобны паяным. Для склеивания используют клеи БФ-2, БФ-4, БФ-6, ВС-101, ПЭФ-2/10 и др. Клей БФ-2, БФ-4, ПЭФ-2/10, ВС-101 вибростойки. Клей БФ-2 по сравнению с клеем БФ-4 более термостоек, но менее эластичен. По расчету на прочность клеевые соединения аналогичны паяным соединениям. Стыковые соединения, работающие на отрыв, при равномерном

распределении напряжений рассчитывают по формуле (1.2), а нахлесточные соединения, работающие на срез (наиболее распространены), – по формуле (1.10). Допускаемые напряжения определяют по формулам (1.8).

С учетом подверженности полимерных клеев процессу старения, а также существенной зависимости прочности от колебаний температуры и характеристик окружающей среды (радиация, влажность, газовый состав атмосферы) коэффициент запаса для клеевых соединений при статическом нагружении следует принимать равным  $n = 1,5 \dots 3,0$  (И. И. Устюгов рекомендует принимать  $n = 1,2 \dots 1,5$ ). Пределы прочности некоторых клеев, необходимые для определения допускаемых напряжений, приведены в табл. 1.7.

Таблица 1.7. Предел прочности клеевых соединений при отрыве и сдвиге (статическое нагружение)

Клей	$\sigma_b \approx \tau_b$ , МПа, при температуре, °С		
	20	60	100
БФ-4, БФ-2	15	9	5
ПЭФ-2/10	20	16	10
Карбинольный	20	13	—

### § 1.10. ПРИМЕРЫ РАСЧЕТА КЛЕЕВЫХ СОЕДИНЕНИЙ

**Пример 1.** Рассчитать стыковое клеевое соединение (рис. 1.10), находящееся под действием статической осевой нагрузки  $F = 19$  кН (определить наружный диаметр  $D$  соединительных фланцев). Внутренний диаметр соединяемых труб  $d = 20$  мм, соединение работает при комнатной температуре.

1. Выполняем расчет по формуле (1.9), для рассматриваемого случая имеющей вид  $\sigma_p = F/A = 4F/[\pi(D^2 - d^2)]$ .

2. Выбираем для выполнения соединения клей БФ-2; допускаемые напряжения определяем по формуле (1.8), где  $\sigma_b = 15$  МПа (см. табл. 1.7);  $n = 1,5$  (принимаем):  $[\sigma'_b] = 15/1,5 = 10$  МПа.

3. Из уравнения для  $\sigma_p$  находим наружный диаметр соединения  $D = \sqrt{4F/(\pi[\sigma'_p]) + d^2} = \sqrt{4 \cdot 19 \cdot 10^3 / (\pi \cdot 10 \cdot 10^6) + (20 \cdot 10^{-3})^2} = 53,1 \times 10^{-3} \text{ м} = 53,1 \text{ мм}$ . Принимаем  $D = 54$  мм.

**Пример 2.** Рассчитать клеевое (сдвиговое)

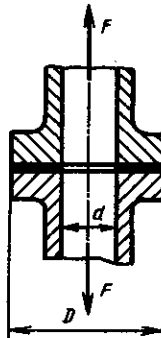


Рис. 1.10. Клеевое фланцевое соединение

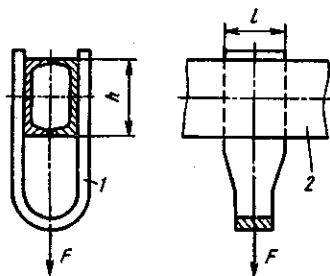


Рис. 1.11. Клеевое соединение грузовой петли:  
1 — грузовая петля; 2 — балка металлоконструкции

соединение грузовой петли, которая представляет собой листовую сталь, приклеенную к элементу металлоконструкции коробчатого типа (рис. 1.11). Соединение работает в интервале температур 20–60 °С. Максимальная нагрузка, воспринимаемая петлей, 20 кН;  $h = 100$  мм.

1. Для расчета используем уравнение (1.10):  $\tau = F/(2hb) \leq [\tau]$ .

2. Определим допускаемые напряжения на срез для карбинольного клея:  $[\tau] = \tau_b/n$  [см. формулу (1.8)];  $\tau_b = 13$  МПа (см. табл. 1.7); коэффициент запаса примем  $n = 2$ . Тогда  $[\tau] = 13/2 = 6,5$  МПа.

3. Из уравнения для  $\tau$ :  $b = F/(2h[\tau]) = 20 \cdot 10^3 / (2 \cdot 0,1 \cdot 6,5 \times 10^6) = 15,4 \cdot 10^{-3}$  м = 15,4 мм. Принимаем  $b = 16$  мм.

**Пример 3.** Подобрать клей для клеевого соединения узла крепления троса подвесного мостика (рис. 1.12). Диаметр троса 18 мм, длина участка склеивания  $l = 60$  мм, максимальная нагрузка, действующая на соединение,  $F = 18$  кН. Соединение должно быть работоспособно при температуре до 100 °С.

1. Напряжения, действующие в соединении [см. уравнение (1.10)]  $\tau = F/(\pi D l) = 18 \cdot 10^3 / (\pi \cdot 18 \cdot 10^{-3} \cdot 60 \cdot 10^{-3}) = 5,3 \cdot 10^6$  Па = 5,3 МПа.

2. Принимая действующие напряжения в качестве допускаемых, определим предел прочности клея при 100 °С:  $\tau_b = [\tau] n = 5,3 (1,5 \dots 3) = 7,95 \dots 15,9$  МПа.

3. Для выполнения соединения подходит клей ПЭФ-2/10, у которого при температуре 100 °С  $\tau_b = 10$  МПа (см. табл. 1.7).

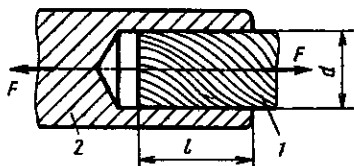


Рис. 1.12. Клеевое соединение узла крепления троса:  
1 — трос; 2 — втулка

## § 1.11. ЗАДАЧИ ДЛЯ САМОСТОЯТЕЛЬНОГО РЕШЕНИЯ

**Задача 1.** Рассчитать толщину стенки автоклава (рис. 1.13) при автоматической сварке стыковым швом вдоль образующей цилиндра. Внутренний диаметр автоклава  $D_1 = 2,0$  м, рабочее давление в автоклаве  $q = 3$  МПа. Химический процесс в автоклаве протекает при нормальной температуре. Материал — сталь Ст5. Расчет вести для произвольной длины шва  $l_0$  (не влияет на толщину стенки). Усилие, действующее на сварной шов, определить как  $F = qD_1l_0/2$ .

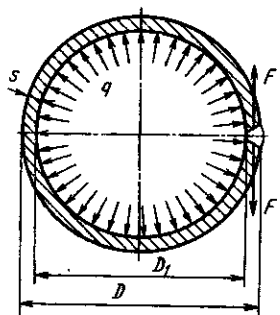


Рис. 1.13. Расчетная схема сварного корпуса автоклава

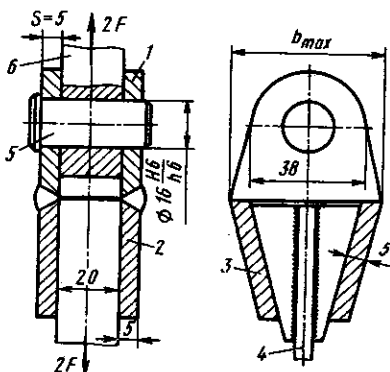


Рис. 1.14. Сварное приспособление для испытания стеклопластиков на растяжение:

1 — проушина; 2 — корпус; 3 — вкладыш; 4 — испытуемый образец; 5 — палец; 6 — серьга

**Задача 2.** Определить длину сварного шва (размер  $b$ ) соединения проушины с корпусом захвата приспособления для испытания на растяжение стеклопластов при условиях: нагрузка, действующая на обе проушины, не превышает 30 кН и приложена статически; шов должен быть равнопрочным с сечением проушин, ослабленных отверстием под соединительный палец. Сварка ручная электродами Э42. Материал корпуса и проушины — сталь Ст5, толщина проушины  $s = 5$  мм (размеры элементов указаны на рис. 1.14).

**Задача 3.** Определить длину фланговых швов соединения уголка  $80 \times 80 \times 8$  мм с косынкой. Нагрузка, действующая на соединение,  $F = 200$  кН (см. рис. 1.4). Косынка и уголок изго-

товлены из стали Ст3; сварка ручная, электроды обычного качества, нагрузка статическая.

**Задача 4.** Рассчитать сварные швы соединения швеллера № 18 с вертикальной стойкой, изготовленных из стали Ст2, если нагрузка, приложенная консольно (см. рис. 1.8), направлена под углом  $\alpha = 30^\circ$  к вертикали; длина вылета швеллера  $L = 600$  мм; ширина стойки  $a = 160$  мм.

**Задача 5.** Определить высоту кронштейна из полосы толщиной  $s = 14$  мм, приваренной к вертикальной стойке двумя лобовыми швами (рис. 1.15), при действии на него момента  $M = 2,8$  кН·м. Материал деталей соединения сталь Ст3. Сварка ручная электродами Э42. Нагрузка статическая.

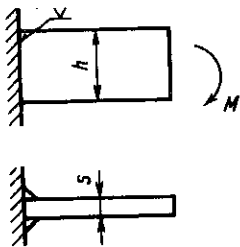


Рис. 1.15. Сварное соединение кронштейна со стойкой двумя угловыми швами

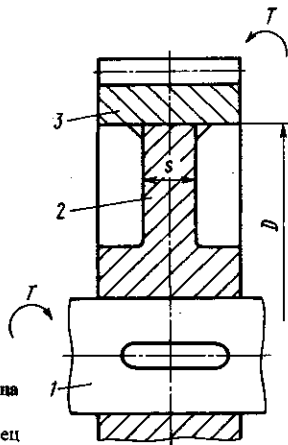


Рис. 1.16. Сварное соединение венца зубчатого колеса с центром:  
1 — вал; 2 — центр колеса; 3 — венец

**Задача 6.** Рассчитать сварное соединение (см. рис. 1.7, где вместо силы приложить крутящий момент) двух частей полого вала шнекового конвейера (труба  $180 \times s$  ГОСТ 8732–78), т. е. определить толщину стенки  $s$ , средний  $D_{ср}$  и внутренний  $D_1$  диаметры трубы. Крутящий момент, воспринимаемый валом,  $T = 23,34$  кН·м. Материал вала — сталь Ст3, нагрузка квазистатическая, сварка ручная электродами Э42А. Принять катет сварного шва равным толщине стенки вала.

**Задача 7.** Рассчитать сварные швы, соединяющие венец зубчатого колеса с центром (рис. 1.16):  $D = 300$  мм,  $s = 20$  мм. Крутящий момент, воспринимаемый соединением,  $T = 53$  кН·м. Материал деталей соединения — сталь Ст20, для которой  $[\sigma_p] = 190$  МПа; сварка ручная, электроды обычного качества. Длина одного флангового шва  $l_\phi \leq 60$  К.



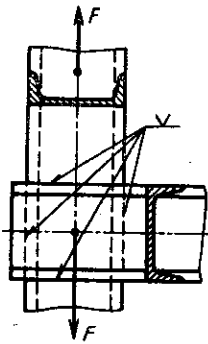


Рис. 1.17. Сварное соединение швеллеров рамы стенда (показан один угол рамы)

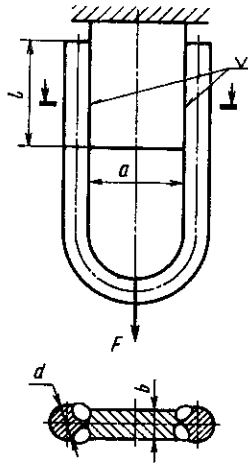


Рис. 1.18. Сварное соединение узла подвески металлоконструкции

**Задача 8.** Рассчитать сварное соединение рамы стенда для проведения усталостных испытаний. Рама состоит из вертикальных и горизонтальных швеллеров № 18 (Швеллер 18 ГОСТ 8240–72), приваренных по периметру прилегания (рис. 1.17). Нагрузка, действующая на один узел, изменяется по знакопеременному симметричному циклу, приложена в центре тяжести сварного шва; амплитуда нагрузки  $F = 45$  кН. Материал швеллеров – сталь Ст2, сварка вручную электродами обычного качества.

**Задача 9.** Определить длину  $l$  сварного шва для узла подвески металлоконструкции перекрытия. Подвеска изготовлена из прутка диаметром  $d = 15$  мм, изогнутого в виде петли и приваренного к пластине (рис. 1.18). Нагрузка, действующая на соединение,  $F = 42$  кН. Размеры элементов:  $b = 10$  мм;  $a = 40$  мм. Материал прутка и пластины – сталь Ст3, нагрузка статическая, сварка ручная электродами обычного качества. При расчете рекомендуется принять катет шва  $K = 4 \dots 5$  мм.

**Задача 10.** Рассчитать соединение точечной сваркой силового шпангоута с корпусом (обечайкой) геодезической ракеты (рис. 1.19). Общая осесимметричная нагрузка на шпангоут (в результате движения с ускорением  $a$ ) составляет 5,5 кН. Материал шпангоута и корпуса – сталь Ст3. Диаметр электродов  $d = 5$  мм.

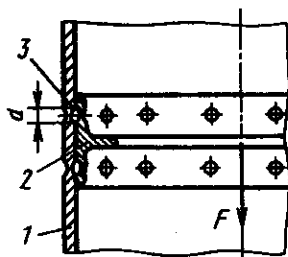


Рис. 1.19. Сварное соединение силового шпангоута геодезической ракеты с корпусом:  
1 — корпус; 2 — шпангоут; 3 — точка сварки

**Задача 11.** Проверить на прочность паяное стыковое соединение обечайки самовара с днищем: средний диаметр соединяемых частей  $D_{\text{ср}} = 350$  мм, толщина обечайки  $s = 0,4$  мм. Контрольная нагрузка, которую должно выдержать соединение при испытании на прочность, 0,4 кН. Температура испытания  $100^\circ\text{C}$ . Материал обечайки и днища — латунь. Пайка выполнена припоем ПОС 40 с напылом, а затем зачищена. Прочность припоя при температуре  $100^\circ\text{C}$  составляет 14 МПа. Конструкция соединения соответствует схеме 8 (см. табл. 1.4).

**Задача 12.** Проверить, можно ли заменить сварное нахлесточное соединение (см. табл. 1.4, схема 1) пайкой; действующая на соединение нагрузка  $F = 20$  кН, размеры соединения  $s_1 = s = 4$  мм,  $l = 50$  мм,  $b = 16$  мм. Температура  $20^\circ\text{C}$ . Материал соединяемых деталей — сталь 20.

**Задача 13.** Рассчитать клеевое нахлесточное соединение (определить  $b$ ) из двух латунных листов (см. табл. 1.4, схема 2) при  $F = 50$  кН,  $l = 40$  мм. Соединение работает при температуре  $20^\circ\text{C}$ .

**Задача 14.** Подобрать клей для телескопического соединения труб из алюминия и стеклотекстолита. Соединение работает при температуре  $60^\circ\text{C}$ . Нагрузка приложена ассимметрично и составляет  $F = 50$  кН. Размеры соединения:  $D = 60$  мм,  $b = 50$  мм (см. табл. 1.4, схема 6).

**Задача 15.** Проверить работоспособность стыкового соединения труб при температуре до  $60^\circ\text{C}$ , выполненного клеем БФ-2 (см. табл. 1.4, схема 8) при  $F = 1,6$  кН;  $D_{\text{ср}} = 37$  мм;  $s = s_1 = 4$  мм;  $b = s - 0,5$  мм (за счет усадки).

**Задача 16.** Определить допустимую нагрузку на соединение крепления троса клеем ПЭФ-2/10 (см. рис. 1.12) при температуре до  $100^\circ\text{C}$ ,  $d = 14$  мм;  $l = 80$  мм.

§ 2.1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

Соединение деталей машин с натягом осуществляют за счет сил упругости от предварительной деформации деталей. Характерные примеры соединений с натягом: венцы зубчатых и червячных колес на центрах колес, подшипники качения на валах, роторы электродвигателей на валах, пальцы кривошипа в соответствующих отверстиях (гнездах) шатуна, кулачки на осях, диски турбины на валах и т. д.

После сборки (рис. 2.1) диаметр посадочной поверхности становится одинаковым для обеих деталей. При этом на посадочной поверхности возникают давление  $q$  и соответствующие ему силы трения под действием усилий, которые могут вызвать смещение втулки относительно вала. Нагрузочная способность прессового соединения прежде всего зависит от натяга. Натягом называется отрицательная разность сопряженных диаметров отверстия и вала  $\delta = A - B < 0$ . Расчетный натяг очень невелик. Неизбежные колебания размеров в пределах поля допуска при изготовлении деталей приводят к рассеянию натяга, а следовательно, и к рассеянию нагрузочной способ-

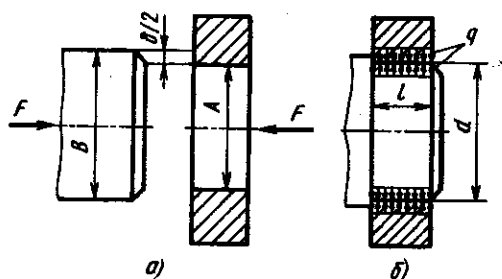


Рис. 2.1. Соединение с натягом до (а) и после (б) сборки ( $q$  — давление на поверхности контакта)

Таблица 2.1. Рекомендуемое сочетание полей допусков отверстия и вала для образования посадок с натягом и переходных посадок в системе отверстия

Основное отклонение отверстия (квалитет)	Квалитет вала	Основные отклонения валов										
		переходные посадки				посадки с натягом						
		$j_s$	$k$	$m$	$n$	$p$	$r$	$s$	$t$	$u$	$x$	$z$
H5	4	$\frac{H5}{j_s4}$	$\frac{H5}{k4}$	$\frac{H5}{m4}$	$\frac{H5}{n4}$	-	-	-	-	-	-	-
H6	5	$\frac{H6}{j_s5}$	$\frac{H6}{k5}$	$\frac{H6}{m5}$	$\frac{H6}{n5}$	$\frac{H6}{p5}$	$\frac{H6}{r5}$	$\frac{H6}{s5}$	-	-	-	-
H7	6	$\frac{H7}{j_s6}$	$\frac{H7}{k6}$	$\frac{H7}{m6}$	$\frac{H7}{n6}$	$\frac{H7}{p6}$	$\frac{H7}{r6}$	$\frac{H7}{s6}$	$\frac{H7}{t6}$	-	-	-
	7	-	-	-	-	-	-	$\frac{H7}{s7}$	-	$\frac{H7}{u7}$	-	-
H8	7	$\frac{H8}{j_s7}$	$\frac{H8}{k7}$	$\frac{H8}{m7}$	$\frac{H8}{n7}$	-	-	$\frac{H8}{s7}$	-	-	-	-
	8	-	-	-	-	-	-	-	-	$\frac{H8}{u8}$	$\frac{H8}{x8}$	$\frac{H8}{z8}$

ности соединения. В СТ СЭВ 145-75 приведены значения допусков в зависимости от качества (степени точности изготовления детали). При образовании посадок допуски отверстия и вала не должны отличаться более, чем на один-два качества. Большой допуск, как правило, назначают для отверстия. В табл. 2.1 приведены рекомендуемые сочетания полей допусков отверстия и вала для переходных посадок и посадок с натягом. Посадка H6/p5 (система отверстия), например, означает, что допуск на изготовление отверстия (H6) берут по качеству 6, а допуск на изготовление вала (p5) — по качеству 5. Обозначение p определяет посадку с натягом и указывает значение верхнего и нижнего отклонения диаметра вала, которое зависит от качества и от интервала номинальных размеров.

Таблица 2.2. Предельные (верхние и нижние) отклонения диаметров отверстий для наиболее употребляемых квалитетов в системе отверстия

Номинальный размер, мм	Отношение, мкм, для поля допуска								
	H4	H5	H6	H7	H8	H9	H10	H11	H12
Свыше 30 до 50	+7 0	+11 0	+16 0	+25 0	+39 0	+62 0	+100 0	+160 0	+250 0
» 50 » 80	+8 0	+13 0	+19 0	+30 0	+46 0	+74 0	+120 0	+190 0	+300 0
» 80 » 120	+10 0	+15 0	+22 0	+35 0	+54 0	+87 0	+140 0	+220 0	+350 0
» 120 » 180	+12 0	+18 0	+25 0	+40 0	+63 0	+100 0	+160 0	+250 0	+400 0
» 180 » 250	+14 0	+20 0	+29 0	+46 0	+72 0	+115 0	+185 0	+290 0	+460 0
Примечание. В рамке указаны предпочтительные поля допусков.									

В табл. 2.2 приведены предельные отклонения диаметров отверстий. Нижнее отклонение диаметра в системе отверстия при изготовлении отверстия всегда равно нулю. В табл. 2.3 приведены предельные (верхнее и нижнее) отклонения диаметров валов при посадках с натягом в системе отверстия. Пользование таблицами пояснено при решении задач.

## § 2.2. НЕПОДВИЖНОСТЬ СОЕДИНЕНИЙ С НАТЯГОМ ПОД НАГРУЗКОЙ

Стандартную посадку выбирают из условия неподвижности соединения под действием нагрузки без каких-либо дополнительных креплений для обеспечения передачи заданной нагрузки. При расчете соединений с натягом необходимо удовлетворить как требованиям неподвижности, так и условиям прочности деталей.

**Условия неподвижности и контактные давления в соединениях с натягом.** Для обеспечения неподвижности соединений среднее (номинальное) контактное давление  $q_m$  должно быть таким, чтобы силы трения превышали внешние сдвигающие силы. При нагружении соединения осевой силой  $F$  (см. рис. 2.1), вращающим моментом  $T$  и при совместном действии  $F$  и  $T$   $q_m$

Таблица 2.3. Предельные (верхние и нижние) отклонения диаметров валов при посадках с натягом для 4—8-го квалитетов (система отверстий)

Номинальный размер, мм	Отклонение, мкм, при квалитете															
	4			5			6			7			8			
	п4	р5	г5	п6	р6	г6	п6	р6	г6	п7	р7	г7	п8	р8	г8	з8
Свыше 30 до 40	+24	+37	+45	+42	+34	+54	+50	+34	+43	+64	+85	+60	+99	+80	+119	+151
» 40 » 50	+17	+26	+34	+26	+43	+43	+34	+43	+70	+68	+95	+70	+109	+97	+136	+175
» 50 » 65	+28	+45	+41	+51	+53	+66	+60	+41	+85	+83	+117	+87	+133	+122	+168	+218
» 65 » 80	+20	+32	+56	+32	+72	+72	+62	+78	+94	+89	+132	+102	+148	+145	+192	+256
			+43	+59	+59	+75	+43	+59	+75	+59	+102	+102	+102	+145	+210	

» 80 » 100			+66 +51	+86 +71	+73 +51	+93 +71	+113 +91	+106 +71	+159 +124	+173 +178	+232 +178	+312 +258	
» 100 » 120	+33 +23	+52 +37	+69 +54	+94 +79	+59 +37	+76 +54	+101 +79	+126 +104	+114 +79	+179 +144	+198 +144	+264 +210	+310 +310
» 120 » 140			+81 +63	+110 +92		+88 +63	+117 +92	+147 +122	+132 +92	+210 +170	+233 +170	+311 +248	+428 +365
» 140 » 160	+39 +27	+61 +43	+83 +65	+118 +100	+68 +43	+90 +65	+125 +100	+159 +134	+140 +100	+230 +190	+253 +280	+343 +280	+478 +415
» 160 » 180			+86 +68	+126 +108		+93 +68	+133 +108	+171 +146	+148 +108	+250 +210	+273 +210	+373 +310	+528 +465
» 180 » 200			+97 +77	+142 +122		+106 +77	+151 +122	+195 +166	+168 +122	+282 +236	+308 +236	+422 +350	+592 +520
Примечание. В рамках указаны предпочтительные поля допусков.													

рассчитывают по формулам соответственно:

$$q_m = Fk/(f\pi dl); q_m = 2Tk/(f\pi d^2 l) \text{ и}$$

$$q_m = k \sqrt{(2T/d)^2 + F^2}/(f\pi dl). \quad (2.1)$$

В этих формулах  $k$  — коэффициент запаса сцепления (обычно в зависимости от ответственности соединения принимают  $k = 1,5 \dots 3,0$ );  $f$  — коэффициент трения (сцепления);  $d$ ,  $l$  — диаметр и длина посадочной поверхности.

Значения коэффициента трения для прессовых соединений даны в табл. 2.4. Для соединений, работающих при переменной внешней нагрузке с частотой более 10 Гц, значения коэффициента трения следует уменьшать на 30–40%. Для стальных и чугунных деталей обычно принимают  $f = 0,08$  при механической запрессовке,  $f = 0,14$  при тепловой сборке.

Из теории расчета толстостенных цилиндров и составных труб (сопротивление материалов, решение Ламе) получено соотношение между давлением на поверхности контакта  $q$  (МПа) и натягом

$$q = \delta_p / [d (c_1/E_1 + c_2/E_2)], \quad (2.2)$$

где  $d$  — диаметр соединения, мм;  $\delta_p$  — расчетный натяг, мм;  $c_1$  и  $c_2$  — коэффициенты;  $E_1$ ,  $E_2$  — модуль продольной упругости материала вала и втулки, МПа; индексы 1 и 2 соот-

Таблица 2.4. Коэффициент трения  $f$  при посадках с натягом (охватываемая деталь из стали)

Способ сборки соединения	Значения $f$ при материале охватывающей детали				
	сталь	чугун	алюми- ниевые и магни- евые сплавы	латунь	пласт- массы
Механическая запрессовка	0,06–0,13*	0,07–0,12	0,02–0,06	0,05–0,10	0,4–0,5
Тепловая сборка	$\frac{0,14–0,16}{0,07–0,16^{**}}$	0,07–0,09	0,05–0,06	0,05–0,14	—

\* Поверхности сопрягаемых деталей предварительно смазаны.  
 \*\* Значения  $f$  при сборке охлаждением охватываемой детали.  
 Примечание. Коэффициент трения при выпрессовке (в начальный момент сдвига) на 20–40% выше, чем при запрессовке.



Таблица 2.5. Физико-механические свойства некоторых материалов

Материал	Временное сопротивление $\sigma_b$ , МПа	Предел текучести $\sigma_T$ , МПа	Предел выносливости $\sigma_{-1}$ , МПа	Модуль упругости $E \cdot 10^{-5}$ , МПа	Коэффициент Пуассона $\mu$
Сталь:					
Ст3	380–470	200–240	120–160	2,0	0,3
20	420–500	240	120–160	2,0	
30	500–600	300	170–210	2,0	
45	610–750	360	190–250	2,0–2,1	
60Г	710	420	250–320	2,1	
40Х	730–1050	650–900	240–340	2,1	
30ХГСА	1100–1700	850–1500	340–500	2,0	
Чугун:					0,23–0,27
Сч15	147	–	–	0,8–1,5	
Сч35	340	–	–	1,3	
Латунь Л68	320	90	120	1,1	
Бронза:					0,33
БрОФ10–1	250	–	–	0,9	
БрОЦС5–5–5	200	40–50	–	1,0	
БрАЖ9–4	550	200	–	1,0–1,1	

ветствуют валу и втулке.

$$c_1 = (d^2 + d_1^2)/(d^2 - d_1^2) - \mu_1;$$

$$c_2 = (d_2^2 + d^2)/(d_2^2 - d^2) + \mu_2; \quad (2.3)$$

здесь  $\mu_1$  и  $\mu_2$  – коэффициент Пуассона материала вала и втулки.

Свойства ряда материалов, необходимые для расчетов, приведены в табл. 2.5.

### § 2.3. РАСЧЕТНЫЙ И ТРЕБУЕМЫЙ НАТЯГ

При проектировании соединений по заданной внешней нагрузке определяют расчетный натяг  $\delta_p$  [см. уравнение (2.2)], по которому следует назначать посадку. Так как диаметры измеряют по вершинам микронеровностей, которые при сборке частично обминаются (срезаются), необходимый (требуемый) натяг, для подбора посадки, принимают несколько более расчетного:

$$\delta_T = \delta_p + 1,2(Rz_1 + Rz_2), \quad (2.4)$$

где  $Rz_1$ ,  $Rz_2$  – средняя высота микронеровностей поверхности каждой из сопрягаемых деталей (вал и втулка) по результатам пяти измерений на базе  $l$  (рис. 2.2, табл. 2.6).

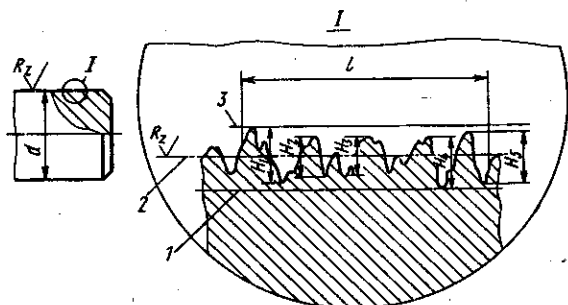


Рис. 2.2. Схема к определению параметра шероховатости  $Rz$ :

1 — линия впадины; 2 — средняя линия профиля; 3 — линия выступов;  $I$  — база измерения

Таблица 2.6. Высота микронеровностей  $Rz$  и среднее арифметическое отклонение профиля  $Ra$  по ГОСТ 2789—73

$Ra$ , мкм	$Rz$ , мкм (по десяти точкам)	$Ra$ , мкм	$Rz$ , мкм (по десяти точкам)
—	40—20	1,25—1,0	≈ 5 $Ra$
—	20—10	1,0—0,8	
		0,8—0,63	
2,5—2,0	4 $Ra$	0,63—0,5	
2,0—1,6		0,8—0,4	
1,6—1,25		0,40—0,32	

Обычно параметр  $Rz$  для поверхностей с натягом назначают в пределах 1,6—10 мкм. Если измеряют диаметры вала и отверстия для определения давления [см. формулу (2.2)] и несущей способности соединения [см. формулы (2.1)], то расчетный натяг  $\delta_p = \delta_{изм} - 1,2(Rz_1 + Rz_2)$ , где  $\delta_{изм} = B - A$  — измеренный натяг (см. рис. 2.1).

Если фактические диаметры вала и отверстия неизвестны, то при расчете соединения в формуле (2.2) принимают  $\delta_p = \delta_{p\min} - 1,2(Rz_1 + Rz_2)$ , где  $\delta_{p\min}$  — минимальный вероятный натяг.

При использовании вероятностного расчета выбор посадки более обоснован. При законе нормального распределения размеров

$$\delta_{p\min} = \delta_{cp} - t_* S_\delta; \quad \delta_{p\max} = \delta_{cp} + t_* S_\delta; \quad (2.5)$$

здесь  $\delta_{cp} = B_{cp} - A_{cp}$  — средний натяг;  $B_{cp}$  и  $A_{cp}$  — средние в пределах поля допуска сопрягаемые диаметры (вала и отверстия);  $s_\delta = \sqrt{s_A^2 + s_B^2}$  — среднее квадратическое отклонение табличного натяга;  $s_B = (es - ei)/6$  и  $s_A = (ES - EI)/6$  (где  $es$  [ES] и  $ei$  [EI] — верхнее и нижнее отклонения диаметров вала и отверстия);  $t_\rho$  — квантиль нормального распределения, соответствующий заданной вероятности нахождения искомого параметра.

Ниже приведены некоторые значения квантиля  $t_\rho$  для заданной вероятности  $\rho$

$\rho$ . . . . .	0,5	0,9	0,95	0,97	0,99	0,995	0,997	0,999
$t_\rho$ . . . . .	0	1,28	1,64	1,88	2,33	2,58	2,75	3,1

### § 2.4. РАСЧЕТ НА ПРОЧНОСТЬ ДЕТАЛЕЙ В СОЕДИНЕНИЯХ С НАТЯГОМ

При расчете деталей соединения с натягом по формулам для толстостенных цилиндров давление  $q$  определяют по наибольшему вероятному (табличному) натягу  $\delta_{max}$  [см. формулу (2.2)]. Расчетный натяг  $\delta_p = \delta_{max} - 1,2(Rz_1 + Rz_2)$ . Напряжения в деталях соединения с натягом (в области упругих деформаций) определяют по следующим формулам.

Для охватывающей детали

$$\sigma_r = [qd^2/(d_2^2 - d^2)] [1 - (d_2/d_{**})^2];$$

$$\sigma_\theta = [qd^2/(d_2^2 - d^2)] [1 + (d_2/d_{**})^2].$$

Для охватываемой детали

$$\sigma_r = [qd^2/(d^2 - d_1^2)] [1 - (d_1/d_*)^2];$$

$$\sigma_\theta = [qd^2/(d^2 - d_1^2)] [1 + (d_1/d_*)^2].$$

В этих выражениях  $d_* = 2r_*$  и  $d_{**} = 2r_{**}$  — диаметр площадки, для которой определяют напряжения.

Эпюры напряжений показаны на рис. 2.3.

Условие отсутствия в деталях пластических деформаций

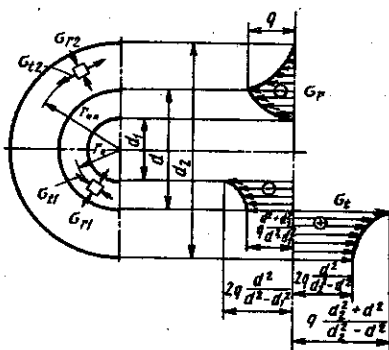


Рис. 2.3. Эпюры напряжений в деталях соединения с натягом

ций по теории наибольших касательных напряжений имеет вид  $\sigma_{\text{эKB}} = \sigma_1 - \sigma_3 \leq \sigma_T$ , где  $\sigma_1$  — наибольшее, а  $\sigma_3$  — наименьшее (с учетом знака), нормальные напряжения.

В соответствии с рис. 2.3 наибольшие эквивалентные напряжения в охватывающей и охватываемой деталях возникают в точках внутренних поверхностей вала и втулки. Условием пластической деформации для втулки ( $\sigma_1 = \sigma_T$ ,  $\sigma_3 = \sigma_r$ ) является выражение  $\sigma_{\text{эKB}} = q(d_2^2 + d^2)/(d_2^2 - d^2) - (-q) = q2d_2^2/(d_2^2 - d^2) \leq \sigma_T$  или в эквивалентной форме  $q = \sigma_T(d_2^2 - d^2)/(2d_2^2)$ , где  $\sigma_T$  — предел текучести материала втулки.

Условие отсутствия пластических деформаций для вала ( $\sigma_1 = 0$ ,  $\sigma_3 = -\sigma_r$ ) имеет вид  $\sigma_{\text{эKB}} = \sigma_T$ ;  $q \leq \sigma_T(d^2 - d_1^2)/(2d^2)$ .

Соединение с натягом может быть надежным при наличии пластической зоны вблизи внутренней поверхности втулки.

Наибольший расчетный натяг в соединении (по условию возникновения пластических деформаций)

$$\delta_{\text{max}} = 0,5\sigma_T d (c_1/E_1 + c_2/E_2) [1 - (d/d_2)^2]. \quad (2.6)$$

Необходимый максимальный натяг с учетом срезания (сглаживания) микронеровностей рассчитывают по формуле (2.4).

## § 2.5. ПРИМЕРЫ РАСЧЕТА СОЕДИНЕНИЙ С НАТЯГОМ

**Пример 1.** Подобрать посадку зубчатого колеса из стали 45 на вал из стали 40X, чтобы соединение было способно передавать крутящий момент  $T = 0,6$  кН·м. Размеры соединения:  $d = 60$  мм,  $l = 100$  мм,  $d_2 = 120$  мм. Шероховатость посадочных поверхностей вала и отверстия соответствует  $Ra = 2,5$  мкм. Соединение собирают на прессе. В качестве смазочного материала используют трансформаторное масло. Коэффициент трения  $f = 0,1$ . Вал сплошной ( $d_1 = 0$ ).

1. Определим контактное давление в соединении по формуле (2.1), приняв коэффициент запаса от сдвига  $k = 1,5$ :  $q = 2 \cdot 0,6 \cdot 10^3 \cdot 1,5 / [0,1 \cdot 3,14 (60 \cdot 10^{-3})^2 \cdot 0,1] = 15,9$  МПа.

2. Определим по табл. 2.5 модуль упругости и коэффициент Пуассона для стали:  $E_1 = E_2 = 2,1 \cdot 10^5$  МПа,  $\mu = 0,3$ . Предел текучести для материала колеса (сталь 45)  $\sigma_T = 360$  МПа.

3. Расчетный (минимальный) натяг вычислим по формуле (2.2) ( $d_1 = 0$ ):  $\delta_{p \text{ min}} = qd (c_1/E_1 + c_2/E_2) = 15,9 \cdot 10^6 \times 60 \cdot 10^{-3} [0,7 / (2,1 \cdot 10^5 \cdot 10^6) + [1,96 / (2,1 \cdot 10^5 \cdot 10^6)]] = 12,1 \cdot 10^{-6}$  м = 12,1 мкм; где  $c_1 = (d^2 + d_1^2)/(d^2 - d_1^2) - \mu_1 = (0,06)^2 / (0,06)^2 - 0,3 = 0,7$ ;  $c_2 = (d_2^2 + d^2)/(d_2^2 - d^2) + \mu_2 = [(0,12)^2 + (0,06)^2] / [(0,12)^2 - (0,06)^2] + 0,3 = 1,96$ .

4. Минимальный требуемый натяг определяем по формуле (2.4), найдя по табл. 2.6  $Rz = 4Ra = Rz_1 = Rz_2 = 4 \cdot 2,5 = 10$  мкм:  
 $\delta_{r \min} = 12 + 1,2(10 + 10) = 36$  мкм.

5. Наибольший расчетный натяг [формула (2.6)]  $\delta_{p \max} = 0,5 \cdot 360 \cdot 10^6 \cdot 60 \cdot 10^{-3} [0,7/(2,1 \cdot 10^5 \cdot 10^6) + 1,96/(2,1 \cdot 10^3 \cdot 10^6)] \times [1 - (0,06/0,12)^2] = 103 \cdot 10^{-6} \text{ м} = 103$  мкм.

6. Максимальный требуемый натяг с учетом сглаживания микронеровностей вычислим по формуле (2.4):  $\delta_{r \max} = \delta_{p \max} + 1,2(Rz_1 + Rz_2) = 103 + 1,2(10 + 10) = 127$  мкм.

7. По табл. 2.2 и 2.3 подбираем посадку так, чтобы  $\delta_{\min} \geq \delta_{r \min} = 36$  мкм, а  $\delta_{\max} \leq \delta_{r \max} = 127$  мкм. В соответствии с этими условиями подходит посадка — 60H7/u7; предельные отклонения отверстия для квалитета H7 — ( $^{+30}_0$ ); предельные отклонения вала для квалитета u7 — ( $^{+117}_{+87}$ ). Минимальный и максимальный натяги посадки:  $\delta_{\min} = 87 - 30 = 47$  мкм ( $> 36$  мкм);  $\delta_{\max} = 117 - 0 = 117$  мкм ( $< 127$  мкм). Непригодны ближайшие посадки 1) 60H7/s7, 2) 60H8/u8; предельные отклонения диаметра отверстия для 60H7 — ( $^{+30}_0$ ), для 60H8 — ( $^{+46}_0$ ); вала для 60s7 — ( $^{+83}_{+53}$ ), для 60u8 — ( $^{+133}_{+87}$ ).

Минимальный и максимальный натяг для посадок соответственно:

1)  $\delta_{\min} = 53 - 30 = 23$  мкм — должно быть не менее 36 мкм;  
 $\delta_{\max} = 83 - 0 = 83$  мкм ( $< 127$  мкм) — по этому параметру посадка подходит;

2)  $\delta_{\min} = 87 - 46 = 41$  мкм ( $> 36$  мкм) — по этому параметру посадка подходит;  
 $\delta_{\max} = 133 - 0 = 133$  мкм — должно быть не более 127 мкм.

Таким образом, для выполнения соединения следует назначить посадку 60H7/u7.

8. Усилие запрессовки для выбранной посадки вычисляем по наибольшему расчетному вероятностному натягу  $\delta_{p \max} = \delta_{\max} - 1,2(Rz_1 + Rz_2) = 127 - 1,2(10 + 10) = 103$  мкм = 0,103 мм, пользуясь формулами (2.1) и (2.2) при условии, что коэффициент запаса от сдвига  $k = 1$  (теряет смысл) и  $E_1 = E_2 = E$ :  
 $F_{\max} = qfndl = \delta_{p \max} fndl / [d(c_1/E_1 + c_2/E_2)] = \delta_{p \max} fndlE / (c_1 + c_2) = 0,103 \cdot 10^{-3} \cdot 0,1 \cdot 3,14 \cdot 0,1 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 10^6 / (0,7 + 1,96) = 2,55 \cdot 10^5 \text{ Н} = 0,255 \text{ МН}$ .

9. Наименьший крутящий момент, передаваемый соединением, определяем по минимальному расчетному натягу  $\delta_{p \min}$  используя формулу (2.1) и (2.2):  $\delta_{p \min} = \delta_{\min} - 1,2(Rz_1 + Rz_2) = 47 - 1,2(10 + 10) = 23$  мкм = 0,023 мм;

$T_{\min} = q_{\min} fnd^2 l / 2 = \delta_{p \min} fnd^2 l / [2d \cdot (c_1/E_1 + c_2/E_2)] = \delta_{p \min} fndlE / [2 \cdot (c_1 + c_2)] = 0,023 \cdot 10^{-3} \cdot 0,1 \cdot 3,14 \cdot 60 \cdot 10^{-3} \times 0,1 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 10^6 / [2(0,7 + 1,96)] = 1,21 \text{ кН} \cdot \text{м}$ .

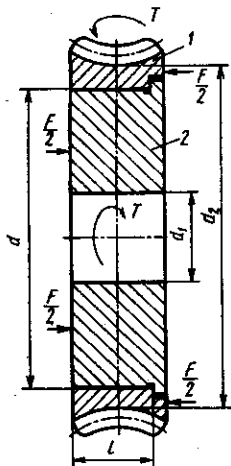


Рис. 2.4. Соединение с натягом венца червячного колеса с центром:

1 – венец; 2 – центр колеса

Таким образом, минимальный момент, передаваемый соединением, с запасом в 2 раза превышает действующий.

**Пример 2.** Подобрать посадку (рассчитать соединение с натягом) венца червячного колеса с центром колеса при следующих данных (рис. 2.4): диаметр посадочной поверхности  $d = 200$  мм, длина посадочной поверхности  $l = 40$  мм, диаметр отверстия для вала в центре колеса  $d_1 = 60$  мм, диаметр впадин зубчатого венца  $d_2 = 230$  мм. Момент, передаваемый червячным колесом,  $M = 0,42$  кН·м. Осевая составляющая силы

в зацеплении  $F_{ос} = 2,1$  кН. Материал центра колеса чугун СЧ 15, венца – бронза БрАЖ9–4.

1. Необходимое контактное давление [см. формулу (2.1), в которой примем  $k = 2$  (среднее значение коэффициента запаса сцепления) и  $f = 0,05$  – в соответствии с табл. 2.4]  $q_m =$

$$= 2 \sqrt{(2 \cdot 0,42 \cdot 10^3 / 0,2)^2 + (2,1 \cdot 10^3)^2 / (0,05 \cdot 3,14 \cdot 0,2 \cdot 0,04)} = 7,5 \text{ МПа.}$$

2. Предварительно по формулам (2.3) вычислим коэффициенты, входящие в формулу (2.2) ( $\mu_1 = 0,25$ ,  $\mu_2 = 0,33$  – см. табл. 2.5):  $c_1 = (200^2 + 60^2) / (200^2 - 60^2) - 0,25 = 0,95$ ;  $c_2 = (230^2 + 200^2) / (230^2 - 200^2) + 0,33 = 7,48$ .

3. Минимальный расчетный натяг [см. формулу (2.2)] при ( $E_1 = 1,2 \cdot 10^5$  МПа;  $E_2 = 1,0 \cdot 10^5$  МПа – см. табл. 2.5)  $\delta_{p, \min} = q_m d (c_1 / E_1 + c_2 / E_2) = 7,5 \cdot 10^6 \cdot 0,2 [0,95 / (1,2 \cdot 10^5 \cdot 10^6) + 7,48 / (1,0 \cdot 10^5 \cdot 10^6)] = 126 \cdot 10^{-6} \text{ м} = 126 \text{ мкм.}$

4. Требуемый минимальный натяг находим по формуле (2.5), приняв высоту микронеровностей обрабатываемой поверхности  $Rz_1 = Rz_2 = 10$  мкм,  $\delta_{T, \min} = \delta_{p, \min} + 1,2 (Rz_1 + Rz_2) = 126 + 1,2 (10 + 10) = 150 \text{ мкм.}$

5. Максимальный расчетный натяг [см. формулу (2.6)] – по табл. 2.5  $\sigma_T = 200$  МПа для БрАЖ9–4:  $\delta_{p, \max} = 0,5 \times 200 \cdot 10^6 \cdot 0,2 [0,95 / (1,2 \cdot 10^5 \cdot 10^6) + 7,48 / (1,0 \cdot 10^5 \cdot 10^6)] [1 - (0,2 / 0,23)^2] = 397 \text{ мкм.}$

6. Максимальный требуемый натяг с учетом срезания микронеровностей [см. формулу (2.4)]  $\delta_{T, \max} = 397 + 1,2 (10 + 10) = 421 \text{ мкм.}$

7. Назначаем посадку с натягом, у которой минимальный

(табличный) натяг для номинального диаметра 200 мм  $\delta_{\min} \geq \delta_{r \min}$ , а максимальный (табличный) натяг  $\delta_{\max} \leq \delta_{r \max}$ , т. е. минимальный натяг посадки должен быть больше или равен 150 мкм, а максимальный натяг посадки не должен превышать 421 мкм. Этому условию соответствуют посадки 1) 200H7/u8 и 2) 200H8/u8. В соответствии с первой из этих посадок предельные (см. табл. 2.2) отклонения при изготовлении отверстия составляют: 200H7 ( $0^{+46}$ ) — а при изготовлении вала (см. табл. 2.3): 200u7 ( $0^{+282}_{-236}$ ). Таким образом, минимальный натяг посадки  $\delta_{\min} = 236 - 46 = 190$  мкм  $> 150$  мкм, а максимальный натяг  $\delta_{\max} = 282 - 0 = 282$  мкм  $< 421$  мкм. Аналогично для второй посадки: предельные отклонения отверстия  $0^{+72}$ , вала  $0^{+308}_{+236}$ ;  $\delta_{\min} = 236 - 72 = 164$  мкм  $> 150$  мкм;  $\delta_{\max} = 308 - 0 = 308$  мкм  $< 421$  мкм. Посадка 200H8/u8 предпочтительна, так как изготовление деталей дешевле. Предельно можно считать подходящей и посадку 200H8/x8, для которой  $\delta_{\min} = 360 - 72 = 278$  мкм  $> 150$  мкм;  $\delta_{\max} = 422 - 0 = 422$  мкм  $\approx 421$  мкм. Не подходят посадка 200H7/t6 ( $\delta_{\min} = 166 - 46 = 120$  мкм  $< 150$  мкм и  $\delta_{\max} = 195 - 0 = 195$  мкм  $< 421$  мкм и посадка 200H8/z8 ( $\delta_{\min} = 520 - 72 = 448$  мкм  $> 421$  мкм;  $\delta_{\max} = 592 - 0 = 592$  мкм  $> 421$  мкм).

## § 2.6. ЗАДАЧИ ДЛЯ САМОСТОЯТЕЛЬНОГО РЕШЕНИЯ

**Задача 1.** Подобрать посадку и определить усилие запрессовки цилиндрического прямозубого колеса на вал редуктора. Вращающий момент, передаваемый соединением  $T = 1,5$  кН·м; посадочный диаметр  $d = 80$  мм; наружный диаметр ступицы колеса  $d_2 = 140$  мм; длина ступицы  $l = 70$  мм; материал вала и колеса — сталь 45. Вал и ступица обработаны с шероховатостью поверхности, соответствующей  $Rz = 10$  мкм. Шпонку при расчете не учитывать. Усилие запрессовки определить по формулам (2.1), (2.2) по максимальному натягу посадки; в формуле (2.1)  $k = 1$ ; в формуле (2.2)  $\delta_p = \delta_{\max}$ .

**Задача 2.** Определить усилие запрессовки внутреннего кольца шарикоподшипника на вал редуктора при посадке 50H7/k6. Вал сплошной, внутреннее кольцо подшипника можно рассматривать как цилиндрическую втулку с наружным диаметром  $d_2 = 62$  мм,  $f = 0,1$ ,  $k = 1,0$ . Длина посадочной поверхности кольца на вал  $l = 31$  мм. Шероховатость посадочных поверхностей кольца и вала соответствует  $Rz = 10$  мкм (см. рис. 2.1). Материал вала — сталь 45, кольца — сталь ШХ15.

**Задача 3.** Определить усилие запрессовки венца червячного колеса на его центр (см. рис. 2.4) при посадке 160H7/r6. Размеры деталей соединения:  $d = 160$  мм; диаметр отверстия для вала в центре колеса  $d_1 = 70$  мм; диаметр впадин зубьев венца  $d_2 = 210$  мм, длина посадочной поверхности  $l = 35$  мм. Шероховатость сопряженных поверхностей соответствует  $Rz = 20$  мкм; коэффициент трения  $f = 0,06$ .

**Задача 4.** Подобрать посадку косозубого колеса на вал редуктора; передаваемый крутящий момент  $T = 0,6$  кН·м, осевая сила  $F_{ос} = 4,5$  кН. Размеры соединения: номинальный диаметр посадки  $d = 48$  мм, вал сплошной; наружный диаметр ступицы колеса  $d_2 = 100$  мм, длина посадочной поверхности  $l = 50$  мм. Значения параметров шероховатости сопрягаемых поверхностей, материалы деталей и коэффициент трения принять самостоятельно.



# ГЛАВА 3

## РЕЗЬБОВЫЕ СОЕДИНЕНИЯ

### § 3.1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

Резьбовые соединения относятся к разъемным. Их выполняют с помощью крепежных деталей (рис. 3.1) с резьбой (болтов, винтов, шпилек, гаек) или наносят резьбу непосредственно на соединяемые детали.

По профилю осевого сечения различают резьбы треугольную, прямоугольную, трапециевидную, круглую.

По числу непрерывных витков, образующих резьбу, изготовляют резьбу однозаходную (крепежную), двух- и трехзаходную. Резьба характеризуется рядом геометрических параметров. Для метрической резьбы (рис. 3.2) ГОСТ 8724 – 81 регламентирует следующие параметры:  $d$ ,  $d_1$ ,  $d_2$  – соответственно наружный, внутренний и средний (по которому ширина витка

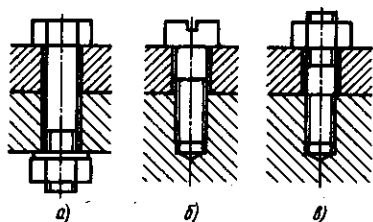
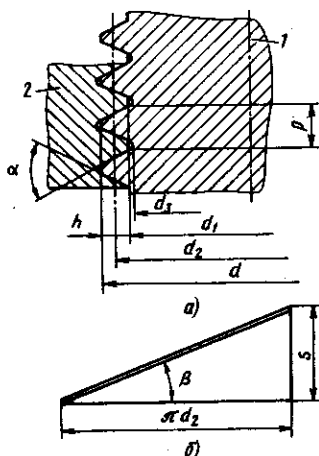


Рис. 3.1. Основные крепежные детали резьбовых соединений:

$a$  – болт;  $b$  – винт;  $v$  – шпилька

Рис. 3.2. Метрическая резьба (параметры):

$a$  – схема;  $b$  – развертка винтовой линии резьбы;  $1$  – болт;  $2$  – гайка



равна ширине впадины) диаметры резьбы;  $d_3$  — внутренний диаметр болта по дну впадины;  $p$  — шаг резьбы (расстояние между одноименными сторонами двух соседних витков в осевом направлении);  $h$  — рабочая высота профиля резьбы, по которой соприкасаются витки винта и гайки;  $\alpha$  — угол профиля (для метрической резьбы  $\alpha = 60^\circ$ );  $s$  — ход резьбы (рис. 3.2, б) — поступательное перемещение гайки или винта за один оборот. Для однозаходной резьбы  $s = p$ , для многозаходных резьб  $s = zp$  (где  $z$  — число заходов;  $\beta$  — угол подъема резьбы).

$$\operatorname{tg} \beta = s/(\pi d_2); \quad \beta = \operatorname{arctg} s/(\pi d_2) = \operatorname{arctg} zp/(\pi d_2), \quad (3.1)$$

где  $d_2 = 0,5(d + d_1)$ .

Площадь поперечного сечения болта при расчетах на прочность:

$$A = \pi d_p^2/4, \quad (3.2)$$

где  $d_p \approx d - 0,94p \approx d_1$  — расчетный диаметр болта.

Геометрические параметры резьб и допуски на их размеры стандартизованы. Метрическую резьбу выполняют по стандартам: номинальный профиль резьбы и размеры его элементов по ГОСТ 9150 — 81 (СТ СЭВ 180 — 75); диаметры и шаги (метрическая резьба общего назначения) по ГОСТ 8724 — 81 (СТ СЭВ 181 — 75); основные размеры по ГОСТ 24705 — 81 (СТ СЭВ 181 — 75) (см. таблицу 3.1); допуски на основные размеры резьбы — по ГОСТ 16093 — 81 (СТ СЭВ 640 — 77) посадки с зазором, по ГОСТ 4608 — 81 (СТ СЭВ 306 — 76) посадки с натягом; резьбу метрическую коническую по ГОСТ 25229 — 82 (СТ СЭВ 304 — 76); резьбу метрическую круглую по ГОСТ 13536 — 68 (СТ СЭВ 307 — 76). Резьбу трапецидальную однозаходную изготовляют по ГОСТ 9562 — 81 (СТ СЭВ 836 — 78); трапецидальную многозаходную — по ГОСТ 9484 — 81 (СТ СЭВ 183 — 75), резьбу упорную — по ГОСТ 10177 — 82 (СТ СЭВ 1781 — 79) и ГОСТ 25096 — 82 (СТ СЭВ 2058 — 79).

Метрические резьбы обозначаются буквой М с указанием номинального диаметра резьбы. Для мелких резьб указывается шаг резьбы. Например: М24 — резьба метрическая с наружным диаметром  $d = 24$  мм и шагом  $p = 3$  мм (крупная); М24 × 2 — резьба метрическая, мелкая с наружным диаметром  $d = 24$  мм и шагом  $p = 2$  мм.

При затяжке резьбы зависимость между приложенным вращающим моментом  $T$  и усилием затяжки  $F_z$  (рис. 3.3) имеет вид

$$T = RL = F_z [D_{cp} f/2 + d_2 \operatorname{tg} (\beta + \varphi')/2], \quad (3.3)$$

Таблица 3.1. Некоторые значения сочетаний наружного диаметра  $d$ , внутреннего  $d_1$ , шага  $p$  (мм) для метрической резьбы по ГОСТ 24705-81 (СТ СЭВ 182-75)

$d$	$p$	$d_1$	$d$	$p$	$d_1$	$d$	$p$	$d_1$
5	0,8*	4,134	(14)	0,5	13,459	24	2	21,835
	0,5	4,459					1,5	22,376
6	1*	4,917	16	2*	13,835	(27)	1	22,917
	0,75	5,188		1,5	14,376		0,75	23,188
	0,5	5,459		1	14,917		3*	23,752
				0,75	15,188			2
8	1,25*	6,647	(18)	2,5*	15,294	1,5	25,376	
	1	6,917		2,0	15,835	1	25,917	
	0,75	7,188		1,5	16,376	0,75	26,188	
	0,5	7,459		1,0	16,917	30	3,5*	26,211
10	1,5*	8,376	0,75	17,188	3		26,752	
	1,25	8,647	0,5	17,459	2		27,835	
	1	8,917	20	2,5*	17,294		1,5	28,376
	0,75	9,188		2	17,835	1	28,918	
0,5	9,459	1,5		18,376	0,75	29,188		
		1		18,917	(33)	3,5*	29,211	
12	1,75*	10,106	0,75	19,188		3	29,752	
	1,5	10,376	0,5	19,459		2	30,835	
	1,25	10,647	(22)	2,5*		19,294	1,5	31,376
	1	10,917		2	19,835	1	31,918	
0,75	11,188	1,5		20,376	0,75	32,188		
0,5	11,459	1		20,917				
(14)	2*	11,835	(14)	0,75	21,188			
	1,5	12,376		0,5	21,459			
	1,25	12,647		24	3*	20,752		
	1	12,917						
0,75	13,188							

\* — резьбы с крупным шагом.

Примечание. Без скобок приведены диаметры 1-го ряда, которые следует предпочитать диаметрам 2-го ряда, заключенным в скобки.

где  $D_{cp} = (D_1 + d_0)/2 \approx 1,4d$  — средний диаметр поверхности трения по торцу гайки;  $f$  — коэффициент трения по этой поверхности;  $L$  — длина ключа (плечо силы, прикладываемой к ключу);  $\varphi' = \arctg f'$  — приведенный угол трения в резьбе ( $f' = f/\cos(\alpha/2)$  — приведенный коэффициент трения в резьбе).

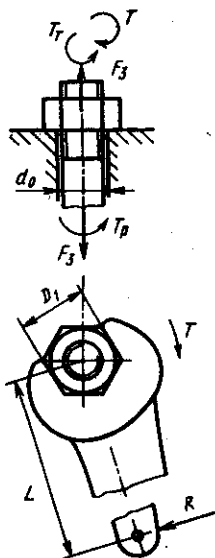


Рис. 3.3. Схема к анализу силовых факторов при затяжке резьбы ( $T_f$  — момент трения по торцу гайки,  $T_p$  — момент в резьбе)

Коэффициент полезного действия винтовой пары (КПД пары)  $\eta = \text{tg } \beta / [D_{cp} f / 2 + \text{tg } (\beta + \varphi')]$ ;  $\eta = \text{tg } \beta / \text{tg } (\beta + \varphi')$ . Второе выражение — КПД собственно винтовой пары, если исключить трение по торцу гайки (например установкой упорного подшипника).

### § 3.2. РАСЧЕТ НА ПРОЧНОСТЬ СТЕРЖНЯ БОЛТА (ВИНТА) ПРИ РАЗЛИЧНЫХ СЛУЧАЯХ НАГРУЖЕНИЯ

1. Стержень болта воспринимает только внешнюю растягивающую нагрузку (без предварительной затяжки). Примером такого соединения может служить нарезанный участок крюка для подъема груза, рым-болт, грузовая скоба (рис. 3.4). Опасным является сечение, ослабленное резьбой. Площадь этого сечения для метрических резьб оценивают по расчетному диаметру [см. формулу (3.2)]. Условие прочности по напряжениям растяжения в стержне имеет вид

$$\sigma = 4F / (\pi d_1^2) \leq [\sigma_p], \quad (3.4)$$

где  $F$  — растягивающая нагрузка;  $[\sigma_p] = 0,6\sigma_t$  — болты крепления подвесных деталей типа грузовая скоба. В специальных случаях (резьбовая часть крюка грузоподъемного устройства)  $[\sigma_p] = \sigma_t / n$ , где коэффициент запаса  $n$  назначается по нормам Госгортехнадзора.

Из уравнения (3.4) можно определить внутренний диаметр болта, способного выдержать нагрузку  $F$ ,

$$d_1 = \sqrt{4F / (\pi [\sigma_p])}, \quad (3.5)$$

а по  $d_1$ , пользуясь таблицами ГОСТ 24705—81 — наружный диаметр  $d$ .

2. Болт затянут, внешняя нагрузка отсутствует. Пример такого соединения — крепление герметичных крышек и люков корпусов машин и аппаратов. В этом случае стержень болта растягивается осевой силой  $F_3$  и закручивается моментом сил

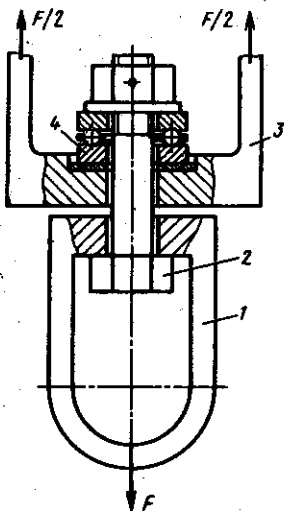
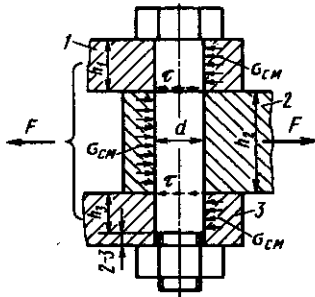


Рис. 3.4. Грузовая скоба:

1 – скоба; 2 – болт; 3 – опора; 4 – упорный подшипник

Рис. 3.5. Схема установки болта в отверстие без зазора



трения в резьбе  $T_p$  (см. рис. 3.3), который после снятия ключа продолжает действовать на стержень болта. Нормальные  $\sigma$  и касательные  $\tau$  напряжения в сечении стержня болта:

$$\sigma = 4F_3/(\pi d_p^2); \tau = T_p/W_p = 0,5F_3 d_2 \operatorname{tg}(\beta + \varphi')/(0,2d_p^3), \quad (3.6)$$

где  $W_p = 0,2d_p^3$  – полярный момент сопротивления стержня болта.

Прочность болта определяют по эквивалентному напряжению

$$\sigma_{\text{эKB}} = \sqrt{\sigma^2 + 4\tau^2} \leq [\sigma_p]. \quad (3.7)$$

Для стандартных метрических резьб приближенно принимают  $\sigma_{\text{эKB}} \approx 1,3\sigma$  (при  $f = 0,15$ ,  $\beta = 2^\circ 30'$ ,  $d_2/d_p \approx 1,1$ ); при этом расчетная формула упрощается:

$$\sigma_{\text{эKB}} = \frac{4 \cdot 1,3F_3/(\pi d_1^2) \leq [\sigma_p]; \quad d_1 = \sqrt{4 \cdot 1,3F_3/(\pi [\sigma_p])}; \quad [\sigma_p] = \frac{\sigma_\tau}{n}, \quad (3.8)$$

здесь  $n$  – коэффициент запаса (по табл. 3.2 при неконтролируемой затяжке;  $n = 1,2 \dots 1,5$  при контролируемой затяжке).

3. Болтовое соединение нагружено силами, сдвигающими детали в стыке. Условием надежности является отсутствие сдвига деталей. Соединение можно конструктивно выполнить двумя способами – установка болта без зазора (рис. 3.5). При этом обеспечивают напряженную посадку болта в отверстие. Силы трения в стыке не учитывают, поэтому

затяжка болта необязательна. Длина части болта без резьбы должна быть меньше суммы толщин соединяемых деталей на 2–3 мм. Стержень болта рассчитывают по напряжениям среза и смятия. Условие прочности по напряжениям среза имеет вид

$$\tau = 4F/(\pi d^2 b) \leq [\tau], \quad (3.9)$$

где  $b = z - 1$  — число плоскостей среза (стыка);  $z$  — число соединяемых деталей.

Следует обратить внимание, что в это уравнение входит диаметр  $d$  стержня болта, который может быть равен наружному диаметру резьбы или быть больше его.

Допускаемые напряжения на срез определяют из соотношений:  $[\tau] = 0,4\sigma_T$  — при действии статических нагрузок;  $[\tau] = (0,2...0,3)\sigma_T$  — при действии переменных нагрузок (динамика).

Расчет на смятие выполняют по условным напряжениям. Условно принимают напряжения смятия равномерно распределенными по диаметральному сечению рассматриваемого участка стержня. Тогда условие прочности по напряжениям смятия можно записать в виде (соответственно для средней и крайних деталей):

$$\sigma_{см} = F/(dh_2) \leq [\sigma_{см}]; \quad \sigma_{см} = F/[d(h_1 + h_3)] \leq [\sigma_{см}], \quad (3.10)$$

где  $h_2, h_3$  — толщина соединяемых деталей 2 и 3;  $h_1$  — толщина детали 1 в пределах стержня болта без резьбы.

Формулы (3.10) справедливы и для болта и для соединяемых деталей. При этом допускаемые напряжения на смятие  $[\sigma_{см}] = 0,8\sigma_T$  — для стали и  $[\sigma_{см}] = (0,4...0,5)\sigma_B$  — для чугуна.

Другой способ — установка болта с зазором. В этом случае внешняя нагрузка уравнивается силами трения, возникающими в плоскости стыка деталей 1, 2, 3 (рис. 3.6) вследствие прижатия деталей одна к другой под действием усилия затяжки болта.

Из рассмотрения равновесия одной из деталей (например, детали 2) можно получить условие отсутствия сдвига деталей в стыке  $F = bF_{тр} = bF_3 f$ , или расчетную зависимость

$$F_3 = kF/(bf), \quad (3.11)$$

где  $F_{тр}$  — сила трения;  $f$  — коэффициент трения ( $f = 0,15...0,20$  для сухих чугунных и стальных поверхностей);  $k$  — коэффициент запаса от сдвига ( $k = 1,3...1,5$  при статической нагрузке,  $k = 1,8...2,0$  при переменной нагрузке).

Прочность болта оценивают по эквивалентным напряжениям [см. формулу (3.8)].

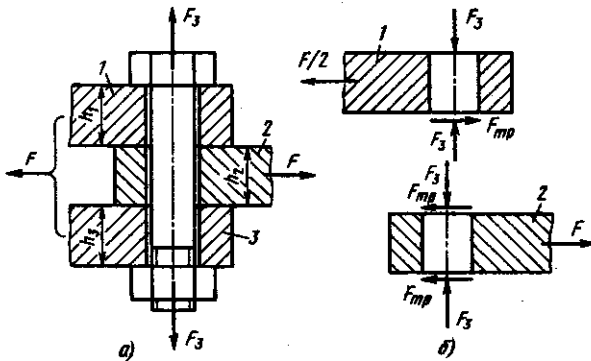


Рис. 3.6. Вариант установки болта с зазором:  
 а – затянутое соединение; б – схема к рассмотрению равновесия деталей

4. Болт затянут, внешняя нагрузка раскрывает стык деталей. Примерами таких соединений (рис. 3.7, а) могут служить фланцевые соединения труб и осесимметричных конструкций типа оболочек; крепление крышек резервуаров, находящихся под давлением; крепление крышек подшипниковых узлов. После затяжки болтов соединяемые детали находятся под действием сжимающей силы  $F_3$  (на участке действия одного болта), а болт растянут такой же осевой силой  $F_3$ . При подаче жидкости или газа в резервуар внутреннее давление увеличивается и на соединяемые детали действует дополнительная нагрузка  $Q$ , которая пытается разъединить детали (раскрыть стык):  $Q = \pi D_1^2 q / 4$ , где  $D_1$  – внутренний диаметр соединяемых деталей (рис. 3.7, б);  $q$  – давление жидкости или газа внутри резервуара.

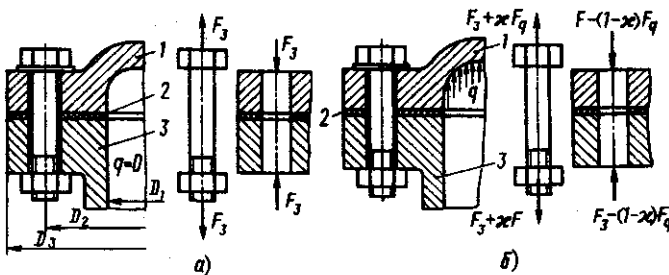


Рис. 3.7. Резьбовое соединение с затянутым болтом:  
 1 – крышка; 2 – прокладка; 3 – цилиндрический корпус

Таким образом, на участке действия одного болта помимо силы  $F_3$ , возникает сила  $F_3$ , по направлению совпадающая с  $F_3$ ,

$$F = Q/z = \pi D_1^2 q / (4z), \quad (3.12)$$

где  $z$  — число болтов в соединении.

При нормальной работе соединения должно выполняться условие нераскрытия стыка (сила, сжимающая детали в стыке, должна быть всегда больше нуля). В этом случае часть нагрузки от внутреннего давления, равная  $\kappa F$ , дополнительно нагружает болт, а остальная часть, равная  $(1 - \kappa)F$ , идет на разгрузку стыка; здесь  $\kappa$  — коэффициент внешней нагрузки, который соответствует приходящейся на болт доле внешней нагрузки  $F$ . В соответствии с условием нераскрытия стыка (сохранения плотности стыка) можно выразить усилие затяжки через внешнюю нагрузку

$$F_3 = k(1 - \kappa)F, \quad (3.13)$$

где  $k$  — коэффициент затяжки, или коэффициент запаса по затяжке ( $k = 1,25 \dots 2,00$  — при статической внешней нагрузке,  $k = 2 \dots 4$  — при динамической — переменной — внешней нагрузке);  $\kappa = 0,2 \dots 0,3$  при жестких фланцах,  $\kappa = 0,5 \dots 0,7$  (иногда до 0,9) при податливых фланцах.

Осевая растягивающая сила, действующая на затянутый болт после приложения внешней нагрузки,

$$F_3 + \kappa F = [k(1 - \kappa) + \kappa]F. \quad (3.14)$$

Расчетную растягивающую нагрузку  $F_p$  можно определить с учетом крутящего момента при затяжке

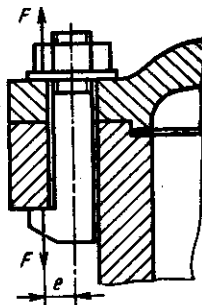
$$F_p = 1,3F_3 + \kappa F = [1,3k(1 - \kappa) + \kappa]F. \quad (3.15)$$

По  $F_p$  можно определить необходимый внутренний диаметр болта с использованием уравнения (3.5).

5. Болт находится под действием эксцентрично приложенной нагрузки. Эксцентричная (смещенная относительно оси) нагрузка возникает в болтах с эксцентричной (костыльной) головкой или в нормальных болтах при непараллельности (перекосе) опорных поверхностей под гайкой или головкой болта. В таких болтах (рис. 3.8) под действием силы  $F$  после затяжки болта возникают напряжения растяжения  $\sigma_p = 4F/(\pi d_1^2)$  и изгиба  $\sigma_u = Fe/W$ . Здесь  $F$  — осевая нагрузка [ $F = F_3$  — если внешняя осевая сила отсутствует;  $F = F_p$  в соответствии с уравнением (3.14) при наличии внешней осевой силы];  $d_1$  — внутренний диаметр резьбы;  $W = 0,1d_1^3$  — момент сопротивления стержня



Рис. 3.8. Затянутое болтовое соединение (болт с конической головкой)



болта изгибу;  $e$  – эксцентриситет приложения нагрузки (на практике  $d_1 \geq e \geq 0,6d_1$ ).

Болты с эксцентричной нагрузкой рассчитывают по эквивалентному напряжению

$$\sigma_{\text{экр}} = 1,3\sigma_p + \sigma_n = 1,3 \cdot 4F/(\pi d_1^2) + Fe/(0,1d_1^3) \leq [\sigma_p], \quad (3.16)$$

где 1,3 – коэффициент, учитывающий напряжения кручения при затяжке болта.

Обычно для упрощения расчета условно принимают  $e = d_1$ , тогда выражение (3.16) упрощается:  $\sigma_{\text{экр}} = 11,6F/d_1^2 \leq [\sigma_p]$ ; отсюда можно определить внутренний диаметр болта.

### § 3.3. РАСЧЕТ СОЕДИНЕНИЙ, ВКЛЮЧАЮЩИХ ГРУППУ БОЛТОВ

Расчет сводится к определению расчетной нагрузки, действующей на наиболее нагруженный болт. Затем этот болт рассчитывают на прочность в соответствии с одним из рассмотренных случаев нагружения. Различают следующие варианты расчета соединений, включающих группу болтов.

1. Нагрузка, действующая на соединение, перпендикулярна к плоскости стыка, проходит через его центр тяжести (раскрывает стык деталей). Это – типичный случай крепления фланцевых соединений, круглых и прямоугольных крышек. Все болты такого соединения нагружены одинаковым усилием (см. рис. 3.7). Расчет болтов соединения выполняют по формулам (3.4), (3.12) – (3.15). В формулу (3.4) вместо  $F$  подставляют  $F_p$ .

2. Нагрузка сдвигает детали соединения в плоскости стыка. Примером подобного соединения могут служить опорные устройства типа кронштейна с консольно приложенной нагрузкой по отношению к центру тяжести болтового соединения. При расчете соединения действующую нагрузку приводят к центру тяжести соединения (см. рис. 1.8 при условии, что сварное соединение заменено резьбовым). Пользуясь принципом независимости действия сил, определяют составляющие от силы и момента, действующие на каждый болт, и их равнодействующую. Последующий расчет выполняют для наиболее нагруженного болта. Если болт установлен без зазора, то

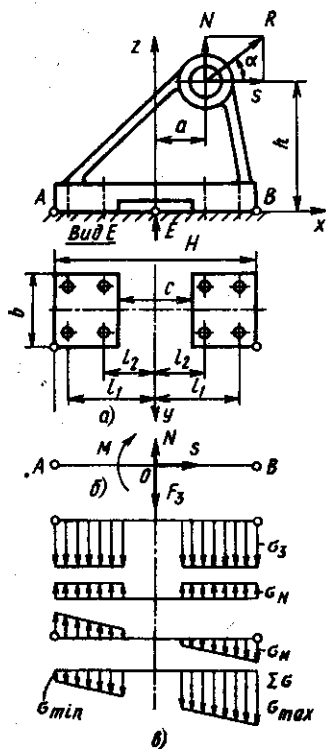


Рис. 3.9. Болтовое соединение с асимметрично приложенной нагрузкой: *a* — схема соединения; *b* — схема приведения сил к центру тяжести сечения; *в* — эпюры напряжений в стыке

расчет выполняют по формулам (3.9), (3.10), с зазором — по формулам (3.11) и (3.8).

3. Нагрузка приложена асимметрично и раскрывает стык деталей (рис. 3.9, *a*). Решение задачи обычно является комбинированным: расчет выполняют по условию нераскрытия стыка, а также при наличии составляющих нагрузки, параллельных стыку, по условию сдвига в плоскости стыка. Первое условие соответствует случаю, когда болт затянут, а внешняя нагрузка раскрывает стык деталей. Отличие состоит в том, что действующий на соединение момент вызывает неодинаковую нагруженность болтов.

Обычно используют следующий метод решения. Действующую нагрузку раскладывают на

составляющие, одна из которых  $S$  параллельна плоскости стыка, а другая  $N$  перпендикулярна, и приводят к центру тяжести стыка:  $S = R \cos \alpha$ ;  $N = R \sin \alpha$ . Момент  $M = Sh - Na$ .

Составляющая  $N$  и момент  $M$  раскрывают стык, а составляющая  $S$  сдвигает детали в стыке. Раскрытие стыка и сдвиг деталей исключают затяжкой болтов соединения соответствующей силой  $F_3$ . Задача состоит в нахождении этой силы и расчете по ней болта. Силу  $F_3$  определяют по наиболее нагруженному болту. Диаметр остальных болтов соединения принимают равным диаметру наиболее нагруженного болта.

Далее рассчитывают  $F_3$  по условиям нераскрытия стыка и сдвига деталей в стыке.

По максимальному из полученных значений  $F_3$  выполняют расчет болтов.

По условию нераскрытия стыка  $F_3$  рассчитывают, исходя из анализа напряжений, возникающих в плоскости стыка

соединения двух деталей. До приложения нагрузки  $R$  при затяжке в стыке возникают напряжения смятия (напряжения затяжки)  $\sigma_3 = F_3 z / A_{\text{ст}}$  ( $A_{\text{ст}}$  — площадь стыка, которую определяют без учета площади, занимаемой отверстиями под болты).

Принимают, что напряжения смятия (как и напряжения от сил  $N$  и  $S$ ) распределяются равномерно по площади стыка. Сила  $N$  вызывает в стыке напряжения растяжения, т. е. уменьшает напряжения смятия, если она направлена от стыка и увеличивает напряжения смятия, если направлена к стыку. Эти напряжения определяются выражением

$$\sigma_N = (N/A_{\text{ст}})(1 - \kappa) \approx N/A_{\text{ст}}. \quad (3.17)$$

Обычно в соединениях подобного типа  $\kappa$  не превышает 0,2...0,3, и для упрощения расчета принимают  $\kappa = 0$ , что идет в запас прочности.

Момент  $M$  при нормальной работе соединения вызывает поворот плоскости стыка вокруг оси  $y$  (рис. 3.9, б), проходящей через центр тяжести площади стыка. Напряжения в стыке от момента пропорциональны расстоянию площадок до оси поворота и достигают максимального значения у кромок сечения (точки  $A$  и  $B$ ). Максимальные напряжения в стыке (сжатия и растяжения) от момента  $\sigma_M = (M/W_{\text{ст}})(1 - \kappa)$ . При  $\kappa \approx 0$

$$\sigma_M = M/W_{\text{ст}}, \quad (3.18)$$

где  $W_{\text{ст}}$  — момент сопротивления площади стыка при повороте вокруг оси  $y$ ,  $\text{мм}^3$ . На рис. 3.9, в приведены эпюры напряжений в стыке от действия каждого силового фактора и суммарная эпюра для приведенной схемы нагружения соединения. Приняв условно напряжения смятия (затяжки) положительными, определим максимальные и минимальные (по абсолютному значению) напряжения:  $\sigma_{\text{max}} = \sigma_3 \mp \sigma_N + \sigma_M$ ;  $\sigma_{\text{min}} = \sigma_3 \mp \sigma_N - \sigma_M > 0$ . Знак перед напряжениями  $\sigma_N$  определяется направлением составляющей  $N$ . Верхний знак соответствует схеме на рис. 3.9.

Условие нераскрытия стыка  $\sigma_{\text{min}} > 0$  или  $\sigma_3 > \pm \sigma_N + \sigma_M$ . Окончательно для  $\sigma_3$ , введя коэффициент запаса  $k$  по нераскрытию стыка, получим:

$$\sigma_3 = k(\pm \sigma_N + \sigma_M), \quad (3.19)$$

где  $k = 1,3...2$ . Поскольку значения  $N$ ,  $M$ ,  $W_{\text{ст}}$  и  $A_{\text{ст}}$  известны, выражение (3.19) позволяет определить  $\sigma_3$ , а по  $\sigma_3$  необходимую силу затяжки наиболее нагруженного болта

$$F_3 = \sigma_3 A_{\text{ст}} / z = k \left( \pm \frac{N}{A_{\text{ст}}} + \frac{M}{W_{\text{ст}}} \right) A_{\text{ст}} / z. \quad (3.20)$$

Если материал основания недостаточно прочен (бетон, древесина), то необходимо проверить на прочность основание по максимальным напряжениям смятия

$$\sigma_{\max} \leq [\sigma_{\text{см}}], \quad (3.21)$$

где  $[\sigma_{\text{см}}]$  — допускаемое напряжение на смятие материала одной из деталей в стыке (для стали равно  $0,8\sigma_T$ , для чугуна  $0,4\sigma_B$ , для бетона 1–2 МПа, для древесины 2–4 МПа). Если условие (3.21) не удовлетворяется, то следует изменить (увеличить) размеры стыка.

Силу затяжки  $F_3$ , по условию отсутствия сдвига деталей в стыке рассчитывают для соединений без устройства, исключаяющего сдвиг деталей. Сдвиг деталей отсутствует, если сила трения с запасом превышает силу сдвига  $S$ . При этом  $(F_3 z \mp N) f = k_1 S$ , где  $k_1 = 1,3 \dots 2,0$  — коэффициент запаса от сдвига;  $f$  — коэффициент трения [для пары сталь (чугун) — бетон  $f \approx 0,3 \dots 0,5$ , сталь (чугун) — древесина  $f \approx 0,25$ , сталь — чугун (сталь)  $f \approx 0,15 \dots 0,2$ ]; знак минус в формуле, если сила  $N$  направлена от стыка (отрывает кронштейн), знак плюс, если сила  $N$  направлена к стыку. Раскрыв скобки, определяют силу затяжки:

$$F_3 = (k_1 S \pm N f) / (z f). \quad (3.22)$$

При последующем расчете болтов на прочность используют наибольшее значение силы затяжки  $F_3$ , из найденных по формулам (3.20) или (3.22). Расчетная нагрузка  $F_p$  складывается из максимального значения  $F_3$  и сил, приходящихся на болт от действия нормальной составляющей  $N$  и момента  $M$ ; расчет ведут с учетом коэффициента внешней нагрузки  $\kappa$ . Внешнюю нагрузку  $F_N$ , приходящуюся на один болт от действия силы  $N$ , определяют из предположения равномерного распределения ее между болтами, нагрузка на болт от действия момента пропорциональна расстоянию болта до оси поворота. Максимальные нагрузки от силы и момента:

$$F_N = N/z; \quad F_M = M l_{\max} / (l_1^2 + l_2^2 + \dots + l_n^2) = M l_{\max} / \Sigma l_i^2; \quad (3.23)$$

здесь  $l_i$  — расстояние от  $i$ -го болта до оси симметрии;  $l_{\max} = l_{i \max}$ .

Таким образом, расчетная нагрузка

$$F_p = 1,3 F_3 + \kappa (F_M \pm F_N), \quad (3.24)$$

где  $\kappa = 0,2 \dots 0,3$  (детали стыка считают жесткими).

Затем по выражению (3.5) определяют внутренний диаметр болта  $d_1$ , а по таблицам стандарта находят соответствующую резьбу.

Расчет болтов при действии переменной нагрузки. Пример подобного соединения – болты нижнего подшипника шатуна двигателя внутреннего сгорания (рис. 3.10), которые должны надежно удерживать головку шатуна. Болт в соединениях подобного типа рассчитывают по пределу выносливости.

Диаграмма изменения сил и напряжений в болтах затянутого соединения с переменной внешней нагрузкой, изменяющейся от 0 до  $\kappa F$ , приведена на рис. 3.11.

При этом чем меньше переменная составляющая  $\kappa F$  по сравнению с силой затяжки  $F_3$ , тем лучше условия работы болта; поэтому стараются выполнить болт более податливым. При действии переменной нагрузки болт рассчитывают по пониженным допускаемым напряжениям [см. формулы (1.6), (1.7)] без учета переменного характера действия нагрузки [см. формулы (3.5), (3.14) и табл. 2.5]. При этом обязателен проверочный расчет, который заключается в определении коэффициента запаса по пределу выносливости  $n_R$  и сравнении его с допускаемой величиной  $[n_R]$ ,

$$n_R = \sigma_{-1} / [\sigma_a k_{\sigma} / (\varepsilon_m \varepsilon_n) + \psi_{\sigma} \sigma_m] \leq [n_R], \quad (3.25)$$

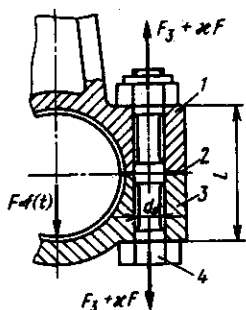


Рис. 3.10. Схема к расчету болта подшипника шатуна:

1 – шатун; 2 – прокладка; 3 – головка шатуна; 4 – болт

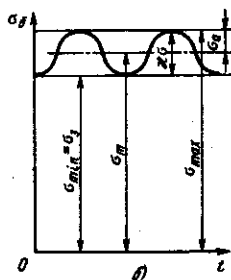
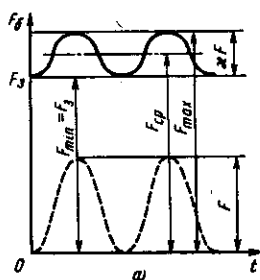


Рис. 3.11. Диаграмма изменения сил и напряжений в стержне болта при действии переменной нагрузки  $F$  на затянутое соединение

где  $\sigma_{-1}$  — предел выносливости материала болта (определяют по табл. 2.5);  $\sigma_a$  — амплитуда возникающих в болте переменных напряжений;  $k_\sigma$  — эффективный коэффициент концентрации напряжений;  $\epsilon_m$  — масштабный фактор;  $\epsilon_n$  — коэффициент качества поверхности (при расчетах болтовых соединений  $\epsilon_n \approx 1$ );  $\psi_\sigma$  — коэффициент, характеризующий чувствительность материала к асимметрии цикла напряжений;  $\sigma_m$  — среднее напряжение цикла (см. рис. 3.10).

Коэффициенты в формуле (3.25) определяют по таблицам (см. справочники по сопротивлению материалов). Значения эффективных коэффициентов концентрации напряжений  $k_\sigma$  для метрической резьбы можно брать в следующих пределах: для углеродистых сталей  $k_\sigma = 4 \dots 6$ ; для легированных сталей с  $\sigma_s < 1300$  МПа  $k_\sigma = 5,5 \dots 7,5$ ; для титановых сплавов  $k_\sigma = 4,5 \dots 6,0$ . Большие значения  $k_\sigma$  принимают для болтов из более прочных материалов и болтов, термически обработанных до нарезания резьбы. Для накатанных резьб  $k_\sigma$  уменьшают на 20–30%. При использовании гаек, выравнивающих нагрузку по виткам резьбы,  $k_\sigma$  уменьшают на 30–40%.

Значения масштабного фактора  $\epsilon_m$  зависят от диаметра болта  $d$ :

$d$ , мм . . . . .	12	24	32	40	48	56
$\epsilon_m$ . . . . .	1,00	0,75	0,68	0,64	0,60	0,56

Коэффициент  $\psi_\sigma$  зависит от состава стали: для низкоуглеродистой стали  $\psi_\sigma = 0,05$ ; для среднеуглеродистой  $\psi_\sigma = 0,1$ , для легированной стали  $\psi_\sigma = 0,15$ .

Допускаемый коэффициент запаса по пределу выносливости  $[n_R]$  зависит от характера затяжки:  $[n_R] = 2,5 \dots 4$  — при неконтролируемой затяжке и  $[n_R] = 1,5 \dots 2,5$  — при контролируемой затяжке. Среднее напряжение цикла и амплитуда переменных напряжений:

$$\sigma_m = (F_3 + \kappa F/2)/A_6; \quad \sigma_a = \kappa F/(2A_6), \quad (3.26)$$

здесь  $A_6$  — площадь поперечного сечения болта.

Изменение напряжений в стержне болта при действии переменных напряжений показано на рис. 3.11, б. Кроме коэффициента запаса  $n_R$  при действии переменных напряжений определяют коэффициент  $n$  запаса статической прочности материала по пределу текучести и сравнивают его с допускаемым значением

$$n = \sigma_T/\sigma_{\max} \leq [n], \quad (3.27)$$

где  $\sigma_{\max} = \sigma_m + \sigma_a$  — максимальное напряжение цикла (см. рис. 3.11, б);  $[n]$  — допускаемый коэффициент запаса по пределу

текучести (при неконтролируемой затяжке определяют по табличным данным, при контролируемой затяжке  $[n] = 1,2 \dots 1,5$ ).

При  $n_r > [n]$ , и  $n > [n]$  болт удовлетворяет условию прочности при действии переменных напряжений.

### § 3.4. МАТЕРИАЛЫ КРЕПЕЖНЫХ ДЕТАЛЕЙ И ДОПУСКАЕМЫЕ НАПРЯЖЕНИЯ

Для изготовления крепежных (резьбовых) деталей применяют низко- и среднеуглеродистые стали, а для деталей, работающих при переменных и ударных нагрузках — легированные стали. Наиболее часто применяемые стали: Ст3кп; Ст5; 10; 10кп; 15; 20; 35; 45; 40Х, 30ХГСА и др. Их прочностные характеристики приведены в табл. 2.5. Допускаемые напряжения при расчете крепежных деталей определяют по формуле  $[\sigma] = \sigma_{\text{пред}}/n$ , где  $\sigma_{\text{пред}} = \sigma_T$  для пластичных материалов,  $\sigma_{\text{пред}} = \sigma_B$  — для хрупких материалов;  $n$  — коэффициент запаса прочности.

Коэффициенты запаса прочности при расчете болтов указаны в табл. 3.2.

Таблица 3.2. Значения коэффициентов запаса прочности для болтов с метрической резьбой (М6 — М30) при неконтролируемой затяжке

Материал болта	Значения $n$ при постоянной нагрузке для резьбы		Значения $n_r$ при переменной нагрузке для резьбы	
	М6 — М16	М16 — М30	М6 — М16	М16 — М30
Углеродистая сталь	5 — 4	4 — 2,5	12 — 8,5	8,5
Легированная сталь	6,5 — 5	5 — 3,3	10 — 6,5	6,5

Примечание. При контролируемой затяжке коэффициент запаса прочности выбирают в пределах  $n = 1,2 \dots 1,5$ .

### § 3.5. ПРИМЕРЫ РАСЧЕТА РЕЗЬБОВЫХ СОЕДИНЕНИЙ

**Пример 1.** Определить силу  $R$ , которую необходимо приложить к стандартному ключу при завинчивании гайки (см. рис. 3.3) до появления в стержне болта (резьба М8) напряжений, равных пределу текучести. Ориентировочная длина ручки стандартного ключа  $L = 15d$ ; коэффициент трения в резьбе и на торце гайки принять  $f = 0,15$ . Материалом болта задаться.

1. Из таблиц ГОСТ 24705–81 выписываем необходимые для решения размеры (часть данных – см. табл. 3.1): наружный диаметр резьбы  $d = 8$  мм, внутренний диаметр резьбы  $d_1 = 6,647$  мм, шаг резьбы  $p = 1,25$  мм, угол подъема резьбы  $\beta = 3^\circ 12'$ , средний диаметр резьбы  $d_2 = 7,188$  мм.

2. Для материала болта (сталь 20) по табл. 2.5 находим предел текучести  $\sigma_T = 250$  МПа [угол  $\beta$  можно вычислить по формуле (3.1)].

3. Осевая сила  $F_3$ , при которой напряжения в стержне болта достигают предела текучести [см. формулу (3.4)],  $F_3 = \pi d_1^2 \sigma_T / 4 = 3,14 (6,647 \cdot 10^{-3})^2 250 \cdot 10^6 / 4 = 8328$  Н = 8,33 кН.

4. Вращающий момент, который следует приложить к гайке, чтобы создать необходимую силу затяжки, найдем по формуле (3.3), где  $D_{cp} \approx 1,4d = 1,4 \cdot 8 = 11,2$  мм;  $f' = f / \cos(\alpha/2) = f / \cos 30^\circ = 0,15 / 0,866 = 0,173$ ;  $\phi' = \arctg f' = \arctg 0,173 = 9^\circ 50'$ ;

$M = 8,33 \cdot 10^3 [11,2 \cdot 10^{-3} \cdot 0,15/2 + 7,143 \cdot 10^{-3} \cdot \text{tg}(3^\circ 12' + 9^\circ 50')/2] = 13,7$  Н·м.

Сила  $R$ , которую необходимо приложить к рукоятке ключа,  $R = M/L \approx M/(15d) = 13,7/(15 \cdot 8 \cdot 10^{-3}) = 114$  Н. Такую силу к рукоятке ключа может приложить даже нетренированный человек и тем самым разрушить (сорвать) болт.

**Пример 2.** Рассчитать болт грузовой скобы (см. рис. 3.4), воспринимающий максимальную нагрузку  $\approx 20$  кН. Материал болта – сталь Ст3.

1. Болт установлен свободно (без затяжки гайки), поэтому расчет следует выполнять по уравнению (3.4). По табл. 2.5 находим для стали Ст3 предел текучести  $\sigma_T = 200$  МПа и вычисляем допускаемое напряжение на растяжение  $[\sigma_p] = 0,6\sigma_T = 0,6 \cdot 200 = 120$  МПа.

2. Необходимый (минимально допускаемый) внутренний диаметр болта [см. уравнение (3.5)]  $d_1 = \sqrt{4 \cdot 20 \cdot 10^3 / (3,14 \cdot 120 \times 10^6)} = 14,5 \cdot 10^{-3}$  м = 14,5 мм. По ГОСТ 16093–81 и табл. 3.1 подбираем резьбу М18 с шагом 2,5 мм, для которой  $d_1 = 15,294$  мм > 14,5 мм.

**Пример 3.** Рассчитать винты кольца крепления стекла в смотровом окне вакуум-камеры (рис. 3.12). По условию герметичности общее усилие прижатия кольца должно составлять  $F = 8$  кН; число винтов  $z = 6$ ; материал винтов – сталь 40Х.

1. Винты после создания необходимой силы затяжки в процессе работы вакуумной установки не подвергаются действию дополнительной нагрузки, поэтому расчет следует вести с использованием формул (3.6) – (3.8).



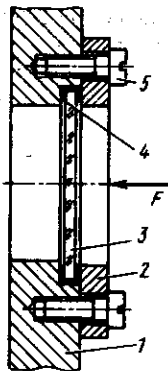


Рис. 3.12. Узел крепления стекла вакуум-камеры:  
1 – корпус камеры; 2 – прижимное кольцо; 3 – кварцевое стекло; 4 – уплотнительная прокладка; 5 – винт

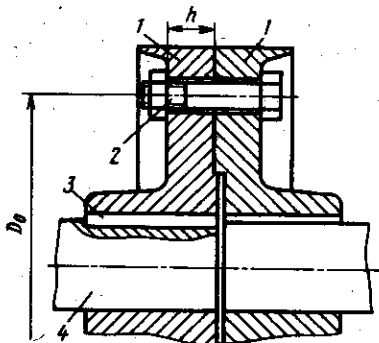


Рис. 3.13. Болтовое соединение дисковой муфты:  
1 – полумуфта; 2 – болт; 3 – шпонка; 4 – вал

2. Определим для заданного материала допускаемые напряжения на растяжение. Предполагаем, что резьба винтов соответствует М6 – М8. По табл. 3.2 принимаем  $n = 6,5$  для неконтролируемой затяжки; по табл. 2.5  $\sigma_T = 650$  МПа. Допускаемое напряжение  $[\sigma_p] = \sigma_T/n = 650/6,5 = 100$  МПа.

3. Внутренний диаметр винтов [см. уравнение (3.18)]  $d_1 = \sqrt{4 \cdot 1,3 F_z / (\pi [\sigma_p])}$ , где нагрузка, приходящаяся на один винт  $F_z = F/z = 8 \cdot 10^3/6 = 1320$  Н;

$$d_1 = \sqrt{4 \cdot 1,3 \cdot 1320 / (3,14 \cdot 100 \cdot 10^6)} = 4,67 \cdot 10^{-3} \text{ м} = 4,67 \text{ мм}.$$

4. По табл. 3.1 подбираем резьбу М6 с шагом 1,0 мм и внутренним диаметром  $d_1 = 4,918$  мм.

**Пример 4.** Рассчитать болты дисковой муфты (рис. 3.13). Передаваемая муфтой мощность  $N = 40$  кВт; частота вращения соединяемых муфтой валов 300 об/мин; диаметр окружности центров болтов (расстояние между болтами, расположенными на одном диаметре)  $D_0 = 240$  мм; число болтов  $z = 4$ ; материал болтов – сталь Ст3. Условия приложения нагрузки считать статическими.

Расчет болтов выполнить для двух случаев установки их в отверстия полумуфт: без зазора и с зазором.

1. Вращающий момент, передаваемый муфтой,  $T = N/\omega$ , где  $T$  – в Н·м;  $N$  – в Вт;  $\omega = \pi n/30$  рад/с;  $T = N \cdot 30 / (\pi n) = 40 \cdot 10^3 \cdot 30 / (3,14 \cdot 300) = 1270$  Н·м.

2. Расчетный момент равен вращающему моменту, умноженному на коэффициент запаса,  $T_p = kT$ . При спокойной работе рекомендуется принимать  $k = 1,0 \dots 1,5$ . В соответствии с заданным статическим приложением нагрузки берем  $k = 1,0$ .

3. Окружная сила на болты от действия вращающего момента  $Q = 2T_p/D_0 = 2 \cdot 1,27 \cdot 10^3 / 0,240 = 10,6$  кН.

4. Сила, приходящаяся на один болт (окружная сила в плоскости стыка)  $F = Q/z = 10,6 \cdot 10^3 / 4 = 2,65$  кН.

5. Определим допускаемые напряжения для стали Ст3 при  $\sigma_t = 200$  МПа (см. табл. 2.5) и неконтролируемой затяжке. Для случая установки болта с зазором предполагаем предвзвешенно, что диаметр болта соответствует резьбе М16 – М30, и по табл. 3.2 принимаем коэффициент запаса  $n = 3$ . Тогда  $[\sigma_p] = \sigma_t/n = 200/3 = 65$  МПа;  $[\tau] = 0,4\sigma_t = 0,4 \cdot 200 = 80$  МПа;  $[\sigma_{см}] = 0,8\sigma_t = 0,8 \cdot 200 = 160$  МПа.

6. Рассчитаем болт, установленный без зазора [см. формулу (3.9)],  $d = \sqrt{4F/(\pi b [\tau])} = \sqrt{4 \cdot 2,65 \cdot 10^3 / (3,14 \cdot 1 \cdot 80 \cdot 10^6)} = 6,5 \cdot 10^{-3}$  м = 6,5 мм, здесь  $b = 1$ , так как болт срезается по одной плоскости стыка.

Принимаем болт М8. Из условия работы на смятие [см. формулу (3.10)] необходимая толщина дисков полумуфт  $h = F/d[\sigma_{см}] = 2,65 \cdot 10^3 / (8 \cdot 10^{-3} \cdot 160 \cdot 10^6) = 2,07 \cdot 10^{-3}$  м = 2,07 мм.

Толщину дисков полумуфт принимаем из конструктивных соображений ( $h \geq 8 \dots 10$  мм).

Если толщина дисков полумуфт известна, то следует вычислить напряжения смятия  $\sigma_{см}$  и сравнить их с допускаемыми  $[\sigma]_{см}$ .

7. Рассчитаем внутренний диаметр резьбы болта, поставленного с зазором [см. формулы (3.11) и (3.8)], приняв коэффициент трения между стальными полумуфтами  $f = 0,15$  и коэффициент запаса от сдвига полумуфт в стыке при статических условиях работы  $k = 1,5$ ;

$$d_1 = \sqrt{4 \cdot 1,3F_s / (\pi [\sigma_p])} = \sqrt{4 \cdot 1,3kF / (\pi [\sigma_p] bf)} = \sqrt{4 \cdot 1,3 \times \dots \times 1,5 \cdot 2,65 \cdot 10^3 / (3,14 \cdot 120 \cdot 10^6 \cdot 1 \cdot 0,15)} = 26,0 \cdot 10^{-3} \text{ м} = 26 \text{ мм}.$$

По табл. 3.1 выбираем болт с ближайшим большим внутренним диаметром  $d_1 = 26,752$  мм: резьба М30 ( $d = 30$  мм;  $p = 3$  мм). Очевидно существенное преимущество болтов, устанавливаемых без зазора (сравнить М8 и М30).

**Пример 5.** Рассчитать болты фланцевого соединения водопроводных труб, находящихся под постоянным давлением  $q = 2$  МПа. Размеры соединения  $D_1 = 240$  мм;  $D_2 = 340$  мм. Прокладка тонкая из паронита.

1. Рассматриваемый случай относится к классу задач, в которых нагрузка направлена на раскрытие стыка деталей после предварительной затяжки соединения (см. рис. 3.7, где вместо детали 1 должна устанавливаться деталь 3).

2. Примем коэффициент внешней нагрузки  $\kappa = 0,25$  (жесткие фланцы), а коэффициент запаса по затяжке с учетом статического характера приложения внешней нагрузки  $k = 2$ . Задаемся числом болтов  $z = 6$ .

3. Внешняя нагрузка, приходящаяся на один болт [см. формулу (3.12)],  $F = 3,14(0,240)^2 \cdot 2 \cdot 10^6 / (4 \cdot 6) = 15,1$  кН.

4. Расчетную нагрузку на один болт рассчитаем с учетом усилия затяжки, вращающего момента при затяжке и доли внешней нагрузки, приходящейся на болт [см. формулу (3.15)]:  $F_p = [1,3 \cdot 2(1 - 0,25) + 0,25] 15,1 \cdot 10^3 = 33,2 \cdot 10^3$  Н = 33,2 кН.

5. Зададимся материалом болта и определим для него допускаемые напряжения на растяжение. Пусть материал болта сталь 20 (по табл. 2.5  $\sigma_T = 250$  МПа) и затяжка контролируемая (коэффициент запаса  $n = 1,5$ ); тогда  $[\sigma_p] = \sigma_T/n = 240/1,5 = 160$  МПа.

6. По расчетной нагрузке определим внутренний диаметр болта [см. формулу (3.5)]  $d_1 = \sqrt{4 \cdot 33,2 \cdot 10^3 / (3,14 \cdot 160 \cdot 10^6)} = 16,2 \cdot 10^{-3}$  м = 16,2 мм.

7. По ГОСТ 24705-81 (см. табл. 3.1) подбираем ближайший больший внутренний диаметр  $d_1 = 17,294$  мм, которому соответствует резьба М20 (шаг 2,5 мм).

**Пример 6.** Рассчитать болты малогабаритного фланцевого соединения днища автоклава с цилиндрическим корпусом (см. рис. 3.8). Из-за ограниченного размера фланца болты выполнены с костыльной головкой. Предварительным расчетом установлена расчетная нагрузка на каждый болт 8 кН. Эксцентриситет  $e = 0,7d_1$ . Нагрузка носит квазистатический характер.

1. Зададимся материалом болта и определим допускаемые напряжения. Выберем сталь 20 ( $\sigma_T = 240$  МПа, см. табл. 2.5). Допускаемое напряжение определим, приняв неконтролируемый характер затяжки. Предположим, что искомый болт находится в диапазоне резьб М6 – М16. Коэффициент запаса прочности (по табл. 3.2):  $n = 4,5$  и  $[\sigma_p] = \sigma_T/n = 240/4,5 = 53$  МПа.

2. В болте с костыльной головкой возникают напряжения растяжения и изгиба, поэтому расчет ведем по эквивалентным напряжениям [см. формулу (3.16)] при  $e = 0,7d_1$ :  $\sigma_{экв} = (F_p/d_1^2)(1,3 \cdot 4/n + e/0,1d_1) = (F_p/d_1^2)(1,65 + 0,7d_1/0,1d_1) \leq [\sigma_p]$ .

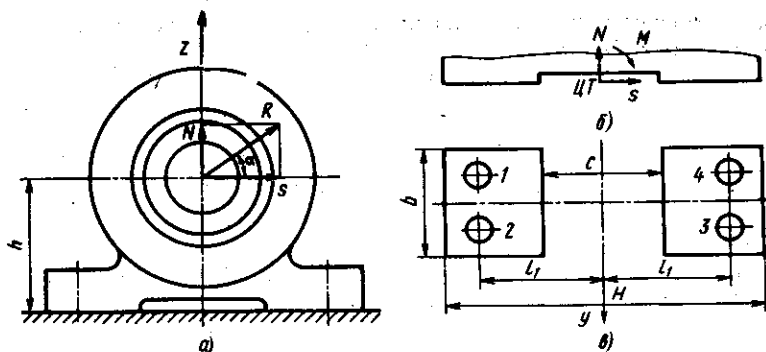


Рис. 3.14. Схема к расчету болтов крепления корпуса подшипника:  
 а – корпус подшипника; б – схема приведения сил к центру тяжести (ЦТ) площади стыка; с – плоскость стыка

Отсюда  $d_1 = \sqrt{8,65 F_p / [\sigma_p]} = \sqrt{8,65 \cdot 8 \cdot 10^3 / (53 \cdot 10^6)} = 36,2 \cdot 10^{-3} \text{ м} = 36,2 \text{ мм}$ .

3. Судя по величине  $d_1$ , предположение о том, что искомая резьба находится в диапазоне М6–М16, – ошибочно. Пересчитаем  $d_1$ , приняв искомую резьбу в диапазоне М16–М30 и выбрав новые значения коэффициента запаса  $n = 2,5$  (см. табл. 3.2), тогда  $[\sigma_p] = 240/2,5 = 96 \text{ МПа}$ ;  $d_1 = \sqrt{8,65 \cdot 8 \cdot 10^3 / (96 \cdot 10^6)} = 26,8 \cdot 10^{-3} \text{ м} = 26,8 \text{ мм}$ .

4. По табл. 3.1 подбираем ближайшую резьбу М30 × 2 с  $d_1 = 27,835 \text{ мм}$ .

**Пример 7.** Рассчитать болты крепления корпуса подшипника, установленного на валу привода цепного конвейера, если результирующая  $R = 8,2 \text{ кН}$  сил, действующих на опору, направлена под углом  $\alpha = 35^\circ$  к горизонтали (рис. 3.14). Корпус подшипника смонтирован на массивной металлоконструкции. Коэффициент внешней нагрузки  $\kappa = 0,25$ . Размеры узла:  $h = 100 \text{ мм}$ ;  $b = 90 \text{ мм}$ ;  $c = 80 \text{ мм}$ ,  $l_1 = 80 \text{ мм}$ ,  $H = 200 \text{ мм}$ . Материал болтов – сталь 20; нагрузку рассматривать приложенной квазистатически (площадь стыка – см. рис. 3.14, в – ограничена размерами  $H$ ,  $b$  и  $c$ ). Корпус подшипника крепится четырьмя болтами ( $z = 4$ ).

1. Разложим силу  $R$  на вертикальную  $N$  и горизонтальную  $S$  составляющие (рис. 3.14, а) и приведем их к центру тяжести ЦТ площади стыка (рис. 3.14, б):  $N = R \sin \alpha = 8,2 \cdot 10^3 \cdot 0,574 = 4,7 \text{ кН}$ ;  $S = R \cos \alpha = 8,2 \cdot 10^3 \cdot 0,819 = 6,7 \text{ кН}$ ;  $M = Sh = 6,7 \cdot 10^3 \cdot 0,1 = 670 \text{ Н} \cdot \text{м}$ .

2. Вычислим вспомогательные параметры – площадь стыка

$A_{ст}$  и момент сопротивления площади стыка  $W_{ст}$  при повороте вокруг оси  $y$ :  $A_{ст} = (H - c)b = (200 - 80)90 = 1,08 \cdot 10^4 \text{ мм}^2$ ;  
 $W_{ст} = b(H^3 - c^3)/(6H) = 90(200^3 - 80^3)/(6 \cdot 200) = 5,6 \cdot 10^5 \text{ мм}^3$ .

3. Определим силу затяжки по условию нераскрытия стыка [см. формулы (3.17)–(3.20)], приняв коэффициент запаса по нераскрытию стыка  $k = 1,8$ :  $\sigma_N \approx 4,7 \cdot 10^3 / (1,08 \cdot 10^4 \cdot 10^{-6}) = 0,435 \cdot 10^6 \text{ Па} = 0,435 \text{ МПа}$ ;  $\sigma_M = 670 / (5,6 \cdot 10^5 \cdot 10^{-9}) = 1,2 \times 10^6 \text{ Па} = 1,2 \text{ МПа}$ ;  $\sigma_3 = 1,8(0,435 + 1,2) = 2,94 \text{ МПа}$ ;  $F_3 = 2,94 \cdot 10^6 \cdot 1,08 \cdot 10^4 \cdot 10^{-6} \cdot 4 = 7,95 \cdot 10^3 \text{ Н} = 7,95 \text{ кН}$ .

4. Определим силу затяжки по условию отсутствия сдвига [формула (3.22)], приняв коэффициент запаса от сдвига  $k = 1,8$ , коэффициент трения  $f = 0,15$ :  $F_3 = (1,8 \cdot 6,7 + 4,7 \cdot 0,15) / (4 \cdot 0,15) = 21,3 \text{ кН}$ . Дальнейший расчет ведем по наибольшему из двух значений  $F_3 = 21,3 \text{ кН}$ .

5. Расчетную нагрузку на один болт определим по формулам (3.23), (3.24), учитывая, что в рассматриваемом случае  $l_1 = l_2 = l_3 = l_4 = l$  (все четыре болта находятся на одинаковых расстояниях от центра тяжести стыка):  $F_N = 4,7/4 = 1,17 \text{ кН}$ ;  $F_M = Ml_1 / (4l_1^2) = M / (4l_1) = 670 / (4 \cdot 80 \cdot 10^{-3}) = 2,1 \cdot 10^3 \text{ Н} = 2,1 \text{ кН}$ ;  $F_p = 1,3F_3 + \kappa(F_N + F_M) = 1,3 \cdot 21,3 + 0,25 \cdot (1,17 + 2,1) = 28,5 \text{ кН}$ .

6. Определим допускаемые напряжения (см. табл. 2.5) для материала болта (сталь 20) с  $\sigma_T = 240 \text{ МПа}$ . Предположив диаметр болтов крепления подшипника в диапазоне М16 – М30 при неконтролируемой затяжке, примем коэффициент запаса  $n = 3$ , тогда  $[\sigma_p] = \sigma_T / n = 240/3 = 80 \text{ МПа}$ .

7. Рассчитаем внутренний диаметр болта  $d_1$  [см. уравнение (3.5)] и по нему, пользуясь таблицами ГОСТ 16093–81, подберем подходящую резьбу, учитывая, что расчет следует вести по  $F_p$ :  $d_1 = \sqrt{4F_p / (\pi [\sigma_p])} = \sqrt{4 \cdot 28,5 \cdot 10^3 / (3,14 \cdot 80 \cdot 10^6)} = 23,43 \cdot 10^{-3} \text{ м} = 23,43 \text{ мм}$ .

Для крепления подшипника следует выбрать болты (см. табл. 3.1) М27 ( $d_1 = 23,752 \text{ мм}$ ,  $d = 27 \text{ мм}$ ,  $p = 3,0 \text{ мм}$ ).

**Пример 8.** Рассчитать (подобрать) болты нижнего подшипника шатуна двигателя внутреннего сгорания (см. рис. 3.10). Инерционная нагрузка на один болт изменяется по гармоническому закону и на рабочих оборотах коленчатого вала ее максимальное значение  $F = 6,5 \text{ кН}$ ; затяжка болтов контролируемая. Материалом болта задаться.

1. Болт подшипника шатуна затянут и воспринимает переменную внешнюю нагрузку, поэтому расчетную силу определим по формуле (3.15), приняв коэффициент затяжки  $k = 2$ , коэффициент внешней нагрузки  $\kappa = 0,2$  (переменная нагрузка, болты податливые):  $F_p = [1,3 \cdot 2(1 - 0,2) + 0,2] 6,5 = 14,8 \text{ кН}$ .

Сила затяжки [см. формулу (3.13)] и доля внешней нагрузки, приходящейся на болт:  $F_3 = 2(1 - 0,2)6,5 = 10,4$  кН;  $F_3 = \kappa F = 0,2 \cdot 6,5 = 1,3$  кН.

2. Выберем в качестве материала болта сталь 30, для которой  $\sigma_T = 300$  МПа,  $\sigma_{-1} = 180$  МПа (см. табл. 2.5). Коэффициент запаса для контролируемой затяжки изменяется в пределах 1,2–1,5. Допускаемое напряжение  $[\sigma_p] = 300/1,4 = 215$  МПа. По формуле (3.5) определим внутренний диаметр болта (по  $F_p$ ):  $d_1 = \sqrt{4 \cdot 14,8 \cdot 10^3 / (3,14 \cdot 215 \cdot 10^6)} = 9,36 \cdot 10^{-3}$  м = 9,36 мм.

По табл. 3.1 подбираем резьбу М12 (внутренний диаметр  $d_1 = 10,106$  мм, шаг  $p = 1,75$  мм).

Диаметр части стержня болта вне резьбы  $d_0 = 0,8d_1 = 0,8 \cdot 10,106 = 8,08$  мм. Площадь поперечного сечения:  $A_0 = \pi d^2/4 = 3,14 \cdot (8,08)^2/4 = 51,3$  мм<sup>2</sup>. Проверяем болт на усталость, вычислив среднее и амплитудное напряжения цикла и коэффициент запаса  $n_R$  [см. формулы (3.25), (3.26)], приняв в соответствии с рекомендациями  $k_\sigma = 5$ ;  $\epsilon_M = 1$ ;  $\epsilon_n = 1$  и  $\psi_\sigma = 0,1$ :  $\sigma_m = (10,4 \cdot 10^3 + 0,2 \cdot 6,5 \cdot 10^3/2)/(51,3 \cdot 10^{-6}) = 213$  МПа;  $\sigma_a = 0,2 \cdot 6,5 \cdot 10^3/(2 \cdot 51,3 \cdot 10^{-6}) = 12,6$  МПа;  $n_R = \sigma_{-1}/(\sigma_a k_\sigma / \epsilon_M \epsilon_n + \psi_\sigma \sigma_m) = 180/[12,6 \cdot 5/(1 \cdot 1) + 0,1 \cdot 213] = 2,13$ . Так как  $2,13 > 1,5$ , то запас по пределу выносливости достаточен.

6. Коэффициент запаса прочности по пределу текучести [см. формулу (3.27)]  $n = \sigma_T/(\sigma_m + \sigma_a) = 300/(213 + 12,6) = 1,33$ . Запас прочности по текучести достаточен ( $1,33 > 1,2$ ).

### § 3.6. ЗАДАЧИ ДЛЯ САМОСТОЯТЕЛЬНОГО РЕШЕНИЯ

**Задача 1.** Определить силу затяжки и напряжение, которое возникает при затягивании гайки ключом ( $L \approx 15d$ ) в болте М16; к ключу приложено усилие  $R = 120$  Н (см. рис. 3.3). Принять коэффициент трения в резьбе и на торце гайки  $f = 0,1$ .

**Задача 2.** Определить момент трения на торце гайки при затягивании болта М24, если сила затяжки  $F_3 = 42$  кН, а коэффициент трения  $f = 0,15$ .

**Задача 3.** Определить КПД пары болт – гайка для резьбы 1) М8 × 1 и 2) М30 × 1;  $f = 0,15$ .

**Задача 4.** Рассчитать резьбовый участок болта грузовой скобы (см. рис. 3.4) для удержания груза ( $F = 40$  кН). Материал болта – сталь 20. Коэффициент запаса прочности при определении допускаемых напряжений принять как для резьбы с контролируемой затяжкой.

**Задача 5.** Рассчитать винты крепления корпуса длиннофокусного микроскопа к станине экспериментальной установки. Число винтов  $z = 4$ . По техническим условиям для нормальной работы микроскопа необходимо создать силу прижатия  $F = 0,8$  кН. Материал винтов – сталь Ст3, затяжка неконтролируемая.

**Задача 6.** Рассчитать болты крепления рамы основания привода цепного конвейера. Максимальная сила на болт 12 кН. Материал болтов сталь Ст3, затяжка неконтролируемая, коэффициент запаса прочности принять минимальным.

**Задача 7.** Рассчитать болты крепления венца зубчатого колеса с колесным центром (рис. 3.15); диаметр окружности центров болтов  $D_0 = 300$  мм, вращающий момент, передаваемый червячным колесом  $T = 9$  кН·м, коэффициент трения между венцом и центром  $f = 0,08$ , материал болтов – сталь 20. Числом болтов задаться. Затяжка контролируемая. Расчет выполнить для двух случаев установки болтов: 1) без зазора, 2) с зазором.

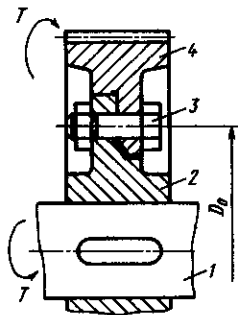


Рис. 3.15. Болтовое соединение венца зубчатого колеса с центром:  
1 – вал; 2 – центр колеса; 3 – болт;  
4 – венец колеса

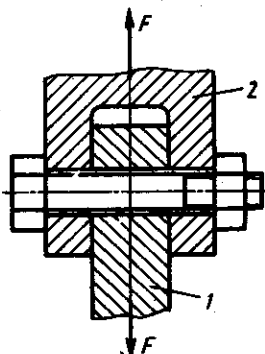


Рис. 3.16. Болтовое соединение подвески контактной сети:  
1 – ухо; 2 – серьга

**Задача 8.** Рассчитать болт соединения ухо – серьга (рис. 3.16), используемого для крепления троса подвески контактной сети. Сила, действующая на соединение,  $F = 3$  кН, серьга податливая (легко деформируется силой затяжки болта). Материал болта – сталь 10, коэффициент трения между ухом и серьгой  $f = 0,2$ , затяжка неконтролируемая. Расчет выполнить для двух вариантов установки болтов: 1) без зазора, 2) с зазором.

**Задача 9.** Проверить правильность выбора болтов крепления днища автоклава (см. рис. 3.7). Внутренний диаметр прокладки  $D_1 = 520$  мм, диаметр центров болтов  $D_2 = 620$  мм, рабочее давление в автоклаве  $q = 4$  МПа, число болтов  $z = 36$ . Болты М30 из стали Ст3, коэффициент внешней нагрузки  $k = 0,5$  (прокладка податливая); затяжка неконтролируемая.

**Задача 10.** Выполнить проверочный расчет болтов фланцевого соединения (см. рис. 3.7), находящегося под действием переменной осевой нагрузки, изменяющейся по отнулевому циклу с амплитудой  $F = 90$  кН. Число болтов  $z = 24$ ; болты М20; затяжка неконтролируемая; материал болтов – сталь 20.

**Задача 11.** Рассчитать болт с костыльной головкой, воспринимающий статическую силу  $F = 800$  Н. Эксцентриситет приложения нагрузки принять  $e = d_1$ . Материал болта – сталь Ст3; затяжка неконтролируемая.

**Задача 12.** Рассчитать болты крепления кронштейна (см. рис. 3.9), воспринимающего нагрузку  $F = 9$  кН, направленную от стыка под углом  $\alpha = 30^\circ$  к горизонтали. Размеры конструкции:  $h = 540$  мм,  $c = 300$  мм,  $l_1 = 210$  мм,  $l_2 = a = 0$ ;  $b = 100$  мм,  $H = 480$  мм, материал болтов сталь 20, затяжка неконтролируемая.



§ 4.1. Шпоночные соединения

В машиностроении применяют ненапряженные соединения — с помощью призматических и сегментных шпонок (рис. 4.1) и напряженные — с натягом с помощью клиновых шпонок (рис. 4.2). Шпонки этих типов стандартизованы; их размеры выбирают по стандартам. Основной недостаток соединений — отсутствие взаимозаменяемости и, как следствие, необходимость ручной подгонки, а также ослабление вала и сту-

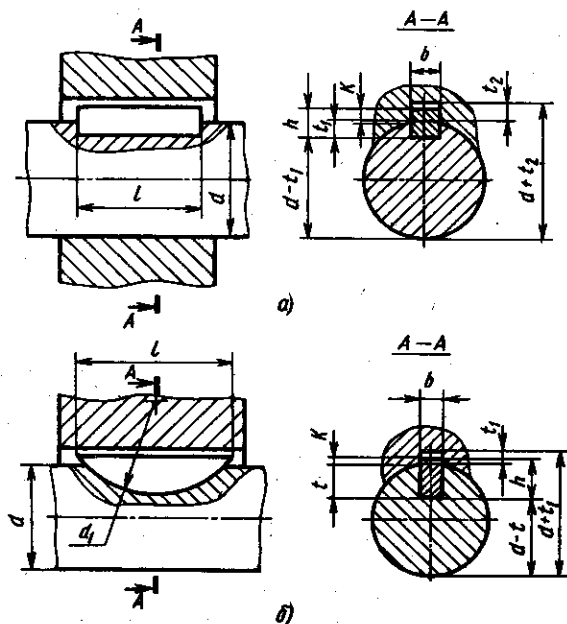


Рис. 4.1. Шпоночные соединения призматической (а) и сегментной (б) шпонками

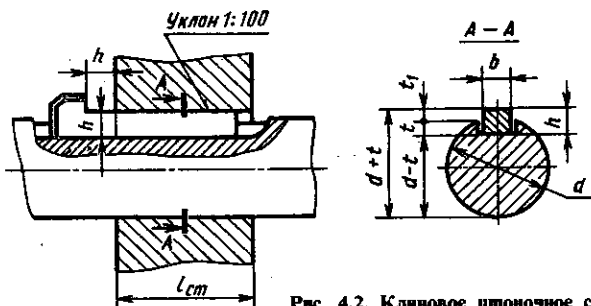


Рис. 4.2. Клиновое шпоночное соединение

пицы вследствие значительной концентрации напряжений у шпоночного паза.

Наиболее распространены призматические шпонки, которые по сравнению с клиновыми обеспечивают более удобный монтаж и демонтаж, лучшее центрирование деталей.

Призматические шпонки в зависимости от диаметра вала имеют прямоугольное сечение с отношением высоты к ширине  $h/b$  от 1 до 0,5 (см. табл. 4.1).

Основные преимущества сегментных шпонок — технологичность их изготовления, удобство монтажа и демонтажа. Однако из-за большой глубины шпоночного паза сечение вала ослабляется в большей степени, чем при установке призматических шпонок. Размеры сегментных шпонок приведены в табл. 4.2.

Таблица 4.1. Шпонки призматические ГОСТ 23360—78, СТ СЭВ 189—75 (размеры, мм)

Диаметр вала $d$	Размеры шпонки			Глубина паза		Справочный размер $K$ для расчета на смятие
	$b$	$h$	$l^*$	(вал) $t_1$	(втулка) $t_2$	
Свыше 12 до 17	5	5	10—56	3	2,3	2,3
» 17 » 22	6	6	14—70	3,5	2,8	2,6
» 22 » 30	8	7	18—90	4	3,3	3,0
Свыше 30 до 38	10	8	22—110	5	3,3	3,5
» 38 » 44	12	8	28—140	5	3,3	3,6
» 44 » 50	14	9	36—160	5,5	3,8	4,0
» 50 » 58	16	10	45—180	6	4,3	4,3
» 58 » 65	18	11	50—200	7	4,4	4,8
Свыше 65 до 75	20	12	56—220	7,5	4,9	5,2
» 75 » 85	22	14	63—250	9	5,4	6,0
» 85 » 95	25	14	70—280	9	5,4	6,2

Таблица 4.2. Шпонки сегментные по ГОСТ 24071-80, СТ СЭВ 647-77 (размеры, мм)

Диаметр вала $d$ для шпонки		Номинальные размеры шпонки			Глубина паза	
передающей вращающий момент	фиксирующей элементы	$b$	$h$	$d_1$	$t$ (вал)	$t_1$ (втулка)
Св. 8 до 10	Св. 12 до 15	3	5	13	3,8	1,4
» 10 » 12	» 15 » 18	3	6,5	16	5,3	1,4
» 12 » 14	» 18 » 20	4	6,5	16	5,0	1,8
» 14 » 16	» 20 » 22	4	7,5	19	6,0	1,8
» 16 » 18	» 22 » 25	5	6,5	16	4,5	2,3
» 18 » 20	» 25 » 28	5	7,5	19	5,5	2,3
» 20 » 22	» 28 » 32	5	9	22	7,0	2,3
» 22 » 25	» 32 » 36	6	9	22	6,5	2,8
» 25 » 28	» 36 » 40	6	10	25	7,5	2,8
» 28 » 32	Св. 40	8	11	28	8,0	3,3
» 32 » 38	Св. 40	10	13	32	10	3,3

Клиновые шпонки представляют собой односкосные самотормозящие клинья с уклоном 1:100. При установке шпонки в паз с натягом создается соединение, которое может передавать и осевую силу. При установке клиновой шпонки в соединении возникают распорные радиальные силы, которые нарушают центровку деталей на валу вследствие односторонней выборки посадочного зазора, поэтому клиновые шпонки применяют в передачах с малыми скоростями. Размеры клиновых шпонок регламентированы стандартом (табл. 4.3).

Таблица 4.3. Шпонки клиновые по ГОСТ 24068-80, СТ СЭВ 645-77 (размеры, мм)

Диаметр вала $d$	Размеры шпонки		
	$b$	$h$	$l$
Свыше 12 до 17	5	5	10-56
» 17 » 22	6	6	14-70
» 22 » 30	8	7	18-90
» 30 » 38	10	8	22-110
» 38 » 44	12	8	28-140
» 44 » 50	14	9	36-160
» 50 » 58	16	10	45-180
» 58 » 65	18	11	50-200

Диаметр вала $d$	Размеры шпонки		
	$b$	$h$	$l$
Свыше 65 » 75	20	12	56—220
» 75 » 85	22	14	63—250
» 85 » 95	25	14	70—280
» 95 » 110	28	16	80—320
» 140 » 130	32	18	90—360

Примечание. Длину шпонки выбирают в указанных пределах из ряда: 14, 16, 18, 20, 22, 25, 28, 32, 36, 40, 45, 50, 56, 63, 70, 80, 90, 100, 125, 140, 160...

#### § 4.2. МАТЕРИАЛЫ И ДОПУСКАЕМЫЕ НАПРЯЖЕНИЯ

Стандартные шпонки изготавливают из специального сортамента (ГОСТ 8787—68 и 8786—68) среднеуглеродистой чистотянутой стали Ст5, Ст6, 45, 50, 55, 60.

Допускаемые напряжения в неподвижных шпоночных соединениях

$$[\sigma_{см}] = \sigma_T/n, \quad (4.1)$$

где  $\sigma_T$  — предел текучести наиболее слабого материала деталей вала, шпонки или ступицы;  $n$  — коэффициент безопасности (запаса прочности); при точном учете нагрузок  $n = 1,25$ , в остальных случаях  $n = 1,5 \dots 2,0$ .

При изготовлении шпонок из стали по ГОСТ 8787—68 принимают  $[\sigma_{см}] = 80 \dots 150$  МПа (меньшее значение для ступиц из чугуна и алюминиевых сплавов). Для редукторов при изготовлении шпонок из стали 45 принимают:  $[\sigma_{см}] = 50 \dots 70$  МПа — при непрерывном использовании редукторов с полной нагрузкой;  $[\sigma_{см}] = 130 \dots 180$  МПа — при среднем режиме использования редукторов;  $[\sigma_{см}] = 260$  МПа — при предельных статических перегрузках;  $[\sigma_{см}] = 20$  МПа — для ступиц из текстолита и древеснослоистых полимеров.

При движении под нагрузкой предельное давление на шпонку определяется сопротивлением заеданию. При незакаленных трущихся поверхностях и малых скоростях перемещения  $[\sigma_{см}] = 10 \dots 20$  МПа.

Допускаемое напряжение на срез шпонок  $[\tau_{ср}] = 70 \dots 100$  МПа.

### § 4.3. ОСНОВНЫЕ РАСЧЕТНЫЕ ФОРМУЛЫ

Основным критерием работоспособности шпоночных соединений является прочность. Соединения призматическими шпонками проверяют по условию прочности на смятие и срез.

Условие прочности на смятие

$$\sigma_{см} = 2T_k / (d l_p K) \leq [\sigma_{см}], \quad (4.2)$$

где  $l_p$  — рабочая длина шпонки (при скругленных торцах  $l_p = l - b$ );  $T_k$  — передаваемый (вращающий) момент;  $d$  — диаметр вала;  $K$  — справочный размер для расчета на смятие.

По этой формуле обычно проверяют напряжение в зоне контакта, определяют предельный вращающий момент или длину шпонки. Обычно длину шпонки принимают на 3–5 мм меньше длины ступицы.

Стандарты допускают использование для данного диаметра вала шпонок меньших размеров при значительной недогрузке шпоночного соединения, а также для ступенчатых и пустотелых валов.

Условие прочности на срез

$$\tau_{ср} = 2T_k / (d b l_p) \leq [\tau_{ср}], \quad (4.3)$$

где  $b$  — ширина шпонки;  $[\tau_{ср}]$  — допускаемое напряжение на срез.

Соединения сегментными шпонками проверяют на смятие и срез

$$\sigma_{см} = 2T_k / [d(h - t)l] \leq [\sigma_{см}], \quad (4.4)$$

где  $l$  — длина шпонки;  $h - t$  — рабочая глубина паза в ступице.

$$\tau_{ср} = 2T_k / (d b l) \leq [\tau_{ср}]. \quad (4.5)$$

Соединения клиновыми шпонками проверяют на смятие

$$\sigma_{см} = 12T_k / [b l_p (b + 6 f d)] \leq [\sigma_{см}], \quad (4.6)$$

где  $f = 0,15 \dots 0,2$  — коэффициент трения между шпонкой и насаживаемой деталью.

На срез клиновые шпонки не проверяют.

Если расчетные напряжения смятия и среза превышают допускаемые более чем на 5%, то увеличивают длину шпонки и ступицы или устанавливают две шпонки. Призматические шпонки устанавливают под углом  $180^\circ$ , сегментные — в один ряд по длине ступицы.

## § 4.4. ЗУБЧАТЫЕ СОЕДИНЕНИЯ

Многошпоночные соединения, в которых шпонки-зубья изготавливают совместно с валом, называют шлицевыми, или зубчатыми. Зубья шлицевого соединения имеют прямоугольную, эвольвентную или треугольную форму.

Наибольшее распространение получили прямоугольные и эвольвентные зубчатые соединения, применяемые как в подвижных, так и в неподвижных соединениях.

Шлицевые соединения с треугольным профилем не стандартизованы. Их применяют в неподвижных соединениях тонкостенных втулок или пустотелых валов, передающих небольшой момент, а также при малых регулировочных поворотах детали.

В зависимости от режима работы стандартом ГОСТ 1139—80 (СТ СЭВ 188—75) предусмотрены три серии соединений с прямоугольными зубьями: легкая, средняя, тяжелая (табл. 4.4). Легкую серию применяют для легконагруженных неподвижных соединений, среднюю — для соединений средненагруженных подвижных, в которых втулка перемещается по шлицам без нагрузки, тяжелую — для передачи больших моментов и при передвижении втулок под нагрузкой. Прямоугольные соединения

Таблица 4.4. Основные геометрические параметры шлицевых прямоугольных соединений по ГОСТ 1139—80, СТ СЭВ 187—75, СТ СЭВ 188—75 (размеры, мм)

d	Легкая серия				Средняя серия				Тяжелая серия			
	D	b	z	f	D	b	z	f	D	b	z	f
11	—	—	—	—	14	3		0,3	—	—	—	0,3
13	—	—	—	—	16	3		0,3	—	—	—	0,3
16	—	—	—	—	20	4		0,4	20	2,5	10	0,3
18	—	—	—	—	22	5	6	0,4	23	3	10	0,4
21	—	—	—	—	25	5		0,4	26	3	10	0,4
23	26	6	6	0,2	28	6		0,4	29	4	10	0,4
26	30	6	6	0,3	32	6		0,4	32	4	10	0,4
28	32	7	6	0,3	34	7		0,4	35	4	10	0,4
32	36	6		0,4	38	6		0,4	40	5	10	0,4
36	40	7		0,4	42	7		0,4	45	5	10	0,5
42	46	8		0,4	48	8		0,4	52	6	10	0,5
46	50	9	8	0,4	54	9	8	0,5	56	7	10	0,5
52	58	10		0,5	60	10		0,5	60	5	16	2,5
56	62	10		0,5	65	10		0,5	65	5	16	0,5
62	68	12		0,5	72	12		0,5	72	6	16	0,5
72	78	12		0,5	82	12		0,5	82	7	16	0,5
82	88	12	10	0,5	92	12	10	0,5	92	6	20	0,5
92	98	14		0,5	102	14		0,5	102	7	20	0,5

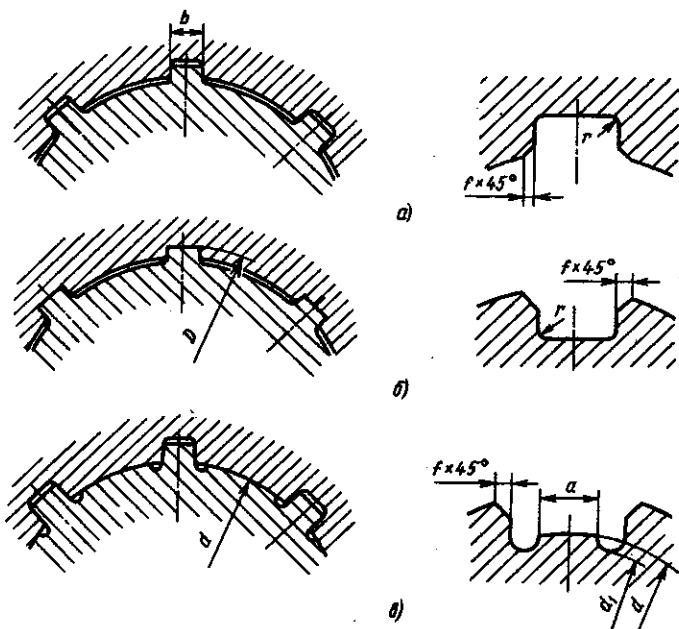


Рис. 4.3. Схемы центрирования прямоугольных шлицевых соединений:  
*a* — по боковым поверхностям; *b* — по наружному диаметру; *в* — по внутреннему диаметру; схемы справа — форма сечения пазов ступицы (*a*) и вала (*b* и *в*)

центрируют по боковым граням шлицев, наружному или внутреннему диаметру (рис. 4.3) шлицевого вала.

Соединения с эвольвентными зубьями (рис. 4.4) имеют исходный контур и форму зубьев по СТ СЭВ 268–76. Их можно центрировать по боковым граням и наружному диаметру.

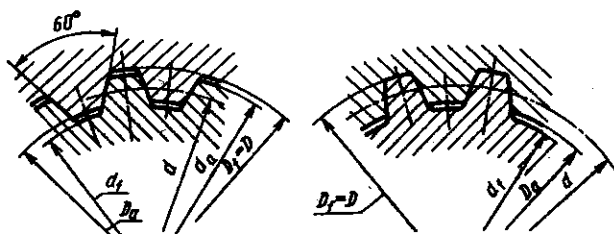


Рис. 4.4. Шлицевое соединение с эвольвентными зубьями

Центрирование по боковым граням прямобочных шлицевых соединений, предназначенных для передачи больших моментов применяют при числе зубьев  $z = 10$  и  $16$  и наружном диаметре  $D \leq 90$  мм. При высоких требованиях к соосности вала и ступицы центрирование выполняют по наружному или внутреннему диаметру. Чаще всего центрирование по внутреннему диаметру рекомендуется при высокой твердости материала ступицы.

Основные размеры шлицевых эвольвентных соединений приведены в табл. 4.5 и регламентированы ГОСТ 6033–80 (СТ СЭВ 269–76).

Таблица 4.5. Основные геометрические параметры шлицевых эвольвентных соединений ГОСТ 6033–80, СТ СЭВ 269–76 (размеры, мм)

D	Число зубьев z при модуле m					D	Число зубьев z при модуле m				
	0,8*	1	1,5	2*	2,5		2*	2,5	3,0	5*	10
20	23	18	12	8	6	65	31	24	20	15	—
22	26	20	14	9	7	70	34	26	22	12	—
25	30	24	15	11	8	75	36	28	24	13	—
28	34	26	17	12	10	80	38	30	25	14	6
30	36	28	18	13	10	85	41	32	27	15	7
32	38	30	20	14	11	90	44	34	28	16	7
35	42	34	22	16	12	95	46	36	30	18	8
38	46	36	24	18	14	100	48	38	32	18	8
40	48	38	25	18	14	110	54	42	35	20	9
42	51	40	26	20	15	120	58	46	38	22	10
45	55	44	28	21	16	130	64	50	42	24	11
50	50	48	32	24	18	140	68	54	45	26	12
55	66	54	35	26	20	150	74	58	48	28	13
60	74	58	38	28	22	160	—	—	52	30	14

Примечания: 1. При выборе наружного диаметра и модуля предпочтительны значения, не отмеченные звездочкой.  
2. Числа зубьев, заключенные в рамку, предпочтительны.

#### § 4.5. РАСЧЕТ ШЛИЦЕВЫХ СОЕДИНЕНИЙ НА ПРОЧНОСТЬ

Расчет основан на определении напряжений смятия, которые испытывают боковые поверхности зубьев. В сечениях у оснований возникают напряжения среза и изгиба, пропорциональные напряжениям смятия; поэтому последние можно рассматривать как критерий подобия.

Расчет ведут по формуле

$$\sigma_{см} = 2T_k / (d_{ср} z h \psi) \leq [\sigma_{см}], \quad (4.7)$$



где  $d_{cp}$  – средний диаметр соединения;  $z$  – число зубьев;  $h$  и  $l$  – соответственно высота и длина поверхности контакта зубьев;  $\psi$  – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения давления в соединении ( $\psi = 0,7 \dots 0,8$ );  $[\sigma_{cm}]$  – допускаемые напряжения на смятие на боковых поверхностях зубьев (табл. 4.6).

Таблица 4.6. Допускаемые напряжения смятия для шлицевых соединений

Соединение	Условия эксплуатации	Значения $[\sigma_{cm}]$ , МПа, для поверхности зуба	
		без термообработки	с термообработкой
Неподвижное	Легкие	80–120	120–200
	Средние	60–100	100–140
	Тяжелые (с ударами)	36–50	40–70
Подвижное без нагрузки	Легкие	–	40–70
	Средние	–	30–60
	Тяжелые (с ударами)	–	20–30
Подвижное под нагрузкой	Легкие	–	10–20
	Средние	–	5–15
	Тяжелые (с ударами)	–	3–10

Высоту и длину поверхности контакта определяют по следующим формулам.

Для прямобочных зубьев (см. рис. 4.3)

$$h = [(D - d)/2] - 2f; \quad d_{cp} = (D + d)/2. \quad (4.8)$$

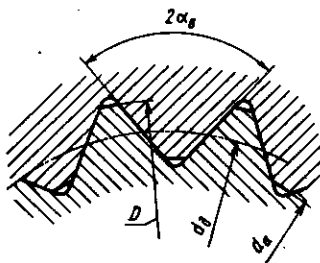
Для эвольвентных зубьев (см. рис. 4.4)

$$h = \theta m; \quad d_{cp} = d = mz, \quad (4.9)$$

где  $\theta = 1$  при центрировании по боковым поверхностям и  $\theta = 0,9$  при центрировании по наружному диаметру;  $m$  – модуль шлицев;  $d$  – диаметр делительной окружности.

Для треугольных зубьев (рис. 4.5)

Рис. 4.5. Шлицевое соединение с треугольными зубьями



$$h = (D - d_a)/2; d_{cp} = d = mz. \quad (4.10)$$

Предельный момент, передаваемый соединением,

$$T_{к. пр} = [\sigma_{см}] zhl\psi d_{cp}/2. \quad (4.11)$$

#### § 4.6. ШТИФТОВЫЕ СОЕДИНЕНИЯ

Штифты в основном предназначены для точной фиксации деталей, а также для передачи небольших нагрузок. Иногда штифты используют и как предохранительное звено, работающее на срез.

Цилиндрические штифты (ГОСТ 3128—70, СТ СЭВ 238—75 и СТ СЭВ 239—75) устанавливают в отверстиях с натягом (рис. 4.6, а); иногда концы штифтов расклепывают (рис. 4.6, б).

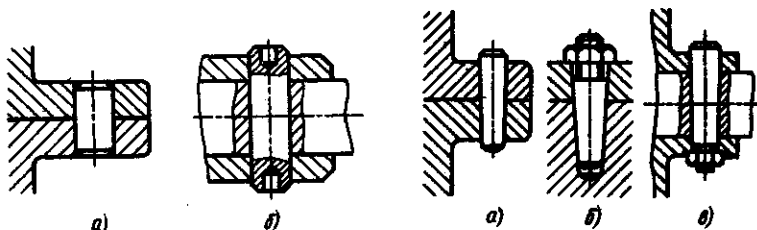


Рис. 4.6. Соединения с цилиндрическими штифтами

Рис. 4.7. Соединения с коническими штифтами

Конические штифты (ГОСТ 3129—70, СТ СЭВ 240—75) выполняют с конусностью 1:50, обеспечивающей самоторможение и центрирование деталей. Применяют штифты простые, устанавливаемые с натягом в отверстия (рис. 4.7, а); с резьбой для извлечения при разборке (рис. 4.7, б); с резьбой для предохранения от ослабления натяга (рис. 4.7, в).

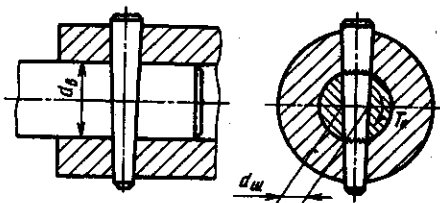
Изготавливают штифты из сталей 45 и А12; при необходимости проводят поверхностную закалку до твердости 45—55 HRC.

#### § 4.7. РАСЧЕТ ШТИФТОВ НА ПРОЧНОСТЬ

При передаче вращающего момента средний диаметр штифта определяют из условия прочности на срез (рис. 4.8)

$$d_{ш} = 2\sqrt{2T_k/(\pi d_s i [\tau_{ср}])}, \quad (4.12)$$

Рис. 4.8. Штифтовое соединение для передачи крутящего момента



где  $T_k$  — вращающий момент;  $d_в$  — диаметр вала;  $i$  — число плоскостей среза;  $[\tau_{ср}]$  — допустимое напряжение на срез (для сталей 45 и А12  $[\tau_{ср}] = 35 \dots 75$  МПа).

При установке штифта в качестве предохранительного элемента диаметр штифта

$$d_{ш} = \sqrt{4T_{к.пр} / (\pi d_в \tau_{в.ср})}, \quad (4.13)$$

где  $T_{к.пр}$  — предельный вращающий момент;  $\tau_{в.ср}$  — предел прочности при срезе материала штифта.

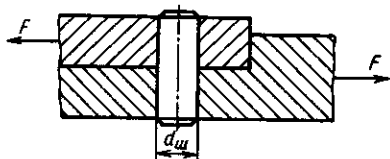


Рис. 4.9. Штифтовое соединение для передачи поперечного усилия

При восприятии штифтом поперечного усилия (рис. 4.9) уравнение прочности штифта имеет вид

$$\tau_{ср} = 4F / (\pi d_{ш}^2) \leq [\tau_{ср}]. \quad (4.14)$$

#### § 4.8. ПРИМЕРЫ РАСЧЕТА ШПОНОЧНЫХ, ЗУБЧАТЫХ И ШТИФТОВЫХ СОЕДИНЕНИЙ

**Пример 1.** Цилиндрическое зубчатое колесо закреплено призматической шпонкой на валу редуктора диаметром  $d = 40$  мм (рис. 4.10). Вал (сталь 50) передает вращающий момент  $T = 400$  Н·м. Материал шпонки — сталь 45, материал зубчатого колеса — сталь 40Х. Длина ступицы  $l_1 = 53$  мм. Режим работы редуктора средний. Подобрать шпонку по СТ СЭВ 189–75 и проверить на прочность.

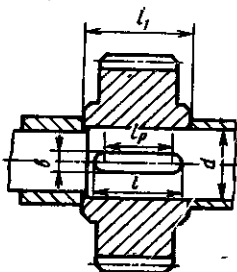


Рис. 4.10. Зубчатое колесо, установленное на валу на призматической шпонке

1. По диаметру вала  $d_b = 40$  мм выбираем по СТ СЭВ 189–75 размеры сечения призматической шпонки:  $b = 12$  мм,  $h = 8$  мм; по табл. 4.1 находим справочный размер  $K = 3,6$  мм. Длину шпонки  $l$  принимаем на 3–5 мм меньше длины ступицы  $l_1$  колеса и сравниваем с рядом длин шпонок (см. табл. 4.1). Выбираем рабочую длину шпонки  $l_p = 50$  мм ( $l_p = 53 - 3 = 50$  мм). Размеры выбранной шпонки  $12 \times 8 \times 50$ .

2. Проверяем выбранную шпонку на смятие по формуле (4.2); расчет проводим по «слабому» звену:  $\sigma_{см} = 2 \cdot 400 / (40 \times 10^{-3} \cdot 50 \cdot 10^{-3} \cdot 3,6 \cdot 10^{-3}) = 111$  МПа;  $\sigma_{см} = 111$  МПа  $< [\sigma_{см}] = 130 \dots 180$  МПа (для среднего режима работы).

3. Проверим прочность выбранной шпонки на срез [см. формулу (4.3)]:  $\tau_{ср} = 2 \cdot 400 / (40 \cdot 10^{-3} \cdot 12 \cdot 10^{-3} \cdot 50 \cdot 10^{-3}) = 33,33$  МПа;  $\tau_{ср} = 33,33$  МПа  $< [\tau_{ср}] = 70 \dots 100$  МПа.

Следовательно, призматическая шпонка  $12 \times 8 \times 50$  (ГОСТ 23360–78, СТ СЭВ 189–75) по условию прочности подходит для данного соединения.

**Пример 2.** Определить предельный вращающий момент, который может передать призматическая шпонка размером  $20 \times 12 \times 110$  (СТ СЭВ 189–75). Шпонка изготовлена из стали 45 и фиксирует зубчатое колесо на валу редуктора. Материал ступицы – чугун, материал вала – сталь 50, диаметр вала  $d_b = 70$  мм. Режим работы средний.

1. Рабочая длина шпонки  $l_p = l - b = (110 - 20) = 90$  мм.

2. По табл. 4.1 находим справочный размер  $K = 5,2$  мм. Принимаем допускаемое напряжение на смятие  $[\sigma_{см}] = 80$  МПа (для ступиц из чугуна и алюминиевых сплавов).

3. Предельный вращающий момент  $T_{пр} = [\sigma_{см}] d_b l_p K / 2 = 80 \times 10^6 \cdot 70 \cdot 10^{-3} \cdot 90 \cdot 10^{-3} \cdot 5,2 \cdot 10^{-3} / 2 = 1310,4$  Н·м.

**Пример 3.** Подобрать сегментную шпонку для крепления втулочной муфты на валу диаметром  $d_b = 40$  мм и проверить ее на срез и смятие. Передаваемая мощность  $P = 2$  кВт, частота вращения вала  $1140$  мин<sup>-1</sup>. Режим работы средний. Муфта выполнена из стали 40Х, шпонка – из стали 45, вал – из стали 50.

1. По табл. 4.2 для диаметра вала  $d_b = 26$  мм выбираем сегментную шпонку с размерами (мм):  $b = 6$ ;  $h = 10$ ,  $d_1 = 25$ ,  $l = 24,5$ ,  $t = 7,5$ .

2. Передаваемый муфтой момент  $T = P / \omega = 30P / (\pi n) = 30 \cdot 2 \cdot 10^3 / (3,14 \cdot 1140) = 16,76$  Н·м.

3. Напряжения смятия [см. формулу (4.4)]  $\sigma_{см} = 2 \cdot 16,76 / [40 \cdot 10^{-3} (10 \cdot 10^{-3} - 7,5 \cdot 10^{-3}) \cdot 24,5 \cdot 10^{-3}] = 13,68$  МПа  $< [\sigma_{см}] = 80 \dots 150$  МПа.

4. Проверяем напряжения среза по формуле (4.5)  $\tau_{ср} = 2 \cdot 16,76 / (40 \cdot 10^{-3} \cdot 6 \cdot 10^{-3} \cdot 24,5 \cdot 10^{-3}) = 5,70$  МПа  $< [\tau_{ср}] = 100$  МПа.

Выбранная шпонка работает с большим запасом прочности.

**Пример 4.** Чугунный шкив клиноременной передачи соединен с валом диаметром  $d = 50$  мм клиновой врезной шпонкой. Необходимо подобрать шпонку и найти предельный вращающий момент, который она может передать. Длина ступицы  $l_{ст} = 70$  мм, материал шпонки – сталь Ст5; материал вала – сталь 40Х; коэффициент трения  $f = 0,17$ ; напряжения смятия для материала шпонки  $[\sigma_{см}] = 150$  МПа; расчетный диаметр шкива  $D_{ср} = 360$  мм; окружная сила  $F_t = 3$  кН.

1. Передаваемый вращающий момент  $T = F_t D_{ср} / 2 = 3000 \times 360 \cdot 10^{-3} / 2 = 540$  Н·м.

2. По диаметру вала  $d = 50$  мм выбираем по ГОСТ 24068–80 (СТ СЭВ 645-77) клиновую шпонку с размерами  $b = 16$  мм,  $h = 10$  мм (см. табл. 4.3). Длину шпонки выбираем на 5 мм меньше длины ступицы  $l = l_{ст} - 5 = 70 - 5 = 65$  мм. Из ряда длин шпонок (см. табл. 4.3) выбираем шпонку длиной 63 мм.

3. Проверяем шпонку на прочность по напряжениям смятия [см. формулу (4.6)]  $\sigma_{см} = 12 \cdot 540 / [16 \cdot 10^{-3} \cdot 63 \cdot 10^{-3} (0,17 \cdot 50 \times 10^{-3} + 16 \cdot 10^{-3} / 6)] = 57,6$  МПа;  $\sigma_{см} = 57,6$  МПа  $< [\sigma_{см}] = 150$  МПа.

4. Предельный вращающий момент, который может передать выбранная шпонка,  $T_{пр} = \frac{[\tau_{см}] bl (fd + b/6)}{2} = \frac{150 \cdot 10^6 \cdot 16 \times 10^{-3} \cdot 63 \cdot 10^{-3} (0,17 \cdot 50 \cdot 10^{-3} + 16 \cdot 10^{-3} / 6)}{2} = 843,6$  Н·м.

**Пример 5.** Подобрать и проверить на прочность подвижное шлицевое соединение вторичного вала коробки передач автомобиля (вращающий момент  $T = 0,4$  кН·м). Расчет провести для двух случаев: шлицевое соединение прямобочное,  $d = 28$  мм,  $D = 32$  мм; шлицевое соединение эвольвентное,  $D = 35$  мм. Материал сталь 45, термообработка – улучшение. Длина ступицы шестерни  $l = 55$  мм. Условия эксплуатации средние, перемещение втулки без нагрузки.

1. По табл. 4.4 выбираем прямобочное шлицевое соединение средней серии  $d = 28$  мм,  $D = 34$  мм,  $z = 6$ ,  $b = 7$ ,  $f = 0,4$ .

2. Допускаемое напряжение (см. табл. 4.6)  $[\sigma_{см}] = 45$  МПа.

3. Проверяем соединение на смятие по формуле (4.7), в ко-

$$\begin{aligned} \text{торой } d_{cp} &= (D + d)/2 = (34 + 28)/2 = 31 \text{ мм}; h = (D - d)/2 - 2f = \\ &= (34 - 28)/2 - 2 \cdot 0,4 = 2,2 \text{ мм}; \sigma_{cm} = \frac{2 \cdot 0,4 \cdot 10^3}{30 \cdot 10^{-3} \cdot 6 \cdot 2,2 \cdot 10^{-3} \cdot 55 \times} \\ &\rightarrow \frac{1}{\times 10^{-3} \cdot 0,75} = 48,6 \text{ МПа} > [\sigma_{cm}] = 45 \text{ МПа}. \end{aligned}$$

4. По табл. 4.5 выбираем эвольвентное шлицевое соединение с  $m = 2$  мм из ряда предпочтительных значений  $z$ :  $D = 35$  мм,  $m = 2$  мм,  $z = 16$ . Приняв по табл. 4.6  $[\sigma_{cm}] = 30 \dots 60$  МПа, проверяем соединение на смятие по формуле (4.7), в которой  $d_{cp} = mz = 2 \cdot 10^{-3} \cdot 16 = 32 \cdot 10^{-3}$  м;  $h = \theta m = 0,9 \cdot 2 \cdot 10^{-3} = 1,8 \cdot 10^{-3}$  м (где  $\theta = 0,9$  при центрировании по наружному или внутреннему диаметру).

$$\sigma_{cm} = 2 \cdot 0,4 \cdot 10^3 / (32 \cdot 10^{-3} \cdot 16 \cdot 1,8 \cdot 10^{-3} \cdot 55 \cdot 10^{-3} \cdot 0,75) = 21,04 \text{ МПа}; \sigma_{cm} = 21,04 \text{ МПа} < [\sigma_{cm}] = 45 \text{ МПа}.$$

Значительно меньшие расчетные значения напряжений смятия для эвольвентного шлицевого соединения (по сравнению с прямобочным) подтверждают предпочтительность эвольвентных соединений.

#### § 4.9. ЗАДАЧИ ДЛЯ САМОСТОЯТЕЛЬНОГО РЕШЕНИЯ

**Задача 1.** Подобрать и проверить на прочность призматическую шпонку для крепления червячного колеса редуктора, рассчитанного для передачи вращающего момента  $T = 1,5$  кН·м. Колесо установлено на валу диаметром  $d = 70$  мм; длина ступицы колеса  $l_{ст} = 90$  мм (рис. 4.11). Материал шпонки — сталь 45, материал ступицы колеса — Ст5. Допускаемое напряжение смятия  $[\sigma_{cm}] = 150$  МПа.

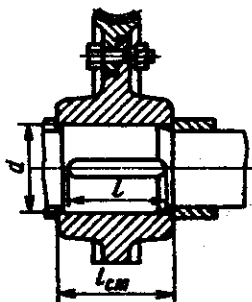


Рис. 4.11. Шлицевое соединение ступицы червячного колеса с валом

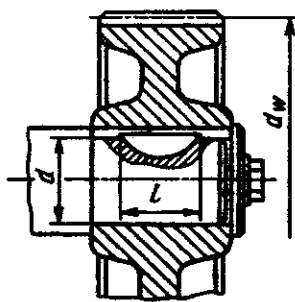


Рис. 4.12. Шлицевое соединение зубчатого колеса с валом

**Задача 2.** Определить окружную силу на колесе, при которой происходит срезание сегментной шпонки, крепящей зубчатое колесо на валу диаметром  $d = 28$  мм (рис. 4.12). Материал шпонки – сталь Ст5, диаметр начальной окружности колеса  $d_w = 150$  мм.

**Задача 3.** Определить диаметр цилиндрического штифта крепления шестерни на валу (рис. 4.13). Диаметр вала  $d = 45$  мм, вращающий момент  $T = 120$  Н·м, материал штифта – сталь А12.

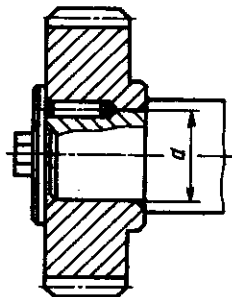


Рис. 4.13. Штифтовое соединение зубчатого колеса с валом

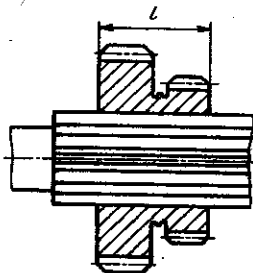


Рис. 4.14. Эвольвентное подвижное соединение блока шестерен с валом

**Задача 4.** Блок шестерен в коробке передач посажен на вал с помощью подвижного эвольвентного шлицевого соединения (рис. 4.14). Длина блока шестерен  $l = 80$  мм, материал – сталь 45<sup>+</sup> (термообработка – улучшение), наружный диаметр  $D = 80$  мм, условия эксплуатации средние, перемещения осуществляются без нагрузки, передаваемый вращающий момент  $T = 800$  Н·м. Подобрать шлицевое соединение и найти напряжения смятия.

**Задача 5.** Для вала, передающего вращающий момент, диаметром  $d = 40$  мм, необходимо подобрать размеры призматической, сегментной, клиновой шпонок и определить предельный момент, который могут передать эти шпонки. Принять рабочую длину шпонок  $l = 50$  мм, коэффициент сцепления  $f = 0,16$ , допускаемые напряжения смятия  $[\sigma_{см}] = 150$  МПа. Расчетный момент определить при  $[\tau] = 25$  МПа.

# ГЛАВА 5

## ФРИКЦИОННЫЕ ПЕРЕДАЧИ

---

### § 5.1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ О МЕХАНИЧЕСКИХ ПЕРЕДАЧАХ

В курсе «Детали машин» рассматривают наиболее распространенные механические передачи, передающие работу вращательного движения двигателя исполнительному органу машины. При этом обычно происходит преобразование скоростей (иногда вида и закона движения), сил и вращающих моментов. Основные характеристики передач — мощность  $P$  (кВт) и частота вращения  $n$ . Связь между окружной силой  $F_t$ , окружной скоростью  $v$  и мощностью  $P$  выражается формулой  $P = F_t v$ , где  $P$  — в Вт;  $F_t$  — в Н;  $v$  — в м/с. Вращающий момент  $T$  связан с мощностью  $P$  и угловой скоростью  $\omega$  зависимостью

$$T = P \cdot 10^3 / \omega, \quad (5.1)$$

здесь  $P$  — в кВт;  $T$  — в Н·м;  $\omega$  — в рад/с.

Окружная сила

$$F_t = 2T/d = P/v, \quad (5.2)$$

где  $d$  — диаметр окружности.

Угловая скорость (или частота вращения)  $\omega_1 = \omega_2 i$  или  $n_1 = n_2 i$ , где  $i = \omega_1 / \omega_2 = n_1 / n_2$  — передаточное отношение.

Из условий  $T_1 = P_1 / \omega_1$  и  $T_2 = P_2 / \omega_2 = P_1 \eta / \omega_2$  находим

$$i = \omega_1 / \omega_2 = T_2 / (T_1 \eta); \quad (5.3)$$

здесь  $\eta$  — коэффициент полезного действия (КПД).

Передаточное отношение приводов, состоящих из нескольких последовательно соединенных передач, равно произведению передаточных отношений:  $i_{об} = i_1 i_2 \dots i_k$ . Аналогично общий КПД  $\eta_{об} = \eta_1 \eta_2 \dots \eta_k$ .

Разбивку общего передаточного отношения  $i_{об}$  привода по ступеням составляющих передач выполняют по рекомендациям, приведенным в работах [8] и [12]. Значения КПД отдельных передач даны также в работах [8, 12].



## § 5.2. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ О ФРИКЦИОННЫХ ПЕРЕДАЧАХ

Простейшая фрикционная передача состоит из двух колес (катков), прижимаемых один к другому (рис. 5.1). Передача вращения и полезного окружного усилия происходит за счет сил трения, возникающих по площадкам контакта. Условие работоспособности передачи  $F_{тр} \geq F_t$ ; здесь  $F_{тр}$  — сила трения (сцепления) в месте контакта катков;  $F_t$  — передаваемая окружная сила. Различают передачи с поверхностями контакта гладкими и клинчатыми, цилиндрическими и коническими катками с условно постоянным и переменным передаточным отношением. Передачи, позволяющие плавно менять частоту вращения ведомого колеса, называют вариаторами.

Потери мощности во фрикционных передачах складываются из потерь на скольжение катков в зоне контакта и потерь в подшипниках. Потери в подшипниках зависят от нагрузки на валы (прижимной силы).

Для закрытых передач, работающих в масляной ванне, КПД составляет 0,88 — 0,93, для открытых передач 0,68 — 0,86.

Для изготовления фрикционных катков применяют следующие сочетания материалов: закаленная сталь — закаленная сталь (40ХН, 18ХГТ, ШХ15 и другие с  $HRC$  не менее 60) в быстроходных закрытых силовых передачах; чугун — сталь или чугун в открытых тихоходных силовых передачах; текстолит, гетинакс или фибра — сталь в малонагруженных открытых передачах.

Ниже указаны значения коэффициента трения скольжения  $f$ , для поверхностей трения из различных материалов (первая из указанных пар трения работает в масле, остальные — без смазочного материала).

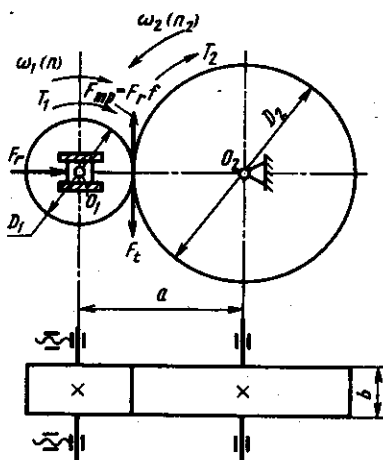


Рис. 5.1. Фрикционная цилиндрическая передача

Материал поверхностей трения	$f$
Сталь — сталь	0,04 — 0,05
Сталь — сталь или чугун	0,15 — 0,18
Чугун — чугун	
Сталь или чугун — текстолит или фибра	0,2 — 0,25
Сталь или чугун — ферродо	0,3 — 0,35
Сталь — бронза	0,1 — 0,16
Древесина — древесина	0,2 — 0,22
Шерстяная лента — сталь или чугун	0,35
Прорезиненная лента — сталь или чугун	0,3
Кожа — чугун	0,3

### § 5.3. ЦИЛИНДРИЧЕСКАЯ ФРИКЦИОННАЯ ПЕРЕДАЧА

Передающее отношение фрикционной передачи выражается формулой  $i = \omega_1/\omega_2 = D_2/[D_1(1 - \varepsilon)]$ , где  $\varepsilon = 0,005 \dots 0,03$  — коэффициент относительного скольжения. Для силовых передач рекомендуют  $i \leq 6$ . Соотношения геометрических размеров передачи получим из рассмотрения рис. 5.1. Межосевое расстояние

$$a = (D_2 + D_1)/2 = D_1(i + 1)/2. \quad (5.4)$$

Диаметр ведущего катка

$$D_1 = 2a/(i + 1). \quad (5.5)$$

Диаметр ведомого катка

$$D_2 = D_1 i (1 - \varepsilon) = 2ai(1 - \varepsilon)/(i + 1). \quad (5.6)$$

Ширина катков и коэффициент ширины

$$b = \psi a \text{ и } \psi = b/a, \quad (5.7)$$

где  $\psi$  принимают равным 0,2 — 0,4.

Из условия  $F_{тр} \geq F_b$ , где  $F_{тр} = F_r f$  ( $F_r$  — сила прижатия катков;  $f$  — коэффициент трения, принимаемый по данным на с. 82);  $F_{тр} = KF_b$ , где  $K$  — коэффициент нагрузки, или запас сцепления (для сидовых передач принимают  $K = 1,25 \dots 1,5$ , для передач приборов  $K = 3 \dots 5$ ).

Сила прижатия

$$F_r = KF_r/f = KT_1(i + 1)/(fD_1). \quad (5.8)$$

Расчет на контактную выносливость цилиндрических фрикционных передач основан на использовании формулы Герца, которая после преобразования имеет вид  $\sigma_H = 0,418 \times \sqrt{qE_{пр}/\rho_{пр}} \leq [\sigma_H]$ ; здесь  $q = F_r/b$  — давление на единицу длины линии контакта;  $E_{пр}$  и  $\rho_{пр}$  — приведенные модуль продоль-

ной упругости и радиус кривизны.

$$E_{np} = 2E_1E_2/(E_1 + E_2), \quad (5.9)$$

здесь  $E_1$  и  $E_2$  — модуль продольной упругости соответственно ведущего и ведомого катков.

$$\rho_{np} = \rho_1\rho_2/(\rho_1 + \rho_2) = ia/(i + 1)^2.$$

При проектировочном расчете используют формулу

$$a \geq (i + 1) \sqrt[3]{(0,418/[\sigma_H])^2 KT_1 E_{np}/(f\psi i)}, \quad (5.10)$$

где  $[\sigma_H]$  — допускаемое контактное напряжение.

При проверочном расчете используют формулу

$$\sigma_H = (0,418/a) \sqrt{KT_1 (i + 1)^3 E_{np}/(bf i)} \leq [\sigma_H]. \quad (5.11)$$

В формулах (5.10) и (5.11):  $a$  — в м;  $T$  — в Н·м;  $E_{np}$  — в Па.

Цилиндрические фрикционные передачи с неметаллическими катками (из древесины, прессованного картона и с кожаным или резиновым покрытием) рассчитывают по формуле  $q = F_r/b \leq [q]$  или  $q = KT_1 (i + 1)/(fab) \leq [q]$ .

#### § 5.4. КОНИЧЕСКАЯ ФРИКЦИОННАЯ ПЕРЕДАЧА

В конических передачах (рис. 5.2) оси валов пересекаются. Угол  $\Sigma$  между осями может быть различным, но чаще его принимают равным  $90^\circ$ ;  $\Sigma = \delta_1 + \delta_2 = 90^\circ$ . Передаточное отношение

$$i = \omega_1/\omega_2 = 1/\text{tg } \delta_1. \quad (5.12)$$

Рекомендуют принимать  $i \leq 4$ .

Геометрические размеры передачи определяют по следующим соотношениям.

Среднее конусное расстояние  $R_m = 0,5D_m \sqrt{i^2 + 1}$ , отсюда средний диаметр ведущего катка

$$D_{m1} = 2R_m/\sqrt{i^2 + 1}. \quad (5.13)$$

Конусное расстояние

$$R_e = R_m + b/2. \quad (5.14)$$

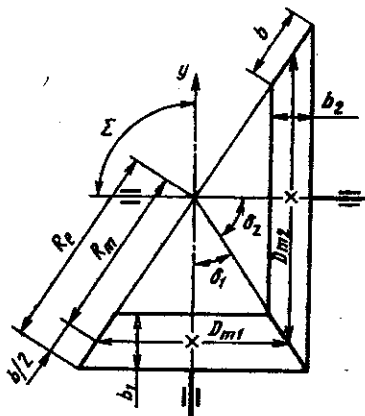
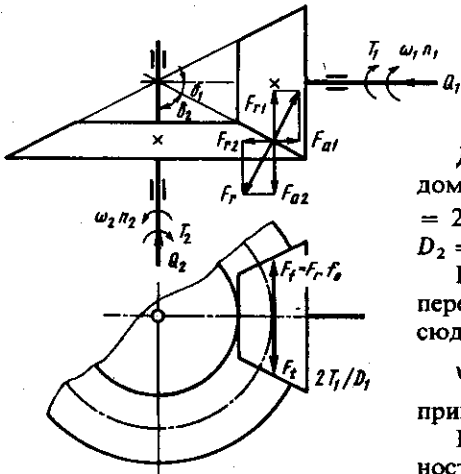


Рис. 5.2. Фрикционная коническая передача

Рис. 5.3. Схема сил, действующих в конической фрикционной передаче



Диаметры ведущего и ведомого катков:  $D_1 = 2R_e \sqrt{i^2 + 1} = 2R_e \sin \delta_1$ ;  $D_2 = D_1 i = 2R_e \sin \delta_2$ .

Ширина катка конической передачи  $b = \psi_m R_m \leq D_{m1}$ ; отсюда

$$\psi_m = b/R_m; \quad (5.15)$$

принимают  $\psi_m = 0,22 \dots 0,29$ .

Из условия работоспособности передачи  $F_{тр} \geq F_t$  (где  $F_{тр} = F_r f$  — сила трения или

сцепления) имеем

$$F_r f \geq F_t \text{ и } F_r = KF_t/f = 2KT_1/(\psi D_{m1}); \quad (5.16)$$

здесь  $K$  — коэффициент запаса сцепления.

Силы прижатия, действующие вдоль осей катков:  $Q_1 = F_r \sin \delta_1$  и  $Q_2 = F_r \sin \delta_2$ .

Из силового треугольника (рис. 5.3): осевая сила на ведущем катке  $F_{a1} = F_r \sin \delta_1$ , на ведомом катке  $F_{a2} = F_r \sin \delta_2$ . Так как действие равно противодействию, радиальная сила  $F_{r1} = -F_{a2}$  и осевая сила  $F_{a1} = -F_{r2}$ .

На контактную выносливость конические фрикционные катки рассчитывают аналогично цилиндрическим каткам. При проектировочном расчете определяют среднее конусное расстояние

$$R_m \geq \sqrt{i^2 + 1} \sqrt[3]{(0,418/[\sigma_H])^2 KT_1 E_{np} / (f \psi_m i)}. \quad (5.17)$$

При проверочном расчете используют формулу  $\sigma_H = (0,418/R_m) \sqrt{KT_1 E_{np} \sqrt{(i^2 + 1)^3} / (f b i)} \leq [\sigma_H]$ .

Для передач, материал которых не подчиняется закону Гука (кожа, резина, древесина и др.), расчет ведут из условия износостойкости по давлению на единицу длины  $q$  (Н/м). Формула для проверочного расчета имеет вид  $q = KT_1 \sqrt{i^2 + 1} / (b f R_m) \leq [q]$ . При этом для проектировочного расчета используют формулу

$$R_m \geq \sqrt{KT_1 \sqrt{i^2 + 1} / (f \psi_m [q])}. \quad (5.18)$$

Допускаемые контактные напряжения смятия для катков фрикционных передач из различных материалов указаны ниже:

	$[\sigma_H]$ , МПа
Сталь закаленная ШХ15 ( $E = 210$ ГПа) . . . . .	800–1200
Чугун серый (163-229 НВ; $E = 110$ ГПа) СЧ 15; СЧ 18; СЧ 25 . . . . .	$1,5\sigma_H$
Чугун высокопрочный ВЧ 50-2 . . . . .	$1,8\sigma_H$
Текстолит ПТ ( $E = 6 \dots 7$ ГПа) . . . . .	80–100

Значения  $[q]$  для различных материалов:

	$[q]$ , Н/мм
Текстолит . . . . .	40–80
Фибра . . . . .	35–40
Кожа техническая . . . . .	15–25
Резина . . . . .	10–30
Древесина . . . . .	2,5–5,0

### § 5.5. ВАРИАТОРЫ

Вариаторы служат для плавного, бесступенчатого изменения угловой скорости ведомого вала при неизменной угловой скорости ведущего вала.

По конструкции существуют лобовые, конусные, торовые, дисковые и другие вариаторы [12]. Основная характеристика вариатора — диапазон регулирования  $D$ , равный отношению максимальной угловой скорости ведомого вала  $\omega_{2\max}$  к его минимальной угловой скорости  $\omega_{2\min}$  (отношение максимального радиуса к минимальному или максимального передаточного отношения к минимальному)  $D = \omega_{2\max}/\omega_{2\min} = i_{\max}/i_{\min} = R_{\max}/R_{\min}$ . Для одноступенчатых вариаторов  $D = 3 \dots 8$ .

### § 5.6. РАСЧЕТ ФРИКЦИОННЫХ ПЕРЕДАЧ

Последовательность проектировочного расчета цилиндрической фрикционной передачи из условия контактной выносливости:

выбор материала катков, если он не задан, и определение допускаемых контактных напряжений  $[\sigma_H]$ ;

вычисление вращающего момента  $T_1$ ; уточнение коэффициентов запаса сцепления  $K$ , трения скольжения  $f$  и ширины катков  $\psi = b/a$ ; определение межосевого расстояния по формуле (5.10);

определение диаметров катков  $D_1$  и  $D_2$ ; окончательные их значения согласуют со стандартным рядом чисел Ra 40 по ГОСТ 6636–69 (СТ СЭВ 514–77);

определение окружной скорости  $v$  и сравнение ее с максимально допустимой (при работе без смазочного материала  $v = \omega_1 D_1 / 2 \leq [v] = 7 \dots 10$  м/с, при работе в масле  $[v] = 15 \dots 20$  м/с);

определение ширины катков из соотношения  $b = \psi a$  (причем  $b_{\max} \leq D_1 F$ );

определение силы сжатия катков  $F_r$  по формуле  $F_r = 2KT_1 / (fD_1)$ .

Допускаемые напряжения  $[\sigma_H]$  выбирают по следующим рекомендациям: для стальных катков, работающих в масле  $[\sigma_H] = (2,4 \dots 2,8)$  НВ МПа, для катков, работающих без смазочного материала  $[\sigma_H] = (1,2 \dots 1,5)$  НВ; для чугунных катков  $[\sigma_H] = 1,5\sigma_{\text{ст}}$ , для текстолитовых —  $[\sigma_H] = 50 \dots 100$  МПа.

Чугун и текстолит при контактных деформациях практически подчиняются закону Гука, поэтому передачи с катками из этих материалов рассчитывают по контактным напряжениям.

Проверочный расчет цилиндрической фрикционной передачи из условия контактной выносливости выполняют по уравнению (5.11), а из условия износостойкости — по допускаемому давлению  $[q]$ . Если  $\sigma_H$  или  $q$  превышают допускаемые значения более чем на 5%, то необходимо увеличить ширину  $b$  катков, не нарушая соотношений  $\psi = b/a = 0,2 \dots 0,4$  и  $b_{\max} \leq D_1$ . Если этого недостаточно, то надо либо выбрать другой материал катков, чтобы изменить  $[\sigma_H]$  или  $[q]$ , либо увеличить  $a$ .

Последовательность проектировочного расчета конической фрикционной передачи из условия контактной выносливости:

определение вращающего момента на валу ведущего катка по формуле (5.2)  $T_1 = P_1 / \omega_1 = 9,55 P_1 / n_1$ ; определение углов конусности катков  $\delta_2 = \text{arctg } i$  и  $\delta_1 = 90^\circ - \delta_2$ ;

нахождение среднего конусного расстояния  $R_m$  с предварительным выбором материалов и определением  $[\sigma_H]$ ,  $K$  и  $\psi_m$ ;

вычисление средних диаметров катков по формуле (5.13);

уточнение значения  $R_m$  по формуле (5.17) и вычисление  $b$  и  $R_e$ ;

определение ширины катков в осевом направлении  $b_1 = b \cos \delta_1$  и  $b_2 = b \cos \delta_2$  (см. рис. 5.2).

Проектировочный расчет конической передачи из условия износостойкости по допускаемому давлению на единицу длины линии контакта выполняют в такой же последовательности, причем  $R_m$  определяют по формуле (5.18).

## § 5.7. ПРИМЕРЫ РАСЧЕТА ФРИКЦИОННЫХ ПЕРЕДАЧ

**Пример 1.** Рассчитать закрытую фрикционную передачу с цилиндрическими металлическими катками. Мощность на валу  $P_2 = 6,75$  кВт, угловая скорость ведущего вала  $\omega_1 = 51$  рад/с, передаточное отношение  $i = 3$ , КПД передачи 0,9, материал катков – сталь 40Х, улучшенная: твердость 257 НВ (рис. 5.4).

1. Принимаем коэффициент трения  $f = 0,05$  (см. с. 82), коэффициент относительного скольжения  $\varepsilon = 0,01$ , коэффициент запаса сцепления  $K = 1,5$ .

2. Принимаем коэффициент ширины катков [по формуле (5.7)]  $\psi = b/a = 0,3$ .

3. Допускаемое напряжение (см. с. 86)  $[\sigma_{H2}] = 2,5 HB = 2,5 \cdot 257 = 640$  МПа.

4. Вращающий момент на ведущем валу [формула (5.1)]  $T_1 = P_2 \cdot 10^3 / (\omega_1 \eta) = 6,75 \cdot 10^3 / (51 \cdot 0,9) = 148$  Н·м.

5. Межосевое расстояние [см. формулу (5.10)]  $a = (3 + 1) \sqrt{[0,418 / (640 \cdot 10^6)]^2 \cdot 1,5 \cdot 148 \cdot 210 \cdot 10^9 / (0,05 \cdot 0,3 \cdot 3)} = 0,303$  м.

6. Диаметры катков [см. формулы (5.5) и (5.6)]:  $D_1 = 2 \cdot 303/4 = 151$  мм – принимаем  $D_1 = 160$  мм;  $D_2 = 160 \times 3(1 - 0,01) = 478$  мм – принимаем  $D_2 = 480$  мм.

Фактическое межосевое расстояние [см. формулу (5.4)]  $a = 0,5(D_2 + D_1) = 0,5(480 + 160) = 320$  мм.

7. Фактическое передаточное отношение [см. формулу (5.9)]  $i = 480 / (160 \cdot 0,99) = 3,02$ .

Отклонение от заданного значения  $i$  составляет 0,7%, что допустимо.

8. Окружная скорость катков  $v = 0,5\omega D_1 = 0,5 \cdot 51 \cdot 0,160 = 4,1$  м/с, что меньше допускаемой скорости  $v_{\max} = 15 \dots 20$  м/с (при работе в масле).

9. Окружная сила [формула (5.2)]  $F_t = 2T_1/D_1 = 2 \cdot 148/0,16 = 1850$  Н.

10. Ширина ведомого катка [см. формулу (5.7)]  $b_2 = \psi a = 0,3 \cdot 320 = 96$  мм. Ширину ведущего катка примем равной 100 мм.

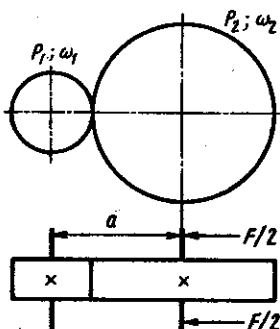


Рис. 5.4. Кинематическая схема цилиндрической фрикционной передачи

11. Сила прижатия катков [формула (5.8)]  $F_r = 1,5 \times 1850/0,05 = 55\,700$  Н.

**Пример 2.** Рассчитать открытую фрикционную цилиндрическую передачу (см. рис. 5.4) при условии, что ведущий каток передает мощность  $P_1 = 2,2$  кВт; угловая скорость  $\omega_1 = 100$  рад/с, передаточное отношение  $i = 2,5$ . Материал ведущего катка — текстолит ПТ ( $E_1 = 6$  ГПа), ведомого катка — сталь 40 ( $E_2 = 210$  ГПа).

1. Принимаем коэффициент трения скольжения для стали по текстолиту без смазочного материала  $f = 0,25$  (см. с. 82), коэффициент запаса сцепления  $K = 1,35$ .

2. Вращающий момент на ведущем валу [формула (5.1)]  $T_1 = P_1/\omega_1 = 2200/100 = 22$  Н·м.

3. Принимаем коэффициент ширины катков  $\psi = 0,2$ .

4. Принимаем допускаемое напряжение при расчете на контактную выносливость для текстолита  $[\sigma_H] = 100$  МПа (см. с. 85).

5. Приведенный модуль упругости [см. формулы (5.9)]  $E_{пр} = 2 \cdot 6 \cdot 10^9 \cdot 210 \cdot 10^9 / (6 \cdot 10^9 + 210 \cdot 10^9) = 117$  ГПа.

6. Межосевое расстояние [см. формулу (5.10)]  $a \geq (2,5 + 1) \sqrt{\left(\frac{0,418}{100 \cdot 10^6}\right)^2 \frac{1,35 \cdot 22,1 \cdot 117 \cdot 10^9}{0,25 \cdot 0,2 \cdot 2,5}} = 0,277$  м = 277 мм.

7. Диаметры катков [см. формулы (5.5) и (5.6)]  $D_1 = 2 \cdot 277/3,5 = 158$  мм — принимаем  $D_1 = 160$  мм;  $D_2 = 160 \times 2,5 \cdot 0,985 = 0,398$  мм — принимаем  $D_2 = 400$  мм.

Фактическое передаточное отношение [по формуле (5.3)]  $i = D_2/[D_1(1 - 0,015)] = 400/(160 \cdot 0,985) = 2,538$ .

Отклонение от принятого передаточного отношения составляет 1,5%, что допустимо.

8. Ширина катков  $b_2 = \psi a = 0,2(160 + 400)/2 = 56$  мм; тогда  $b_1 = b_2 + 4 = 56 + 4 = 60$  мм.

9. Фактическое межосевое расстояние [формула (5.4)]  $a = 0,5(400 + 160) = 280$  мм.

10. Окружная сила [формула (5.2)]  $F_t = 2T_1/D_1 = 2 \times 22/0,16 = 275$  Н.

11. Сила прижатия катков [формула (5.8)]  $F_r = KF_t/f = 1,35 \cdot 275/0,25 = 1480$  Н.

**Пример 3.** Рассчитать коническую фрикционную передачу по следующим данным: мощность на ведомом валу  $P_2 = 1,85$  кВт, угловая скорость  $\omega_2 = 20$  рад/с, передаточное отношение  $i = 2$ , ведущий каток изготовлен из чугуна СЧ 15, ведомый каток облицован прорезиненной тканью (рис. 5.5); межосевой угол  $\Sigma = 90^\circ$ .



1. Принимаем коэффициент трения  $f = 0,3$  (см. с. 82), коэффициент запаса сцепления  $K = 1,5$ , допустимое давление на единицу длины линии контакта  $[q] = 30$  Н/мм (см. с. 85), коэффициент ширины катков  $\psi_m = 0,25$ , КПД передачи  $\eta = 0,85$ .

2. Мощность на ведущем катке  $P_1 = P_2/\eta = 1,85/0,85 = 2,18$  кВт.

3. Вращающий момент [формула (5.1)]  $T_1 = P_1/\omega_1 = 2180/40 = 54,5$  Н·м.

4. Углы конусов передачи [из формулы (5.12)]  $\text{tg } \delta_1 = 1/i = 0,5$ , откуда  $\delta_1 = 26^\circ 30'$ . Так как  $\delta_1 + \delta_2 = 90^\circ$ , то  $\delta_2 = 63^\circ 30'$ .

5. Среднее конусное расстояние [см. формулу (5.18)]  $R_m = \sqrt{1,5 \cdot 54,5 \sqrt{2^2 + 1}/(0,3 \cdot 0,25 \cdot 30 \cdot 10^3)} = 0,286$  м.

6. Средние диаметры: ведущего катка  $D_{m1} = 2 \cdot 286/\sqrt{2^2 + 1} = 256$  мм; ведомого катка [формула (5.13)]  $D_{m2} = D_{m1}i\xi = 256 \cdot 2 \cdot 0,985 = 505$  мм.

7. Окружная скорость  $V_m = \omega_1 D_{m1}/2 = 40 \cdot 0,256/2 = 5,12$  м/с.

8. Ширина катков [из формулы (5.15)]  $b_2 = b_1 = \psi_m R_m = 0,25 \cdot 286 = 71,5$  мм; принимаем  $b = 72$  мм.

9. Конусное расстояние [см. формулу (5.14)]  $R_e = 286 + 0,5 \cdot 72 = 322$  мм.

10. Сила прижатия конических катков [формула (5.16)]  $Q_1 = 2KT_1 \sin \delta_1/(fD_{m1}) = 2 \cdot 1,5 \cdot 54,5 \cdot 0,4462/(0,3 \cdot 0,256) = 956$  Н.

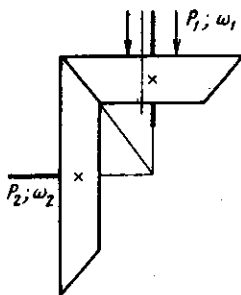


Рис. 5.5. Кинематическая схема конической фрикционной передачи

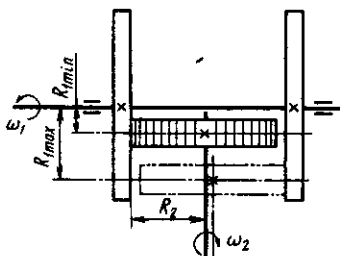


Рис. 5.6. Схема лобовой фрикционной передачи

**Пример 4.** Рассчитать лобовую фрикционную передачу винтового пресса (рис. 5.6). Передаваемая мощность  $P_2 = 2,5$  кВт, угловая скорость  $\omega_2 = 30,0$  рад/с, диапазон регулирования  $D = 3$ , материал дисков и маховика чугун СЧ 15, обкладка маховика выполнена из кожи, допустимое давление на еди-

ницу длины  $[q] = 20$  кН/м, коэффициент трения скольжения кожи по чугуну  $f = 0,3$  (см. с. 82).

Принимаем коэффициент запаса сцепления  $K = 1,5$ , коэффициент ширины маховика  $\psi = 0,2$ .

1. Наибольшая угловая скорость маховика  $\omega_{2\max} = \omega_{2\min} D = 30 \cdot 3 = 90$  рад/с.

2. Передаточное отношение  $i_{\max} = \omega_1/\omega_2 = 90/30 = 3$ ;  $i_{\min} = \omega_1/\omega_{2\max} = 90/90 = 1$ .

3. Диаметр маховика определяем из условия износостойкости материала обкладки (кожа) по формуле  $F_r/b \leq |q| = 20$  Н·м. Принимаем  $K = 1,5$ , тогда  $F_r = 1,5 \cdot 2 \cdot 83,5/0,3 D_2 = 835/D_2$ . Принимаем  $b = 0,2 D_2$  (см. работу [5]), и окончательно  $q = F_r/b = 835/(D_2 \cdot 0,2 D_2) = 4175/D_2^2 \leq 20$  кН·м;  $D_2^2 = 4175/(20 \times 10^3) = 0,204$ .  $D = \sqrt{0,204} \approx 0,450$  м.

Принимаем диаметр маховика  $D_2 = 480$  мм по ряду Ra 40.

4. Геометрические размеры передачи:

ширина маховика  $b = 0,2 D_2 = 0,2 \cdot 480 = 96$  мм;

минимальный радиус  $R_{1\min} = R_2/i_{1\max} = 480/(2 \cdot 3) = 80$  мм;  $D_{\min} = 160$  мм;

максимальный радиус  $R_{1\max} = R_2/i_{\min} = 240/1 = 240$  мм.

5. Сила прижатия дисков [по формуле (5.8)]  $F_{r\max} = KF_{t\max}/f = 2 \cdot K T_2/(f D_{\min}) = 2 \cdot 1,5 \cdot 83,5/(0,5 \cdot 0,16) = 5,2$  кН.

## § 5.8. ЗАДАЧИ ДЛЯ САМОСТОЯТЕЛЬНОГО РЕШЕНИЯ

**Задача 1.** Рассчитать фрикционную передачу цилиндрическими катками, передающую мощность  $P_1 = 5$  кВт при угловой скорости  $\omega_1 = 152$  рад/с, передаточном отношении  $i = 3$ . Материал катков — чугун СЧ 15; работа плавная; без смазывания; коэффициент ширины катков  $\psi = 0,3$ .

**Задача 2.** Определить размеры фрикционной конической передачи. Передаваемая мощность  $P_1 = 7$  кВт; угловая скорость  $\omega_1 = 100$  рад/с, передаточное отношение  $i = 2,5$ , материал катков сталь 40Х [ $\sigma_H$ ] = 800 МПа; коэффициент трения скольжения  $f = 0,18$ ; коэффициент ширины  $\psi = 0,25$ .

**Задача 3.** По данным задачи 2 определить силы прижатия, действующие в направлении осей катков.

**Задача 4.** Определить, какую мощность можно передать фрикционным катком из древесины с допусаемым давлением  $q = 4$  кН/м. Диаметры катков  $D_1 = 450$  мм,  $D_2 = 900$  мм; ши-

рина  $b = 100$  мм; угловая скорость  $\omega_1 = 40$  рад/с; коэффициент трения скольжения  $f = 0,2$ .

**Задача 5.** Рассчитать фрикционную передачу цилиндрическими катками из стали ШХ15 твердостью  $60 HRC$ , работающими в масле и передающими мощность  $P_1 = 5$  кВт при угловой скорости  $\omega_2 = 22,4$  рад/с, передаточном отношении  $i = 3,5$ .

**Задача 6.** Рассчитать коническую фрикционную передачу (см. рис. 5.5). Передаваемая мощность  $P_1 = 4$  кВт; угловая скорость  $\omega_1 = 150$  рад/с, передаточное отношение  $i = 3$ . Материал катков чугун СЧ 10; ведомый каток покрыт прорезиненной лентой; коэффициент трения скольжения  $f = 0,3$ .

§ 6.1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

Межосевое расстояние  $a$  открытой передачи (рис. 6.1) соответственно плоскими и клиновыми ремнями

$$\begin{aligned} (D_2 + D_1) &\leq a \leq 2,5(D_2 + D_1); \\ 2(D_2 + D_1) &\geq a \geq 0,55(D_2 + D_1) + h; \end{aligned} \quad (6.1)$$

здесь  $D_2$  и  $D_1$  — диаметр ведомого и ведущего шкива;  $h$  — толщина клинового ремня.

$$D_1 = (1100 \dots 1300) \sqrt[3]{P_1/n_1}, \quad (6.2)$$

где  $P_1$  — в кВт;  $n_1$  — в  $\text{мин}^{-1}$ .

Длина ремня

$$l = 2a + 0,5\pi(D_2 + D_1) + (D_2 - D_1)^2/(4a). \quad (6.3)$$

На шивку плоского ремня прибавляют 100–400 мм. Межосевое расстояние при принятой длине ремня

$$a = \{2l - \pi(D_2 + D_1) + \sqrt{[2l - \pi(D_2 + D_1)]^2 - 8(D_2 - D_1)^2}\}/8. \quad (6.4)$$

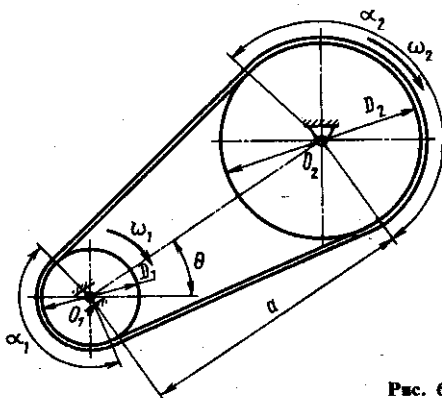


Рис. 6.1. Схема ременной передачи

Угол охвата ремнем малого шкива

$$\alpha_1 = 180^\circ - 57^\circ (D_2 - D_1)/a \geq [\alpha_1]. \quad (6.5)$$

Для плоскоременной передачи  $[\alpha_1] \geq 150^\circ$ , для клиноременной  $[\alpha_1] \geq 120^\circ$ .

Предварительное натяжение ремня (рис. 6.2, а)

$$F_0 = \sigma_0 S, \quad (6.6)$$

где  $S$  — площадь сечения ремня;  $\sigma_0$  — предварительное напряжение ремня в состоянии покоя или при холостом ходе.

Окружная сила на шкиве (рис. 6.2, б)

$$F_t = F_1 - F_2 = 2T_1/D_1, \quad (6.7)$$

где  $T_1$  — вращающий момент, Н·м.

Сила натяжения соответственно ведущей и ведомой ветви

$$F_1 = F_0 + F_t/2; \quad (6.8)$$

$$F_2 = F_0 - F_t/2. \quad (6.9)$$

Нагрузка на валы и подшипники соответственно на холостом ходу и при работе

$$F_n = 2F_0 \sin \alpha/2; \quad F_n = (F_1 + F_2) \cos \gamma/2. \quad (6.10)$$

Начальное напряжение в ремне

$$\sigma_0 \approx F_0/S. \quad (6.11)$$

Напряжение изгиба

$$\sigma_n = E\delta/D, \quad (6.12)$$

где  $\delta$  — толщина ремня;  $E$  — модуль продольной упругости материала ремня (для хлопчатобумажных тканей ремней  $E = 50 \dots 100$  МПа, для прорезиненных ремней  $E = 60 \dots 100$  МПа).

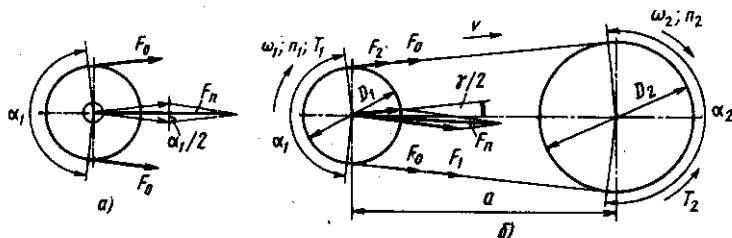


Рис. 6.2. Схема сил, действующих в ременной передаче

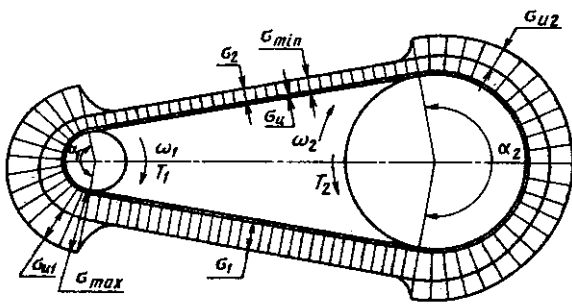


Рис. 6.3. Эпюры напряжений в ветвях ремня

Напряжение от центробежных сил

$$\sigma_v = F_v/S = \rho v^2, \quad (6.13)$$

где  $\rho$  – плотность материала ремня,  $\text{кг/м}^3$ ;  $v$  – в  $\text{м/с}$ .

Суммарное напряжение в ремне (рис. 6.3)

$$\sigma_{\text{сум}} = \sigma_1 + \sigma_u + \sigma_v. \quad (6.14)$$

Коэффициент тяги  $\varphi = F_t/(F_1 + F_2) = F_t/(2F_0) = K_n/(2\sigma_0)$ ,  
отсюда  $F_t = 2\varphi F_0$ .

**Допускаемое полезное напряжение в ремне.** Экспериментально установлено, что для открытой плоскоремненной передачи при начальном напряжении в ремне  $\sigma_0 = 1,8 \text{ МПа}$ , спокойной нагрузке, скорости  $v = 10 \text{ м/с}$  и угле обхвата  $\alpha = 180^\circ$  допускаемое полезное напряжение

$$[\sigma_n] = C - W\delta/D_{\min}; \quad (6.15)$$

здесь  $C$  и  $W$  – эмпирические коэффициенты (для кожаных ремней  $C = 2,84$ ,  $W = 29,4$ ; для резинотканевых  $C = 2,45$ ,  $W = 9,81$ , для хлопчатобумажных ремней  $C = 2,06$ ;  $W = 14,7$ ).

В табл. 6.1 приведены значения  $[\sigma_n]$  для различных отношений  $D_{\min}/\delta$ . Для тканых полиамидных ремней  $[\sigma_n]$  можно принимать на 50% больше, чем для прорезиненных.

Таблица 6.1. Допускаемое полезное напряжение для ремней различных типов

Ремня	Значения $[\sigma_n]$ , МПа, при $D_{\min}/\delta$						
	25	30	35	40	45	50	60
Прорезиненные	2,1	2,17	2,21	2,25	2,28	2,3	2,33
Кожаные	1,7	1,9	2,04	2,15	2,23	2,3	2,4
Шерстяные	1,2	1,3	1,37	1,42	1,47	1,5	1,55
Хлопчатобумажные тканые	1,5	1,6	1,67	1,72	1,8	1,85	1,9

Допускаемое проектное полезное напряжение (учитывающее геометрические и эксплуатационные параметры передач)

$$[\sigma_{\text{пл}}] = [\sigma_{\text{п}}] K_{\alpha} K_{\nu} K_{\beta} K_{\rho} \quad (6.16)$$

где  $K_{\alpha}$ ,  $K_{\nu}$ ,  $K_{\beta}$  и  $K_{\rho}$  — корректирующие коэффициенты.

Значения  $K_{\alpha}$ ,  $K_{\nu}$  и  $K_{\beta}$  указаны в таблицах соответственно 6.2, 6.3 и 6.4. Значения  $K_{\rho}$  принимают с учетом характера нагрузки: при спокойной нагрузке  $K_{\rho} = 1,0$ , при ее умеренных колебаниях  $K_{\rho} = 0,9$ , при ее значительных колебаниях  $K_{\rho} = 0,8$  (эти значения при двухсменной работе снижают на 0,1, при трехсменной — на 0,2).

Расчетная площадь сечения ремня

$$S = F_t / [\sigma_{\text{пл}}]. \quad (6.17)$$

Таблица 6.2. Коэффициент  $K_{\alpha}$

Ремни	Значения $K_{\alpha}$ при угле обхвата $\alpha_1, ^{\circ}$						
	180	170	160	150	140	130	120
Плоские	1	0,97	0,94	0,91	0,88	0,85	0,82
Клиновые	1	0,98	0,95	0,92	0,89	0,86	0,83

Таблица 6.3. Коэффициент  $K_{\nu}$

Ремни	Значения $K_{\nu}$ при скорости ремня $v, \text{ м/с}$						
	1	5	10	15	20	25	30
Плоские	1,04	1,03	1,0	0,45	0,88	0,79	0,68
Клиновые	1,05	1,04	1,0	0,44	0,95	0,74	0,6

Таблица 6.4. Коэффициент  $K_{\beta}$

Передача	Значения $K_{\beta}$ при угле наклона линии центров шкивов к горизонтали $\theta, ^{\circ}$		
	0—60	60—80	80—90
Открытая	1	0,9	0,8
Перекрестная	0,9	0,8	0,7
Полуперекрестная	0,8	0,7	0,6

Примечание. Для передач с автоматическим натяжением ремня и для клиноремennых передач  $K_{\beta} = 1$ .

Клиновые ремни рекомендуется рассчитывать по допускаемой мощности  $[P_0]$  на один ремень. Значения  $[P_0]$  приведены в работе [4] (табл. 11.1). Профиль ремня следует выбирать по рис. 6.4; сечение  $O$  применяют при  $[P] \leq 2$  кВт, сечение  $E$  — при  $P_1 > 200$  кВт (на рис. 6.4 не показаны).

Профиль ремня можно выбрать также по табл. 9.8 работы [7].

Число ремней передачи

$$z = P_1 / ([P_0] K_z K_l K_z K_p), \quad (6.18)$$

где  $P_1$  — мощность на ведущем шкиве;  $K_l$  и  $K_z$  — корректирующие коэффициенты.

Значения коэффициентов  $K_l$  (в зависимости от отношения расчетной длины  $l$  ремня к условной длине  $l_0$ ) приведены ниже:

$l/l_0$	0,5	0,6	0,8	1,0	1,2	1,4	1,6	1,8
$K_l$	0,86	0,89	0,95	1,0	1,04	1,07	1,1	1,3

Значения  $K_z$  (при различном числе ремней  $z$ ) следующие:

$z$	2-3	4-6	6
$K_z$	0,95	0,9	0,85

Расчет ремней на долговечность выполняют условно по частоте пробегов ремня

$$n_n = v/l \leq [n_n], \quad (6.19)$$

где  $[n_n]$  — допускаемая частота пробегов (рекомендуют для плоских ремней  $[n_n] = 5$ , для клиновых ремней  $[n_n] = 10$ , для плоских ремней с натяжным роликом  $[n_n] = 2$ ).

**Передачи с натяжным роликом** (рис. 6.5). Для увеличения угла обхвата ремней ведущего шкива без увеличения межосевого расстояния и без изменения передаточного отношения применяют натяжные ролики, обеспечивающие увеличение угла обхвата  $\alpha_1$  до  $180-210^\circ$ . Рекомендуется принимать диаметр ролика  $D_p = D_1 (0,8 \dots 1)$ . Расстояние между малым шкивом и роликом (просвет)  $a_1 \geq 0,5D_1$  и  $a_2 \geq a_1$ . Уменьшение  $\alpha_1$  снижает долговечность ремня. Наименьшее межосевое расстояние  $a_{\min} = 0,5(D_2 + D_1) + D_p + a_1 + a_2 \geq D_1(i + 4)$ . Угол  $2\varphi$  рекомендуется принимать равным  $120-130^\circ$ ;  $h$  и  $l$  — плечо сил соответственно  $R$  и  $G$  относительно точки  $O_1$ . Натяжной ролик располагают на ведомой ветви. Сила от воздействия ремня на ролик  $R = 2F_2 \cos \varphi$ . При расчете передачи коэффициент  $K_p$ , учитывающий угол наклона центров шкивов, принимают равным 1. В передачах также не учитывают влияние скорости ( $K_p = 1$ ). Работа с натяжным роликом увеличивает число



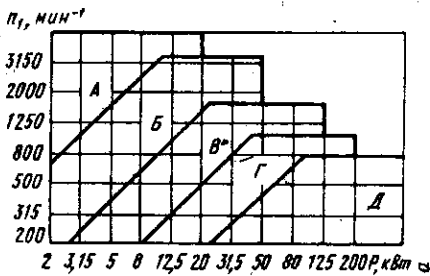


Рис. 6.4. График к выбору профиля клинового ремня

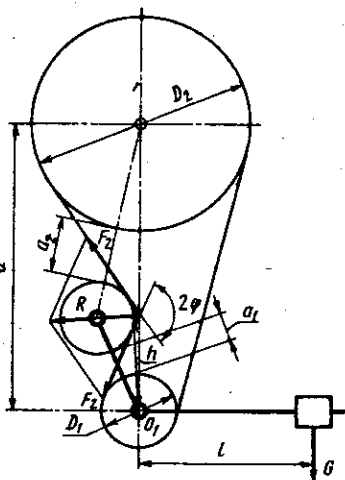


Рис. 6.5. Схема ременной передачи с натяжным роликком

циклов нагружений; поэтому число пробегов в секунду не следует принимать более 2. Отношение  $D_1/\delta$  рекомендуется увеличивать на 10–20%.

## § 6.2. МАТЕРИАЛЫ И КОНСТРУКЦИИ РЕМНЕЙ

К стандартным плоским ремням относятся прорезиненные тканые (ГОСТ 23831–79); кожаные (ГОСТ 18697–73); хлопчатобумажные цельнотканые (ГОСТ 6982–75); шерстяные (ОСТ НКТП 3157).

Наиболее распространены прорезиненные ремни. Их изготовляют трех типов – А; Б и В. Ремни типа А более гибкие, так как состоят из нескольких слоев прокладок хлопчатобумажной ткани крупного плетения (бельтинг), с прослойками из вулканизированной резины. Кромки ремня покрывают водостойким составом.

Некоторые характерные размеры плоских ремней приведены в табл. 6.5–6.7.

**Клиновые ремни.** Для приводов общего назначения изготовляют ремни кордотканевые и кордошнуровые, трех типов: нормального сечения, узкие и широкие. Эти ремни выпускают семи различных сечений (О, А, Б, В, Г, Д и Е) бесконечные и различных стандартных длин. Для ремней сечений О, А, Б и В допустимая скорость  $v = 25$  м/с, для сечений Г, Д и Е –  $v = 30$  м/с. Сечение ремня выбирают по рис. 6.4 или по табличным данным [12, табл. П.15]. Размеры клиновых ремней приведены в табл. 6.8.

Таблица 6.5. Размеры плоских резинотканевых ремней

Ширина ремня $b$ , мм	Число прокладок	Толщина $\delta$ , ремня, мм	
		с про- слойками	без про- слоек
20, 25 (30), 32, 40, 50 (60), 63, 70, 71, 80, (85), 90, 100, 112	3	4,5	3,75
20–112, (115), 120, 126, 140, (150), 160, (175), 180, 200, 224, (225), 250	4	5	5
20–250	5	7,5	6,25
80–250	6	9,0	7,5

Примечание. Размеры, указанные в скобках, по возможности не применять.

Таблица 6.6. Размеры плоских кожаных ремней (ГОСТ 18697–73)

Ширина ремня $b$ , мм	Толщина ремня $\delta$ , мм	
	одинарного	двойного
10, 16, 20, 25	3–35	—
32, 40, 50	3,5–4	—
63, 71	4–4,5	—
80, 90, 100, 112	4,5–5	7,5–8,0
125, 140	5,0–5,5	9,0–9,5
160, 180, 200, ..., 560	5,5–6	9,5–10

Таблица 6.7. Размеры плоских хлопчатобумажных целлюлозных ремней (ГОСТ 6982–75)

Ширина ремня $b$ , мм	Толщина $\delta$ , мм	Число слоев
30, 40, 50, 60, 75, 100	4,5	4
30...75, 90, 100, 115, 125, 175	6,5	6
50...175, 200, 225, 250	8,5	8

Таблица 6.8. Ремни приводные клиновые нормальных сечений  
(ГОСТ 1284.1-80, ГОСТ 1284.2-80, ГОСТ 1284.3-80)

$b_0^*$ , мм	$L_p$ , м	Обозначение сечения	$l_p(b_p)$ , мм	$T_0(h)$ , мм	Площадь сечения $S$ , см <sup>2</sup>	Масса $l$ м, кг
13	0,56-4	А	11,0	8	0,81	0,1
17	0,8-6,3	Б	14,0	10,5	1,38	0,18
22	1,8-10	В	19,0	13,5	2,30	0,30
32	4,5-15	Г	27	19	4,76	0,60
38	4,5-18	Д	32	23,5	6,92	0,90

\* Справочный размер.

### § 6.3. ПОСЛЕДОВАТЕЛЬНОСТЬ РАСЧЕТА РЕМЕННЫХ ПЕРЕДАЧ

#### Последовательность расчета плоскоремненной передачи.

1. Выбор вида (типа) ремня в зависимости от условий работы.
2. Определение диаметра меньшего шкива по формуле (6.2). Значение  $D_1$  принимают в соответствии с ГОСТ 17383-73.
3. Определение окружной скорости  $v$  (м/с) и сравнение с допускаемой;  $v = 0,5\omega_1 D_1 \leq |V|$ .
4. Вычисление диаметра ведомого шкива  $D_2$  и согласование полученного значения с рекомендуемым ГОСТ 17383-73.
5. Уточнение передаточного отношения и угловой скорости ведомого вала в случае расхождения расчетных и табличных значений  $D_1$  и  $D_2$ .
6. Определение угла обхвата ремней малого шкива по формуле (6.5). Если угол  $\alpha_1 < 150^\circ$ , то увеличивают межосевое расстояние. Увеличение угла обхвата  $\alpha_1$  применением натяжного ролика возможно, но должно быть обосновано.
7. Определение длины  $l$  ремня по формуле (6.3).
8. Проверка частоты пробега ремня по формуле (6.19). Если  $n_p = v/L > |n_p|$ , то увеличивают межосевое расстояние.
9. Определяют полезное напряжение в ремне  $[\sigma_n]$  по формуле (6.15) и допускаемое проектное полезное напряжение  $[\sigma_{пн}]$  по формуле (6.16).
10. Вычисление крутящего момента на ведущем валу по формуле (5.1).
11. Определение окружной силы по формуле (6.7).

12. Вычисление площади поперечного сечения по формуле (6.17).

13. Нахождение по табличным данным размеров поперечного сечения ремня в соответствии с условием  $D_1/\delta \geq [D_1/\delta]$ .

14. Вычисление нагрузки на вал ведущего шкива (без учета силы тяжести шкивов) по формуле (6.10).

15. Определение расчетной долговечности ремня по формуле (6.19).

#### Последовательность расчета клиноременной передачи.

1. Выбор типа и профиля ремня по рис. 6.4 или по табл. П.15 работы [12] в зависимости от мощности  $P_1$  и окружной скорости (ориентировочной).

2. По ГОСТ 17383—73 выбор диаметра малого шкива из рекомендуемых значений  $D_1$  (желательно брать наибольший).

3. Определение окружной скорости и сравнение ее с допускаемой.

4. Определение  $D_2$  в соответствии с табличным значением.

5. Уточнение передаточного отношения и угловой скорости. При незначительных расхождениях между расчетными и табличными значениями уточнение не обязательно.

6. Назначение межосевого расстояния по формуле (6.2).

7. Определение длины ремня по формуле (6.3), выбор ближайшего стандартного значения и уточнения межосевого расстояния.

8. Проверка частоты пробегов ремня [см. формулу (6.19)]. Если частота пробегов  $n_n > [n_n]$ , то необходимо увеличить длину ремня и определить фактическое межосевое расстояние.

9. Определение угла обхвата  $\alpha_1$  ремнем малого шкива, который должен быть равен или больше  $120^\circ$ . Если  $\alpha_1 < 120^\circ$ , то увеличивают длину ремня и межосевое расстояние.

10. Расчет допускаемой мощности  $P_0$  на один ремень (см. ГОСТ 1284.3—80) по работе [4, табл. 11.1; 7].

11. Определение корректирующих коэффициентов ( $K_\alpha$  — по табл. 6.2,  $K_1$ ,  $K_2$  и  $K_p$  — по данным на с. 96 или по данным работы [4, табл. 11.2]).

12. Определение нагрузки на вал ведущего шкива по формуле (6.10).

13. Определение расчетной долговечности ремня по формуле (6.19).

Для получения оптимальных размеров передачи и уменьшения стоимости рекомендуется выполнить параллельно два-три варианта проектировочного расчета для различных типов, профилей ремня и межосевых расстояний, а затем выбрать лучшее решение.

## § 6.4. ПРИМЕРЫ РАСЧЕТА РЕМЕННЫХ ПЕРЕДАЧ

**Пример 1.** Рассчитать передачу клиновыми ремнями.

Передаваемая мощность  $P_1 = 12$  кВт, угловая скорость ведущего вала  $\omega_1 = 101$  рад/с; передаточное отношение  $i = 3,15$ ; работа двухсменная, с легкими толчками. Линия центров шкивов наклонена к горизонтали под углом  $70^\circ$  (рис. 6.6).

1. Принимаем коэффициент упругого скольжения  $\varepsilon = 0,01$ . По рис. 6.4 выбираем клиновые ремни сечений Б и В. По табл. 6.8 определяем размеры ремней; для ремня Б:  $l_p = 14$  мм,  $h_B = 10,5$  мм,  $S_B = 138$  мм<sup>2</sup>; для ремня В:  $l_p = 19$  мм,  $h_B = 13,5$  мм,  $S_B = 230$  мм<sup>2</sup>.

2. При передаточном отношении  $i = 3$  рекомендуемые диаметры 125, 200 и 280 мм (для ремня Б), 200, 355 и 450 мм (для ремня В). Примем  $D_{1Б} = 200$  мм для ремня Б и  $D_{1В} = 280$  мм для ремня В.

3. Окружная скорость ремней:  $v_B = 0,5 \cdot 101 \cdot 0,2 = 10,1$  м/с,  $v_B = 0,5 \cdot 101 \cdot 0,280 = 14,5$  м/с.

4. Диаметры ведомых шкивов:  $D_{2Б} = 200 \cdot 3(1 - 0,01) = 595$  мм;  $D_{2В} = 280 \cdot 3(1 - 0,01) = 836$  мм. Принимаем стандартные диаметры:  $D_{2Б} = 630$  мм,  $D_{2В} = 900$  мм.

5. Фактическое передаточное отношение  $i_B = 630/[200(1 - 0,01)] = 3,20$ ;  $i_B = 900/(280 \cdot 0,99) = 3,24$ ; отклонения от заданных значений допустимы.

6. Межосевое расстояние [см. формулу (6.1)]:  $a_B = 0,55(630 + 200) + 10,5 = 410$  мм;  $a_B = (900 + 280)0,55 + 13,5 = 670$  мм.

7. Расчетная длина ремня [формула (6.3)]:  $l_B = 2 \cdot 410 + 1,57(630 + 200) + (630 - 200)^2/(4 \cdot 410) = 2233$  мм;  $l_B = 2 \cdot 670 + 1,57(900 + 280) + (900 - 280)^2/(4 \cdot 670) = 3210$  мм.

Принимаем стандартные длины ремней:  $l_B = 2500$  мм;  $l_B = 3550$  мм. Условная длина ремней  $l_{0Б} = 2240$  мм,  $l_{0В} = 3750$  мм.

8. Фактическое межосевое расстояние [формула (6.4)]:  $a_B =$

$$= \frac{1}{8} \{ 2 \cdot 2500 - 3,14(630 + 200) + \sqrt{[2 \cdot 2500 - 3,14(630 + 200) +$$

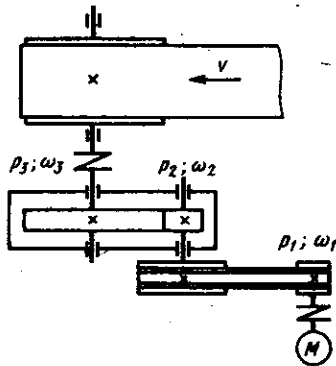


Рис. 6.6. Схема привода с клиноременной передачей

$$\rightarrow \dots + 200)^2 - 8(630 - 200)^2\} = 556 \text{ мм}; a_B = \frac{1}{8} \{2 \cdot 3550 - 3,14 \times$$

$$\times (900 + 280) + \sqrt{[2 \cdot 3550 - 3,14(900 + 280)]^2 - 8(900 - 280)^2}\} =$$

$$= 790 \text{ мм.}$$

9. Частота пробегов ремней [см. формулу (6.19)]  $n_{пБ} = 10,1/2,50 = 4,01 \text{ с}^{-1}$ ;  $n_{пВ} = 14,5/3,55 = 4,09 \text{ с}^{-1}$ .

10. Угол охвата ремнем ведущего шкива [см. формулу (6.5)]  $\alpha_{1В} = 180^\circ - 57^\circ (630 - 200)/556 = 135^\circ 48'$ ;  $\alpha_{1В} = 180 - 57(900 - 280)/790 = 135^\circ 12'$ .

11. Допускаемая мощность на один ремень [7, табл. 5.7]:  $P_{об} = 3,8 \text{ кВт}$ ;  $P_{ов} = 8,7 \text{ кВт}$ .

12. Корректирующие коэффициенты (см. табл. 6.2 и данные на с. 96):  $K_B = 1$  — для клиноременных передач;  $K_\alpha = 0,875$ ;  $K_p = 0,8$ ;  $K_z = 0,95$  — при числе ремней не более 3;  $K_l$  (в зависимости от отношения  $l/l_0$ ).  $K_{1В} = 1,03$  и  $K_{2В} = 1$ .

13. Число ремней [из формулы (6.18)]:  $z_B = 12/(3,8 \cdot 0,875 \times \times 1,03 \cdot 0,8) = 4,65$ ;  $z_B = 12/(8,7 \cdot 0,875 \cdot 1 \cdot 0,95 \cdot 0,8) = 2,07$ . Принимаем число ремней  $z_B = 5$  и  $z_B = 2$ .

14. Нагрузка на вал ведущего шкива. Принимаем предварительное натяжение ремня  $\sigma_0 = 1,25 \text{ МПа}$  [12, с. 51]. Тогда  $F_{об} = \sigma_0 S = 1,25 \cdot 138 = 173 \text{ Н}$ ;  $F_{ов} = 1,25 \cdot 230 = 288 \text{ Н}$ . Нагрузка на вал при холостом ходе [см. формулу (6.10)]  $F_{пБ} = 2 \cdot 173 \cdot 5 \cdot 0,93 = 1610 \text{ Н}$ ;  $F_{пВ} = 2 \cdot 288 \cdot 2 \cdot 0,93 = 1070 \text{ Н}$ .

15. Сравнив результаты расчета, видим, что передача ремнями В более предпочтительна, так как имеет меньшее число ремней и меньшую нагрузку на вал.

**Пример 2.** Рассчитать передачу плоским ремнем привода конвейера. Тяговое усилие звездочки конвейера  $F = 25 \text{ кН}$ , скорость движения цепи  $v = 1,0 \text{ м/с}$ . Работа двухсменная со слабыми толчками. Расположение ременной передачи горизонтальное, передаточное число

соосного редуктора  $u_p = 15,75$ ;  $i_{об} = 39,6$  (рис. 6.7).

1. Мощность на валу тяговых звездочек  $P_{зв} = FV/1000 = 25 \cdot 1000 \cdot 1/1000 = 25 \text{ кВт}$ . Принимаем КПД привода;  $\eta_n = 0,99$ , зубчатого зацепления  $\eta_3 = 0,97$ , ремен-

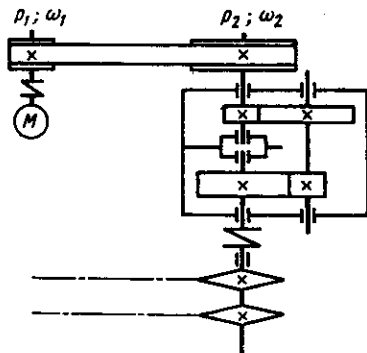


Рис. 6.7. Схема привода с открытой ременной передачей к соосному редуктору

ной передачи  $\eta_p = 0,96$ ;  $\eta_{\text{общ}} = 0,99^4 \cdot 0,97^2 \cdot 0,96 = 0,87$ ,  $P = P_{\text{э.дв}} = P_{\text{зв}}/\eta_{\text{общ}} = 25/0,87 = 29$  кВт. Выбираем электродвигатель АО2-81-6 с номинальной мощностью  $P_1 = 30$  кВт и частотой вращения  $n_1 = 980$  мин<sup>-1</sup>. Передаточное отношение ременной передачи  $i_p = i_{\text{об}}/i_p = 39,6/15,75 = 2,5$ .

2. Учитывая особенности работы конвейера (влажность, запыленность) выбираем ремень 'резинотканевый' типа А. Принимаем коэффициент упругого скольжения  $\varepsilon = 0,01$ .

3. Диаметр ведущего шкива по формуле (6.2)  $D_1 = (1100 \dots 1300) \sqrt[3]{29/980} = 340 \dots 400$  мм. Принимаем диаметр шкива  $D_1 = 360$  мм.

4. Окружная скорость  $V = 3,14 \cdot 0,36 \cdot 980/60 = 18,5$  м/с.

5. Диаметр ведомого шкива  $D_2 = D_1 i (1 - \varepsilon) = 360 \cdot 2,5 \cdot 0,99 = 890$  мм. Принимаем стандартное значение диаметра  $D_2 = 900$  мм.

6. Фактическое передаточное отношение  $i = D_2/D_1 (1 - \varepsilon) = 900/(360 \cdot 0,99) = 2,53$ ; отклонение от принятого незначительное.

7. Назначаем межосевое расстояние в соответствии с условием (6.1)  $D_2 + D_1 \leq a \leq 2,5(D_2 + D_1)$ ;  $1260 \leq a \leq 2,5 \cdot 1260$ .

8. Принимаем  $a = 1800$  мм.

9. Угол охвата ведущего шкива ремнем [формула (6.5)]  $\alpha_1 = 180^\circ - 57^\circ (900 - 360)/1800 = 164^\circ$ , что приемлемо.

10. Длина ремня [формула (6.3)]  $l = 2 \cdot 1800 + 1,57(900 + 360) + (900 - 360)^2/(4 \cdot 1800) = 3600 + 1980 + 41 = 5621$  мм.

Добавляем на сшивку  $\Delta l = 209$  мм, тогда  $l_0 = 5820$  мм.

11. Число пробегов ремня [формула (6.19)]  $n_n = 18,5/5,621 = 3,3 < [n_n] = 5$  с<sup>-1</sup>.

12. Полезное напряжение в ремне [формула (6.15)]  $[\sigma_n] = 2,45 \cdot 9,81 \cdot 1/45 = 2,23$ . Предварительно принимаем  $D_1/\delta = 45$ . Тогда  $\delta = 360/45 = 8$  мм. Фактическое значение  $[\sigma_n] = 2,45 - 9,81 \cdot 1/45 = 2,23$  МПа.

13. Определяем корректирующие коэффициенты (по табл. 6.2 - 6.4):  $K_\alpha = 0,952$ ;  $K_\nu = 0,915$ ;  $K_\beta = 1$  (передача расположена горизонтально);  $K_\rho = 0,8$  (двухсменная работа, нагрузка с умеренными толчками). Допускаемое полезное проектное напряжение [см. формулу (6.16)]  $[\sigma_{\text{пр}}] = 2,23 \cdot 0,952 \cdot 0,915 \cdot 1 \times 0,8 = 1,6$  МПа.

14. Вращающий момент на ведущем валу [формула (5.1)]  $T_1 = 29 \cdot 10^3/(980\pi/30) = 282$  Н·м.

15. Окружная сила [(формула (6.7)]  $F_t = 2 \cdot 282/0,36 = 1575$  Н.

16. Площадь поперечного сечения ремня [по формуле (6.17)]  $S = 1575/1,6 = 980$  мм<sup>2</sup>.

Для принятого значения  $\delta = 8$  мм находим  $b = 980/8 = 123$  мм. Принимаем ремни с шестью прокладками и прокладками толщиной  $\delta = 9$  мм. Тогда  $b = 980/9 = 109$  мм. Стандартная ширина ремня  $b = 112$  мм. Площадь сечения ремня  $S = b\delta = 112 \cdot 9 = 1008$  мм<sup>2</sup>.

17. Нагрузку на вал ведущего шкива определим по формуле (6.10), где  $F_0 = \sigma_0 S = 1,8 \cdot 10^6 \cdot 1008 \cdot 10^{-6} = 1950$  Н и  $\sin 82^\circ = 0,99$ ,  $F_n = 2 \cdot 1950 \cdot 0,99 = 3880$  Н.

**Пример 3.** Определить, какую мощность может передать резинотканевый ремень шириной 70 мм, толщиной  $\delta = 6$  мм при угловой скорости  $\omega_1 = 75,5$  рад/с и передаточном отношении  $i = 2,24$ ; работа двухшвенная, с умеренными колебаниями. Диаметр ведущего шкива  $D_1 = 250$  мм.

1. Принимаем коэффициент упругого скольжения  $\epsilon = 0,015$ .

2. Диаметр ведомого шкива  $D_2 = 250 \cdot 2,24 \cdot 0,085 = 550$  мм; принимаем стандартное значение 560 мм.

3. Фактическое передаточное число  $i = 560/(250 \cdot 0,985) = 2,27$ ; отклонение составляет  $(2,27 - 2,24) 100/2,24 = 1,34\%$ , что допустимо.

4. Окружная скорость ремня  $v = 0,5 \cdot 75,5 \cdot 0,25 = 9,4$  м/с.

5. Принимаем межшквевое расстояние [формула (6.1)]  $a = 2(D_2 + D_1) = 2(560 + 250) = 1620$  мм.

6. Расчетная длина ремня [формула (6.3)]  $l = 2 \cdot 1620 + 1,57(560 + 250) + (560 - 250)^2/4 \cdot 1620 = 3240 + 1270 + 14,8 = 4525$  мм.

7. Прибавляем на шивку  $\Delta l = 175$  мм;  $l_0 = 4525 + 175 = 4700$  мм.

8. Угол охвата ремнем ведущего шкива [см. формулу (6.5)]  $\alpha_1 = 180 - 10,8^\circ = 169^\circ 6'$ .

9. Допускаемое проектное полезное напряжение  $[\sigma_{np}]$  рассчитываем по формуле (6.16) при начальном напряжении  $\sigma_0 = 1,8$  МПа и  $[\sigma_n] = 2,25$  МПа (см. табл. 6.1). Находим корректирующие коэффициенты по табл. 6.2–6.4 и данным на с. 95:  $K_a = 0,97$ ;  $K_b = 1$ ;  $K_p = 0,8$ ;  $K_s = 1$ .

$$[\sigma_{mn}] = 2,25 \cdot 0,97 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 0,8 = 1,74 \text{ МПа.}$$

10. Окружная сила  $F_t = [\sigma_{mn}] S = 1,74 \cdot 420 \cdot 10^{-6} = 730$  Н; здесь  $S = \delta b = 6 \cdot 70 = 420$  мм<sup>2</sup>  $= 420 \cdot 10^{-6}$  м<sup>2</sup>.

11. Мощность на ведущем валу передачи  $P_1 = F_t v = 730 \cdot 9,4 = 6850 = 6,85$  кВт.

**Пример 4.** Определить, какую мощность может передать клиновый ремень нормального сечения (ГОСТ 1284.3–80) профиля В при частоте вращения шкива  $n_1 = 1000$  мин<sup>-1</sup>



(104,8 рад/с). Работа передачи двухшвенная, со слабыми толчками, передаточное отношение  $i = 3$ .

1. ГОСТ 1284.3–80 рекомендует применять данный ремень с диаметрами шкивов 200, 280, 355 и 455 мм; передаваемая мощность при частоте вращения  $1000 \text{ мин}^{-1}$  от 4,69 до 17,32 кВт.

2. Исходя из средних значений передаваемой мощности, считаем подходящими диаметры 280 и 355 мм. Клиновые ремни нормального сечения могут работать при повышенных скоростях (до 30 м/с). Примем среднюю скорость  $v = 15 \text{ м/с}$ , тогда  $v = 0,5D_1\omega_1$ ;  $D_1 = 15/(0,5 \cdot 104,8) = 0,288 \text{ м}$ . По данным работы [7], при частоте вращения  $n_1 = 1000 \text{ мин}^{-1}$  шкива диаметром 280 мм ремнем профиля В может передаваться мощность  $P_1 = 9,85 \text{ кВт}$ ; при диаметре шкива  $D_1 = 355 \text{ мм}$  эта мощность возрастает до 13,54 кВт.

3. Корректирующие коэффициенты (см. табл. 6.2 и с. 96):  $K_p = 0,8$ ;  $K_a = 1$ ;  $K_z = 1$ ;  $K_l = 1$ . Для определения угла охвата примем  $a = cD_2$ . При  $i = 3$ ,  $c = 1$  диаметр  $D_2 = D_1(1 - \epsilon) = D_2 = 280 \cdot 3 \cdot 0,985 = 830 \text{ мм}$ ; тогда  $a = D_2 = 830 \text{ мм}$ . Примем  $D_2 = 830 \text{ мм}$ .

4. Длина ремня [формула (6.8)]  $l = 2 \cdot 830 + 1,57(830 + 280) + (830 - 280)^2/(4 \cdot 830) = 1660 + 1740 + 91 = 3491 \text{ мм}$ .

Принимаем стандартную длину ремня  $l = 3500 \text{ мм}$ .

5. Межосевое расстояние [формула (6.4)]  $a = \{2 \cdot 3550 - 3,14(1110) + \sqrt{[2 \cdot 3500 - 3,14 \cdot 1110]^2 - 8(830 - 280)^2}\}/8 = 834 \text{ мм}$ .

6. Угол охвата [формула (6.5)]  $\alpha_1 = 180 - 57^\circ(830 - 280)/834 = 180^\circ - 37^\circ 42' = 142^\circ 18'$ ; корректирующий коэффициент  $K_a = 0,886$ .

7. С учетом корректирующих коэффициентов по формуле (6.18) можно определить мощность  $P_1 = 1 \cdot 9,85 \cdot 0,886 \cdot 1 \cdot 1 \times 0,8 = 7 \text{ кВт}$  или для ведущего шкива с  $D_1 = 355 \text{ мм}$   $P_1 = 1 \cdot 13,54 \cdot 0,886 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 0,8 = 9,6 \text{ кВт}$ . Окончательное решение о выборе диаметра ведущего шкива можно принять, вычислив ресурс ремня при разных скоростях. Имеет значение также требование к размерам передачи.

**Пример 5.** Рассчитать передачу плоским ремнем с натяжным роликом. Мощность на ведущем валу  $P_1 = 15 \text{ кВт}$ , угловая скорость  $\omega_1 = 76,5 \text{ рад/с}$ , угловая скорость на ведомом валу  $\omega_2 = 25,5 \text{ рад/с}$ . Работа двухшвенная, нагрузка без толчков, расположение линии центров горизонтальное (рис. 6.8).

1. Принимаем ремень прорезиненный типа А. Коэффициент

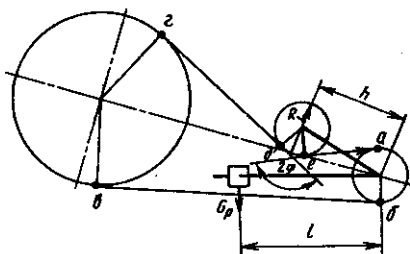


Рис. 6.8. Схема передачи с натяжным роликом

упругого скольжения  $\epsilon = 0,01$ . Передаточное отношение  $i = \omega_1/\omega_2 = 76,5/25,5 = 3$ .

2. Диаметр ведущего шкива [формула (6.2)]  $D_1 = (0,052 \dots 0,062) \sqrt[3]{15 \cdot 10^3/76,5} = 300 \dots 352$  мм. Принимаем  $D_1 = 300$  мм (с учетом уменьшения размеров передачи). Диаметр ведомого шкива  $D_2 = D_1 i (1 - \epsilon) = 300 \cdot 3 \cdot 0,99 = 890$  мм. Принимаем  $D_2 = 900$  мм из ряда Ra 40.

3. Фактическое передаточное отношение [по формуле (5.3)]  $i = 900/(300 \cdot 0,99) = 3,04$ . Отклонение от заданного значения незначительное.

4. Межосевое расстояние. По формуле (6.1) принимаем  $a = 2000$  мм. Предварительно находим диаметр натяжного ролика в соответствии с рекомендуемым соотношением  $D_p = (0,8 \dots 1,0) D_1$ ;  $D_p = 0,8 D_1 = 240 \dots 300$  мм. Окончательно принимаем  $D_p = 280$  мм (по ряду чисел Ra 40).

Межосевое расстояние между ведущим шкивом и натяжным роликом  $a_1 = 200$  мм.

5. Определяем длину  $l_1$  ремня по чертежу, измерив по контуру отрезки  $ab$ ,  $bv$ ,  $vg$ ,  $gd$ ,  $de$  и  $ea$ ;  $l_1 = 5010$  мм.

6. Окружная скорость  $v = 0,5 \omega_1 D_1 = 0,5 \cdot 76,5 \cdot 0,3 = 11,5$  м/с.

7. Число пробегов ремня  $n_n = v/l_1 = 11,5/5,01 = 2,3 \leq [n_n] = 2$ ; превышение незначительное.

8. Полезное напряжение в ремне (по табл. 6.1)  $\sigma_n = 2,25$  МПа при  $D_1/\delta = 40$ . Толщина ремня  $\delta = 300/40 = 7,5$  мм. Принимаем ремень из шести прокладок без прослоек.

9. Корректирующие коэффициенты (см. с. 95 и табл. 6.2):  $K_\alpha = 1,03$ ;  $K_v = 1,04 - 0,0004v^2 = 0,987$ ;  $K_p = 0,9$ ;  $K_\beta = 1$ .  $K_\gamma = 1$ .

10. Допускаемое проектное напряжение [см. формулу (6.16)]  $[\sigma_n] = 2,25 \cdot 1,03 \cdot 0,987 \cdot 0,9 \cdot 1 = 2,06$  МПа.

11. Окружная сила  $F_t = P_1 10^3/v = 15 \cdot 10^3/11,5 = 1310$  Н.

12. Площадь сечения ремня  $S = F_t/[\sigma_n] = 1310/2,06 = 640$  мм<sup>2</sup> =  $640 \cdot 10^{-6}$  м<sup>2</sup>. При стандартной толщине  $\delta =$

$= 7,5$  мм ширина ремня  $b = S/\delta = 640/7,5 = 85$  мм. Ширина стандартного ремня  $b = 8,5$  мм, но этот ремень рекомендуют по возможности не применять; примем ближайший более широкий ремень ( $b = 90$  мм).

13. Напряжения и усилия в ветвях ремня. Предварительное натяжение ремня [формула (6.6)]  $F_0 = 1,8 \cdot 640 = 1150$  Н. Натяжение ведущей (нижней) ветви ремня [формула (6.8)]  $F_1 = F_0 + P_t/2 = 1150 + 1310/2 = 1805$  Н. Натяжение ведомой верхней ветви ремня [формула (6.9)]  $F_2 = 1150 - 655 = 495$  Н.

14. Сила воздействия ремня на ролик [см. рис. (6.5)]  $R = 2F_2 \cos(2\varphi/2) = 2F_2 \cos 66^\circ = 2 \cdot 495 \cdot 0,48 = 403$  Н; здесь  $2\varphi = 132^\circ$ .

15. По рис. 6.8 находим плечи силы  $R$  и груза  $G$ :  $h = 480$  мм;  $l = 720$  мм. Сила тяжести  $G = Rh/l = 403 \cdot 480/720 = 270$  Н. Силу тяжести рычага и ролика не учитываем.

### § 6.5. ЗАДАЧИ ДЛЯ САМОСТОЯТЕЛЬНОГО РЕШЕНИЯ

**Задача 1.** Рассчитать открытую передачу плоским ремнем привода конвейера. Передаваемая мощность  $P_1 = 5,5$  кВт; угловая скорость  $\omega_1 = 101$  рад/с; передаточное отношение  $i = 2,8$ ; нагрузка с умеренными толчками, работа двухсменная, расположение линии центров шкивов горизонтальное, ремень резинотканевый (рис. 6.9).

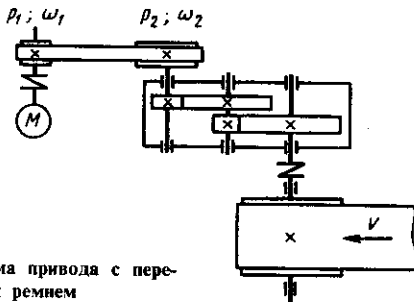


Рис. 6.9. Схема привода с передачей плоским ремнем

**Задача 2.** Диаметр малого шкива ременной передачи  $D_1 = 250$  мм, угловая скорость  $\omega_1 = 76,5$  рад/с. Ремень резинотканевый; площадь сечения  $S = 450$  мм<sup>2</sup>, плотность  $\rho = 1400$  Н/м<sup>3</sup>. Определить силы, действующие в ветвях ремня при передаче мощности.

**Задача 3.** Рассчитать передачу клиновым ремнем привода конвейера; мощность 17 кВт, угловая скорость  $\omega_1 = 152$  рад/с, передаточное отношение  $i = 3,15$ . Нагрузка с умеренными колебаниями, работа двухсменная. Пусковая нагрузка в 1,5 раза превышает номинальную. Расчет выполнить для ремней профилей В и Г.

**Задача 4.** Рассчитать ременную передачу по данным задачи 1 для случая применения хлопчатобумажного цельнотканого ремня.

**Задача 5.** Рассчитать передачу клиновыми ремнями; мощность на ведущем валу  $P_1 = 7,5$  кВт, угловая скорость  $\omega_1 = 153$  рад/с, передаточное отношение  $i = 3,15$ . Работа двухсменная со слабыми толчками. Линия центров шкивов горизонтальная.

**Задача 6.** Рассчитать открытую передачу плоским ремнем. Мощность на ведущем валу  $P_1 = 15$  кВт, угловая скорость  $\omega_1 = 70$  рад/с;  $\omega_2 = 30$  рад/с. Работа односменная, нагрузка без толчков, линия центров шкивов горизонтальная.

### § 7.1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

#### Основные элементы и характеристики зацепления.

Термины, определения и обозначения, относящиеся к геометрии и кинематике зубчатых передач различных типов с постоянным передаточным отношением, установлены ГОСТ 16530—70, зубчатых цилиндрических передач — ГОСТ 16531—70, зубчатых конических передач — ГОСТ 19325—73. Элементы геометрии зубчатых передач показаны на рис. 7.1.

В соответствии с ГОСТ 16530—70 обозначают индексами  $w$  — начальную окружность;  $b$  — основную окружность;  $a$  — окружность вершин зубьев;  $f$  — окружность впадин зубьев. Окружность, на которой шаг  $p$  и угол зацепления  $\alpha_w$  равны соответственно шагу и углу профиля  $\alpha$  инструментальной рейки, называется делительной. Делительные окружности совпадают с начальными, если межосевое расстояние пары зубчатых колес равно сумме радиусов  $d_1/2$  и  $d_2/2$  делительных окружностей:  $a_w = d_1/2 + d_2/2 = d_1(1 + u)/2$ , где  $u$  — передаточное число.

Окружной шаг  $p$ , — расстояние между одноименными сторонами двух соседних зубьев по дуге делительной окружности, равное сумме толщины зуба  $S$ , и ширины впадины  $l$ . Окружной модуль зубьев  $m = p/\pi = d/z$ , где  $d$  — начальный диаметр;  $z$  — число зубьев.

Модули эвольвентных зубчатых колес стандартизированы. Нормальные модули  $m$  эвольвентных зубчатых колес и внешние окружные делительные модули  $m_e$  конических прямозубых колес в соответствии ГОСТ 9563—60 (СТ СЭВ 310—76, приведены ниже (1-й ряд следует предпочитать 2-му):

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

Высота головки зуба  $h_a = m$ . Высота ножки зуба  $h_f = h_a + c$ , где  $c = (0,25 \dots 0,4) m$ .

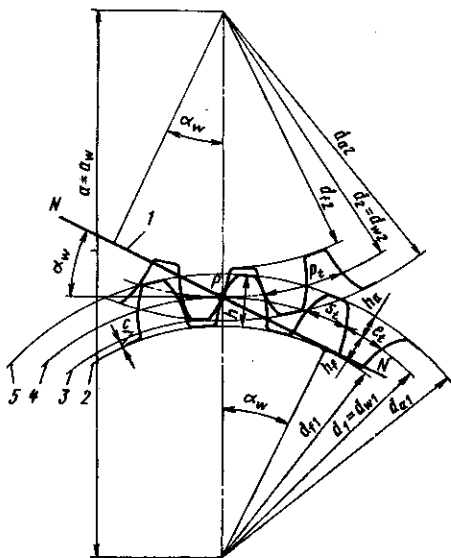


Рис. 7.1. Схема эвольвентного зацепления:

1 — линия зацепления; 2 — окружность впадин; 3 — основная окружность; 4 — начальная и делительная окружности; 5 — окружность вершин; P — полюс зацепления

Радиус закругления зуба у основания (для цилиндрических колес  $r_f = 0,38m$ , для конических  $r_f = 0,2m$ ). Высота зуба  $h = h_a + h_f$ .

Минимальное число зубьев, при котором не происходит подрезания,  $z_{\min} = 2/\sin^2 \alpha_w$ ;  $z_{\min} = 17$  при  $\alpha_w = 20^\circ$ .

Рекомендуется принимать  $z_1 = z_{\min} + (3 \dots 5)$ . С увеличением окружной скорости следует увеличивать число зубьев. Для редукторов  $z_1 = 20 \dots 30$ .

**Точность зубчатых передач.** Погрешности в изготовлении зубьев приводят к повышенному шуму во время работы и преждевременному разрушению передачи; поэтому точность изготовления передачи регламентирована стандартом (ГОСТ 1643—72, табл. 7.1). КПД различных передач указан в табл. 7.2.

Таблица 7.1. Степень точности зубчатых передач

Передача	Зубья	Предельная окружная скорость, м/с, при степени точности			
		6	7	8	9
Цилиндрическая	Прямые	15	10	6	3
	Косые	30	15	10	6
Коническая	Прямые	9	6	4	2,5

Таблица 7.2. Средние значения КПД одной пары колес при передаче полной мощности (без учета потерь в подшипниках)

Передача	КПД закрытой передачи при степени точности	КПД открытой передачи при степени точности	
	6; 7	8	9
Цилиндрическая	0,99 – 0,98	0,97	0,96
Коническая	0,98 – 0,97	0,96	0,95

## § 7.2. МАТЕРИАЛЫ

В зависимости от твердости рабочих поверхностей стальные зубчатые колеса делятся на две группы: колеса с твердостью  $HV < 350$  и  $HV > 350$ . Первые нормализованные, улучшенные, или закаленные, применяются в мало- и средне-нагруженных передачах. Термообработку (улучшение) выполняют до нарезания зубьев. Колеса с твердостью  $HV > 350$  применяют в тяжело нагруженных передачах. Высокой твердости достигают термообработкой различных видов. Механические характеристики сталей для зубчатых колес приведены в табл. 7.3.

Таблица 7.3. Механические характеристики сталей для зубчатых колес

Сталь	Термообработка	Диаметр заготовки, мм	$\sigma_b$	$\sigma_T$	$\sigma_1$	$HV$ для поверхности
50Г	Нормализация Улучшение	150 – 400 100 – 200	610 690	320 390	—	190 – 229 241 – 285
30ХГС	Нормализация Улучшение	100 – 160 150 – 300	890 930	690 740	—	215 – 229 235 – 291
35Х	Нормализация Улучшение	60 200	940 740	740 490	—	190 – 241 220 – 260
40Л 45	Нормализация Улучшение	Любой 90 – 120 180 – 250 250 – 350	520 730 690 660	295 390 340 300	225 315 295 285	147 194 – 222 180 – 207 180 – 195
40Х	Улучшение	До 120 120 – 150 180 – 250 220 – 315	930 850 780 800	690 590 490 630	420 395 370 375	260 – 282 240 – 270 215 – 243 235 – 262
	Поверхностная закалка	120 200	930 920	690 750	420 415	269 – 302 48 – 50*

Сталь	Термообработка	Диаметр заготовки, мм	$\sigma_b$	$\sigma_T$	$\sigma_1$	<i>HV</i> для поверхности
40ХНМА	Мягкое азотирование	200	980	786	440	26–30*
38ХМЮА	Жесткое азотирование	200	1050	900	460	850–900
20Х 12ХН3А	Цементация	120	780	640	370	50–63*
		200	1000	800	445	56–63*

\* Указано значение *HRC*.

Допускаемые напряжения (ГОСТ 21354–75). Допускаемое контактное напряжение  $[\sigma_H]$  при проектном расчете на контактную выносливость определяют по формуле

$$[\sigma_H] = \sigma_{H \text{ lim } b} K_{HL} Z_R Z_v / S_H; \quad (7.1)$$

здесь  $\sigma_{H \text{ lim } b}$  – предел контактной выносливости при базовом числе циклов (табл. 7.4);  $K_{HL}$  – коэффициент долговечности;  $Z_R$  – коэффициент, учитывающий шероховатость сопряженных поверхностей зубьев;  $Z_v$  – коэффициент, учитывающий окружную скорость (при приближенных расчетах произведение  $Z_v$  можно принять равным 1);  $S_H$  – коэффициент безопасности (для

Таблица 7.4. Предел контактной выносливости при базовом числе циклов (ГОСТ 21354–75, табл. 8)

Термообработка зубьев	Средняя твердость поверхности зубьев	Сталь	$\sigma_{H \text{ lim } b}$ , МПа
Нормализация или улучшение Объемная закалка Поверхностная закалка	<i>HV</i> < 350	Углеродистая и легированная	2 ( <i>HV</i> ) + 70
	38–50 <i>HRC</i> 40–50 <i>HRC</i>		18 ( <i>HRC</i> ) + 150 17 ( <i>HRC</i> ) + 200
Цементация и нитроцементация Азотирование	56 <i>HRC</i> <i>HV</i> 550–750	Легированная с низким содержанием углерода	23 ( <i>HRC</i> ) 1050



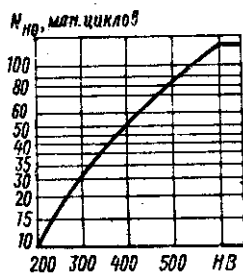


Рис. 7.2. График для определения базового числа циклов  $N_{H0}$

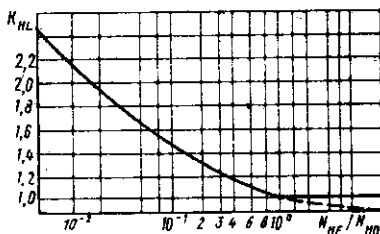


Рис. 7.3. График для определения коэффициента долговечности  $K_{HL}$  (штриховая линия только для постоянной нагрузки)

колес из сталей, подвергнутых нормализации и улучшению или объемной закалке,  $S_H = 1,1 \dots 1,2$ ; для колес с поверхностным упрочнением зубьев  $S_H = 1,2 \dots 1,3$ ).

Коэффициент долговечности

$$K_{HL} = \sqrt[6]{N_{H0}/N_{HE}}, \quad (7.2)$$

где  $N_{H0}$  — базовое число циклов перемены напряжений, зависящее от твердости материала (рис. 7.2),  $N_{HE}$  — эквивалентное число циклов перемены напряжений за время работы передачи

$$N_{HE} = 60cnt = 572,4\omega t, \quad (7.3)$$

где  $c$  — число одинаковых зубчатых колес, сцепляющихся с рассматриваемым зубчатым колесом;  $n$  — частота вращения,  $\text{мин}^{-1}$ ;  $t$  — число часов работы под нагрузкой;  $\omega$  — угловая скорость,  $\text{рад/с}$ .

Зная  $N_{H0}$  и  $N_{HE}$ , можно определить  $K_{HL}$  по рис. 7.3. В расчетах на выносливость допускаемое напряжение при изгибе определяют по формуле

$$[\sigma_F] = \sigma_{F \text{ lim } b}^0 K_{FL} K_{Fg} K_{Fd} K_{Fc} / S_F; \quad (7.4)$$

здесь  $\sigma_{F \text{ lim } b}^0$  — предел выносливости зубьев при изгибе при базовом числе циклов перемены напряжений (табл. 7.5);  $K_{FL}$  — коэффициент долговечности;  $K_{Fg}$  — коэффициент, учитывающий влияние шлифования переходной поверхности зубьев (для зубьев с нешлифованной переходной поверхностью зуба  $K_{Fg} = 1$ );  $K_{Fd}$  — коэффициент, учитывающий влияние упрочнения деформационного и электрохимического (при отсутствии деформационного и электрохимического упрочнения  $K_{Fd} = 1$ );  $K_{Fc}$  — коэффициент, учитывающий влияние двустороннего при-

Таблица 7.5. Предел выносливости при отнудевом цикле изгиба; коэффициент запаса прочности  $S_F$  (ГОСТ 21354-75, табл. 14.15)

Сталь	Термообработка	Твердость зубьев		$\sigma_{F \text{ lim } b}^0$ , МПа	$S_F$
		на поверхности	в сердцевине основания		
40, 45, 50, 40X, 40XH, 40XФА	Нормализация, улучшение	180-350 HB		1,8 (HB)	1,76
40X, 40XH, 40XФА	Объемная закалка	45-55 HRC		500-550	1,8
40XH, 40XH2MA	Закалка при нагреве ТВЧ	48-58 HRC	25-35 HRC	700	1,75
20XH, 20XH2M, 12XH2, 12XH3A	Цементация	57-63 HRC		950	1,55
Стали, содержащие алюминий	Азотирование	HV 700-950	24-40 HRC	300+1,2 (HRC*)	1,75

\* Твердость сердцевины.

ложения нагрузки (при одностороннем приложении нагрузки  $K_{Fc} = 1$ , при двустороннем  $K_{Fc} = 0,7 \dots 0,8$ );  $S_F$  - коэффициент безопасности (принимают в пределах 1,7-2,2, причем большие значения - для литых заготовок).

Произведение коэффициентов  $K_{F\theta}$ ,  $K_{Fd}$  и  $K_{Fc}$  можно принимать равным 1.

Для колес из материалов с  $HB \leq 350$  коэффициент долговечности  $K_{FL} = \sqrt[6]{N_{F0}/N_{FE}}$ , причем  $1 \leq K_{FL} \leq 2$ , а  $N_{F0} = 4 \cdot 10^6$  для всех сталей. При  $HB > 350$  коэффициент  $K_{FL} = \sqrt[9]{N_{F0}/N_{FE}}$  и  $1 \leq K_{FL} \leq 1,6$ . При  $K_{FL} < 1$  принимают  $K_{FL} = 1$ .

### § 7.3. ЦИЛИНДРИЧЕСКИЕ ПЕРЕДАЧИ

Передаточное отношение  $i = \omega_1/\omega_2 = n_1/n_2 = d_{w2}/d_{w1} = z_2/z_1$ .

Отношение чисел зубьев  $z_2/z_1$  называют передаточным числом  $i$ . Для стандартных редукторов (по ГОСТ 9563-60,

СТ СЭВ 310–76) значения  $u$  принимают по стандартному ряду чисел, причем 1-й ряд предпочтительнее 2-го:

1-й ряд . . . . .	1	1,25	1,6	2,0	2,5	3,15	4,0	5,0	6,3	8,0
2-й ряд . . . . .	1,12	1,4	1,8	2,24	2,8	3,55	4,5	5,6	7,1	9,0

При установлении значений  $z_1$  и  $z_2$  уточняют передаточное число.

Оно не должно отличаться от номинального более, чем на 2,5 % при  $u \leq 4,5$  и более чем на 4 % при  $u > 4,5$ .

**Геометрические размеры колес.** Диаметр делительной и начальной окружности, если они совпадают,

$$d = d_w = mz. \quad (7.5)$$

Диаметр окружности вершин

$$d_a = d + 2h_a = d + 2m. \quad (7.6)$$

Диаметр окружности впадин

$$d_f = d - 2h_f = d - 2,5m. \quad (7.7)$$

Межосевое расстояние передачи

$$a_w = (d_2 + d_1)/2 = d_1(u + 1)/2 = (mz_1 + mz_2)/2 = mz_\Sigma/2, \quad (7.8)$$

где  $z_\Sigma = z_1 + z_2$  — суммарное число зубьев шестерни и колеса.

Зная  $z_\Sigma$ , можем определить  $z_1 = z_\Sigma/(u + 1)$ ;  $z_2 = z_\Sigma - 1$ .

Ширина венца колеса

$$b = \psi_{ba}a_w = \psi_{bd}d. \quad (7.9)$$

Конструктивное оформление зубчатого колеса показано на рис. 7.4. Размеры определяют по работам [8, табл. 8.1; 12, с. 307].

**Силы в зацеплении** (рис. 7.5). Силы взаимодействия между зубьями принято определять в полюсе зацепления. Окружная и радиальная силы

$$F_t = F_n \cos \alpha_w = T_1(u + 1)/a_w = 2T_1/d_1; \quad F_r = F_t \operatorname{tg} \alpha_w. \quad (7.10)$$

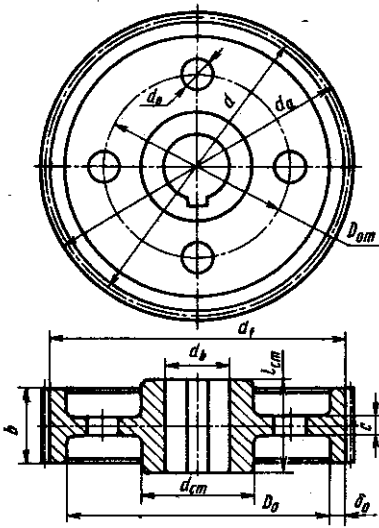
На ведомом колесе окружная сила  $F_t$  и крутящий момент  $T_1$  действуют в направлении угловой скорости, а на ведущем колесе — в противоположном направлении.

**Расчет на изгиб цилиндрических зубчатых колес.** При работе передачи возникающая в зацеплении сила  $F_n$  циклично создает напряжения изгиба и сжатия в основании зуба. На рис. 7.6 показаны составляющие силы  $F_t$  и  $F_r$ , действующие на зуб колеса, и возникающие при этом напряжения изгиба и сжатия в основании зуба. Продолжительная работа зубьев возможна при

Рис. 7.4. Зубчатая шестерня

достаточном пределе выносливости при изгибе зубьев шестерни и колеса.

Расчет на выносливость при изгибе ведут в предположении, что в зацеплении находится только одна пара зубьев, силы трения отсутствуют, зуб рассматривают как консольно защемленную балку с моментом сопротивления в основании  $W_x = ba^2/6$ , где  $a$  — толщина зуба;  $b$  —



длина зуба — ширина венца. Наибольшее напряжение в опасном сечении ножки зуба (на растянутых волокнах)

$$\sigma_F = Y_F F_t K_{F\beta} K_{Fv} / (bm), \quad (7.11)$$

здесь  $Y_F$  — коэффициент формы зуба;  $K_{F\beta}$  — коэффициент неравномерности распределения нагрузки по длине зуба;  $K_{Fv}$  — коэффициент динамической нагрузки;  $m$  — модуль зацепления.

При проектном расчете рекомендуют  $\sqrt{2K_{Fv}} = 1,4$ ; тогда

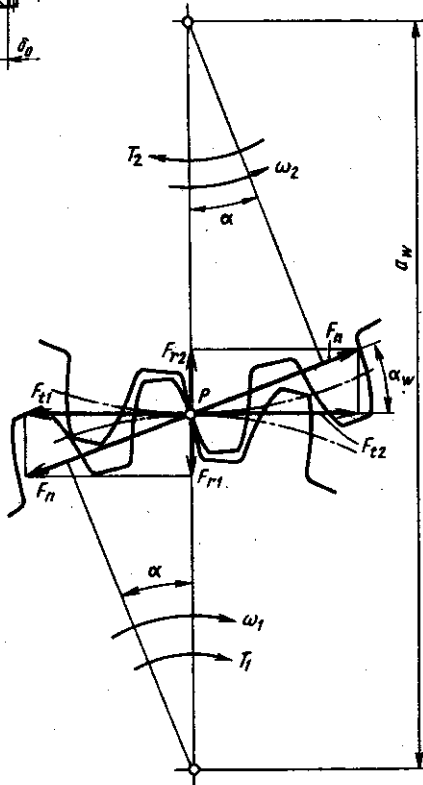


Рис. 7.5. Схема сил, действующих в цилиндрической прямозубой передаче

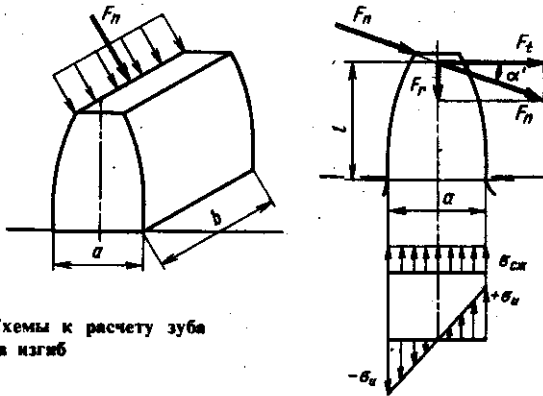


Рис. 7.6. Схемы к расчету зуба шестерни на изгиб

$$m = 1,4 \sqrt[3]{Y_F T_1 K_{F\beta} / (\Psi_{bd} z_1^2 [\sigma_F])}; \quad (7.12)$$

здесь принято  $b = \Psi_{bd} d_1 = \Psi_{bd} z_1 m$ ;  $F_t = 2T_1/d_1 = 2T_1/(mz_1)$ .  
 Значения  $\Psi_{bd}$  указаны в табл. 7.6.

Таблица 7.6. Коэффициент ширины венца колеса  $\Psi_{bd}$

Расположение шестерни относительно опор	Значения $\Psi_{bd}$ при твердости рабочих поверхностей зубьев колеса	
	$HB < 350$	$HB > 350$
Консольное	0,3–0,4	0,2–0,25
Симметричное	0,8–1,4	0,4–0,9
Несимметричное	0,6–1,2	0,3–0,6

Примечание. Большие значения  $\Psi_{bd}$  принимают при постоянных нагрузках и твердости поверхности зубьев  $HB < 350$ .

Значения коэффициента формы зуба  $Y_F$  для некорректированного внешнего зацепления ( $x = 0$ ) приведены ниже:

$z$ или $z_0$ . . . . .	17	20	22	24	26	28	30	35
$Y_F$ . . . . .	4,26	4,07	3,98	3,92	3,88	3,81	3,79	3,75
$z$ или $z_0$ . . . . .	40	45	50	65	80	100	150	300
$Y_F$ . . . . .	3,70	3,66	3,65	3,62	3,60	3,60	3,60	3,60

Условие равной прочности на изгиб шестерни и колеса имеет вид

$$|\sigma_{F1}|/Y_{F1} \approx [\sigma_{F2}]/Y_{F2}. \quad (7.13)$$

Рассчитывают колесо, для которого отношение  $[\sigma_F]/Y_F$  наименьшее.

Коэффициенты  $\psi_{bd}$  и  $\psi_{ba}$  связаны зависимостью

$$\psi_{bd} = 0,5\psi_{ba}(u + 1). \quad (7.14)$$

Ширину венца колеса принимают из условия  $b_2 = \psi_{ba}a = \psi_{bd}d$ . Ширина шестерни  $b_1 = b_2 + (4...5)$  мм.

Неравномерность нагружения зубьев объясняется деформацией и изнашиванием деталей передачи. Влияние перекоса возрастает с увеличением ширины венца  $b_2$ . Неравномерность нагрузки на зубья учитывают поправочным коэффициентом  $K_{F\beta}$  (табл. 7.7). В процессе приработки зубьев неравномерность нагрузки сглаживается.

Расчет на контактную выносливость цилиндрических прямозубых передач. Расчет основан на использовании формулы Герца для наибольших контактных напряжений в зоне зацепления

$\sigma_H = \sqrt{\frac{E_{пр}}{2\pi(1-\mu^2)} \frac{q}{\rho_{пр}}}$ . После преобразования входящих в формулу величин получим

$$\sigma_H = 436 \cdot 10^3 \sqrt{\frac{F_t}{d_1 b_2} \frac{u+1}{u} K_{H\beta} K_{H\alpha}} \leq [\sigma_H] \quad (7.15)$$

или

$$a_w = K_a (u + 1) \sqrt[3]{T_1 K_{H\beta} / (\psi_{bd} u [\sigma_H]^2)}. \quad (7.16)$$

Таблица 7.7. Коэффициент неравномерности нагрузки  $K_{F\beta}$

Расположение шестерни относительно опор	Твердость поверхности зубьев $HВ$	Значения $K_{F\beta}$ при $\psi_{bd}$				
		0,2	0,4	0,6	0,8	1,2
Консольное; опоры – шарикоподшипники	$\leq 350$	1,16	1,37	1,64	–	–
	$> 350$	1,33	1,70	–	–	–
Консольное; опоры – роликоподшипники	$\leq 350$	1,10	1,22	1,38	1,57	–
	$> 350$	1,2	1,44	1,71	–	–
Симметричное	$\leq 350$	1,01	1,01	1,05	1,07	1,14
	$> 350$	1,02	1,02	1,08	1,14	1,20
Несимметричное	$\leq 350$	1,05	1,10	1,17	1,25	1,42
	$> 350$	1,09	1,18	1,30	1,43	1,73

Таблица 7.8. Коэффициент неравномерности нагрузки  $K_{H\beta}$

Расположение шестерни относительно опор	Твердость поверхности зубьев $HV$	Значения $K_{H\beta}$ при $\psi_{bd}$					
		0,2	0,4	0,6	0,8	1,2	1,6
Консольное; опоры — шарикоподшипники	$\leq 350$	1,08	1,17	1,28	—	—	—
	$> 350$	1,22	1,44	—	—	—	—
Консольное; опоры — роликоподшипники	$\leq 350$	1,06	1,12	1,19	1,27	—	—
	$> 350$	1,1	1,25	1,45	—	—	—
Симметричное	$\leq 350$	1,01	1,02	1,03	1,04	1,07	1,11
	$> 350$	1,01	1,02	1,04	1,07	1,16	1,26
Несимметричное	$\leq 350$	1,03	1,05	1,07	1,12	1,19	1,28
	$> 350$	1,06	1,12	1,20	1,29	1,48	—

Для пары сталь — сталь коэффициент  $K_a = 4950$ , для пары сталь — чугун  $K_a = 4450$ , для пары сталь — бронза  $K_a = 4300$  [12]. Значения коэффициента  $K_{H\beta}$  указаны в табл. 7.8. Для редукторов установлены следующие стандартные значения  $\psi_{bd}$  (ГОСТ 2185—66): 0,1; 0,125; 0,16; 0,2; 0,25; 0,315; 0,4; 0,5; 0,63; 0,8; 1,0. Значения межосевого расстояния  $a_w$  определены ГОСТ 2185—66 (СТ СЭВ 229—75):

1-й ряд . . . . . 40; 50; 63; 80; 100; 125; 160; 200; 250; 315; 400; 580; 630; 800  
 2-й ряд . . . . . 71; 90; 112; 140; 180; 224; 280; 355; 450; 560; 710

Модуль зацепления ориентировочно принимают

$$m = (0,01 \dots 0,02) a_w \quad (7.17)$$

Косозубые передачи применяют в ответственных механизмах при средних и высоких скоростях (см. табл. 7.1).

Шаг  $p$  между зубьями косозубых колес можно измерять в торцовом и нормальном направлениях; соответственно различают торцовый  $p_t$  и нормальный  $p_n$  шаг, торцовый  $m_t$  и нормальный  $m_n$  модуль. Согласно рис. 7.7  $p_t = p_n / \cos \beta$  и  $m_t = m_n / \cos \beta$ . Нормальный модуль выбирают по данным на с. 109.

Диаметр делительной и начальной окружности

$$d = d_w = m_t z = m_n z / \cos \beta \quad (7.18)$$

Высота головки зубьев  $h_a = m_n$ ; высота ножки  $h_f = 1,25 m_n$ .

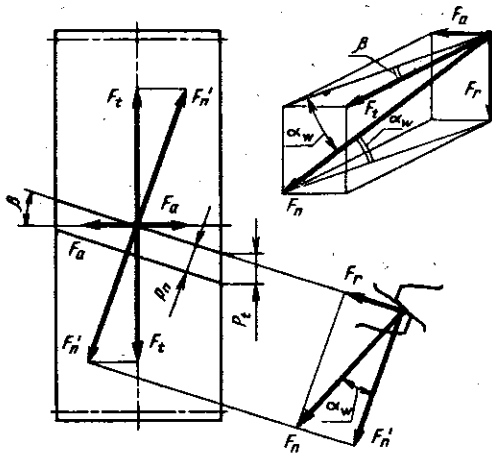


Рис. 7.7. Схема сил, действующих в цилиндрической косозубой передаче

Диаметры окружности вершин и впадин

$$d_a = d + 2m_n; \quad d_f = d - 2,5m_n. \quad (7.19)$$

Межосевое расстояние

$$a_w = (d_2 + d_1)/2 = m_n(z_2 + z_1)/(2 \cos \beta). \quad (7.20)$$

Значение угла наклона зубьев на делительном цилиндре рекомендуется брать в пределах  $8-18^\circ$ . В период зацепления в косозубой передаче нормальная сила  $F_n$  действует по линии зацепления, нормально боковой поверхности зубьев шестерни и колеса. Эта сила раскладывается по трем взаимно перпендикулярным направлениям на составляющие: окружную  $F_t = 2T_1/d$ , радиальную  $F_r = F_t \operatorname{tg} \alpha / \cos \beta$  и осевую  $F_a = F_t \operatorname{tg} \beta$ .

При проектном расчете аналогично расчету прямозубых передач определяют модуль

$$m_n = 1,12 \sqrt[3]{Y_F T_1 K_{F\beta} / (\psi_{bd} z_1^2 [\sigma_F])}, \quad (7.21)$$

где  $Y_F$  — коэффициент формы зуба, определяемый по эквивалентному числу зубьев (см. с. 117).

Эквивалентное число зубьев

$$z_{v1} = z_1 / \cos^3 \beta; \quad z_{v2} = z_2 / \cos^3 \beta. \quad (7.22)$$

Значения коэффициентов  $K_{F\beta}$  приведены в табл. 7.7,  $\psi_{bd}$  — в табл. 7.6. В формулу (7.21) подставляют значения  $Y_F$  и  $[\sigma_F]$



для шестерни или колеса, выбирая меньшее из двух отношение  $[\sigma_F]/Y_F$ .

При проверочном расчете аналогично расчету прямозубых передач определяют напряжение

$$\sigma_F = 0,9 Y_F K_{F\beta} K_{F\alpha} F_t / (b_2 m_n) \leq [\sigma_F]. \quad (7.23)$$

При проектном расчете на контактную прочность цилиндрических косозубых передач, как и для прямозубых, находят межосевое расстояние

$$a_w = K_a (u + 1) \sqrt[3]{T_1 K_{H\beta} / (\Psi_{\beta} u [\sigma_H]^2)}, \quad (7.24)$$

здесь  $K_a = 4300$  — для пары сталь — сталь;  $K_a = 3900$  — для пары сталь — чугун;  $K_a = 3750$  — для пары сталь — бронза [12].

При проверочном расчете используют формулу

$$\sigma_H = 376 \cdot 10^3 \sqrt{F_t K_a K_{H\beta} K_{H\alpha} (u + 1) / (u d_1 b_2)} \leq [\sigma_H]. \quad (7.25)$$

При  $v = 15$  м/с и 6–8-й степени точности изготовления передачи коэффициент распределения нагрузки между зубьями  $K_{H\alpha}$  принимают 1,02...1,12 (ГОСТ 21354–75). Значения коэффициента неравномерности нагрузки по длине зуба  $K_{H\beta}$  приведены в табл. 7.8, коэффициента динамической нагрузки  $K_{H\alpha}$  в табл. 26 работы [12].

Косозубую передачу рассчитывают по допускаемому напряжению

$$[\sigma_H] = 0,45 [\sigma_{H1}] + [\sigma_{H2}] \leq 1,23 [\sigma_{H2}], \quad (7.26)$$

здесь  $[\sigma_{H1}]$  и  $[\sigma_{H2}]$  — допускаемые напряжения соответственно для шестерни и колеса.

## § 7.4. КОНИЧЕСКИЕ ПЕРЕДАЧИ

Геометрия зацепления конических колес (рис. 7.8).

В конических колесах роль начальных и делительных цилиндров выполняют начальные и делительные конусы. При вращении колес начальные конусы катятся один по другому без скольжения.

Углы делительных конусов обозначают  $\delta_1$  и  $\delta_2$ . Обычно угол между осями  $\Sigma = \delta_1 + \delta_2$ . При  $\Sigma = \delta_1 + \delta_2 = 90^\circ$  передаточное отношение

$$i = \omega_1 / \omega_2 = d_{e2} / d_{e1} = \operatorname{tg} \delta_2 = 1 / \operatorname{tg} \delta_1, \quad (7.27)$$

где  $d_{e1}$  и  $d_{e2}$  — внешние делительные диаметры колес. Передаточное число  $u = z_2 / z_1$ . Для конической прямозубой передачи

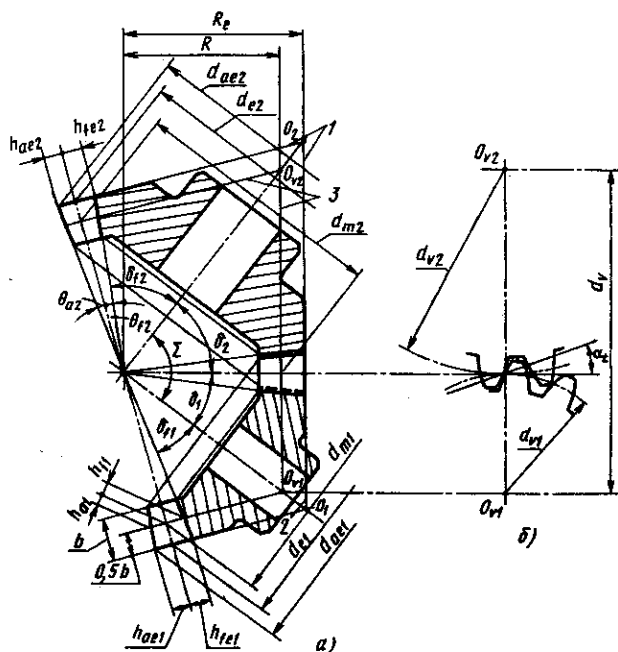


Рис. 7.8. Схемы зацепления прямозубых конических (а) и эквивалентных цилиндрических (б) колес:

1 и 2 — внешний делительный дополнительный конус соответственно колеса и шестерни; 3 — средний делительный дополнительный конус колеса

рекомендуют  $u = 2 \dots 3$ ; для непрямозубых передач возможны более высокие значения  $u$ . Наибольшее значение  $u = 6,30$  (ГОСТ 12289 — 76).

В конических зубчатых колесах различают: делительные диаметры — внешний  $d_e$ , средний  $d_m$  и др.; начальные диаметры — внешний  $d_{we}$ , средний  $d_{wm}$  и др.; диаметры вершин зубьев — внешний  $d_{ae}$ , средний  $d_{am}$  и др. Длина отрезка образующей делительного конуса конического зубчатого колеса от его вершины до пересечения с образующей делительного дополнительного конуса называется делительным конусным расстоянием, или просто конусным расстоянием,  $R$ . Различают внешнее  $R_e$ , внутреннее  $R_i$  и среднее  $R_m$  делительные конусные расстояния.

Для конических зубчатых колес с прямыми зубьями в качестве стандартного расчетного модуля принимают внешний окружной делительный модуль  $m_{te}$  (ГОСТ 9563 — 60, СТ

СЭВ 310–76). Значения модулей приведены на с. 109. Средний делительный диаметр шестерни

$$d_{m1} = m_{тm} z_1 = d_{e1} - b \sin \delta_1. \quad (7.28)$$

Средний модуль зубьев

$$m_{тm} = m_{тe} - b \sin \delta_1 / z. \quad (7.29)$$

Внешнее делительное конусное расстояние

$$R_e = d_{e1} / (2 \sin \delta_1) = m_{тe} z / (2 \sin \delta_1) = 0,5 \sqrt{d_{e2}^2 + d_{e1}^2} = 0,5 d_{e1} \times \sqrt{u^2 + 1}. \quad (7.30)$$

Соответственно среднее делительное конусное расстояние  $R_m = 0,5 d_{m1} \sqrt{u^2 + 1} = R_e - 0,5b$ .

Профили зубьев конических колес, построенных на развертках дополнительных конусов (см. рис. 7.8), близки профилям зубьев эквивалентных цилиндрических колес  $d_{ve1} = d_{e1} / \cos \delta_1 = m_{тe} z_1 / \cos \delta_1 = m_{тe} z_{v1}$  и  $z_{v1} = z_1 / \cos \delta_1$ ;  $z_{v2} = z_2 / \cos \delta_2$ .

Средняя окружная скорость  $v_{cp} = d_{m1} \omega_1 / 2$ .

Силы в зацеплении конических колес показаны на рис. 7.9:

окружная  $F_t$ , осевая  $F_{a1}$  и радиальная  $F_{r1}$  на шестерне;  $F_t = 2T_1 / d_{m1}$ ;  $F_{r1} = F_t \cos \alpha_w \cos \delta_1$ ;  $F_{a1} = F_t \sin \alpha_w \sin \delta_1$ . Для колеса:  $|F_{t2}| = |F_{t1}|$ ;  $|F_{a2}| = |F_{r1}|$ ;  $|F_{r2}| = |F_{a1}|$ .

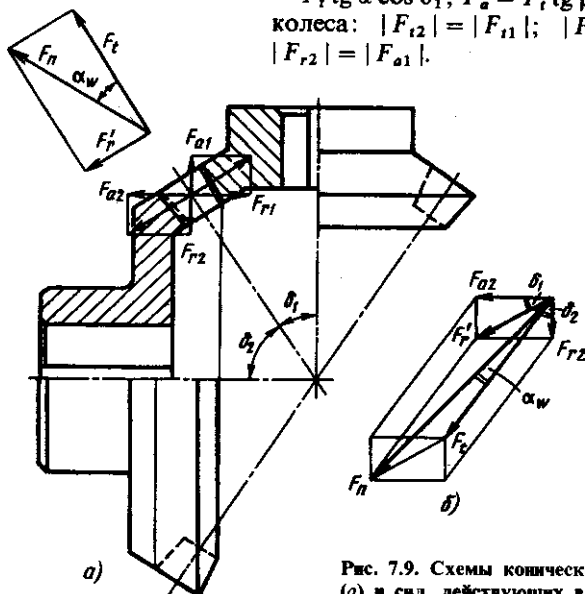


Рис. 7.9. Схемы конического зацепления (а) и сил, действующих в передаче (б)

Таблица 7.9. Ширина венца конического колеса (по ГОСТ 12289-76)

Номинальный диаметр колеса $d_{g2}$ , мм	Значения $b$ , мм, при номинальном передаточном числе $u$										
	1,6	1,8	2	2,24	2,5	2,8	3,15	3,55	4	4,5	5
125	21	20	20	19	19	19	19	19	18		
140	24	22	22	21	21	21	21	21	21	20	20
160	28	26	25	25	25	24	24	24	24	24	24
180	30	30	28	28	28	28	26	26	26	26	26
200	34	32	32	30	30	30	30	30	30	30	30
225	38	36	36	36	34	34	34	34	32	32	32
250	42	40	40	40	38	38	38	38	36	36	36
280	48	45	45	45	42	42	42	42	42	40	40
315	52	52	50	50	48	48	48	48	48	45	45
355	60	60	55	55	55	55	55	52	52	52	52
400	70	65	63	63	60	60	60	60	60	60	60

Примечание. Передаточное число  $u = z_2/z_1$  вычисляют с точностью не ниже 0,0001; фактические значения  $u$  не должны отличаться от номинальных более чем на 3%.

**Расчет на изгиб.** При проектном расчете находят средний модуль зубчатого зацепления

$$m_m \geq 1,4 \sqrt[3]{Y_F T_1 K_{F\beta} / (0,85 \psi_{bd} z_1^2 [\sigma_{1F}])}; \quad (7.31)$$

здесь  $\psi_{bd}$  — коэффициент ширины венца колеса (см. табл. 7.6);  $K_{F\beta}$  — коэффициент неравномерности нагрузки (см. табл. 7.7);  $Y_F$  — коэффициент формы зуба, выбираемый по эквивалентному числу зубьев (см. данные на с. 117).

При проверочном расчете конической прямозубой передачи, как и для цилиндрической, проверяют напряжение

$$\sigma_{F1} = Y_{F1} F_t K_{F\beta} K_{F\alpha} / (0,85 b m) \leq [\sigma_F], \quad (7.32)$$

где  $K_{F\alpha}$  — коэффициент динамической нагрузки, выбираемый по соответствующим таблицам [12].

$$\sigma_{F2} = \sigma_{F1} Y_{F2} / Y_{F1} \leq [\sigma_{F2}].$$

**Расчет на контактную прочность.** Проверочный расчет состоит в определении

$$\sigma_H = 436 \cdot 10^3 \sqrt{\frac{F_t}{0,85 b d_1} \frac{\sqrt{u^2 + 1}}{u} K_{H\beta} K_{H\alpha}} \leq [\sigma_H], \quad (7.33)$$

где  $d_1$  — средний делительный диаметр шестерни.

При проектном расчете находят

$$d_{1m} = d_1 = 7700 \sqrt[3]{\frac{T_1}{0,85\psi_{bd} [\sigma_{F1}^2]} \frac{\sqrt{u^2 + 1}}{u}} K_{H\beta}; \quad (7.34)$$

здесь  $d_1$  — средний делительный диаметр, м;  $T$  — в Н·м;  $\psi_{bd} = b/d$  — коэффициент ширины венца колес (значения  $b$  выбирают по табл. 7.9 с соблюдением условий  $b/R_e \leq 0,285$  и  $b \leq 10m_e$ ).

## § 7.5. ПОСЛЕДОВАТЕЛЬНОСТЬ РАСЧЕТА ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ

### Цилиндрические открытые и закрытые передачи.

1. Уточнение передаточного отношения.
2. Определение вращающего момента на шестерне.
3. Выбор материалов для изготовления шестерни и колеса с учетом режима работы и срока службы, вычисление допускаемых напряжений [см. табл. 7.3, 7.4 и 7.5, формулы (7.1) и (7.9), рис. 7.2 и 7.3].
4. Предварительный выбор коэффициентов ширины колес  $\psi_{ba}$  или  $\psi_{bd}$  и определение коэффициентов  $K_{H\beta}$  или  $K_{F\beta}$  (см. табл. 7.6 и 7.7).
5. Определение для открытой передачи модуля зацепления  $m$ , для закрытой — межосевого расстояния  $a_w$ .
6. Округление найденных значений до стандартных и вычисление параметров передачи: диаметров, межосевого расстояния, ширины колес. Для закрытой передачи модуль определяют по формуле (7.17)  $m = (0,01 \dots 0,02) a_w$ , для косозубых передач  $m_n = (0,01 \dots 0,02) a_w \cos \beta$ .
7. Определение окружной скорости и назначение соответствующей степени точности изготовления передачи (см. табл. 7.1).
8. Уточнение значений коэффициентов нагрузки  $K_H = K_{H\beta} K_{H\alpha}$  и  $K_F = K_{F\beta} K_{F\alpha}$  (см. табл. 7.7, 7.8) [12].
9. Вычисление сил, действующих в зацеплении. Определение коэффициентов формы зубьев  $Y_{F1}$  и  $Y_{F2}$  (см. с. 117).
10. Определение сравнительной характеристики прочности  $[\sigma_{F1}]/Y_{F1}$  и  $[\sigma_{F2}]/Y_{F2}$ . Вычисление фактического напряжения изгиба зубьев. Проверка напряжения изгиба по менее прочному зубу в основании ножки зуба колеса [см. формулу (7.17)]. В закрытых передачах обычно напряжения изгиба зубьев (при твердости  $HV \leq 350$ ) значительно меньше допускаемых; этот результат не следует рассматривать как недогрузку и парамет-

ры передачи изменять не надо. Для закрытых передач по формуле (7.21) определяют расчетное напряжение  $\sigma_H$ . Если напряжение превышает допустимое, то следует изменить параметры передачи или материал колес, либо принять другую термообработку. Если  $\sigma_H \leq [\sigma_H]$  и  $\sigma_F \leq [\sigma_F]$ , то расчет можно считать законченным. Если расчетные напряжения превышают допускаемые на величину до 5%, то пересчет можно не делать.

Закрытые косозубые цилиндрические передачи рассчитывают в той же последовательности и по тем же формулам, что и прямозубые; однако модуль зацепления  $m_n$  определяют по формуле  $a_w = m_n (z_1 + z_2) / (2 \cos \beta)$ . Коэффициенты формы зубьев  $Y_{F1}$  и  $Y_{F2}$  выбирают по эквивалентному числу зубьев — см. с. 117, где  $z_{01} = z_1 / \cos^3 \beta$  и  $z_{02} = z_2 / \cos^3 \beta$ .

#### Конические передачи

В зависимости от задания возможна необходимость уточнения мощности  $P_1$ , передаточного отношения  $i$ , режимов работы, формы зубьев, угла между осями валов и т. д. Дальнейший расчет аналогичен расчету цилиндрических передач (см. пп. 2–4) и имеет следующий порядок:

выбор числа зубьев шестерни и колеса  $z_1$  и  $z_2$ ;

для открытой передачи определение среднего модуля зацепления  $m_{n1}$  [см. формулу (7.31)], для закрытой — среднего делительного диаметра шестерни —  $d_{m1}$  [см. формулу (7.34)];

после расчета и выбора стандартного значения модуля определение геометрических размеров конических колес и внешнего конусного расстояния  $R_e$  [формулы (7.28)–(7.30)];

определение фактических среднего модуля  $m_m$  и среднего делительного диаметра  $d_{m1}$ ; при расчете закрытой передачи после определения  $d_{m1}$  уточнение значений стандартных размеров колеса  $d_{e2}$  и ширины  $b$  (см. табл. 7.9), фактического передаточного числа, углов делительных конусов; проверка соотношений  $b/R_e \leq 0,285$  и  $b \leq 10m_e$ ;

определение средней окружной скорости, окружной силы  $F_t$ ;

определение коэффициентов  $K_{H\beta}$  и  $K_{H\alpha}$  [12, с. 370];

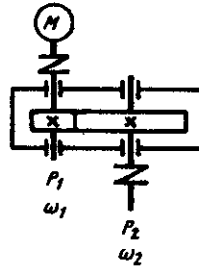
определение коэффициентов  $Y_{F1}$  и  $Y_{F2}$  (см. с. 117) по эквивалентным числам зубьев по формуле (7.23);

определение расчетного контактного напряжения  $\sigma_H$  по формуле (7.33) и напряжения изгиба по формуле (7.32).

### § 7.6. ПРИМЕРЫ РАСЧЕТА ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ

**Пример 1.** Рассчитать одноступенчатый цилиндрический прямозубый редуктор общего назначения; угловая скорость  $\omega_1 = 61,3$  рад/с, передаваемая мощность  $P_1 = 9,55$  кВт,

Рис. 7.10. Схема привода с одноступенчатым цилиндрическим редуктором



передаточное число  $u = 4$ , срок службы передачи 20 000 ч, работа односменная, нагрузка плавная (рис. 7.10).

1. Вращающий момент на ведущем валу  $T_1 = P_1/\omega_1 = 9,75 \cdot 10^3/61,3 = 156 \text{ Н} \cdot \text{м}$ .

2. Вследствие невысокой скорости принимаем для шестерни сталь 40X, улучшенную до твердости 270 HB, для колеса также сталь 40X, нормализованную до твердости 235 HB (см. табл. 7.3).

3. Принимаем базовое число циклов для шестерни  $N_{H01} = 21,6 \cdot 10^6$ , для колеса  $N_{H02} = 14,55 \cdot 10^6$  (см. рис. 7.2).

4. Суммарное число циклов за 20 000 ч для шестерни [см. формулу (7.3)]  $N_{E1} = 512,4 \cdot 61,3 \cdot 20 \cdot 10^3 = 7 \cdot 10^8$ ; для колеса  $N_{E2} = 7 \cdot 10^8/4 = 1,75 \cdot 10^8$ .

5. Коэффициент долговечности [формула (7.2)]  $K_{HL2} = \sqrt[6]{14,55 \cdot 10^6/1,75 \cdot 10^8} < 1$ . Принимаем  $K_{HL2} = 1$ .

6. Предел контактной выносливости (см. табл. 7.4) для колеса  $\sigma_{H2 \text{ lim } b} = 2 \cdot HB + 70 = 2 \cdot 235 + 70 = 540 \text{ МПа}$ .

7. Допускаемое контактное напряжение определим по формуле (7.1)  $[\sigma_{H2}] = \sigma_{H \text{ lim } b} K_{HL}/S_H = 540 \cdot 1/1,1 = 490 \text{ МПа}$ , в которой допускаемый коэффициент безопасности  $S_H = 1,1$  [7].

8. Допускаемые напряжения при изгибе определим по формуле (7.4), в которой  $\sigma_{F1 \text{ lim } b}^0 = 1,8HB = 1,8 \cdot 270 = 496 \text{ МПа}$ ;  $\sigma_{F2 \text{ lim } b}^0 = 1,8 \cdot 235 = 424 \text{ МПа}$ ;  $K_{FL1} = 1$ ,  $K_{KL2} = 1$ ,  $S_F = 2$  [7, с. 96]:  $[\sigma_{F1}] = 496 \cdot 1/2 = 248 \text{ МПа}$ ;  $[\sigma_{F2}] = 424 \cdot 1/2 = 212 \text{ МПа}$ .

9. Определяем расчетные коэффициенты. Принимаем коэффициент ширины венца зубчатого колеса  $\psi_{ba} = 0,5$  (с. 119); тогда [см. формулу (7.14)]  $\psi_{bd} = 0,5 \cdot 0,5(4 + 1) = 1,25$ .

Коэффициент неравномерности нагрузки  $K_{H\beta} = 1,08$  ( $HB \leq 350$ ;  $\psi_{ba} = 1,25$ ; симметричное расположение колес) – см. табл. 7.8; коэффициент  $K_{F\beta} = 1,155$  – при тех же условиях (см. табл. 7.7).

10. Межосевое расстояние [формула (7.16)]  $a_w = 4950 \times (4 + 1) \sqrt[3]{156 \cdot 1,08/[0,5 \cdot 4 \cdot (496 \cdot 10^6)^2]} = 0,1750 \text{ м}$ . Принимаем  $a_w = 180 \text{ мм}$ .

11. Модуль зацепления по формуле (7.17)  $m = (0,01 \dots 0,02) \times 180 = 1,8 \dots 3,6 \text{ мм}$ . Принимаем  $m = 3 \text{ мм}$ . Суммарное число зубьев по формуле (7.8)  $z_\Sigma = 2 \cdot 180/3 = 120$ . Число зубьев шестерни по формуле (7.8)  $z_1 = 120/(4 + 1) = 24$ , колеса  $z_2 =$

$= z_2 - z_1 = 120 - 24 = 96$ . Фактическое передаточное число  $u = 96/24 = 4$ .

12. Геометрические размеры зубчатых колес, мм [см. формулы (7.5), (7.6), (7.7)].

Делительные диаметры  $d_1 = z_1 m = 24 \cdot 3 = 72$ ;  $d_2 = z_2 m = 96 \cdot 3 = 288$ .

Диаметры вершин зубьев  $d_{a1} = d_a + 2m = 72 + 6 = 78$ ;  $d_{a2} = 288 + 6 = 294$ .

Диаметры впадин  $d_{f1} = d_1 - 2,5m = 72 - 2,5 \cdot 3 = 64,5$ ;  $d_{f2} = d_2 - 2,5m = 288 - 7,5 = 280,5$ .

Ширина венца колеса [формула (7.9)]  $b_2 = 0,5 \cdot 180 = 90$ ; ширина венца шестерни  $b_1 = 90 + 4 = 94$ .

13. Окружная скорость  $v = 61,3 \cdot 72 \cdot 10^{-3}/2 = 2,18$  м/с. В соответствии с табл. 7.1 назначаем 9-ю степень точности изготовления зубчатых колес.

14. Окружная сила (формула (7.10))  $F_t = 2 \cdot 156/(72 \cdot 10^{-3}) = 4340$  Н.

15. Уточняем расчетные коэффициенты по данным табл. П26 в работе [12]:  $K_{H\beta} = 1,1$ ;  $K_{F\beta} = 1,28$ ;  $K_{F\alpha} = 1,155$ .

16. Фактическое значение контактных напряжений [формула (15)]

$$\sigma_H = 436 \cdot 10^3 \sqrt{\frac{4340}{72 \cdot 10^{-3} \cdot 90 \cdot 10^{-3}} \frac{4 + 1}{4} 1,08 \cdot 1,1} = 467 \text{ МПа.}$$

Недогрузка составляет  $(490 - 468) 100/490 = 4,08\%$ , что допустимо.

17. Коэффициенты формы зубьев (см. с. 117):  $Y_{F1} = 3,92$  при  $z_2 = 24$ ;  $Y_{F2} = 3,60$  при  $z_2 = 96$ .

Сравнение характеристик прочности колеса и шестерни:  $[\sigma_{F1}]/Y_{F1} = 248/3,92 = 63,4$  МПа;  $[\sigma_{F2}]/Y_{F2} = 212/3,60 = 58,8$  МПа. Менее прочны зубья колеса.

18. Расчетное напряжение изгиба в основании ножки зуба колеса [см. формулу (7.11)]  $\sigma_{F2} = 3,60 \cdot 4340 \cdot 1,155 \cdot 1,28/(90 \cdot 10^{-3} \times 3 \cdot 10^{-3}) = 85,5$  МПа;  $\sigma_{F2} < [\sigma_{F2}]$ .

Пример 2. Рассчитать открытую цилиндрическую прямозубую передачу привода ленточного конвейера (рис. 7.11) при следующих расчетных данных: мощность на

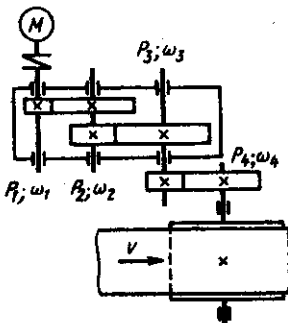


Рис. 7.11. Схема привода с открытой цилиндрической передачей



валу электродвигателя  $P_1 = 5,5$  кВт, угловая скорость  $\omega_1 = 101$  рад/с, передаточное число редуктора  $u = 4$ , КПД редуктора  $\eta = 0,96$ . Нагрузка постоянная, срок службы 20 000 ч передаточное отношение открытой передачи  $i = \omega_1/\omega_2 = 3,15$ .

1. Уточняем угловые скорости валов привода:  $\omega_2 = \omega_1/u = 101/4 = 25,25$  рад/с;  $\omega_3 = \omega_2/3,15 = 8,01$  рад/с.

2. Принимаем число зубьев шестерни  $z_2 = 20$ ; тогда  $z_3 = z_2 u_2 = 20 \cdot 3,15 = 63$ . Передаточное число  $u_2 = 63/20 = 3,15$ .

3. Мощности на валах:  $P_2 = P_1 \eta_{ред} = 5,5 \cdot 0,96 = 5,27$  кВт;  $P_3 = P_2 \eta_1 \eta_n = 5,27 \cdot 0,95 \cdot 0,99^2 = 4,9$  кВт; здесь  $\eta_1 = 0,95$ ,  $\eta_n = 0,99^2$  (пары подшипников).

4. Вращающие моменты. Для шестерни  $T_2 = P_2/\omega_2 = 5,27 \cdot 10^3/25,25 = 208,7$  Н·м;  $T_3 = P_3/\omega_3 = 4,9 \cdot 10^3/8,01 = 610$  Н·м.

5. Материал для зубчатых колес. Так как передача открытая и размеры ее не ограничены, принимаем для шестерни сталь 45 улучшенную до средней твердости 208 HB ( $\sigma_b = 730$  МПа,  $\sigma_T = 390$  МПа при диаметре заготовки до 100 мм; для колеса также принимаем сталь 45, улучшенную до средней твердости 186 HB ( $\sigma_b = 660$  МПа,  $\sigma_T = 300$  МПа при диаметре заготовки до 350 мм).

6. Допускаемые напряжения изгиба. Для шестерни при пределе выносливости при базовом числе циклов  $\sigma_{F1 \lim b}^0 = 1,8$  HB  $= 1,8 \cdot 208 = 376$  МПа. Для колеса  $\sigma_{F2 \lim b}^0 = 1,8 \times 186 = 335$  МПа. Коэффициенты долговечности для шестерни и колеса принимаем  $K_{FL} = 1$ , так как  $N_{F0} = 4 \cdot 10^6$ , а  $N_E = 572,4 \cdot 8,01 \cdot 20 \cdot 10^3 = 9,15 \cdot 10^7$  [см. формулу (7.2)] и  $N_{F0}/N_E < 1$ . Коэффициент безопасности  $S_F = 2$  [7, с. 96].  $[\sigma_{F2}] = 376 \cdot 1/2 = 188$  МПа,  $[\sigma_{F3}] = 335 \cdot 1/2 = 167,5$  МПа.

7. Коэффициенты формы зубьев:  $Y_{F1} = 4,07$  и  $Y_{F2} = 3,62$  (см. с. 117) при  $z_1 = 20$  и  $z_2 = 60$ .

8. Сравнение прочности шестерни и колеса:  $[\sigma_{F1}]/Y_{F1} = 188/4,07 = 46$  МПа;  $[\sigma_{F2}]/Y_{F2} = 167,5/3,62 = 46,2$  МПа.

9. Расчетные коэффициенты: коэффициент ширины венца  $\psi_{bd} = 0,4$  (см. табл. 7.6) при консольном расположении шестерни; коэффициент неравномерности нагрузки  $K_{FB} = 1,37$  (см. табл. 7.7).

10. Модуль зацепления [см. формулу (7.12)]  $m =$

$$= 1,4 \sqrt[3]{Y_{F2} \frac{T_1 K_{FB}}{\psi_{bd} z_1^2 [\sigma_{F2}]} = 1,4 \sqrt[3]{3,62 \cdot 208,7 \cdot 1,37 / (0,4 \cdot 20^2 \cdot 167,5 \times 10^6)} = 0,0047 \text{ м. Принимаем стандартное значение } m = 5 \text{ мм}$$

11. Основные геометрические размеры передачи, мм [см. формулы (7.5) – (7.9)]:

диаметры делительных окружностей шестерни  $d_1 = 5 \cdot 20 = 100$ , колеса  $d_2 = 5 \cdot 63 = 315$ ;

межосевое расстояние  $a_w = (100 + 315)/2 = 207,5$ ; принимаем  $a_w = 207,5$  мм; диаметры окружностей вершин зубьев  $d_{a1} = 100 + 2 \cdot 5 = 110$ ;  $d_{a2} = 315 + 10 = 325$ ; диаметры впадин  $d_{f1} = 100 - 12,5 = 87,5$ ; ширина венца колеса  $b_2 = 0,4 \cdot 100 = 40$ ; принимаем  $b_2 = 40$ ; ширина венца шестерни  $b_1 = 40 + 4 = 44$ .

12. Окружная скорость зубчатых колес  $v = 25,25 \cdot 0,100/2 = 1,262$  м/с. Принимаем 9-ю степень точности изготовления колес (см. табл. 7.1).

13. Окружная сила  $F_t = 2 \cdot 208,7/0,1 = 4174$  Н.

14. Уточненное значение коэффициента динамической нагрузки  $K_{Fv} = 1,05$  [12, табл. П26].

15. Расчетное напряжение изгиба в основании зуба [см. формулу (7.11)]:  $\sigma_F = Y_{F1} F_t K_{F\beta} K_{Fv} / (b_2 m) = 4,07 \cdot 4174 \cdot 1,37 \cdot 1,05 / (40 \cdot 5 \cdot 10^{-6}) = 118,8$  МПа, что значительно ниже допустимого.

Так как недогрузка составляет  $(167,5 - 118,5) 100/167,5 = 29,4\%$ , то вследствие большой недогрузки принимаем модуль зацепления  $m = 4,5$  мм. Тогда  $d_1 = 20 \cdot 4,5 = 90$  мм;  $d_2 = 63 \cdot 4,5 = 283,5$  мм;  $a_w = 186,5$  мм;  $v = 25,25 \cdot 0,09/2 = 1,14$  м/с;  $b_2 = 0,4 \cdot 90 = 36$  мм;  $b_1 = 36 + 4 = 40$  мм. Окружная сила  $F_t = 2 \cdot 208,7/0,09 = 4620$  Н. Расчетные коэффициенты не изменяются:  $K_{F\beta} = 1,37$ ;  $K_{Fv} = 1,05$ ;  $\sigma_F = 4,07 \cdot 4620 \cdot 1,37 \cdot 1,05 / (36 \cdot 4,5 \times 10^{-6}) = 167$  МПа. Перегрузки практически нет.

Пример 3. По данным к примеру 1 рассчитать передачу редуктора как косозубую и сравнить результаты.

1. Уточняем расчетные параметры. Допускаемые напряжения при контактном смятии  $[\sigma_{H1}] = 554$  МПа и  $[\sigma_{H2}] = 496$  МПа, допускаемые напряжения при изгибе  $[\sigma_{F1}] = 248$  МПа и  $[\sigma_{F2}] = 212$  МПа, передаточное число  $u = 4$ . Расчетные коэффициенты:  $\psi_{ba} = 0,5$ ,  $\psi_{bd} = 1,25$ ;  $K_{H\beta} = 1,08$ ;  $K_{F\beta} = 1,155$ .

2. Допускаемое напряжение контактного смятия [(см. формулу (7.26)]  $[\sigma_H] = 0,45(554 + 496) = 474$  МПа.

3. Межосевое расстояние [см. формулу (7.24)]  $a_w = 4300 \times (4 + 1) \sqrt[3]{156 \cdot 1,08 / [0,5 \cdot 4(474 \cdot 10^6)^2]} = 0,152$  м.

По 2-му ряду стандартных значений (см. с. 119) принимаем  $a_w = 160$  мм.

4. Модуль зацепления [по формуле (7.17)]  $m_n = (0,01 \dots 0,02) 160 = 1,6 \dots 3,2$  мм. Принимаем  $m_n = 2,5$  мм.

5. Суммарное число зубьев и число зубьев шестерни и ко-

леса [см. формулу (7.20)]. Принимаем предварительно угол наклона зубьев  $\beta = 13^\circ$ ;  $\cos \beta = 0,9144$ .  $z_\Sigma = 2 \cdot 760 \cdot 0,9744 / 2,5 = 123,5$ ; принимаем  $z_\Sigma = 123$ .  $z_1 = 123 / (4 + 1) = 24,6$ ; принимаем  $z_1 = 24$ ;  $z_2 = 123 - 24 = 99$ . Тогда [см. формулу (7.20)]  $\cos \beta = 123 \cdot 2,5 / (2 \cdot 160) = 0,9609$ . Угол  $\beta = 16^\circ 5'$ .

6. Основные геометрические размеры (мм) зубчатых колес [формулы (7.18), (7.19)]:

диаметры делительных окружностей шестерен  $d_1 = 24 \cdot 2,5 / 0,9609 = 62,4$ ;  $d_2 = 99 \cdot 2,5 / 0,9609 = 257,6$ ;

ширина венца колеса  $b_2 = 0,5 \cdot 160 = 80$ .

7. Окружная скорость  $v = 61,3 \cdot 62,4 \cdot 10^{-3} / 2 = 1,91$  м/с. По табл. 7.1 принимаем 9-ю степень точности изготовления колес.

8. Окружная сила [по формуле (7.10)]  $F_t = 2 \cdot 156 / (62,4 \times 10^{-3}) = 5$  кН.

9. Коэффициенты динамической нагрузки [12, табл. П26]  $K_{FV} = 1,3$  и  $K_{HV} = 1,05$ ;  $K_{H\beta} = 1,2$  (см. табл. 7.8);  $K_{H\alpha} = 1,05$  (по ГОСТ 21354-75).

10. Расчетные контактные напряжения [см. формулу (7.25)]

$\sigma_H = 376 \cdot 10^3 \cdot \sqrt{5 \cdot 10^3 (4 + 1) 1,05 \cdot 1,2 \cdot 1,05 / (62,4 \cdot 10^{-3} \cdot 80 \cdot 10^{-3})} = 485$  МПа. Перегрузка составляет  $(485 - 474) 100 / 474 = 2,33\%$ , что допустимо.

11. Сравнив результаты расчета редуктора в вариантах прямозубой и косозубой передач видим, что межосевое расстояние уменьшается на 20 мм, а ширина зубчатого колеса — на 10 мм.

**Пример 4.** Рассчитать быстроходную передачу двухступенчатого цилиндрического редуктора. Мощность на входном валу  $P_1 = 10$  кВт; передаточные отношения  $u_1 = 5$ ,  $u_2 = 3,15$ ;  $\omega_1 = 153$  рад/с; срок службы редуктора  $T = 15000$  ч, нагрузка постоянная нереверсивная (рис. 7.12).

1. Мощность и угловая скорость на ведомом валу  $\omega_2 = \omega_1 / u = 153 / 5 = 30,6$  рад/с;  $P_2 = P_1 \eta = 10 \cdot 0,95 = 9,5$  кВт, где принимаем КПД первой ступени  $\eta = 0,95$ .

2. Вращающие моменты на ведущем и ведомом валах:  $T_1 = 10 \times 10^3 / 153 = 65,5$  Н·м;  $T_2 = 9,5 \times 10^3 / 30,6 = 310$  Н·м.

3. Материалы шестерни и колеса. Так как жесткие требования к размерам передачи не предъявлены, принимаем для редуктора материал

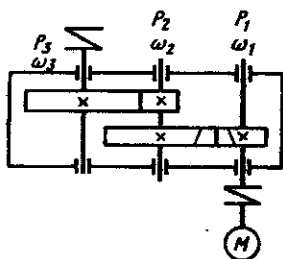


Рис. 7.12. Схема привода с двухступенчатым цилиндрическим редуктором

сталь 40X, улучшенную: для шестерни при диаметре заготовок до 120 мм,  $\sigma_T = 690$  МПа и средней твердости 270 НВ, для колес при диаметре заготовок до 250 мм,  $\sigma_T = 590$  МПа и средней твердости 230 НВ (см. табл. 7.3).

4. Базовые числа циклов перемен напряжений для шестерни  $N_{H01} = 19,9 \cdot 10^6$ , для колеса  $N_{H02} = 16,6 \cdot 10^6$  (см. рис. 7.2).

5. Число циклов нагружения зубьев за срок службы в передаче [см. формулы (7.3)]  $N_{E1} = 572,4 \cdot 153 \cdot 15\,000 = 13 \cdot 10^8$ ;  $N_{E2} = N_{E1}/u = 13 \cdot 10^8/5 = 2,6 \cdot 10^8$ .

6. Коэффициенты долговечности [по формуле (7.2)] соответственно для шестерни и колеса  $K_{HL1} = \sqrt[6]{N_{H01}/N_{E1}} = \sqrt[6]{19,9 \cdot 10^6/(13 \cdot 10^8)} \approx 0,5 < 1$  и  $K_{HL2} = \sqrt[6]{16,6 \cdot 10^6/(2,6 \cdot 10^8)} = 0,634 < 1$ . Принимаем  $K_{HL1} = 1$ ,  $K_{HL2} = 1$ ; аналогично принимаем  $K_{FL1} = 1$ ,  $K_{FL2} = 1$ .

7. Допускаемые напряжения определяем по формуле (7.1), в которой предел контактной выносливости (см. ГОСТ 21354-75)  $\sigma_{Hlimb} = 2HB + 70 = 2 \cdot 270 + 70 = 610$  МПа для шестерни и  $\sigma_{Hlimb} = 2 \cdot 230 + 70 = 530$  для колеса (см. табл. 7.4). Предел выносливости зубьев изгибу для шестерни  $\sigma_{Flimb}^0 = 1,8 HB = 1,8 \cdot 270 = 486$  МПа, для колеса  $\sigma_{Flimb}^0 = 1,8 \cdot 230 = 414$  МПа.

Допускаемое контактное напряжение определим по формуле (7.26), в которой  $[\sigma_{H1}] = 610 \cdot 1/1,1 = 544$  МПа,  $[\sigma_{H2}] = 530 \times 1/1,1 = 482$  МПа;  $S_H = 1,1$  [7, с. 94];  $[\sigma_H] = 0,45(544 + 482) = 462$  МПа.

Для проверки передачи на прочность при изгибе находим (при  $S_F = 2 - [7, с. 96]$ ):  $[\sigma_{F1}] = 486 \cdot 1/2 = 243$  МПа;  $[\sigma_{F2}] = 414 \cdot 1/2 = 207$  МПа.

8. Коэффициент ширины венца [см. формулу (7.14)] шестерни  $\psi_{bd} = 0,945$ ;  $\psi_{ba} = 2 \cdot 0,945/(5 + 1) = 0,315$ .

9. Коэффициенты неравномерности нагрузки  $K_{H\beta} = 1,14$  (см. табл. 7.8),  $K_{F\beta} = 1,34$  (см. табл. 7.7) при несимметричном расположении шестерни при  $HB < 350$ .

10. Межосевое расстояние [см. формулу (7.24)]  $a_w = 4300(5 + 1) \sqrt[3]{65,5 \cdot 1,14/[0,315 \cdot 5(462 \cdot 10^6)^2]} = 0,156$  м. Принимаем стандартное значение  $a_w = 160$  мм (ГОСТ 2185-66).

11. Модуль зацепления  $m_n = (0,01 \dots 0,02) a_w / \cos \beta = 1,6 \dots 3,3$  мм; принимаем  $m_n = 2,5$  мм. Суммарное число зубьев  $z_\Sigma = 2 \cdot 160 \cdot 0,9744/2,5 = 125$ . Для шестерни  $z_1 = z_\Sigma/(u + 1) = 125/(5 + 1) = 20,9$ ; принимаем  $z_1 = 21$ . Принимаем  $\beta = 13^\circ$ . Для колеса  $z_2 = z_1/u = 21 \cdot 5 = 105$ . Фактическое значение  $z_\Sigma = 21 + 105 = 126$ . Фактический угол наклона зубьев  $\cos \beta = m_n z_\Sigma / 2a_w = 2,5 \cdot 126/(2 \cdot 160) = 0,984$ , что соответствует  $\beta = 10^\circ 10'$ .

12. Основные геометрические размеры передачи, мм:

диаметры делительных окружностей [см. формулу (7.18)]

$$d_1 = 21 \cdot 2,5/0,9844 = 53,332; \quad d_2 = 105 \cdot 2,5/0,9844 = 266,668;$$

диаметры окружностей вершин зубьев [см. формулу (7.19)]

$$d_{a1} = d_1 + 2m_n = 53,332 + 2 \cdot 2,5 = 58,332; \quad d_{a2} = 266,668 + 5 = 271,668;$$

ширина венца колеса [см. формулу (7.9)]  $b_2 = 0,315 \cdot 160 = 50$ ;

$$b_1 = b_2 + 4 = 50 + 4 = 54.$$

13. Окружная скорость  $v = \omega d/2 = 153 \cdot 53,332 \cdot 10^{-3}/2 = 4,1$  м/с. По табл. 7.1 принимаем 9-ю степень точности изготовления колес.

14. Окружная сила [формула (7.10)]  $F_t = 2 \cdot 65,5/(53,332 \times 10^{-3}) = 2456$  Н.

15. Коэффициенты динамической нагрузки:  $K_{FV} = 1,38$ ;  $K_{HV} = 1,16$  [12, табл. П26]. Коэффициент, учитывающий распределение нагрузки между зубьями  $K_{H\alpha} = 1,1$  при 8-й степени точности и  $v \leq 15$  м/с (ГОСТ 21354-75).

16. Расчетные контактные напряжения [см. формулу (7.26)]

$$\sigma_H = 376 \cdot 10^3 \sqrt{\frac{2456(5+1)1,1 \cdot 1,14 \cdot 1,3}{53,332 \cdot 10^{-3} \cdot 50 \cdot 10^{-3} \cdot 5}} = 477 \text{ МПа} > [\sigma_H] =$$

$= 462$  МПа. Перенапряжение составляет  $(477 - 462) 100/462 = 3,25$  %. Такое перенапряжение допустимо; перерасчет не обязателен.

17. Коэффициенты формы зубьев  $Y_{F1} = 3,98$  и  $Y_{F2} = 3,6$  при эквивалентных числах зубьев [по формуле (7.22)]  $z_{v1} = 21/(0,9844)^3 = 22$ ;  $z_{v2} = 105/(0,9844)^3 = 110$ .

18. Сравнение прочности зубьев [по формуле (7.13)]:  $[\sigma_{F1}]/Y_{F1} = 243/3,98 = 61$  МПа;  $[\sigma_{F2}]/Y_{F2} = 207/3,6 = 57,5$  МПа.

19. Расчетное напряжение изгиба в ножках зубьев колеса [формула (7.23)]  $\sigma_{F2} = 0,9 \cdot 3,6 \cdot 2456 \cdot 1,34 \cdot 1,38/64 \cdot 2,5 \cdot 10^{-6} = 89$  МПа. Зубья колес в отношении напряжений изгиба недогружены, но определяющим является расчет на контактную выносливость.

**Пример 5.** Рассчитать тихоходную передачу редуктора (рис. 7.12). Передаточное число  $u = 3,15$ ; вращающий момент на шестерне  $T_1 = 310$  Н·м, угловая скорость  $\omega_1 = 30,6$  рад/с, срок службы  $t = 15\,000$  ч, нагрузка постоянная.

1. Принимаем для зубчатых колес тот же материал, что и для быстроходной передачи (см. пример 4); следовательно,  $[\sigma_H] = 544$  МПа;  $[\sigma_{H2}] = 482$  МПа;  $[\sigma_{F1}] = 243$  МПа;  $[\sigma_{F2}] = 207$  МПа.

2. Коэффициент ширины колес  $\psi_{bd} = 0,4$  ( $\psi_{bd} = 1,035$ ).

3. Коэффициент  $K_{H\beta}$  (по табл. 7.8) при несимметричном расположении колес,  $\psi_{bd} = 1,035$  и  $HB < 350$ :  $K_{H\beta} = 1,16$ . Коэффициент  $K_{H\alpha} = 1,08$  [12, табл. П26] при  $v < 10$  м/с 8-й степени точности.

4. Межосевое расстояние [по формуле (7.16)]  $a_w = 4950(3,15 + 1) \cdot \sqrt[3]{310 \cdot 1,16 / [0,4 \cdot 3,15 (482 \cdot 10^6)^2]} = 0,217$  м. Принимаем стандартное значение межосевого расстояния  $a_w = 200$  мм.

5. Модуль зацепления [по формуле (7.17)]  $m = (0,01 - 0,02) 200 = 2 \dots 4$  мм. Принимаем модуль  $m = 4$ . Тогда суммарное число зубьев [формула (7.8)]  $z_\Sigma = z_1 + z_2 = 2 \cdot 200/4 = 100$ . Для шестерни  $z_1 = 100/(3,15 + 1) = 24$ ; для колеса  $z_2 = 100 - 24 = 76$ . Фактическое передаточное число  $u = z_2/z_1 = 76/24 = 3,17$ ; такое отклонение от заданного допустимо.

6. Основные геометрические размеры передачи, мм [см формулы (7.5–7.9)]:

диаметры делительных окружностей  $d_1 = 24 \cdot 4 = 96$ ;  $d_2 = 76 \cdot 4 = 304$ ;

диаметры окружностей вершин  $d_{a1} = 96 + 2 \cdot 4 = 104$ ;  $d_{a2} = 304 + 2 \cdot 4 = 312$ ;

диаметры окружностей впадин  $d_{F1} = 96 - 2,5 \cdot 4 = 86$ ;  $d_{F2} = 304 - 10 = 294$ ;

ширина венца  $b_2 = 0,4 \cdot 200 = 80$ ;  $b_1 = 80 + 4 = 84$ .

7. Окружная скорость зубчатых колес  $v = 30,6 \cdot 96 \cdot 10^{-3}/2 = 1,48$  м/с; принимаем 9-ю степень точности изготовления колес (см. табл. 7.2).

8. Окружная сила [формула (7.10)]  $F_t = 2 \cdot 310/(96 \cdot 10^{-3}) = 6,45$  кН.

9. Уточняем расчетные коэффициенты:  $K_{H\alpha} = 1,08$  и  $K_{F\alpha} = 1,2$  [12, табл. П26];  $K_{H\beta} = 1,05$ ,  $K_{F\beta} = 1,1$  — см. табл. 7.8 и 7.7.

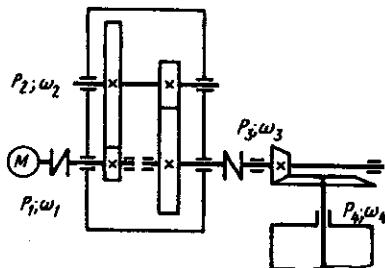
10. Расчетное контактное напряжение [формула (7.15)]  $\sigma_H = 436 \cdot 10^3 \cdot \sqrt{\frac{6450}{96 \cdot 80 \cdot 10^{-6}} \frac{3,17 + 1}{3,17} 1,05 \cdot 1,08} = 485$  МПа  $> [\sigma_{H2}] = 482$  МПа; перегрузка незначительная.

11. Коэффициенты формы зубьев  $Y_{F1} = 3,92$  и  $Y_{F2} = 3,61$  при  $z_1 = 24$  и  $z_2 = 76$  (см. с. 117).

12. Сравнительная характеристика прочности зубьев на изгиб [формула (7.13)]  $[\sigma_{F1}]/Y_{F1} = 243/3,92 = 62$  МПа;  $[\sigma_{F2}]/Y_{F2} = 207/3,61 = 57,5$  МПа; более слабыми являются зубья колеса.

13. Расчетное напряжение изгиба в основании ножки зуба колеса [см. формулу (7.11)]  $\sigma_{F2} = 3,61 \cdot 6450 \cdot 1,27 \cdot 1,2/(80 \cdot 4 \cdot 10^{-6}) = 110$  МПа. Прочность зубьев при изгибе обеспечена.

Рис. 7.13. Схема привода с открытой конической передачей



**Пример 6.** Рассчитать открытую коническую передачу привода конвейера (рис. 7.13). Передаваемая мощность  $P_3 = 2,56$  кВт; угловая скорость ведущей конической шестерни  $\omega_3 = 5$  рад/с; передаточное отношение  $u = 2$ ; передача неревверсивная, работа длительная.

1. Считаем передачу прямозубой, угол между осями валов  $\Sigma = 90^\circ$ .

2. Выбираем число зубьев шестерни  $z_1 = 20$ , колеса  $z_2 = 20 \cdot 2 = 40$ .

3. Вращающий момент, передаваемый шестерней,  $T_1 = P_1/\omega_1 = 2,56 \cdot 10^3/5 = 512$  Н·м.

4. Выбираем материал для шестерни и колеса. Учитывая тихоходность передачи и отсутствие ограничений ее размеров, выбираем для шестерни сталь 45, улучшенную до  $\sigma_T = 390$  МПа (заготовка диаметром до 120 мм) и средней твердости 208 НВ (см. табл. 7.3).

5. Пределы выносливости зубьев при изгибе (см. табл. 7.5) соответственно для шестерни и колеса  $\sigma_{F1 \text{ lim } b}^0 = 1,8 \cdot 208 = 374$  МПа и  $\sigma_{F2 \text{ lim } b}^0 = 1,8 \cdot 186 = 334$  МПа.

6. Так как передача работает длительно, то коэффициент долговечности  $K_{FL}$  равен 1. Коэффициент безопасности  $S_F = 2$  [7, с. 96].

7. Допускаемые напряжения изгиба в зубьях при неревверсивном нагружении [см. формулу (7.4)]  $[\sigma_{F1}] = 374 \cdot 1/2 = 187$  МПа;  $[\sigma_{F2}] = 334 \cdot 1/2 = 167$  МПа.

8. Коэффициент ширины венца шестерни  $\psi_{bd} = 0,3$  (см. табл. 7.6 – НВ < 350, расположение колес консольное).

9. Эквивалентные числа зубьев (см. данные на с. 123):  $z_{v1} = z_1/\cos \delta_1 = 20/0,8949 = 22,4$ ;  $z_{v2} = z_2/\cos \delta_2 = 40/0,4462 = 89,5$ ; здесь  $\delta_1 = 26^\circ 30'$ ;  $\cos \delta_1 = 0,8949$ ;  $\delta_2 = 90 - 26^\circ 30' = 63^\circ 30'$ ;  $\cos \delta_2 = 0,4462$ ;  $\text{tg } \delta_1 = 1/u = 1/2 = 0,5$ ;  $\text{arctg } 0,5 = 26^\circ 30'$ . Коэффициенты формы зубьев  $Y_{F1} = 3,97$  и  $Y_{F2} = 3,6$  – см. с. 117.

10. Сравнительная характеристика прочности зубьев [см. формулу (7.13)]:  $[\sigma_{F1}]/Y_{F1} = 187/3,97 = 47$  МПа;  $[\sigma_{F2}]/Y_{F2} = 167/3,6 = 46,4$  МПа; менее прочны зубья колеса, поэтому для них продолжим расчет на прочность.

11. Расчетные коэффициенты: коэффициент неравномерности

нагрузки  $K_{F\beta} = 1,16$  при  $HV < 350$ ,  $\psi_{bd} = 0,3$  и консольном расположении колеса при роликовых опорах (см. табл. 7.7); коэффициент динамической нагрузки  $K_{Fv} = 1,2$  [12, табл. П26].

12. Средний модуль зацепления [см. формулу (7.31)]  $m_{tm} = \frac{1,4 \sqrt{Y_{F2} T_1 K_{F\beta} / (0,85 \psi_{bd} (z_1)^2 [\sigma_{F2}]^2)}}{3} = 1,4 \sqrt{3,6 \cdot 512 \cdot 1,16 / (0,85 \times 202 \cdot 0,3 \cdot 167 \cdot 10^6)} = 0,007$  м. Принимаем  $m_{tm} = 7$  мм.

13. Геометрические размеры передачи, мм [см. формулы (7.14), (7.28), (7.29)]: средний делительный диаметр шестерни  $d_{m1} = 7 \cdot 20 = 140$ ; ширина зубчатого венца  $b = 0,3 \cdot 140 = 42$ ; внешний окружной модуль [см. формулу (7.29)]  $m_e = 7 + 42 \times 0,446/20 = 7,935$ ; по СТ СЭВ 310-76 принимаем  $m_e = 8$  мм, внешний делительный диаметр шестерни и колеса  $d_{e1} = 8 \cdot 20 = 160$ ;  $d_{e2} = 8 \cdot 40 = 320$ ; внешние диаметры вершин  $d_{ae1} = d_{e1} + 2m_{te} \cos \delta_1 = 160 + 2 \cdot 8 \cdot 0,8949 = 174,3$ ;  $d_{ae2} = d_{e2} + 2m_{te} \cos \delta_2 = 320 + 2 \cdot 8 \cdot 0,446 = 327,15$ ; внешнее делительное конусное расстояние [см. формулу (7.30)]  $R_e = 160 / (2 \cdot 0,446) = 179$ ; фактический средний модуль [см. формулу 7.29)]  $m_m = 8 - (42 \cdot 0,446) / 20 = 7,06$ ; фактический средний делительный диаметр  $d_{m1} = 7,06 \cdot 20 = 141,2$ .

14. Средняя окружная скорость  $v = \omega d_m / 2 = 5 \cdot 141,2 \cdot 10^{-3} / 2 = 3,64$  м/с. Принимаем 8-ю степень точности изготовления шестерен. Коэффициент  $K_v$  определяем, как для прямозубой цилиндрической передачи, выполненной на одну степень менее точной [12, с. 119].

15. Окружная сила [см. формулу (7.10)]  $F_t = 2 \cdot 512 / (141,2 \times 10^{-3}) = 7250$  Н.

16. Напряжение изгиба в опасном сечении зуба колеса как менее прочном при  $K_v = 1,34$  [12, табл. П26]  $\sigma_{F2} = 167$  МПа.

**Пример 7.** Рассчитать коническую передачу редуктора привода ленточного конвейера. Мощность на ведущем валу  $P_1 = 13$  кВт; угловая скорость  $\omega_1 = 101$  рад/с; передача нереверсивная; срок службы длительный; передаточное отношение  $u = 2,5$  (рис. 7.14).

1. Угловая скорость на ведомом колесе  $\omega_2 = \omega_1 / u = 101 / 2,5 = 40,2$  рад/с.

2. Вращающий момент на валу шестерни  $T_1 = P \cdot 10^3 / \omega_1 = 13 \cdot 10^3 / 101 = 128,5$  Н·м.

3. Выбираем материал для зубчатых колес. При-

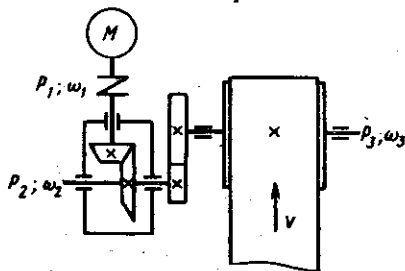


Рис. 7.14. Схема привода с коническим редуктором



маем для шестерни сталь 40X улучшенную до средней твердости 270 НВ, для колеса сталь 40X, улучшенную до средней твердости 230 НВ (см. табл. 7.3).

4. Пределы контактной (см. табл. 7.4) и изгибной (см. табл. 7.5) выносливости:  $\sigma_{H1 \lim b} = 2 \cdot 270 + 70 = 610$  МПа;  $\sigma_{H2 \lim b} = 2 \cdot 230 + 70 = 530$  МПа;  $\sigma_{F1 \lim b}^0 = 1,8 \cdot 270 = 486$  МПа;  $\sigma_{F2 \lim b}^0 = 1,8 \cdot 230 = 412$  МПа.

5. Допускаемые коэффициенты безопасности и коэффициенты долговечности. Так как отношение  $N_{H0}/N_{HE}$  меньше 1, по рис. 7.3 значение  $K_{HL}$  равно 1: Соответственно принимаем  $K_F = 1$ .

Коэффициенты безопасности [7, с. 94–96].  $S_H = 1,1$ ;  $S_F = 2$ .

6. Допускаемые напряжения [формулы (7.1), (7.4)]:  $[\sigma_{H2}] = 530 \cdot 1/1,1 = 482$  МПа;  $[\sigma_{F1}] = \sigma_{F1 \lim b}^0 \cdot K_{F1}/S_F = 486 \cdot 1/2 = 243$  МПа;  $[\sigma_{F2}] = \sigma_{F2 \lim b}^0 \cdot K_{F2}/S_F = 412 \cdot 1/2 = 206$  МПа.

7. Определяем расчетные коэффициенты. Принимаем коэффициент ширины венца колеса  $\psi_{bd} = 0,4$ . Коэффициенты неравномерности нагрузки  $K_{H\beta} = 1,12$  (см. табл. 7.8 и 7.7 – роlikовые опоры при консольном расположении). Коэффициенты динамической нагрузки  $K_{H\alpha} = 1,2$  и  $K_{F\beta} = 1,22$ ,  $K_{F\alpha} = 1,4$ .

8. Геометрические размеры, мм:

средний делительный диаметр шестерни [формула (7.34)]

$$d_{m1} = 7700 \sqrt[3]{T_1 K_{H\beta} \frac{\sqrt{u^2 + 1}}{u} / (0,85 \psi_{bd} |\sigma_H|^2)} = 7700 \times$$

$$\times \sqrt[3]{128,5 \cdot 1,12 \sqrt{2,5^2 + 1} / [2,5 \cdot 0,85 \cdot 0,4 (482 \cdot 10^6)^2]} = 96 \text{ мм};$$

ширина зубчатого венца [формула (7.9)]  $b = 0,4 \cdot 96 = 38,4$ ; внешний делительный диаметр шестерни [формула (7.28)]  $d_{e1} = 96 + 38,4 \sqrt{2,5^2 + 1} = 110,2$ ; внешний делительный диаметр колеса  $d_{e2} = d_{e1} u = 110 \cdot 2,5 = 275$ .

По табл. 7.9 принимаем стандартные значения  $d_{e2} = 280$ ,  $b = 42$ .

9. Принимаем модуль  $m_e = 4$ , тогда  $z_2 = d_{e2}/m_e = 280/4 = 70$ ;  $z_1 = z_2/u = 70/2,5 = 28$ . Фактическое передаточное число  $u = z_2/z_1 = 70/28 = 2,5$ .

10. Углы делительных конусов: по формуле (7.27)  $\text{tg } \delta_1 = 1/u = 1/2,5 = 0,4$ ;  $\delta_1 = 21^\circ 48'$ ;  $\delta_2 = 90^\circ - \delta_1 = 90^\circ - 21^\circ 48' = 68^\circ 12'$ ;  $\cos \delta_1 = 0,9286$ ;  $\cos \delta_2 = 0,3715$ .

11. Основные геометрические размеры передачи, мм:  $d_{e1} = m_e z_1 = 4 \cdot 28 = 112$ ;  $d_{ae1} = d_{e1} + 2m_e \cos \delta_1 = 112 + 2 \cdot 4 \cdot 0,9286 = 119,44$ ;  $d_{ae} = d_{e2} + 2m_e \cos \delta_2 = 280 + 8 \cdot 0,3715 = 282,96$ ; внешнее конусное расстояние  $R_e = m_e z_1 / (2 \sin \delta_1) = 4 \cdot 28 / (2 \cdot 0,371) = 151$ ;

среднее конусное расстояние  $R_m = R_e - 0,5b = 151 - 0,5 \cdot 42 = 130$ .

Проверяем условия:  $b/R_e \leq 0,285$ ;  $b/R_e = 42/151 = 0,278 < 0,285$  — условие соблюдается;  $b = 42 \leq 10m_e = 4 \cdot 10$  — условие не соблюдается. Принимаем  $b = 40$  мм. Тогда  $b/R_e = 40/151 = 0,265 < 0,285$  и  $b = 40 = 10 \cdot 4 = 40$ .

12. Средний модуль зацепления [формула (7.29)]  $m_m = m_{te} - b \sin \delta_1/z_1 = 4 - 40 \cdot 0,371/28 = 3,47$  мм. Фактический средний делительный диаметр шестерни по формуле (7.28)  $d_{m1} = m_m \cdot z_1 = 3,47 \cdot 28 = 97$ .

13. Средняя окружная скорость колес  $v = \omega_1 d_{m1}/2 = 101 \times \times 0,097/2 = 4,9$  м/с. Принимаем 7-ю степень точности изготовления колес.

14. Окружная сила [формула (7.10)]  $F_t = 2T_1/d_{m1} = 2 \cdot 128,5/0,097 = 2640$  Н.

15. Коэффициенты динамической нагрузки  $K_{H\beta} = 1,2$ ,  $K_{F\beta} = 1,4$  [12, табл. П26].

16. Расчетные контактные напряжения по формуле (7.33)  $\sigma_H = 436 \cdot 10^3 \sqrt{\frac{2640 \cdot 1,12 \cdot 1,2}{0,85 \cdot 0,097 \cdot 0,040} \frac{\sqrt{2,3^2 + 1}}{2,5}} = 465$  МПа. Недогрузка составляет 3,5 %, что допустимо.

17. Эквивалентные числа зубьев  $z_{v1} = z_1/\cos \delta_1 = 28/0,9286 = 31$ ;  $z_{v2} = 70/0,371 = 188$ . Коэффициенты формы зубьев  $Y_{F1} = 3,78$ ,  $Y_{F2} = 3,6$  (см. с. 117).

18. Напряжения изгиба в основании зубьев шестерни и колеса [см. формулу (7.32)]:  $\sigma_{F1} = 3,78 \frac{2640 \cdot 1,2 \cdot 14}{0,85 \cdot 0,04 \cdot 3,47 \cdot 10^{-3}} = 145$  МПа;  $\sigma_{F2} = 145 \cdot 3,6/3,78 = 136$  МПа  $< [\sigma_{F2}] = 206$  МПа. Прочность зубьев по напряжениям изгиба обеспечена.

## § 7.7. ЗАДАЧИ ДЛЯ САМОСТОЯТЕЛЬНОГО РЕШЕНИЯ

**Задача 1.** Рассчитать цилиндрический косозубый редуктор. Передаваемая мощность  $P_1 = 22$  кВт, угловая скорость  $\omega_1 = 302$  рад/с; материал колес — углеродистая сталь с поверхностной закалкой до HRC 40—50; передаточное отношение  $u = 3,15$ ; работа редуктора длительная.

**Задача 2.** Рассчитать открытую цилиндрическую передачу привода цепного конвейера. Мощность на ведущем валу  $P_1 = 9,5$  кВт; угловая скорость  $\omega_1 = 38$  рад/с; передаточное число  $u = 2,5$ ; нагрузка переменная со слабыми толчками, срок службы 15 000 ч. Материал колес сталь 40X, улучшенная до

твердости 270 *HV* для шестерни, до твердости 220 *HV* для колеса.

**Задача 3.** Рассчитать косозубую передачу. Мощность  $P_1 = 2,5$  кВт,  $\omega_1 = 100$  рад/с, передаточное число  $u = 4$ , материал колес сталь 40X, подвергнутая для шестерни поверхностной закалке до *HRC* 45, а для колеса – улучшению до 248 *HV*; нагрузка постоянная нереверсивная, срок службы 15 000 ч.

**Задача 4.** Рассчитать одноступенчатый цилиндрический редуктор. Мощность  $P_1 = 17$  кВт, угловая скорость  $\omega_1 = 101$  рад/с, передаточное число  $u = 3,15$ , срок службы передачи 30 000 ч; передача нереверсивная, нагрузка плавная; материал шестерни сталь 40XH твердостью 285 *HV*, для колеса – то же твердостью 250 *HV*.

**Задача 5.** Определить допускаемую передаваемую мощность для закрытой конической передачи. Средний диаметр шестерни  $d_1 = 80$  мм, передаточное число  $u = 3$ , окружная скорость  $v = 5$  м/с, число зубьев шестерни  $z_1 = 20$ , колеса  $z_2 = 60$ ; твердость материала шестерни 208 *HV*, материала колеса 186 *HV*. Работа длительная.

**Задача 6.** Определить окружную, радиальную и осевую силы, действующие на зуб конической открытой передачи. Размеры передачи  $d_m = 90$  мм, средний модуль зацепления  $m = 4,5$  мм; передаточное число  $u = 4$ ; окружная скорость  $v = 4,5$  м/с; допускаемое напряжение изгиба материала колеса  $[\sigma_{F1}] = 187$  МПа, шестерни  $[\sigma_{F2}] = 168$  МПа.

**Задача 7.** Определить основные геометрические размеры шестерни, усилия, действующие на зубья, и передаваемую мощность для закрытой конической передачи. Число зубьев  $z_1 = 25$ ; передаточное число  $u = 2,8$ ; угловая скорость  $\omega_1 = 101$  рад/с; материал колеса сталь 40X улучшенная;  $[\sigma_{H2}] = 478$  МПа;  $\psi_{bd} = 0,4$ ; модуль зацепления  $m_e = 4$ ; расположение колеса консольное, на роликовых опорах.

**Задача 8.** Определить мощность и вращающий момент, который может передать открытая коническая прямозубая передача. Передаточное число  $u = 2,5$ ; модуль  $m_e = 5$ ; коэффициент ширины венца  $\psi_{bd} = 0,4$ ; материал колеса сталь 40X, улучшенная. Допускаемые напряжения изгиба  $[\sigma_{F1}] = 250$  МПа,  $[\sigma_{F2}] = 210$  МПа. Угловая скорость конической шестерни  $\omega_1 = 153$  рад/с.

**Задача 9.** Рассчитать открытую коническую прямозубую передачу. Мощность  $P_1 = 15$  кВт; угловая скорость  $\omega_1 = 80$  рад/с; передаточное число  $u = 2,5$ . Угол между осями валов  $\Sigma = 90^\circ$ . Материал шестерни и колеса – улучшенная сталь 40X;  $[\sigma_{F1}] = 245$  МПа,  $[\sigma_{F2}] = 205$  МПа.

# ГЛАВА 8

## ЧЕРВЯЧНЫЕ ПЕРЕДАЧИ

### § 8.1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

Червячная передача представляет собой кинематическую пару, состоящую из червяка и червячного колеса. Червяк — это винт с резьбой, нарезанной на цилиндре. По форме винтовой поверхности резьбы цилиндрического червяка различают передачи с архимедовым, конволютным и эвольвентным червяками. Применяют червяки, имеющие форму глобиды и поэтому называемые глобидными.

По направлению линии резьбы различают червяки с правой и левой резьбой (последние применять не рекомендуется). Число витков  $z_1$  (число заходов резьбы) на червяке может быть равно 1; 2 и 4 (по ГОСТ 2144–76 червяки с тремя витками не применяют).

Различают передачи с нижним, боковым и верхним расположением червяка. Передачи с нижним расположением червяка применяют при окружной скорости червяка  $v < 4$  м/с. Наиболее распространены архимедовы червяки, подобные ходовым винтам с трапецеидальной резьбой.

Червячные передачи могут быть закрытые в виде редукторов (наиболее распространены) и открытые.

Основные геометрические размеры червячной передачи определены ГОСТ 2144–76. Размеры червяка показаны на рис. 8.1.

Расчетный шаг червяка

$$p = \pi m; \quad (8.1)$$

здесь  $m$  — модуль зацепления.

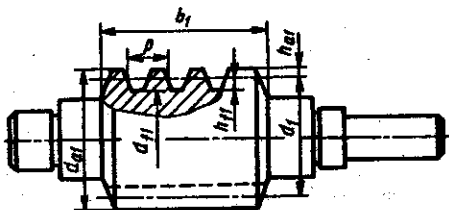


Рис. 8.1. Червяк

Ход витка

$$P_{z_1} = pz_1 = \pi m z_1. \quad (8.2)$$

Высота головки и ножки витка червяка соответственно  $h_{a1} = m$  и  $h_{f1} = 1,2m$ .

Диаметр делительной окружности червяка

$$d_1 = qm, \quad (8.3)$$

где  $q$  — коэффициент диаметра червяка.

ГОСТ 2144–76 регламентируются значения осевого модуля  $m$  и коэффициента диаметра червяка  $q$  (число модулей в диаметре червяка). По 1-му ряду чисел значения  $m$  в осевом сечении червяка, мм: 1; 1,25; 1,6; 2; 2,5; 3,15; 4; 5; 6,3; 8; 10; 12,5; 16; 20; 25. По 2-му ряду чисел значения  $m$ , мм: 1,5; 3; 3,5; 6; 7; 12. Значения  $q$  по 1-му ряду: 6,3; 8; 10; 12,5; 16; 20; 25. Значения  $q$  по 2-му ряду: 7,1; 9; 11,2; 14; 18; 22,4.

Делительный угол подъема линии витка (рис. 8.2) [12, табл. П34]

$$\gamma = \arctg(z_1/q); \quad (8.4)$$

$$\operatorname{tg} \gamma = pz_1/(\pi d) = pz_1/(\pi qm) = \pi m z_1/(\pi qm) = z_1/q.$$

Диаметр вершин витков (см. рис. 8.1)

$$d_{a1} = d_1 + 2h_{a1} = qm + 2m = m(q + 2). \quad (8.5)$$

Диаметр впадин

$$d_{f1} = d_1 - 2h_{f1} = mq - 2 \cdot 1,2m = m(q - 2,4). \quad (8.6)$$

Длина нарезанной части червяка при  $z_1 = 1 \dots 2$  ч  $z = 4$  соответственно

$$b_1 = m(11 + 0,06z_2); \quad b_1 = m(12,5 + 0,09z_2). \quad (8.7)$$

Для фрезеруемых и шлифуемых червяков длину  $b_1$  увеличивают приблизительно на  $3m$ .

Угол профиля витка в осевых сечениях  $2\alpha = 40^\circ$ .

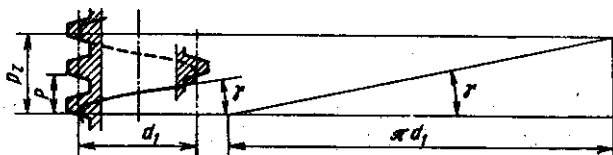


Рис. 8.2. Схема к определению угла подъема винтовой линии

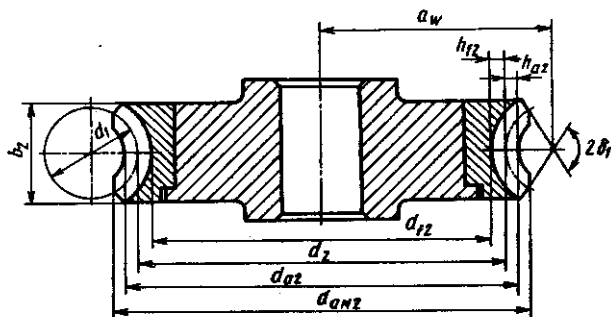


Рис. 8.3. Червячное колесо

Размеры червячного колеса в среднем сечении показаны на рис. 8.3.

Делительный диаметр

$$d_2 = mz_2. \quad (8.8)$$

Диаметр вершин  $d_{a2}$  и впадин  $d_{f2}$  зубьев

$$d_{a2} = d_2 + 2h_2 = mz_2 + 2m = m(z_2 + 2); \quad (8.9)$$

$$d_{f2} = d_2 - 2h_{f2} = d_2 - 2,4m = m(z_2 - 2,4). \quad (8.10)$$

Наибольший диаметр червячного колеса

$$d_{am2} = d_{a2} + 6m/(z_1 + 2). \quad (8.11)$$

Ширина венца червячного колеса при  $z_1 = 1 \dots 2$  и  $z_1 = 4$  соответственно

$$b_2 \leq 0,75d_{a1}; \quad b_2 \leq 0,67d_{a1}. \quad (8.12)$$

Условный угол охвата червяка колесом

$$\sin \delta_1 = b_2/(d_{a1} - 0,5m). \quad (8.13)$$

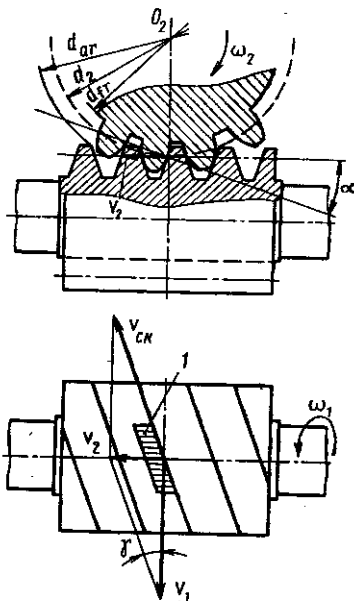
Межосевое расстояние передачи

$$a_w = (d_1 + d_2)/2 = (mq + mz_2)/2 = m(q + z_2)/2. \quad (8.14)$$

Межосевое расстояние  $a_w$  червячных передач редукторов, выполненных без смещения, выбирают по ГОСТ 2144-76 (можно пользоваться данными табл. 4.1 и табл. 4.2 работы [8]). Ниже указаны значения  $a_w$ , мм:

1-й ряд . . . . .	40; 50; 63; 80; 100; 125; 160; 200; 250; 315; 400; 500
2-й ряд . . . . .	140; 180; 225; 280; 355; 450

Рис. 8.4. Схема к определению скорости скольжения ( $l$  — условное обозначение зуба колеса)



**Червячные передачи со смещением.** Корректирование червячных передач выполняют для доведения межосевого расстояния до стандартного или заданного значения. Корректирование подвергают только колеса.

Коэффициент смещения инструмента  $x = a_w/m - 0,5(q + z_2)$ ; величину  $x$  выбирают в пределах  $\pm 1$ .

Размеры колеса, изготовленного со смещением:  $d_{a2} = m(z_2 + 2 + 2x)$ ;  $d_{f2} = m(z_2 - 2,4 + 2x)$ . Остальные размеры не изменяют.

Межосевое расстояние  $a_w = 0,5m(q + z_2 + 2x)$ .

**Скорость скольжения в червячной передаче.** Во время работы червячной пары происходит скольжение витков червяка по зубьям колеса, что приводит к изнашиванию зубьев колеса. С увеличением скорости скольжения снижается износ зубьев, однако возрастает возможность заедания зубьев колеса и витков червяка (рис. 8.4).

Окружная скорость соответственно червяка и колеса  $v_1 = \omega_1 d_1/2$  и  $v_2 = \omega_2 d_2/2 = \pi d_2 n_2/60$ .

Скорость скольжения

$$v_{ск} = \sqrt{v_1^2 + v_2^2} = v_1/\cos\gamma. \quad (8.15)$$

**Передаточное число червячной передачи.** Окружная скорость червячного колеса  $v_2 = \pi d_2 n_2/60 = p z_1 n_1/60$ .

В то же время  $v_2 = p z_2 n_2/60$ ; поэтому  $p z_1 n_1/60 = p z_2 n_2/60$ ;  $z_1 n_1 = z_2 n_2$ , откуда  $z_2/z_1 = n_1/n_2 = \omega_1/\omega_2 = u$ . Передаточные числа  $u$  червячных редукторов выбирают по ГОСТ 2144-76:

1-й ряд . . . . .	8; 10; 12,5; 16; 20; 25; 31,5; 40; 50; 63; 80
2-й ряд . . . . .	9; 11,2; 14; 18; 22,4; 28; 35,5; 45; 56; 71

Фактическое значение передаточного числа не должно отличаться от стандартного более чем на 4%.

Число зубьев колеса  $z_2$  рекомендуется брать в пределах от 30 до 80.

**Коэффициент полезного действия червячных передач.** Общий КПД червячной передачи

$$\eta_{\text{об}} = \eta_n^n \eta_p \eta_{\text{вп}} \eta_{\text{вп}}; \quad (8.16)$$

здесь  $n$  — число пар подшипников в передаче;  $\eta_n$  — КПД, учитывающий потери в одной паре подшипников (для подшипников качения  $\eta_n = 0,99 \dots 0,995$ , для подшипников скольжения  $\eta_n = 0,97 \dots 0,99$ );  $\eta_p$  — КПД, учитывающий потери на перемешивание и разбрызгивание масла (при средних скоростях принимают  $\eta_p = 0,97 \dots 0,98$ );  $\eta_{\text{вп}}$  — КПД, учитывающий потери в зубчатом зацеплении;  $\eta_{\text{вп}} = \text{tg } \gamma / \text{tg } (\gamma + \rho')$  — КПД, учитывающий потери в винтовой паре ( $\rho'$  — угол трения, зависящий от материала червяка и зубьев колеса, качества рабочих поверхностей, качества смазочного материала, а также скорости скольжения).

С увеличением числа витков КПД возрастает, так как увеличивается угол  $\gamma$ :

$z_1$	1	2	3	4
$\eta$	0,70–0,75	0,75–0,82	0,82–0,87	0,87–0,92

После определения размеров передачи КПД уточняют по формуле (8.16).

**Силы в зацеплении.** Принимаем силу взаимодействия червяка и колеса сосредоточенной и приложенной в полосе зацепления по нормали к рабочей поверхности витка (рис. 8.5).

Окружная сила на червяке  $F_{t1}$  численно равна осевой силе на колесе  $F_{a2}$  и направлена против вращения червяка

$$|F_{t1}| = |F_{a2}| = 2T_1/d_1, \quad (8.17)$$

где  $T_1$  — вращающий момент на червяке.

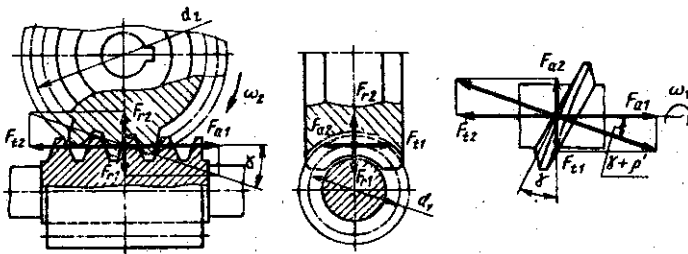


Рис. 8.5. Схема сил, действующих в червячной передаче



Окружная сила на колесе  $F_{t2}$  численно равна осевой силе на червяке  $F_{a1}$  и направлена в направлении вращения колеса

$$[F_{t2}] = [F_{a1}] = 2T_2/d_2, \quad (8.18)$$

где  $T_2$  — вращающий момент на колесе.

Радиальные силы на червяке и колесе  $F_{r1}$  и  $F_{r2}$  численно равны

$$|F_{r1}| = |F_{r2}| = F_{t2} \operatorname{tg} \alpha. \quad (8.19)$$

## § 8.2. МАТЕРИАЛЫ

Червяки изготовляют из углеродистых сталей или легированных сталей с соответствующей термической или химической обработкой, обеспечивающей высокую твердость рабочих поверхностей. Червяки из сталей 40, 45, 40X, 40XH, Ст6 закаляют до твердости 45–55 HRC, а червяки из сталей 15X, 20X, 12XH2, 18XГТ, 20XФ и других подвергают цементации и закалке до твердости 58–63 HRC.\*

Червяки из улучшенных и нормализованных сталей применяют в тихоходных и малонагруженных передачах, а также при отсутствии оборудования для шлифования.

Зубчатые венцы червячных колес изготовляют преимущественно из различных бронз, причем выбор марки бронзы зависит от скорости скольжения и длительности работы. При малых скоростях скольжения ( $v \leq 2$  м/с) червячные колеса можно изготовлять из серых чугунов СЧ 15, СЧ 18 и СЧ 20. В небольших силовых передачах устанавливают пластмассовые червячные колеса. Используемые для изготовления венцов червячных колес материалы приведены в табл. 8.1 и 8.2.

Таблица 8.1. Механические характеристики материалов венцов червячных колес, МПа

Бронза, чугун	Способ отливки	$\sigma_T$	$\sigma_B$	$\sigma_H$	НВ
БрОФ БрОФ10-1 БрОФ10-1	Центробежный	170	290	—	100–120
	В кокиль	150	260	—	100–120
	В землю	140	200	—	80–100
БрАЖ9-4	Центробежный	200	500	—	120
	В кокиль	200	500	—	100
БрАЖ9-4 СЧ 10	В землю	200	400	—	100
	То же	—	120	280	143–229

Таблица 8.2. Допускаемые контактные напряжения  $[\sigma_H]$  для материала червячных колес из условия сопротивления заеданию

Материал венца червячного колеса	Материал червяка	$[\sigma_H]$ , МПа, при скорости скольжения, м/с								
		0	0,25	0,5	1,0	2	3	4	6	8
БрАЖ9-4 БрАЖН10-4-4	Сталь, закаленная до 45 HRC	-	-	182	179	173	167	161	150	138
		-	-	196	192	187	181	175	164	152
СЧ 15 или СЧ 18	Сталь 20 или 20Х цементованная	184	155	128	113	84	51	-	-	-
СЧ 10 или СЧ 15	Сталь 45 или Ст6	170	141	113	98	71	-	-	-	-

Допускаемые напряжения для венцов червячных колес. Червячные передачи аналогично зубчатым рассчитывают на контактную прочность и на изгиб зубьев червячного колеса.

Допускаемые контактные напряжения  $[\sigma_H]$  для оловянных бронз (БрОФ10-1, БрОНФ и др.) определяют из условий сопротивления усталостному выкрашиванию рабочих поверхностей зубьев по эмпирической формуле

$$[\sigma_H] = [\sigma_{H0}] K_{HL}; \quad (8.20)$$

здесь  $[\sigma_{H0}]$  — допускаемое напряжение при числе циклов нагружения  $10^7$ ;  $[\sigma_{H0}] = (0,75 \dots 0,90) \sigma_b$  (большие значения принимают для шлифованных червяков, закаленных до 45 HRC);  $\sigma_b$  — временное сопротивление бронзы при растяжении (см. табл. 8.1);  $K_{HL} = \sqrt[8]{10^7/N_E}$  — коэффициент долговечности при расчете на контактную прочность;  $N_E = 572,4 \omega T$  — число циклов нагружения зубьев колеса за весь срок службы (при  $N_E > 25 \cdot 10^7$  принимают  $N_E = 25 \cdot 10^7$ ).

Допускаемые контактные напряжения  $[\sigma_H]$  для твердых бронз (БрАЖ9-4 и др.) и чугунов принимают из условия сопротивления заеданию в зависимости от скорости скольжения (см. табл. 8.2). Допускаемые напряжения при изгибе  $[\sigma_F]$  для материалов червячных колес, работающих в паре с незакаленными нешлифованными червяками, рассчитывают по зависимостям, приведенным в табл. 8.3.

Таблица 8.3. Формулы для расчета  $[\sigma_F]$

Материал венца колеса	Формула для передачи	
	нереверсивной (работа зубьев одной стороной)	реверсивной (работа зубьев обеими сторонами)
Бронза	$[\sigma_F] = (0,08\sigma_B + 0,25\sigma_T) \times K_{FL}$	$[\sigma_F] = 0,16\sigma_B K_{FL}$
Чугун	$[\sigma_F] = 0,12\sigma_H$	$[\sigma_F] = 0,075\sigma_H$

При закаленном и шлифованном (полированном) червяке  $[\sigma_F]$  увеличивают на 25%. Коэффициент долговечности  $K_{FL} = \sqrt[9]{10^6/N_E}$  (при  $N_E < 10^6$  принимают  $N_E = 10^6$ , при  $N_E > 25 \cdot 10^7$  принимают  $N_E = 25 \cdot 10^7$ ).

### § 8.3. РАСЧЕТ НА ПРОЧНОСТЬ ЧЕРВЯЧНЫХ ПЕРЕДАЧ

Червячные передачи рассчитывают на контактную прочность и на изгиб зубьев червячного колеса. Расчет на контактную прочность является основным, а расчет по напряжениям изгиба — проверочным, так как кроме выкрашивания зубьев возможны заедание и изнашивание, интенсивность которых зависит от величины контактных напряжений.

Расчет по контактным напряжениям основан на использовании формулы Герца в виде

$$\sigma_H = (480 \cdot 10^3 / d_2) \sqrt{T_2 K / d_1} \leq [\sigma_H], \quad (8.21)$$

где  $K$  — коэффициент нагрузки.

Заменяв  $d_1 = m q$ ,  $d_2 = m z_2$  и  $m = 2a_w / (z_2 + q)$ , получим формулу для проектного расчета червячных передач

$$a_w = \left( \frac{z_2}{q} + 1 \right) \sqrt[3]{\left[ \frac{170 \cdot 10^3}{(z_2/q) [\sigma_H]} \right]^2 T_2 K}, \quad (8.22)$$

где  $\sigma_H$  — в Па;  $T_2$  — в Н·м;  $a_w$  — в м.

После расчета  $a_w$  окончательно определяют параметры зацепления в соответствии с ГОСТ 2144-76, уточняют коэффициент нагрузки и допускаемое напряжение, если оно зависит от скорости скольжения, проверяют расчетные контактные напряжения по формуле (8.21).

Таблица 8.4. Коэффициент деформации  $\theta$  червяка

$z_1$	Значения $\theta$ при $q$						
	7,5	8	9	10	12	14	16
1	63	72	89	108	142	129	194
2	50	57	71	86	117	149	163
3	46	51	61	76	103	131	144
4	42	47	58	70	94	120	131

Таблица 8.5. Коэффициент динамической нагрузки

Степень точности	Значения $K_{Hv}$ при скорости скольжения $v$ , м/с			
	До 1,5	Св. 1,5 до 3,0	Св. 3,0 до 7,5	Св. 7,5 до 12,0
	7	1	1	1,1
8	1,15	1,25	1,4	—
9	1,25	—	—	—

Проверочный расчет заканчивают при  $\sigma_H < [\sigma_H]$ . Если  $\sigma_H > [\sigma_H]$  более чем на 5%, то передачу считают перегруженной. Если расчетные напряжения  $\sigma_H$  меньше допускаемого на 15%, то передачу считают недогруженной.

В формулах (8.21) и (8.22) коэффициент нагрузки  $K = K_{H\beta} K_{Hv}$  при расчете на контактную выносливость или  $K = K_{F\beta} K_{Fv}$  при расчете на выносливость при изгибе;  $K = 1$  при постоянной нагрузке и скорости  $v \leq 3$  м/с;  $K = 1,1 \dots 1,4$  при переменной нагрузке и  $v > 3$  м/с.

Коэффициент  $K_{H\beta}$  зависит от характера изменения нагрузки и от деформации червяка:  $K_{H\beta} = 1 + (z_2/\theta)^3 (1 - x)$ , где  $\theta$  — коэффициент деформации червяка (табл. 8.4);  $x$  — коэффициент, учитывающий характер изменения нагрузки (при постоянной нагрузке принимают  $x = 1$ , при переменной нагрузке  $x = 0,6$ , при значительных колебаниях нагрузки  $x \approx 0,3$ ).

Коэффициент динамической нагрузки  $K_{Hv}$  зависит от скорости скольжения и степени точности. Его значения приведены в табл. 8.5.

Расчет зубьев червячного колеса по напряжениям изгиба аналогичен расчету зубьев цилиндрических косозубых колес. Формула для проверочного расчета имеет вид

$$\sigma_{F2} = 0,7 Y_{F2} F_{t2} K_{F\beta} K_{Fv} / (b_2 m) \leq [\sigma_F]; \quad (8.23)$$

здесь  $Y_{F2}$  — коэффициент формы зубьев колеса;  $K_{F\beta}$  и  $K_{Fv}$  — коэффициенты, имеющие те же значения, что и коэффициенты  $K_{H\beta}$  и  $K_{Hv}$  (т. е.  $K_{F\beta} = K_{H\beta}$  и  $K_{Fv} = K_{Hv}$  — [4, с. 233]).

Значения  $Y_{F2}$  принимают в зависимости от эквивалентного числа зубьев  $Z_{v2} = Z_2 / \cos^3 \gamma$  (см. работу [4, с. 233]):

$z_{v2}$ . . . . .	20	24	28	30	32	35	40	45	50	60	80
$Y_{F2}$ . . . . .	1,98	1,88	1,80	1,76	1,71	1,64	1,55	1,48	1,45	1,40	1,34

Для открытых передач при большом числе зубьев прочность на изгиб может оказаться недостаточной. В этих случаях модуль зацепления  $m$  определяют по формуле

$$m = \sqrt{1,8 Y_{F2} K_{F\beta} K_{F\alpha} T_2 / (z_2 q [\sigma_F])}. \quad (8.24)$$

В формулах (8.23) и (8.24)  $\sigma_F$  и  $[\sigma_F]$  — в Па,  $T$  — в Н·м. Точность изготовления червячных передач регламентируется СТ СЭВ 311–76. Для силовых передач предусмотрены 5–9-я степени точности. В общем машиностроении чаще всего используют 7–9-ю степени точности.

**Тепловой расчет червячных редукторов.** Из-за сравнительно больших потерь передаваемой мощности на трение червячные передачи работают с выделением большого количества теплоты. При этом свойства масла ухудшаются и возникает опасность заедания передачи, в результате чего она выходит из строя.

Условием нормальной работы передачи является равенство количеств теплоты, выделяющейся при работе и отводимой от передачи. Этот тепловой баланс устанавливается при некотором перепаде температур масла, находящегося в редукторе, и воздуха, окружающего редуктор. Этот температурный перепад (разность температур масла и воздуха) должен соответствовать выражению  $(1 - \eta) P_1 = K (T_m - T_a) S (1 + 0,2)$ ; здесь  $\eta$  — КПД передачи;  $P_1$  — передаваемая мощность, Вт;  $K$  — коэффициент теплопередачи Вт/(м<sup>2</sup>·К) [принимают  $K = 11 \dots 17$ ];  $T_m$  — температура масла;  $T_a$  — температура воздуха (обычно принимают  $T_a = 293$  К);  $S$  — площадь теплоотдающей поверхности редуктора, м<sup>2</sup> (при расчетах площадь днища учитывают поправочным коэффициентом  $\psi = 1 + 0,2$ ).

Условие работы редуктора без перегрева имеет вид

$$\Delta T = T_m - T_a = P_1 (1 - \eta) / (KS) \leq [\Delta T], \quad (8.25)$$

где  $[\Delta T]$  — допустимый перепад температур масла и окружающего воздуха (принимают  $[\Delta T] = 313 \dots 333$  К — меньшие значения — для редукторов с верхним расположением червяка).

Если  $\Delta T > [\Delta T]$ , то следует увеличить теплоотдающую поверхность. При наличии ребер на корпусе редуктора в расчетах учитывают только 50% поверхности ребер. Можно также уменьшить  $\Delta T$ , увеличивая коэффициент теплопередачи  $K$ ; для этого охлаждают корпус воздухом, или устанавливают в масляной ванне змеевик, по которому пропускают охлаждающую воду.

## § 8.4. ПРИМЕРЫ РАСЧЕТА ЧЕРВЯЧНЫХ ПЕРЕДАЧ

**Пример 1.** Рассчитать червячную передачу ручной тали с рабочим усилием  $Q = 12$  кН. Диаметр делительной окружности приводной звездочки  $D_{\text{тк}} = 280$  мм, диаметр делительной окружности грузовой звездочки  $D_3 = 200$  мм. Передача открытая, материал колеса СЧ 20, червяка — сталь 40Х нормализованная. Усилие на тяговой цепи принять  $P_p = 150$  Н (рис. 8.6).

1. Считаем нагрузку на зубья червячного колеса нереверсивной.

2. Передаточное отношение выразим через силовое передаточное отношение:  $i = T_2/(T_1\eta)$ , где  $T_2$  и  $T_1$  — вращающие моменты на валах звездочки и червяка. Предварительно принимаем КПД передачи 0,6 (открытая самотормозящаяся передача);

$T_2 = (Q/2)(d_{3r}/2) = 12000 \cdot 0,2/4 = 600$  Н·м,  $T_1 = PD_{\text{тк}}/2 = 150 \cdot 0,28/2 = 21$  Н·м. С учетом КПД имеем  $i = 600/(21 \times 0,6) = 47,7$ .

3. Принимаем число витков червяка  $z_1 = 1$ , число зубьев колеса  $z_2 = z_2 i = 1 \cdot 48 = 48$ . Передаточное число  $u = z_2/z_1 = 48$ .

4. Принимаем коэффициент диаметра червяка  $q = 10$ , коэффициент нагрузки  $K = 1$  (малая скорость и постоянная нагрузка [7, с. 173]).

5. Эквивалентное число зубьев  $z_{\text{в}2} = z_2/\cos^3 \beta = 48/0,995^3 = 48,8$ ; здесь  $\text{tg } \gamma = z_1/q = 1/10 = 0,1$ ;  $\gamma = 5^\circ 40'$ ;  $\cos \gamma = 0,995$ .

6. Коэффициент формы зуба  $Y_{F2} = 1,45$  (см. с. 148).

7. Модуль зацепления зубьев находим из условия прочности зубьев червячного колеса на изгиб (8.23), где ширина венца червячного колеса [см. формулу (8.12)]  $b_2 = 0,75m(10 + 2) = 9m$ . Допускаемое напряжение изгиба для нешлифованных червяков (см. табл. 8.3)  $[\sigma_F] = 0,12 \times 244 = 33$  МПа; тогда по формуле (8.23)  $2,82/m^3 = 33$  МПа

и  $m = \sqrt[3]{2,82/(33 \cdot 10^6)} = 0,004$  м. Принимаем стандартный модуль  $m = 5$  мм.

8. Геометрические размеры передачи [см. формулы (8.3) — (8.14)], мм:

делительный диаметр червячного колеса  $d_2 = 5 \cdot 48 = 240$ ;

делительный диаметр червяка  $d_1 = 5 \cdot 10 = 50$ ;

диаметр окружности вершин витков  $d_{a1} = 50 + 2 \cdot 5 = 60$ ;  $d_{a2} = 240 + 2 \cdot 5 = 250$ ;

ширина венца червячного колеса  $b_2 = 0,75 \cdot 60 = 45$ ;

наибольший диаметр колеса  $d_{\text{ам}2} = 250 + 6 \cdot 5/(1 + 2) = 260$ ;

межосевое расстояние  $d_w = 5(10 + 48)/2 = 145$ .

9. Окружная сила  $F_t = 2 \cdot 600/0,24 = 5000$  Н.

10. Радиальная сила [формула (8.19)]  $F_r = 5000 \times 0,364/0,995 = 1830$  Н.

11. Осевая сила [формула (8.17)]  $F_a = 5000 \cdot 0,1 = 500$  Н.

**Пример 2.** Рассчитать червячную передачу редуктора общего назначения. Мощность на валу червяка  $P_1 = 5,5$  кВт, угловая скорость червяка  $\omega_1 = 152$  рад/с, колеса  $\omega_2 = 7,6$  рад/с; передача неревверсивная со слабыми толчками, срок службы не ограничен; расположение червяка нижнее (рис. 8.7).

1. Передаточное отношение  $i = 152/7,6 = 20$ .

2. Число зубьев колеса. Принимаем червяк двухвитковый  $z_2 = z_1 i = 2 \cdot 20 = 40$ .

3. Передаточное число  $u = z_2/z_1 = 40/2 = 20$ .

4. Назначаем материал для червяка — хромистая сталь 40Х, улучшенная до  $HRC\ 35$ , для венца червячного колеса; безоловянная бронза БрАЖ9—4 (отливка в песок), для ступицы — чугун СЧ 10. Принимаем эвольвентное зацепление ( $2\alpha = 40^\circ$ ); степень точности изготовления передачи предварительно 8-я.

5. Допускаемые напряжения контактного смятия и изгиба. Принимаем предварительно скорость скольжения  $v_{ск} = 3$  м/с;  $[\sigma_H] = 167$  МПа (см. табл. 8.2). Из условия сопротивляемости заеданию (см. табл. 8.3)  $[\sigma_{F2}] = (0,08\sigma_s + 0,25\sigma_T)K_{FL} = (0,08 \cdot 500 + 0,25 \cdot 200) K_{FL} = 90K_{FL}$ ;

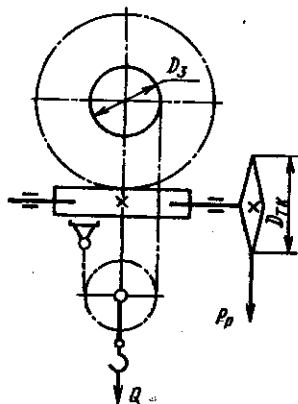


Рис. 8.6. Схема ручной червячной гайки

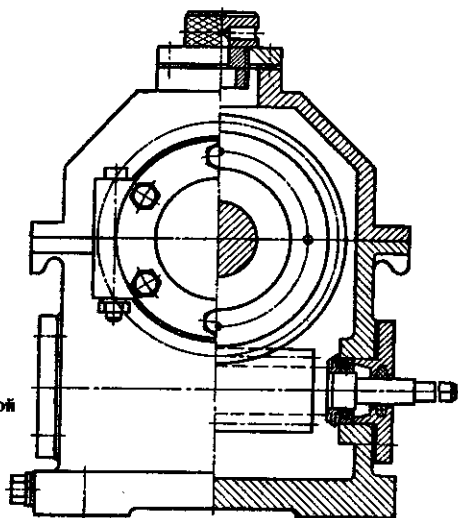


Рис. 8.7. Червячный редуктор

При закаленном и шлифованном червяке полученное значение увеличивают на 25% (см. табл. 8.2).

$$K_{FL} = \sqrt[9]{10^6/N_E} = \sqrt[9]{10^6/(25 \cdot 10^7)} = 0,54,$$

где  $N_E = 25 \cdot 10^7$ , так как срок службы передачи не ограничен.

$$[\sigma_F] = 1,25 \cdot 90 \cdot 0,54 = 61 \text{ МПа.}$$

6. Принимаем предварительно КПД  $\eta = 0,8$ .

7. Вращающий момент  $T_2 = 5,5 \cdot 10^3 \cdot 0,8/7,6 = 578 \text{ Н} \cdot \text{м}$ .

8. Принимаем коэффициент нагрузки  $K = 1$  при  $v \leq 3 \text{ м/с}$ .

9. Предварительно задаемся значением коэффициента диаметра червяка  $q = 10$ .

$$10. \text{ Межосевое расстояние [см. формулу (8.22)] } a_w = \left( \frac{40}{10} + 1 \right) \sqrt[3]{\left( \frac{170 \cdot 10^3}{(40/10) 167 \cdot 10^6} \right)^2 578 \cdot 1} = 0,167 \text{ м.}$$

11. Осевой модуль зацепления [формула (8.14)]  $m = 2 \times 167/(40 + 10) = 6,7 \text{ мм}$ ; принимаем по 2-му ряду  $m = 7 \text{ мм}$ . Оставляем стандартное значение  $q = 10$ . Тогда [см. формулу (8.14)]  $a_w = 7(40 + 10)/2 = 175 \text{ мм}$ . Получаем нестандартное значение межосевого расстояния; принимаем  $m = 8 \text{ мм}$ ,  $q = 10$ , тогда  $d_w = 8(40 + 10)/2 = 200 \text{ мм}$ .

12. Определяем основные геометрические размеры передачи в соответствии с ГОСТ 2144-76.

Размеры червяка (см. рис. 8.1), мм:

угол профиля витка в осевом сечении  $2\alpha = 40^\circ$ ;

расчетный шаг червяка [формула (8.1)]  $P = 8 \cdot 3,14 = 25,12$ ;

ход витка [формула (8.2)]  $P_z = pz_1 = 25,12 \cdot 2 = 50,24$ ;

высота головки витка червяка  $h_{a1} = m = 8$ ;

высота ножки витка червяка  $h_{f1} = 1,2m = 1,2 \cdot 8 = 9,6$ ;

делительный диаметр червяка [формула (8.3)]  $d_1 = 10 \cdot 8 = 80$ ;

делительный угол подъема линии витка [формула (8.4)]

$\text{tg } \gamma = 2/10 = 0,2$ ; отсюда угол  $\gamma = 11^\circ 20'$ ,  $\cos \gamma = 0,9805$ ;

диаметр вершин витков [формула (8.5)]  $d_{a1} = 8(10 + 2) = 96$ ;

диаметр впадин [формула (8.6)]  $d_{f1} = 80 - 2 \cdot 9,6 = 60,8$ ;

длина нарезанной части [формула (8.7)]  $b = 8(11 + 0,06 \cdot 40) = 107,2$ .

Размеры червячного колеса в среднем сечении (см. рис. 8.3), мм [формулы (8.9) - (8.11)]:

делительный диаметр  $d_2 = 8 \cdot 40 = 320$ ;

диаметр вершин зубьев  $d_{a2} = 320 + 16 = 336$ ;

диаметр впадин  $d_{f2} = 300,8$ ;



наибольший диаметр  $d_{ам2} = 348$ ;

ширина венца колеса [формула (8.12)]  $b_2 = 0,75 \cdot 96 = 72$ .

Условный угол охвата червяка колесом [см. формулу (8.13)]  $\sin \delta = 72/(96 - 4) = 0,183$ , что соответствует углу  $\delta = 51^\circ 33' 20''$ ;  $2\delta = 103^\circ 6' 40''$ .

13. Фактическая скорость скольжения [формула (8.15)]  $v_{ск} = 152 \cdot 80 \cdot 10^3 / (2 \cdot 0,9805) = 6,2$  м/с.

14. Уточняем значение КПД [по формуле (8.16)] редуктора:  $\eta = 0,99^2 \cdot 0,97 \cdot 0,825 = 0,875$ , где  $\eta_b = \text{tg } \gamma / \text{tg}(\gamma + \rho')$ . При скорости  $v = 6,28$  м/с  $\rho' = 2^\circ 20'$  и  $\eta = \text{tg } 11^\circ 20' / \text{tg}(11^\circ 20' + 2^\circ 20') = 0,825$ .

15. Расчетный момент на валу колеса  $T_2 = 5000 \cdot 0,825 / 7,6 = 568$  Н·м.

16. Окружная сила [формула (8.18)]  $F_t = 2 \cdot 568 / 0,32 = 3550$  Н.

17. Уточненное расчетное допускаемое напряжение  $[\sigma_H]$  с учетом фактической скорости скольжения (см. табл. 8.2)  $[\sigma_H] = 150 - 1,2 = 148,8$  МПа.

18. Расчетное контактное напряжение в зацеплении [формула (8.21)]  $\sigma_H = 480 \cdot 10^3 / 0,320 \sqrt{568 \cdot 1,3 / 0,08} = 145$  МПа, что меньше допускаемого  $[\sigma_{H2}] = 148,8$  МПа. Напряжение в зубьях при изгибе определено в п. 5. Коэффициент нагрузки (см. табл. 8.4, 8.5)  $K = 1 \cdot 1,3 = 1,3$ .

19. Эквивалентное число зубьев колеса  $z_{v2} = z / \cos^3 \gamma = 40 / 0,9800^3 = 42,6$ .

20. Коэффициент формы зубьев (см. с. 148)  $Y_{F2} = 1,51$ .

21. Фактическое напряжение изгиба [формула (8.23)]  $\sigma_F = 0,7 \cdot 1,51 \cdot 1,3 / (0,072 \cdot 0,008) = 8,5$  МПа значительно меньше допускаемого. Однако в этом случае перерасчет делать не требуется, так как геометрические размеры рассчитаны по контактным напряжениям смятия с учетом требований ГОСТ 2144–76 на основные параметры червячных передач.

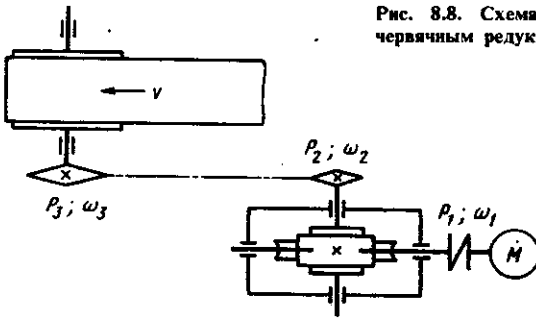
**Пример 3.** Определить межосевое расстояние червячной передачи редуктора, работающего в приводе ленточного конвейера. Мощность на валу червяка  $P_1 = 17$  кВт; угловая скорость  $\omega_1 = 100$  рад/с; передаточное отношение  $i = 20$ ; число зубьев колеса  $z_2 = 40$ , червяк двухвитковый ( $z_1 = 2$ ); срок службы передачи  $T = 20\,000$  ч; материал венца БрАЖ9–4 (в кокиль), передача неререверсивная, КПД  $\eta = 0,8$  (рис. 8.8).

1. Число циклов нагружения за срок службы передачи  $N_E = 572,4 \cdot 5 \cdot 20\,000 = 5,75 \cdot 10^7$ .

2. Коэффициент долговечности  $K_{FL} = \sqrt[9]{10^6 / N_E} = \sqrt[9]{10^6 / (5,75 \cdot 10^7)} = 0,656$ .

3. Допускаемое напряжение изгиба (см. табл. 8.3)  $[\sigma_F] = (0,08 \cdot 490 + 0,25 \cdot 200) \cdot 0,656 = 58,5$  МПа; это значение увели-

Рис. 8.8. Схема привода с червячным редуктором



чиваем на 25% (шлифованный червяк); тогда  $[\sigma_F] = 72,5$  МПа.

4. Допускаемое контактное напряжение  $[\sigma_H]$  выбираем из условия сопротивления заеданию (см. табл. 8.2), приняв  $v_{ск} = 6$  м/с;  $[\sigma_H] = 150$  МПа.

5. Вращающий момент на колесе  $T_2 = 17000 \cdot 0,8/5 = 2730$  Н·м.

6. Коэффициент нагрузки при работе со слабыми толчками,  $v_{ск} > 3$  м/с и 7-й степени точности  $K = 1,1$  ( $K_{H\beta} = 1,0$ ;  $K_{H\alpha} = 1,1$ ).

7. Предварительно принимаем коэффициент диаметра червяка  $q = 10$ .

8. Угол подъема винтовой линии:  $\operatorname{tg} \gamma = z_1/q = 0,2$ ;  $\gamma = 11^\circ 19' 40''$ .

9. Межосевое расстояние [см. формулу (8.22)]  $a_w = \left(\frac{40}{10} + 1\right) \sqrt[3]{\left(\frac{170000}{40 \cdot 150 \cdot 10^6}\right)^2 2730 \cdot 1,1} = 0,30$  м; принимаем  $a_w =$

$= 400$  мм.

10. Геометрические размеры передачи, мм: делительный диаметр червяка [формулы (8.3), (8.5)]  $d_1 = 10 \cdot 16 = 160$ ;  $d_{a1} = 160 + 2 \cdot 16 = 192$ ;

делительный диаметр колеса [формула (8.8)]  $d_2 = 16 \cdot 40 = 640$ ;

ширина венца [формула (8.12)]  $b = 0,75d_{a1} = 0,75 \cdot 192 = 143$ .

11. Окружное усилие на колесе  $F_t = 2 \cdot 2720/0,64 = 8500$  Н.

12. Скорость скольжения  $v_{ск} = 8,15$  м/с.

13. При скорости скольжения  $v_{ск} = 8,15$  м/с допускаемое напряжение  $[\sigma_H] < 150$  МПа, поэтому проверим фактическое напряжение

$$\sigma_H = 480 \cdot 10^3 / 0,64 \sqrt{2720 \cdot 1,25 / 0,16} = 109,5 \text{ МПа.}$$

Принятый ранее материал обеспечивает необходимую прочность.

14. Эквивалентное число зубьев  $z_v = 40/\cos^3 \gamma = 40/0,98^3 = 42,7$ .

15. Коэффициент формы зубьев  $Y_{F2} = 1,5$  (см. с. 148).

16. Расчетное напряжение изгиба в основании зуба колеса [см. формулу (8.23)]

$$\sigma_F = 0,7 \cdot 1,5 \cdot 8500 \cdot 1,1 / (0,143 \cdot 0,016) = 43,2 \text{ МПа,}$$

что меньше  $[\sigma_{F2}] = 72,5 \text{ МПа}$ .

**Пример 4.** Выполнить тепловой расчет непрерывно работающего редуктора. Площадь охлаждающей поверхности (с учетом 50 % площади ребер)  $S = 0,83 \text{ м}^2$ . Температура воздуха  $T_a = 293 \text{ К}$ , коэффициент, учитывающий площадь фундамента,  $\psi = (1 + 0,2)$ , коэффициент теплопередачи  $K = 7 \dots 15 = \text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ . Передаваемая мощность  $P_1 = 7,6 \text{ кВт}$ , КПД  $\eta = 0,78$ .

1. Уравнение теплового баланса  $860(1 - \eta)P = K(T_m - t_a) \times S(1 + 0,2)$ ;  $860(1 - 0,78)7,6 = K\Delta T \cdot 0,83(1 + 0,2)$ ;  $1435 = K\Delta T$ ;  $\Delta T = 1435/K$ ;  $\Delta T = T_m - 292$ ;  $T_m = 1435/K + 293$ .

2. Принимаем температуру масла  $T_m = 353 \text{ К}$ . Тогда  $353 - 293 = 1435/K$  и  $K = 1435/60 = 24$ . Так как коэффициент естественной теплоотдачи в зависимости от интенсивности вентиляции помещения принимают равным  $8 - 17 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ , то для передачи данной мощности необходимо искусственное охлаждение, поэтому редуктор снабжен вентилятором для охлаждения корпуса.

### § 8.5. Задачи для самостоятельного решения

**Задача 1.** Определить геометрические размеры червячной передачи, осевой модуль  $m = 5 \text{ мм}$ ; коэффициент диаметра червяка  $q = 10$ ; число зубьев червячного колеса  $z_2 = 40$ , число витков червяка  $z_1 = 2$ . Полученные размеры нанести на эскизные чертежи червяка и колеса.

**Задача 2.** Определить геометрические размеры редуктора. Осевой модуль  $m = 10$ ; коэффициент диаметра червяка  $q = 10$ ; число витков червяка  $z_1 = 4$ , число зубьев колеса  $z_2 = 50$ . Полученные размеры нанести на эскизные чертежи.

**Задача 3.** Определить геометрические размеры червячной передачи. Осевой модуль  $m = 8 \text{ мм}$ ; коэффициент диаметра червяка  $q = 12,5$ ; число витков червяка  $z_1 = 1$ ; передаточное число  $u = 50$ .

**Задача 4.** Определить мощность, которую может передавать червячный редуктор. Осевой модуль  $m = 8 \text{ мм}$ ; коэффициент

диаметра червяка  $q = 10$ ; передаточное число  $u = z_2/z_1 = 40/2 = 20$ ; угловая скорость колеса  $\omega_2 = 7,65$  рад/с; материал червяка — сталь 45, закаленная до  $HRC \geq 45$ , червяк шлифованный, материал венца червячного колеса — бронза БрАЖ9-4 (отливка в землю). Работа длительная реверсивная.

**Задача 5.** Определить контактные напряжения  $\sigma_H$  и напряжения изгиба  $\sigma_F$ , возникающие в зубьях червячной передачи. Межосевое расстояние  $a_w = 180$  мм; передаточное отношение  $u = 37$ ; число зубьев колеса  $z_2 = 37$ ; число витков червяка  $z_1 = 1$ ; осевой модуль  $m = 8$  мм; коэффициент диаметра червяка  $q = 8$  мм; делительный угол подъема винтовой линии  $\gamma = 14^\circ 2' 11''$ ; угловая скорость червяка  $\omega_1 = 105$  рад/с; мощность электродвигателя  $P_1 = 5$  кВт; КПД  $\eta = 0,78$ ; срок службы 20 000 ч.

**Задача 6.** Определить вращающий момент и мощность, которые может передавать редуктор. Межосевое расстояние  $a_w = 180$  мм; число зубьев колеса  $z_2 = 37$ ; угловая скорость  $\omega_2 = 10$  рад/с; число витков червяка  $z_1 = 2$ ; коэффициент диаметра червяка  $q = 8$ ; модуль зацепления  $m = 8$  мм; нагрузка постоянная, материал колеса БрАЖ9-4. Допускаемое напряжение  $[\sigma_H] = 177$  МПа при скорости скольжения  $v_{ск} = 3$  м/с. Нагрузка постоянная плавная.

**Задача 7.** Выполнить тепловой расчет редуктора. Мощность  $P_1 = 2,94$  кВт, площадь поверхности редуктора  $S = 0,872$  м<sup>2</sup>, в редукторе предусмотрен обдув вентилятором, температура воздуха  $T_b = 248$  К; КПД  $\eta = 0,83$ .

# ГЛАВА 9

## ПЕРЕДАЧИ ВИНТ – ГАЙКА

---

### § 9.1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

Назначение передач винт – гайка – преобразование вращательного движения в поступательное. В винтовых механизмах вращение одной из сопряженных деталей (гайки или винта) осуществляется с помощью окружной силы  $F_t$ , прикладываемой к рычагу, маховику, шестерне. Передаточное число при этом выражают отношением перемещения  $\Delta_t$  точки приложения окружной силы по дуге окружности к перемещению  $\Delta_x$  гайки или винта (точки приложения преодолеваемой или развиваемой силы) в осевом направлении:

$$u = \Delta_t / \Delta_x = \pi D / s, \quad (9.1)$$

где  $u$  – передаточное число;  $D$  – диаметр маховика [ $D/2 = R$  – радиус (плечо) приложения окружной силы  $F_t$ , перпендикулярной радиусу];  $s$  – ход винта.

Зависимость между окружной  $F_t$  и осевой  $F_x$  силой выражается простым соотношением

$$F_x = F_t u \eta; \quad (9.2)$$

здесь  $\eta$  – КПД винтовой пары [см. соотношение (3.3) с учетом (3.1)].

Низкий КПД винтовой пары является основным недостатком передачи. Винтовая пара позволяет получить достаточно большое передаточное число (при малых  $s$ , и больших  $D$ ) и, как следствие, большой выигрыш в силе или возможность реализации медленных и точных перемещений. Передачи винт – гайка применяются в механизмах, предназначенных для создания больших усилий (домкраты, винтовые прессы, механизмы изменения вылета кранов, печные толкатели, нажимные винты в прокатных станах, регулировочно-установочные механизмы подшипников), а также в механизмах точных перемещений (подачи станков, привода суппорта, настройки, измерительных, установочных, регулировочных).

## § 9.2. РАСЧЕТ РЕЗЬБОВЫХ МЕХАНИЗМОВ

Основной причиной выхода из строя передач винт — гайка (резьбовых механизмов) является износ их резьбы. В качестве параметра, характеризующего износостойкость резьбы винтовой пары, принимают давление  $q$  между резьбой винта и гайки, которое не должно превышать допускаемого давления  $[q]$ . Условие износостойкости имеет вид

$$q = F_x / (\pi d_2 h z) \leq [q], \quad (9.3)$$

где  $d_2$  — средний диаметр резьбы;  $h = (d - d_1)/2$  — рабочая высота профиля резьбы ( $h = 0,5p$  для прямоугольной и трапецидальной резьбы);  $z = H/p$  — число витков резьбы в гайке высотой  $H$ ;  $p$  — шаг резьбы.

Формулу (9.3) используют при проверочном расчете резьбы винта и гайки на износостойкость. При проектном расчете формулу (9.3) преобразуют:

$$d_2 = \sqrt{F_x / (\pi \psi_H \psi_h [q])}, \quad (9.4)$$

где  $\psi_H = H/d_2$  — коэффициент высоты гайки ( $\psi_H = 1,2 \dots 2,5$  для неразъемных гаек,  $\psi_H = 2,5 \dots 3,5$  для разъемных гаек);  $\psi_h = h/p$  — коэффициент высоты резьбы ( $\psi_h = 0,5$  для прямоугольной и трапецидальной резьбы,  $\psi_h = 0,75$  для упорной резьбы).

Формула (9.4) получена для винтов и гаек с трапецидальной и прямоугольной резьбой, однако ее обычно используют и при расчете винтов и гаек с другими профилями резьбы. После определения по формуле (9.4) среднего диаметра резьбы  $d_2$  по соответствующему ГОСТу принимают остальные параметры резьбы, в том числе наружный диаметр  $d$ , внутренний диаметр  $d_1$ , высоту профиля  $h$ , шаг резьбы  $p$ .

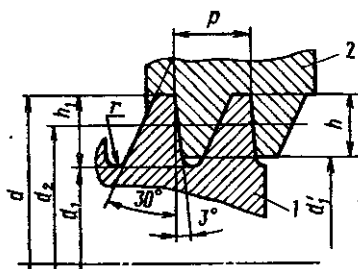


Рис. 9.1. Трапецидальная резьба:  
1 — винт; 2 — гайка

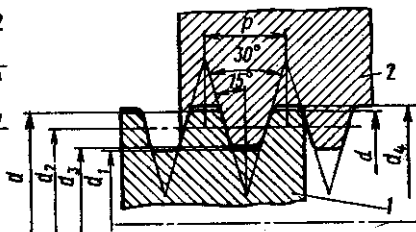


Рис. 9.2. Упорная резьба:  
1 — винт; 2 — гайка

Профиль трапецидальной однозаходной резьбы (по ГОСТ 9484-81 и СТ СЭВ 639-77) приведены на рис. 9.1, а профиль упорной резьбы (по ГОСТ 10177-82) — на рис. 9.2. Номинальные значения параметров трапецидальной однозаходной резьбы по ГОСТ 9484-81 приведены в табл. 9.1 и 9.2, а по СТ СЭВ 639-77 — в табл. 9.3. Номинальные значения параметров упорной резьбы (по ГОСТ 10177-82) указаны в табл. 9.4 и 9.5, размеры — в табл. 9.6.

Таблица 9.1. Диаметры и шаги, мм, резьбы трапецидальной однозаходной (по ГОСТ 9484-81)

Номинальный диаметр $d$ , резьбы для ряда			Шаг резьбы $p$	Номинальный диаметр $d$ , резьбы для ряда			Шаг резьбы $p$
1	2	3		1	2	3	
8	—	—	2 ; 1,5	50	52	—	12; 8 ; 3
10	—	—	3 ; 2	—	56	—	12; 8 ; 3
12	14	—	3 ; 2	60	—	—	12; 8 ; 3
16	18	—	4 ; 2	—	—	65	16; 10 ; 4
20	—	—	4 ; 2	—	70	75	16; 10 ; 4
—	22	24	8; 5 ; 2	80	—	—	16; 10 ; 4
26	28	—	8; 5 ; 2	—	—	85	20; 12 ; 5
—	—	30	10; 6 ; 3	—	90	95	20; 12 ; 5
32	—	34	10; 6 ; 3	100	110	—	20; 12 ; 5
—	36	38	10; 6 ; 3	120	—	130	24; 16 ; 6
40	—	42	10; 6 ; 3	—	140	150	24; 16 ; 6
—	44	46	12; 8 ; 3	160	—	170	24; 16 ; 8
—	48	—	12; 8 ; 3	—	180	190	32; 20 ; 8
—	—	—	—	200	—	210	32; 20 ; 10

Примечания: 1. При выборе диаметров резьбы следует предпочесть 1-й ряд 2-му, 2-й — 3-му.

2. Значения  $p$ , заключенные в рамку, предпочтительны.

Таблица 9.2. Номинальные размеры, мм, трапецеидальной однозаходной резьбы и формулы для определения  $d_1$ ,  $d_2$ ,  $d_3$ ,  $d_4$  (по ГОСТ 9484-81)

Шаг резьбы $p$	Диаметр резьбы				
	винта		винта и гайки	гайки	
	наружный $d$	внутренний $d_1$	средний $d_2$	наружный $d_4$	внутренний $d_3$
4,0	16; 18; 20; 65; 70; 75; 80;	$d - 4,5$	$d - 2$	$d + 0,5$	$d - 4$
5,0	22; 24; 26; 28; 85; 90; 95; 100; 110	$d - 5,5$	$d - 2,5$	$d + 0,5$	$d - 5$
6,0	30; 32; 34; 36; 38; 40; 42; 120; 130; 140; 150	$d - 7$	$d - 3$	$d + 1$	$d - 6$
8,0	22; 24; 26; 28; 44; 46; 48; 50; 52; 55; 60; 160; 170; 180; 190	$d - 9$	$d - 4$	$d + 1$	$d - 8$
10,0	30; 32; 34; 36; 38; 40; 42; 65; 70; 75; 80; 200; 210; 220	$d - 11$	$d - 5$	$d + 1$	$d - 10$
12,0	44; 46; 50; 52; 55; 60; 85; 90; 95; 100; 110; 240; 250; 260; 280; 300; 320; 340	$d - 13$	$d - 6$	$d + 1$	$d - 12$
16,0	65; 70; 80; 120; 130; 140; 150; 160; 170	$d - 18$	$d - 8$	$d + 2$	$d - 16$
20,0	85; 90; 95; 100; 110; 180; 190; 200; 210; 220	$d - 22$	$d - 10$	$d + 2$	$d - 24$

Размеры резьбы прямоугольного профиля определяют по формулам:

$$h = 0,1d_2; d = d_2 + h; d_1 = d_2 - h; p = 2h. \quad (9.5)$$

Для любой резьбы ход  $z_1 = z_1 p$ , где  $z_1$  — число заходов резьбы.

Угол  $\beta$  наклона винтовой линии рассчитывают по формуле (3.1).

Ниже указаны значения допускаемого давления в резьбе для различных пар материалов, один из которых — материал винта, другой — материал гайки:

	[ $q$ ], МПа
Закаленная сталь — бронза . . . . .	11 — 13
Незакаленная сталь — бронза . . . . .	8 — 10
Незакаленная сталь — чугун . . . . .	4 — 6
Сталь — антифрикционный чугун . . . . .	10 — 13

Допускаемое давление в резьбе винтов механизмов точных перемещений принимают в 2—3 раза меньше, чем в резьбе



Таблица 9.3. Диаметры и шаги (мм) трапецидальной однозаходной резьбы (по СТ СЭВ 639-77)

Номинальный диаметр резьбы $d$ для ряда		Шаг $p$	Номинальный диаметр резьбы $d$ для ряда		Шаг $p$
1	2		1	2	
12	14	2; 3	40	42	3; 6; 7; 10
16	—	2; 4	44	—	3; 7; 8; 12
20	18	2; 4	48	46	3; 8; 12
—	22	2; 3; 5; 8	52	50	3; 8; 12
24	26	2; 3; 5; 8	60	55	3; 8; 12; 9
28	—	2; 3; 5; 8	70	65	4; 10; 46;
32	30	3; 6; 10	80	75	4; 10; 16;
36	34	3; 6; 10	90	85	4; 5; 12; 18; 26
—	38	3; 6; 7; 10	—	95	4; 5; 12; 18

Примечания: 1. При выборе диаметров резьбы 1-й ряд следует предпочитать 2-му.  
2. Значения  $p$ , заключенные в рамку, предпочтительны.

Таблица 9.4. Диаметры и шаги, мм, упорной однозаходной резьбы (ГОСТ 10177-82)

Диаметр $d$ для ряда		Шаг резьбы $p$	Диаметр $d$ для ряда		Шаг резьбы $p$
1	2		1	2	
10	—	2	—	36	10; 6; 3
12	—	2	—	—	—
16	—	2	40	—	10; 6; 3
—	18	2	—	—	—
20	—	2	—	44	12; 8; 3
—	22	8; 5; 2	50	—	12; 8; 3
—	—	—	—	55	12; 8; 3
26	—	8; 5; 2	60	—	12; 8; 3
—	28	8; 5; 2	—	70	16; 10; 4
32	—	10; 6; 3	—	—	—

Примечание. При выборе диаметров резьбы 1-й ряд следует предпочитать 2-му.

Таблица 9.5. Размеры, мм, упорной резьбы и формулы для определения  $d_1$ ,  $d_2$ ,  $d_3$  (по ГОСТ 10177-82)

Шаг $p$	Диаметр резьбы			
	винта и гайки		винта	гайки
	наружный $d$	средний $d_2$	внутренний $d_1$	внутренний $d_3$
2	10; 12; 16; 18; 20; 22; 24; 26; 28	$d - 1,5$	$d - 4 + 0,528$	$d - 3$
3	30; 32; 34; 36; 38; 40; 42; 44; 46; 48; 50; 52; 55; 60	$d - 2,25$	$d - 6 + 0,794$	$d - 4,5$
4	65; 70; 75; 80	$d - 3$	$d - 7 + 0,058$	$d - 6$
5	22; 24; 26; 28; 85; 90; 95; 100; 110	$d - 3,75$	$d - 9 + 0,332$	$d - 7,5$
6	30; 32; 34; 36; 38; 40; 42; 120; 130; 140; 150	$d - 4,5$	$d - 11 + 0,586$	$d - 9$
8	22; 24; 26; 28; 44; 46; 48; 50; 52; 55; 160; 170; 180	$d - 6$	$d - 14 + 0,116$	$d - 12$

винтов общего назначения. Кроме расчета резьбы винтовой пары на износостойкость по давлению [см. формулы (9.4)] винты, нагруженные существенными осевыми силами (например, винты домкратов), проверяют на прочность и устойчивость.

Расчет на прочность заключается в определении эквивалентных напряжений  $\sigma_{\text{экв}}$ , возникающих под действием растягивающей (сжимающей) осевой силы и крутящего момента, и сравнении этих напряжений с допускаемыми. Расчет винтов на

Таблица 9.6. Размеры, мм, элементов резьбы — см. рис. 9.2 (ГОСТ 10177-82)

Шаг резьбы $p$	Высота профиля $h_1$	Рабочая высота профиля $h$	Радиус скругления $r$
2	1,736	1,50	0,249
3	2,603	2,25	0,373
4	3,471	3,00	0,497
5	4,339	3,75	0,621
6	5,207	4,5	0,746
8	6,942	6	0,994

Примечания: 1. Наружный диаметр  $d$  винта одновременно является и номинальным диаметром резьбы.  
2. Зазоры по среднему и наружному диаметрам определяются допусками на резьбу.

прочность при работе на растяжение (сжатие) и кручение выполняются по формуле

$$\sigma_{\text{экв}} = \sqrt{[4F_x/(\pi d_1^2)]^2 + 4[T/(0,2d_1^3)]^2} \leq [\sigma_p], \quad (9.6)$$

где  $\sigma_{\text{экв}}$  — эквивалентное напряжение для опасной точки винта;  $[\sigma_p]$  — допускаемое напряжение на растяжение для материала винта;  $F_x$  и  $T$  — растягивающая (сжимающая) сила и крутящий момент, действующие в опасном сечении винта.

В домкрате и других устройствах крутящий момент  $T$ , возникающий в опасном сечении винта, равен моменту сопротивления (трения) в резьбе  $T_p$ : для прямоугольной резьбы  $T_p = 0,5d_2 F_x \text{tg}(\beta + \varphi')$ ; для трапецидальной и треугольной резьбы  $T_p = 0,5d_2 F_x \text{tg}(\beta + \varphi')$ . Здесь  $\varphi'$  — приведенный угол трения, определяемый по формуле (3.1); для трапецидальной резьбы ( $\alpha = 30^\circ$ )  $\varphi' = 1,04 \varphi$ ; для стандартной треугольной резьбы ( $\alpha = 60^\circ$ )  $\varphi' = 1,15 \varphi$ .

При расчете трапецидальной резьбы принимают  $\varphi' \approx \varphi$ . Коэффициент трения в резьбе при недостатке смазочного материала для стали по бронзе принимают  $f = 0,1$ , для стали по чугуну  $f = 0,15$ . С учетом действия крутящего момента эквивалентные напряжения можно определить по следующему приближенному выражению

$$\sigma_{\text{экв}} = [4F_x/(\pi d_1^2)] \sqrt{1 + 1,6 [p/(\eta d_1)]^2} \leq [\sigma_p]; \quad (9.7)$$

здесь  $\eta$  — КПД пары [уравнение (3.4)].

Решением уравнений (9.6) и (9.7) можно найти внутренний диаметр резьбы винта по действующей нагрузке.

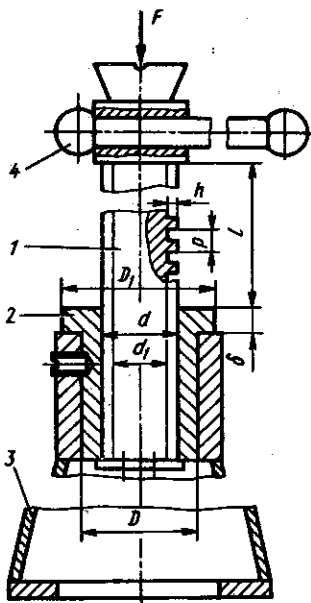
Расчет на устойчивость «длинных» винтов сводится к определению коэффициента запаса устойчивости, который не должен быть меньше допускаемого, или к расчету на сжатие по пониженным допускаемым напряжениям. Коэффициент уменьшения допускаемых напряжений в этом случае является функцией гибкости части стержня винта, воспринимающей сжимающую нагрузку. Коэффициент запаса устойчивости

$$\eta_y = \pi^2 EI/[F_x (\mu l)^2] \leq [n_y], \quad (9.8)$$

где  $E$  — модуль упругости материала винта;  $I$  — приведенный момент инерции сечения винта;  $\mu$  — коэффициент приведения длины винта, зависящий от типа опорных закреплений;  $l$  — свободная длина винта (расстояние между серединами опор винта);  $\mu l$  — приведенная длина винта;  $[n_y] = 2,5 \dots 5,0$  — допускаемый коэффициент запаса устойчивости ( $[n_y] = 2,5 \dots 4,0$  — для вертикальных винтов,  $[n_y] = 3,5 \dots 5,0$  — для горизонтальных винтов).

Рис. 9.3. Грузовой домкрат:

1 — винт; 2 — гайка; 3 — опора; 4 — рычаг



Приведенный момент инерции сечения винта вычисляют по эмпирической формуле

$$I = (\pi d_1^4 / 64) (0,4 + 0,6d/d_1). \quad (9.9)$$

Коэффициент  $\mu$  приведения длины винта принимают по следующим данным: при одной жесткой опоре (заделке)  $\mu = 2$  (по такой схеме обычно рассчитывают винты домкратов); при двух шарнирных опорах  $\mu = 1$  (опору считают шарнирной, если отношение ее длины  $l_{\text{оп}}$  к среднему диаметру резьбы  $d_2$  меньше 1,5); если одна опора жесткая, а другая шарнирная,

то  $\mu = 0,7$ . Формула (9.8) является разновидностью формулы Эйлера для критической силы и применима при гибкости винта  $\lambda$  не ниже предельной ( $\lambda \geq \lambda_{\text{пр}}$ ). Для стальных винтов можно принимать  $\lambda_{\text{пр}} = 90$ . Гибкость винта

$$\lambda = \mu l / i, \quad (9.10)$$

где  $i$  — радиус инерции сечения винта,

$$i = \sqrt{I/A_1} \approx 0,25d_1 \sqrt{0,4 + 0,6d/d_1}; \quad (9.11)$$

здесь  $A_1 = \pi d_1^2 / 4$  — площадь поперечного сечения по внутреннему диаметру резьбы винта.

Устойчивость винтов из стали Ст5, 40, 45, 50 при  $\lambda = 55 \dots 90$  проверяют по формуле

$$n_y = 0,25\pi d_1^2 (580 - 3,8\lambda) / F_x \leq [n_y], \quad (9.12)$$

где  $F_x$  — в Н;  $d_1$  — в мм.

При  $\lambda < 55$  проверку на устойчивость не выполняют.

Размеры гайки определяют следующим образом (рис. 9.3). Высота гайки [см. формулу (9.4)]  $H = \psi_H d_2$ . Наружный диаметр гайки (с округлением до целого числа миллиметров) определяют из условного расчета на растяжение с допущением,

что вся сила  $F_x$  воспринимается частью гайки, расположенной вне фланца,

$$D \geq \sqrt{4F_x/(\pi [\sigma_p]) + d^2}. \quad (9.13)$$

Наружный диаметр фланца определяют из расчета на смятие его опорной кольцевой поверхности

$$D_1 \geq \sqrt{4F_x/(\pi [\sigma_{см}]) + D^2}, \quad (9.14)$$

где  $[\sigma_{см}]$  — допускаемое напряжение на смятие для материала гайки или материала опоры (детали, на которую опирается гайка).

Расчет следует выполнять по меньшему из допускаемых напряжений для материалов гайки или опоры.

Толщину фланца  $\delta$  определяют из условия прочности фланца на срез:

$$\tau_c = F_x/(\pi D \delta) \leq [\tau_c], \text{ откуда } \delta \geq F_x/(\pi D [\tau_c]); \quad (9.15)$$

здесь  $[\tau_c]$  — допускаемое напряжение на срез для материала гайки.

Проверочный расчет на устойчивость сжатых стержней можно выполнить с использованием упрощенного выражения

$$\sigma = 4F_x/(\pi d_1^2) \leq \xi [\sigma_{сж}], \quad (9.16)$$

где  $\xi$  — коэффициент уменьшения допускаемых напряжений для сжатых стержней; ниже указаны значения  $\xi$  для стальных сжатых стержней в зависимости от их гибкости  $\lambda$  (значения  $\xi$ , приведенные в нижнем ряду, относятся к сталям повышенного качества):

$\lambda$ . . . . .	30	50	60	80	100	120	140	160
$\xi$ . . . . .	0,91	0,86	0,82	0,70	0,51	0,37	0,29	0,24
	0,91	0,83	0,79	0,65	0,43	0,30	0,23	0,19

### § 9.3. МАТЕРИАЛЫ ХОДОВЫХ ВИНТОВ И ГАЕК, ДОПУСКАЕМЫЕ НАПРЯЖЕНИЯ

Термически обработанные ходовые винты к токарным станкам нормальной и повышенной точности изготовляют в основном из горячекатаной стали А40Г (ГОСТ 1414—75). Используют также термообработанные стали 45 (ГОСТ 1050—74) и 40Х. Для ходовых винтов классов точности 0 и 1 применяют сталь У10А. Если винты окончательно обрабатывают резцом, то сталь отжигают до твердости 197 НВ. Для закаливаемых и шлифуемых по профилю резьбы ходовых винтов классов точности 0 и 1 применяют стали 40Х

и 65Г, обладающие высокой износостойкостью. Гайки для винтов классов точности 0; 1 и 2 изготовляют из бронзы Бр0Ф7-0,2 и Бр0ЦС5-5-5; для винтов классов точности 3 и 4 — из антифрикционного чугуна. Допускаемые напряжения в материале винта

$$[\sigma_p] = [\sigma_{сж}] = \sigma_T/n, \quad (9.17)$$

где  $n = 3,0 \dots 3,5$  — коэффициент запаса прочности по пределу текучести. Ниже указаны рекомендуемые значения допускаемых напряжений для материала гайки:

Материал	Допускаемое напряжение, МПа
Бронза	$[\sigma_p] = 35 \dots 45$ ; $[\tau_c] = 20 \dots 25$
Чугун	$[\sigma_p] = 20 \dots 25$ ; $[\tau_c] = 20 \dots 30$
Бронза (чугун) — чугун (сталь)	$[\sigma_{сж}] = 35 \dots 45$

#### § 9.4. ПРИМЕРЫ РАСЧЕТА ПЕРЕДАЧ ВИНТ — ГАЙКА

**Пример 1.** Рассчитать винт и гайку винтового домкрата грузоподъемностью 60 кН при максимальной высоте подъема груза  $L = 600$  мм. Материалом винта и гайки задаться.

1. Принимаем материалы для винта — сталь 40 ( $\sigma_T = 340$  МПа), для гайки — бронза Бр0ЦС 5-5-5 ( $\sigma_T = 100$  МПа). Примем прямоугольную однозаходную ( $z = 1$ ) правую резьбу.

2. Определим средний диаметр резьбы  $d_2$  из расчета резьбы на износостойкость [формула (9.4)]. Примем: допускаемое давление для материалов сопряженной пары деталей незакаленная сталь — бронза (см. с. 160)  $[q] = 9$  МПа; коэффициент высоты резьбы  $\psi_H = 0,5$ , коэффициент высоты гайки  $\psi_H = 2,1$ . Тогда  $d_2 = \sqrt{60 \cdot 10^3 / (3,14 \cdot 2,1 \cdot 0,5 \cdot 9 \cdot 10^6)} = 45 \cdot 10^{-3} \text{ м} = 45 \text{ мм}$ .

3. Основные параметры резьбы определим по формулам (9.5). Высота  $h = 0,1 \cdot 45 = 4,5$  мм; принимаем  $h = 5$  мм. Наружный диаметр резьбы  $d = 45 + 5 = 50$  мм. Внутренний диаметр резьбы  $d_1 = 45 - 5 = 40$  мм. Шаг резьбы  $p = 2h = 2 \cdot 5 = 10$  мм. Ход резьбы [см. формулу (9.8)]  $s_1 = 1 \cdot 10 = 10$  мм. Угол наклона (подъема) винтовой линии [см. формулу (3.1)]  $\text{tg } \beta = 10 / (3,14 \cdot 45) = 0,0707$ , откуда  $\beta = 4^\circ 3'$ .

4. Установим, соблюдаются ли условия самоторможения в резьбе. Для этого определим угол трения [см. формулу (3.1)]. Примем коэффициент трения  $f = 0,1$ ; тогда  $\text{tg } \varphi = f = 0,1$ ;  $\varphi = 5^\circ 43'$ . Таким образом, условие самоторможения винта домкрата обеспечено, так как  $\beta < \varphi$ .

5. Определим допускаемые напряжения для материала винта по формуле (9.17), приняв коэффициент запаса  $n = 3$ :  $[\sigma_p] = [\sigma_{сж}] = 340/3 = 113$  МПа.

6. Проверим винт на прочность (с учетом кручения) по формуле (9.7), определив КПД винтовой пары (см. с. 44) при  $\varphi = \varphi'$ :  $\eta = \operatorname{tg} 4^\circ 3' / \operatorname{tg} (4^\circ 3' + 5^\circ 43') = 0,0707/0,1722 = 0,411$ . Следует обратить внимание на низкое значение КПД винтовых передач и сравнить его с КПД передач других типов.

Эквивалентное напряжение [см. формулу (9.7)]  $\sigma_{эв} = 4 \cdot 60 \cdot 10^3 / [3,14 \cdot (0,04)^2] \sqrt{1 + 1,6 [10 \cdot 10^{-3} / (0,406 \cdot 40 \cdot 10^{-3})]^2} = 60,5 \cdot 10^6$  Па = 60,5 МПа.

Сравним эквивалентные напряжения в винте с допускаемым: 60,6 МПа < 113 МПа, следовательно, статическая прочность винта достаточна.

7. Выполним расчет винта на устойчивость по формуле (9.8) или (9.12), определив предварительно модуль упругости по табл. 2.5.

Вычислим приведенный момент инерции  $I$  по формуле (9.9), примем коэффициент приведения длины винта  $\mu$ , рассчитаем радиус инерции сечения  $i$  [формула (9.11)] и гибкость винта  $\lambda$  [формула (9.10)]. Модуль упругости  $E = 2,1 \cdot 10^5$  МПа.

Приведенный момент инерции  $I = (3,14 \cdot 40^4 / 64) (0,4 + 0,6 \times 50/40) = 1,445 \cdot 10^5$  мм<sup>4</sup>. Примем условно, что закрепление винта в гайке соответствует схеме стержня с жестко заделанными концами. Для такой схемы коэффициент приведения длины винта  $\mu = 2$ .

Радиус инерции сечения  $i = \sqrt{4I/(\pi d_1^2)} = \sqrt{4 \cdot 1,445 \times 10^5 / (3,14 \cdot 40^2)} = 10,7$  мм. Гибкость стержня винта при максимальном верхнем положении его в гайке (длина вылета  $l = 600$  мм)  $\lambda = 2 \cdot 600/10,7 = 112$ . При  $\lambda = 112$  ( $\lambda > 90$ ) расчет на устойчивость следует выполнять по формуле (9.8). Определим коэффициент запаса устойчивости и сравним его с допускаемым ( $[n_y] = 2,5 \dots 4,0$ )  $n_y = 3,14^2 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 10^6 \cdot 1,445 \cdot 10^5 \times 10^{-12} / [60 \cdot 10^3 (2 \cdot 0,60)^2] = 3,48$ ;  $3,48 > 2,5$ , следовательно, винт работает на устойчивость с достаточным запасом. Но если принять  $[n_y] = 4$ , то фактический коэффициент запаса устойчивости  $n = 3,48$  следует признать недостаточным. В таком случае можно увеличить диаметр винта ( $d$  и  $d_1$ ) и повторить расчет.

8. Рассчитаем гайку по данным на с. 166:  $[\sigma_p] = 40$  МПа;  $[\sigma_{сж}] = 40$  МПа;  $[\tau_c] = 22$  МПа. Высота гайки [формула (9.4)]  $H = 2,1 \cdot 4,5 = 9,5$  мм. Наружный диаметр гайки [формула (9.13)]

$D = \sqrt{4 \cdot 60 \cdot 10^3 / (3,14 \cdot 40 \cdot 10^6) + (0,05)^2} = 66,4 \cdot 10^{-3} \text{ м} = 66,4 \text{ мм};$   
принимаем  $D = 66 \text{ мм}.$

Наружный диаметр фланца [формула (9.14)]  $D_1 =$   
 $= \sqrt{4 \cdot 60 \cdot 10^3 / (3,14 \cdot 40 \cdot 10^6) + (0,066)^2} = 79 \cdot 10^{-3} \text{ м} = 79 \text{ мм};$   
принимаем  $D_1 = 80 \text{ мм}.$

Толщина фланца [формула (9.15)]  $\delta = 60 \cdot 10^3 / (3,14 \cdot 0,066 \times$   
 $\times 22 \cdot 10^6) = 13,2 \cdot 10^{-3} \text{ м} = 13,2 \text{ мм};$  принимаем  $\delta = 14 \text{ мм}.$

**Пример 2.** Рассчитать трапецидальную резьбу двух ходовых винтов прессы с механическим приводом, осуществляющих силовое нагружение пресс-формы перемещением нижней траверсы. Максимальная нагрузка, приходящаяся на каждый винт,  $F_x = 0,25 \text{ МН}.$  Гайки неразъемные. Стержни винтов работают на сжатие (растяжение). Максимальная длина винтов при рабочем ходе  $l = 1500 \text{ мм}.$  Материал винтов сталь 45, материал гаек — бронза.

1. Определим средний диаметр резьбы  $d_2$  из расчета на износостойкость по формуле (9.4). Примем допускаемое давление для материалов резьбовой пары незакаленная сталь — бронза по данным на с. 160  $[q] = 8 \text{ МПа},$  коэффициент высоты резьбы  $\psi_n = 0,5,$  коэффициент высоты гайки  $\psi_H = 1,5$  (для неразъемных гаек); тогда  $d_2 = \sqrt{0,25 \cdot 10^6 / (3,14 \times$   
 $\times 1,5 \cdot 0,5 \cdot 8 \cdot 10^6)} = 118 \cdot 10^{-3} \text{ м} = 118 \text{ мм}.$

2. Определим основные параметры резьбы. По табл. 9.1 подберем шаг трапецидальной резьбы, предполагая, что номинальный диаметр находится в диапазоне  $d = 120 \dots 160 \text{ мм}.$  Для этих резьб следует принимать шаг  $p = 16 \text{ мм}.$  По табл. 9.2 для шага 16 мм находим соотношение между средним  $d_2$  и номинальным  $d$  диаметрами:  $d_2 = d - 8$  или  $d = d_2 + 8 = 118 + 8 = 126 \text{ мм}.$  Выбираем резьбу с ближайшим номинальным диаметром  $d = 130 \text{ мм}.$  При этом  $d_2 = 130 - 8 = 122 \text{ мм}.$  Определим по табл. 9.2 внутренний диаметр резьбы  $d_1 = d - 18 = 130 - 18 = 112 \text{ мм}.$  Угол подъема винтовой линии [см. формулу (3.1)] при  $s_1 = p = 16 \text{ мм};$   $\text{tg } \beta = s_1 / (\pi d_2) = 16 / (3,14 \cdot 122) = 0,0418;$   $\beta = \text{arctg } 0,0418 = 2^\circ 24'.$

3. Определим КПД трапецидальной резьбы (см. с. 44), вычислив предварительно угол трения (примем  $f = 0,1$ ):  $\varphi = \text{arctg } f = \text{arctg } 0,1 = 5^\circ 50';$   $\varphi' = 1,04(5^\circ 50') = 1,04 \cdot 350' = 364' = 6^\circ 04';$   $\eta = \text{tg } \beta / \text{tg } (\beta + \varphi') = \text{tg } 2^\circ 24' / \text{tg } (2^\circ 24' + 6^\circ 04') = 0,0418 / 0,1489 = 0,28.$

4. Проверим винт на статическую прочность (с учетом кручения) по формуле (9.7), определив допускаемое напряжение по формуле (9.17); для стали 45  $\sigma_r = 360 \text{ МПа}$  — см. табл. 2.5.



$[\sigma_r] = [\sigma_{сж}] = 360/3 = 120 \text{ МПа}; \sigma_{эж} = (4 \cdot 0,25 \cdot 10^6 / [3,14 (0,112)^2]) \times$   
 $\times \sqrt{1 + 1,6 [0,016 / (0,28 \cdot 0,112)]^2} = 30,3 \cdot 10^6 \text{ Па} = 30,3 \text{ МПа}.$  На статическую прочность винт работает с большим запасом. Рассчитаем винт на устойчивость по формуле (9.16), определив предварительно гибкость стержня  $\lambda$ , коэффициент уменьшения допускаемых напряжений  $\xi$ , момент инерции сечения винта  $I$ , площадь сечения  $A_1$  и радиус инерции  $i$ . Приведенный момент инерции [формулы (9.9)]  $I = (3,14 \cdot 112^4 / 64) (0,4 + 0,6 \cdot 130 / 112) = 8,55 \cdot 10^6 \text{ мм}^4$ . Радиус инерции стержня [формула (9.11)]  $i = 0,25 \cdot 112 \sqrt{0,4 + 0,6 \cdot 130 / 112} = 29,4 \text{ мм}.$  Гибкость стержня  $\lambda$  [формула (9.10)] вычислим, приняв коэффициент приведения длины винта  $\mu = 1$  (рассматриваем винт как стержень с шарнирно опертными концами),  $\lambda = 1 \cdot 1500 / 29,4 = 51$ . Коэффициент уменьшения допускаемых напряжений (см. с. 165)  $\xi = 0,86$  при  $\lambda = 50$ .

Напряжения в стержне винта:  $\sigma = 4 \cdot 0,25 \cdot 10^6 / [3,14 \times (0,112)^2] = 25,3 \cdot 10^6 \text{ Па} = 25,3 \text{ МПа}; \xi [\sigma_{сж}] = 0,86 \cdot 120 = 103 \text{ МПа}; 25,3 < 103$  – стержень винта работает на устойчивость с запасом.

#### § 9.5. ЗАДАЧИ ДЛЯ САМОСТОЯТЕЛЬНОГО РЕШЕНИЯ

**Задача 1.** Подобрать резьбу винта перемещения подвижной траверсы механического пресса, предназначенного для штамповки деталей. Винт воспринимает всю нагрузку (0,2 МН), развиваемую прессом. Материал винта – сталь 45, материал гайки – бронза. Коэффициент трения  $f = 0,1$ . Резьба прямоугольного сечения.

**Задача 2.** Определить КПД передачи и рассчитать гайку по условию и данным, полученным при решении предыдущей задачи.

**Задача 3.** Рассчитать упорную резьбу двух винтов, являющихся опорами подвижного каландра и предназначенных для регулирования зазора при вальцевании сырых резиновых смесей. Общее усилие на подвижный каландр (жесткий, шлифованный цилиндр)  $N = 30 \text{ кН}$ . Винты стальные, гайки бронзовые.

**Задача 4.** Рассчитать винт и гайку механизма тисков, если максимальное усилие, создаваемое винтом при зажиме,  $F_x = 8 \text{ кН}$ . Резьба прямоугольная, однозаходная. Принять коэффициент высоты гайки  $\psi_H = 1,2$ . Коэффициент трения  $f = 0,15$ .

**Задача 5.** Определить КПД резьбовой пары тисков. Резьба прямоугольная, однозаходная,  $d = 22$  мм,  $p = 4$  мм. Коэффициент трения в резьбе принять  $f = 0,15$ .

**Задача 6.** Рассчитать ходовой винт подачи стола фрезерного станка (механизм точного перемещения). Максимальное усилие сопротивления, воспринимаемое винтом при перемещении стола,  $F_x = 6$  кН. Максимальная длина части винта, воспринимающей силу сжатия,  $l = 900$  мм. При расчете на устойчивость рассматривать винт как стержень, шарнирно закрепленный по концам.

**Задача 7.** Определить коэффициент устойчивости винтового домкрата. Винт воспринимает нагрузку 40 кН. Материал винта — сталь 40, внутренний диаметр  $d_1 = 32$  мм; высота подъема  $L = 0,6$  м.

**Задача 8.** Определить высоту подъема винтового домкрата. Винт воспринимает нагрузку 100 кН, материал винта — сталь 45, внутренний диаметр винта  $d_1 = 46$  мм, коэффициент приведения длины винта  $\mu = 4$ .

# ГЛАВА 10

## ЦЕПНЫЕ ПЕРЕДАЧИ

### § 10.1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

Цепи, используемые в цепных передачах, называют приводными. В приводных устройствах применяют различные по конструкции цепи: втулочные, роликовые, зубчатые и фасоннозвенные. Втулочные цепи (ГОСТ 13568 – 75) бывают однорядные и двухрядные (ПВ и 2ПВ). Приводные роликовые цепи по ГОСТ 13568 – 75 бывают однорядные нормальные ПР, однорядные длиннозвенные облегченные ПРД, однорядные усиленные ПРУ, двух-, трех- и четырехрядные (2ПР, 3ПР и 4ПР) с изогнутыми пластинами (ПРИ). По износостойкости приводные роликовые цепи значительно превосходят втулочные и их применяют при окружных скоростях передач до 20 м/с. Наиболее распространены цепи типа ПР. На рис. 10.1 и 10.2 изображены цепи ПР и 2ПР соответственно (табл. 10.1, 10.2).

Зубчатые приводные цепи (ГОСТ 13552 – 81) с шарнирами качения допускают большую нагрузку, работают более плавно, с меньшим шумом, лучше воспринимают ударную нагрузку, но тяжелее и дороже приводных роликовых цепей. Их рекомендуют использовать при  $v \leq 25$  м/с.

Фасоннозвенные цепи различают двух типов: крючковые и штыревые. Их применяют при передаче небольших мощностей

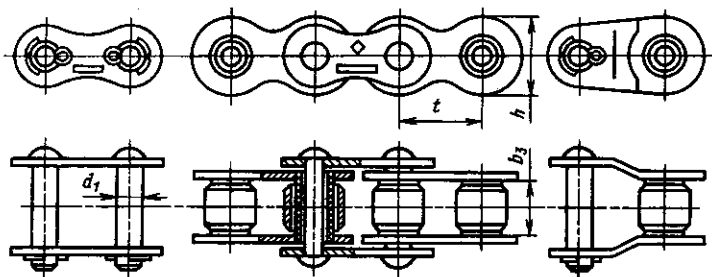


Рис. 10.1. Цепь приводная роликовая однорядная (ПР)

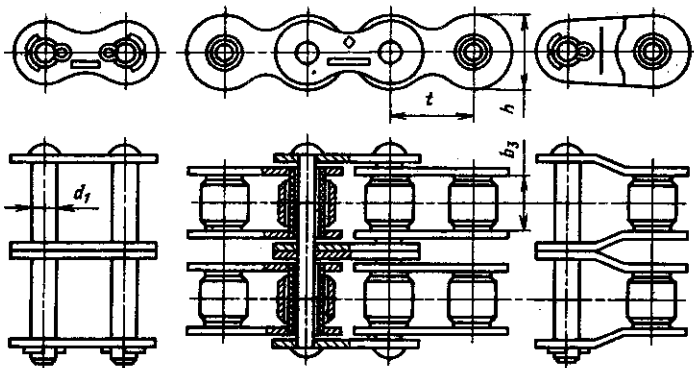


Рис. 10.2. Цепь приводная роликовая двухрядная (2ПР)

Таблица 10.1. Приводные цепи типа ПР (ГОСТ 13568–75). Размеры, мм (см. рис. 10.1)

Обозначение цепи	$t$	$b_3$ , не менее	$d_1$	$d_3$	Разрушаю- щая нагрузка, даН	Масса 1 м цепи, кг
ПР-8–460	8,00	3,00	2,31	5,00	460	0,20
ПР-9,525–910	9,525	5,72	3,28	6,35	910	0,45
ПР-12,7–900–2	12,7	3,30	3,66	7,75	900	0,35
ПР-12,7–1820–1	12,70	5,40	4,45	8,51	1820	0,65
ПР-15,875–2300–1	15,875	6,48	5,08	10,16	2300	0,80
ПР-19,05–3180	19,05	12,7	5,96	11,91	3180	1,9
ПР-25,4–6000	25,40	15,88	7,95	15,88	6000	2,6
ПР-31,75–900	31,75	19,05	9,55	19,05	8900	3,8
ПР-38,1–12700	38,1	25,40	11,10	22,23	12700	5,5
ПР-44,45–17240	44,45	25,40	12,70	25,70	17200	7,5

Таблица 10.2. Приводные цепи типа 2ПР (ГОСТ 13568–75). Размеры, мм (см. рис. 10.2)

Обозначение цепи	$t$	$b_3$ , не менее	$d_1$	$d_3$	Разрушаю- щая нагрузка, даН	Масса 1 м цепи, кг
2ПР-12,7–3180	12,7	7,45	4,45	8,51	3180	1,4
2ПР-15,875–4540	15,875	9,65	5,08	10,16	4540	1,9
2ПР-25,4–11400	25,4	15,88	7,95	15,88	11400	5,0
2ПР-31,75–17700	31,75	19,05	9,53	19,05	17700	7,3
2ПР-38,1–25400	38,10	25,40	11,10	22,23	25400	11,0
2ПР-44,45–34480	44,45	25,40	12,70	25,40	34480	14,4

и малых скоростей (3–4 м/с); широко используют в сельскохозяйственных машинах.

**Основные геометрические соотношения.** Шаг цепи является основным параметром передачи и установлен соответствующими ГОСТами. Недостатки цепной передачи – неравномерность вращения ведомого звена, наличие инерционных сил, вызывающих удар звеньев цепи о зубья звездочек при входе в зацепление, зависимость степени неравномерности от шага  $t$ . В связи с этим установлены значения предельной частоты вращения  $n_1$  меньшей звездочки (табл. 10.3).

Таблица 10.3. Частота вращения меньшей звездочки

Цепь	Значения $n_1$ , мин <sup>-1</sup> , при шаге $p$ , мм								
	9,52	12,70	15,88	19,05	25,40	31,75	38,10	44,45	50,8
Роликовая ПР, ПРУ ( $z_1 \geq 15$ )	2500	1250	1000	900	800	630	500	400	300
Зубчатая с шарнирами качения ( $z_1 \geq 17$ )	—	3300	2650	2000	1650	1350	—	—	—

Делительные окружности звездочек проходят через центры шарниров цепи (рис. 10.3)

$$d = t / \sin(180^\circ / z) \quad (10.1)$$

Рекомендуется принимать по возможности большее число зубьев  $z_1$  меньшей звездочки, однако максимальное число зубьев  $z_2$  большей звездочки ограничивают во избежание соскакивания цепи со звездочки. Для втулочной цепи  $z_2 \leq 90$ , для роликовой  $z_2 \leq 120$ , для зубчатой  $z_2 \leq 140$ .

Число зубьев малой звездочки  $z_1$  зависит от передаточного отношения  $i$ . Рекомендуется принимать число зубьев меньшей звездочки по табл. 10.4 или рассчитывать по формуле  $z_1 = 31 - 2i$ .

Предпочтительно принимать нечетное число зубьев звездочки при четном числе звеньев цепи.

Из равенства скоростей цепи на звездочках находим

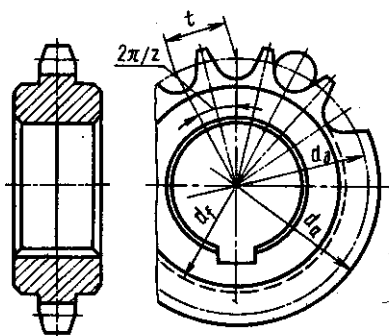


Рис. 10.3. Звездочка роликовой цепи

Таблица 10.4. Рекомендуемое число зубьев меньшей звездочки

Цепь	Значение $z_1$ при передаточном отношении $i$						$z_{\min}$
	1-2	2-3	3-4	4-5	5-6	6	
Роликовая, втулочная	31-27	27-25	25-23	23-21	21-17	17-15	13
Зубчатая	40-35	35-31	31-27	27-23	23-19	19-17	17

окружную скорость

$$v = z_1 t \omega_1 / (2\pi) = z_2 t \omega_2 / (2\pi); \quad v = z_1 t n_1 / 60 = z_2 t n_2 / 60. \quad (10.2)$$

Передаточное отношение  $i = \omega_1 / \omega_2 = n_1 / n_2 = z_2 / z_1$ . Рекомендуется  $i \leq 7$ . Однако для цепных передач, используемых в приводах совместно с другими передачами, цепная передача окажется несоразмерно большой. В этих случаях лучше принимать  $i \leq 3$ .

Межосевое расстояние (рис. 10.4)

$$a = (30 \dots 50) t, \quad (10.3)$$

где меньшие значения — для малых  $i$ , а большие — для больших  $i$ .

Длина цепи в шагах

$$l_t = 2a/t + (z_2 + z_1)/2 + [(z_2 - z_1)^2 / (4\pi^2)] (t/a); \quad (10.4)$$

значение  $l_t$  округляют до целого четного числа.

Фактическое межосевое расстояние при выбранном числе шагов  $l_t$

$$a = t \left\{ 2l_t - (z_2 + z_1) + \sqrt{[2l_t - (z_2 + z_1)]^2 - 8(z_2 - z_1)^2 / \pi^2} \right\} / 8. \quad (10.5)$$

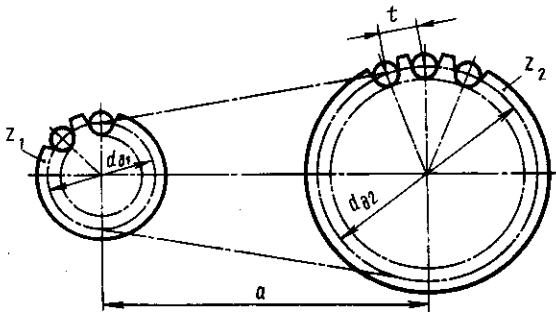


Рис. 10.4. Схема цепной передачи

Для обеспечения необходимого провисания  $f$  расчетное межосевое расстояние уменьшают на  $(0,002 - 0,004) a$ .

Силы в ветвях цепи. Ветви цепи по-разному нагружены силами, возникающими при работе передачи.

Окружная сила, передаваемая цепью,

$$F_t = 2T/d; \quad (10.6)$$

здесь  $T$  — вращающий момент, Н·м;  $d$  — диаметр делительной окружности звездочки.

Натяжение цепи от провисания ведомой ветви, Н

$$F_0 = K_f q g a, \quad (10.7)$$

где  $K_f$  — коэффициент провисания (для горизонтальных передач  $K_f = 6$ , для наклонных с углом к горизонтали до  $40^\circ$   $K_f = 3$ , для вертикальных  $K_f = 1$ );  $q$  — масса 1 м цепи, кг;  $g = 9,81$  м/с<sup>2</sup> — ускорение свободного падения;  $a$  — межосевое расстояние, м.

Натяжение от центробежных сил

$$F_v = qv^2. \quad (10.8)$$

Сила  $F_v$  нагружает звенья цепи по всему контуру, но звездочками не воспринимается [7, с. 219].

Натяжение ведущей ветви цепи работающей передачи

$$F_1 = F_t + F_0 + F_v. \quad (10.9)$$

Натяжение ведомой ветви цепи  $F_2$  равно большему из натяжений  $F_0$  или  $F_v$  [7].

Нагрузку на валы звездочек  $F_n$  принимают направленной по линии центров валов

$$F_n = K_b F_t + 2F_0; \quad (10.10)$$

здесь  $K_b$  — коэффициент нагрузки вала (табл. 10.5).

Таблица 10.5. Коэффициент  $K_b$

Угол наклона линии центров звездочек к горизонтали, °	Нагрузка	$K_b$
0 — 40	Спокойная	1,15
	Ударная	1,30
40 — 90	Спокойная	1,05
	Ударная	1,15

## § 10.2. РАСЧЕТ ЦЕПНОЙ ПЕРЕДАЧИ НА ИЗНОСОСТОЙКОСТЬ

Критерий работоспособности цепи — ее долговечность, определяемая износом шарниров.

Расчет цепи заключается в составлении уравнения износостойкости шарниров по допускаемому давлению  $[p]$  для шарниров

$$p = F_t K / S \leq [p]; \quad (10.11)$$

здесь  $F_t$  — окружная сила, передаваемая цепью;  $K$  — коэффициент эксплуатации;  $S$  — площадь опорной поверхности шарнира однорядной цепи (табл. 10.6, ГОСТ 13568 — 75)

$$K = K_{\text{дин}} K_a K_c K_{\theta} K_p K_{\text{рег}}, \quad (10.12)$$

где  $K_{\text{дин}}$  — коэффициент динамичности нагрузки (при спокойной нагрузке  $K_{\text{дин}} = 1$ , при нагрузке с толчками  $K_{\text{дин}} = 1,25 \dots 1,50$ );  $K_a$  — коэффициент межосевого расстояния  $K_a = 1$  при  $a = (30 \dots 50) t$ ;  $K_a = 1,25$  при  $a \leq 25t$ ;  $K_a = 0,8$  при  $a = (60 \dots 80) t$ ;  $K_c$  — коэффициент метода смазывания (при непрерывном смазывании  $K_c = 0,8$ , при капельном  $K_c = 1$ , при периодическом  $K_c = 1,5$ );  $K_{\theta}$  — коэффициент наклона линии

Таблица 10.6. Опорная поверхность шарнира однорядной цепи

Цепь	Опорная поверхность	Цепь	Опорная поверхность
ПР-8-460	0,11	ПР-25,4-6000	1,79
ПР-9,525-910	0,4	ПР-31,75-8900	2,62
ПР-12,7-900-2	0,22	ПР-38,1-12700	3,94
ПР-15,875-2300-1	0,51	ПР-44,45-17240	4,72
ПР-19,05-3180	1,05	ПР-50,8-22700	6,45

Примечание. Опорная поверхность шарнира многорядной цепи равна произведению опорной поверхности шарнира однорядной цепи на число рядов в цепи.

центров звездочек к горизонтали ( $K_{\theta} = 1$  при  $\theta \leq 60^\circ$ ,  $K_{\theta} = 1,25$  при  $\theta > 60^\circ$ );  $K_p$  — коэффициент режима работы (при односменной работе  $K_p = 1$ , при двухсменной  $K_p = 1,25$ , при трехсменной  $K_p = 1,5$ );  $K_{\text{рег}}$  — коэффициент регулирования натяжения (при регулировании отжимными опорами  $K_{\text{рег}} = 1$ , при регулировании нажимными роликами или оттяжными звездочками  $K_{\text{рег}} = 1,1$ , для нерегулируемой цепи — 1,25);  $[p]$  — допус-



каемое давление в шарнирах, зависящее от шага цепи и частоты вращения малой звездочки (табл. 10.7).

Преобразованием формулы (10.11) получают уравнение для шага цепи

$$t \geq 2,8 \sqrt[3]{T_1 K / (v z_1 [p])}; \quad (10.13)$$

здесь  $T$  — вращающий момент, Н·М;  $K$  — коэффициент эксплуатации;  $v$  — число рядов цепей (принимают  $v = 1 \dots 4$ );  $[p]$  — допускаемое давление в шарнирах цепи (см. табл. 10.7).

Таблица 10.7. Допускаемые давления в шарнирах цепи

$t$	Значения $[p]$ при частоте вращения меньшей звездочки $n$ , мин <sup>-1</sup>								
	50	200	400	600	800	1000	1200	1600	2000
12,7 — 15,875		31	28	26	24	22	21	18	16
19,05 — 25,4	35	30	26	23	21	19	17	15	—
31,75 — 38,1		29	24	21	18	16	15	—	—
44,45 — 50,8		26	21	17	15	—	—	—	—

Примечание. Для цепей роликовых усиленных типа ПРУ значения  $[p]$  можно увеличить на 30–40% [4, с. 252].

Допускаемая окружная сила передачи при средних условиях эксплуатации

$$[F_t] = S [p]; F_t \leq [F_t]/K; \quad (10.14)$$

здесь  $[F_t]$  — допускаемая окружная сила однорядной цепи. Если при расчете получается слишком большой шаг, то можно принять не однорядную, а двух- или трехрядную цепь. Число рядов цепи:  $v = KF_t/[F_t]$ .

При расчете и проектировании цепных передач необходимо для нормальных условий работы принимать КПД  $\eta = 0,92 \dots 0,98$ ; ведомую ветвь цепи устанавливать внизу;

угол наклона линии центров звездочек к горизонтали принимать  $\theta < 60^\circ$ ;

в приводах с быстроходным двигателем ставить цепь после редуктора;

обращать внимание на обеспечение параллельности валов.

Последовательность расчета цепной передачи с цепью ПВ или ПР.

1. Уточнение исходных данных: передаваемой мощности  $P$ , угловых скоростей  $\omega_1$  и  $\omega_2$ , или частоты вращения  $n$ , расположения передачи, условий работы, условий смазывания.

2. Выбор цепи (по ГОСТ 13568–75).
3. Вычисление вращающего момента  $T_1 = P_1 10^3 / \omega_1$ .
4. Определение передаточного отношения, для чего выбирают число зубьев ведущей звездочки  $z$  и ведомой  $z_2 = z_1 i$ , где  $i = \omega_1 / \omega_2 = n_1 / n_2$ . Рекомендуется принимать нечетное число зубьев. Значение  $z_1$  можно выбирать по табл. 10.4 или по формуле  $z_1 = 31 - 2i$ .
5. Вычисление допускаемого давления в шарнирах цепи (по табл. 10.6), для чего предварительно необходимо наметить шаг цепи.
6. Определение коэффициента эксплуатации с учетом условий монтажа и эксплуатации передачи.
7. Расчет шага цепи из условия износостойкости шарниров по формуле (10.13), причем значение  $t$  округляют до стандартного.
8. Проверка шага цепи по максимальной частоте вращения  $n$  малой звездочки (см. табл. 10.3). Если условие  $n_1 \leq |n|_{\max}$  не соблюдается, то увеличивают число рядов цепи и расчет повторяют.
9. Определение средней скорости цепи  $v$ , окружного усилия  $F_t$  и мощности  $P = F_t v$ .
10. Нахождение допускаемого давления в шарнирах цепи методом интерполяции по табл. 10.7. Если  $p > [p]$ , то увеличивают шаг цепи и расчет повторяют.
11. Нахождение геометрических параметров передачи.
12. Расчет давления на валы звездочек.

### § 10.3. ПРИМЕРЫ РАСЧЕТА ЦЕПНЫХ ПЕРЕДАЧ

**Пример 1.** Определить натяжение ведущей и ведомой ветвей цепи ПР-19, 05–3180 (ГОСТ 13568–75) и нагрузку на валы звездочек. Вращающий момент  $T_1 = 250 \text{ Н} \cdot \text{м}$ ; диаметр малой звездочки  $d_1 = 163,8 \text{ мм}$ ; скорость цепи  $v = 2,5 \text{ м/с}$ ; межосевое расстояние  $a = 1100 \text{ мм}$ ; угол наклона линии центров звездочек к горизонтали  $\theta = 40^\circ$  (рис. 10.5).

1. Окружная сила [см. формулу (10.6)]  $F_t = 2 \cdot 250 / (163,8 \times 10^{-3}) = 3070 \text{ Н}$ .
2. Масса 1 м цепи ПР-19, 05–3180  $q = 1,9 \text{ кг}$ .
3. Натяжение цепи от провисания [см. формулу (10.7)] при  $K_f = 3$ :  $F_0 = 9,81 \cdot 3 \cdot 1,9 \cdot 1,1 = 61,5 \text{ Н}$ .
4. Натяжение ветвей цепи от центробежных сил [см. формулу (10.8)]  $F_c = qv^2 = 1,9 \cdot 2,5^2 = 11,85 \text{ Н}$ .
5. Суммарное натяжение ведущей ветви [см. формулу (10.9)]  $F_1 = 3010 + 61,5 + 11,85 = 3143,35 \text{ Н}$ .

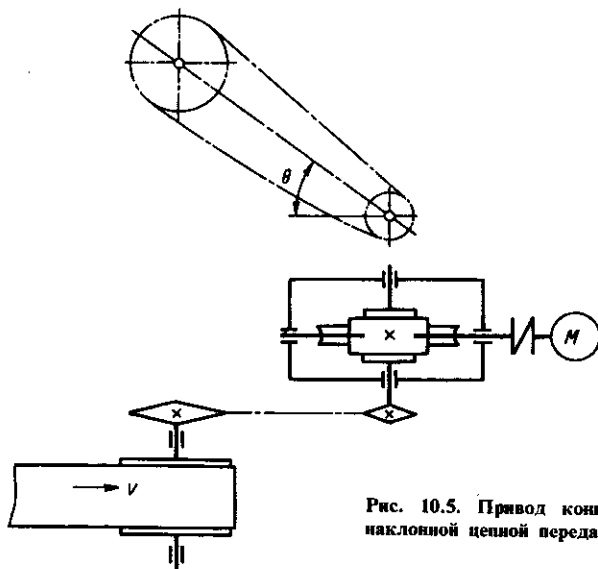


Рис. 10.5. Привод конвейера с наклонной цепной передачей

6. Натяжение ведомой ветви [7, с. 219]  $F_2 = F_0 = 61,5$  Н.

7. Нагрузка на валы звездочек при  $K_b = 1,15$  [см. табл. 10.5 и формулу (10.10)]  $F_n = 1,15 \cdot 3010 + 2 \cdot 61,5 = 3653$  Н.

**Пример 2.** Рассчитать цепную передачу привода конвейера. Передаваемая мощность  $P_1 = 7$  кВт; угловая скорость ведущего вала  $\omega_1 = 13,1$  рад/с;  $n = 125$  мин<sup>-1</sup>; ведомого вала  $\omega_2 = 5,25$  рад/с; угол наклона линии центров звездочек к горизонтали  $\theta = 40^\circ$ ; работа двухсменная с легкими толчками (см. рис. 10.6).

1. Принимаем однорядную цепь ПР-25,4-6000 (ГОСТ 13568-75).

2. Передаточное отношение  $i = \omega_1/\omega_2 = 13,1/5,25 = 2,5$ .

3. Принимаем число зубьев ведущей звездочки  $z_1 = 25$ ; тогда  $z_2 = z_1 i = z_2 = 25 \cdot 2,5 = 62,5$ ; принимаем  $z = 63$ . Фактическое передаточное число  $i = 63/25 = 2,52$ . Отклонение от заданного допустимо.

4. Вращающий момент на ведущей звездочке  $T_1 = P_1/\omega_1 = 7 \cdot 10^3/13,1 = 536$  Н·м.

5. Допускаемое давление в шарнирах цепи. По табл. 10.7 методом интерполяции находим  $\Delta [p] = \frac{35-30}{200-125} (200-125) = 2,5$  МПа,

$$[p] = p + \Delta [p] = 30 + 2,5 = 32,5 \text{ МПа.}$$

6. Коэффициент эксплуатации определим по формуле (10.12), в которой  $K_{\text{дин}} = 1,2$  (работа с легкими толчками),  $K_a = 1$  (принято межосевое расстояние  $a = 36p$ ),  $K_c = 1,5$  (смазывание периодическое),  $K_\theta = 1$  ( $\theta < 60^\circ$ ),  $K_p = 1,25$  (работа двухсменная),  $K_{\text{пер}} = 1,25$  (натяжение цепей не регулируется),

$$K = 1,2 \cdot 1 \cdot 1,5 \cdot 1 \cdot 1,25 \cdot 1,25 = 2,8.$$

7. Шаг цепи рассчитаем по формуле (10.13), где число рядов цепи  $v = 1$ ;  $t \geq 2,8 \sqrt[3]{536 \cdot 2,8 / (1 \cdot 25 \cdot 32,5 \cdot 10^6)} = 34,2$  мм. Полученное значение шага больше предварительно принятого  $t = 25,4$  мм. Далее можно принять цепь ПР-38,1-12700 с большим шагом или двухрядную цепь с шагом 25,4 мм. При использовании двухрядной цепи с шагом 25,4 мм получим  $t \geq 2,8 \sqrt[3]{536 \cdot 2,8 / (2 \cdot 25 \cdot 32,5 \cdot 10^6)} = 27,35$  мм, что тоже больше принятого шага. Для цепи ПР-38, 1-12700 допустимое давление в шарнирах цепи (см. табл. 10.7) 32 МПа. Тогда по формуле (10.13)  $t \geq 2,8 \sqrt[3]{536 \cdot 2,8 / (1 \cdot 25 \cdot 32 \cdot 10^6)} = 34,5$  мм. Цепь ПР-38, 1-12700 удовлетворяет требованиям расчета, поэтому дальнейший расчет выполним для этой цепи.

8. Средняя окружная скорость цепи по формуле (10.2)  $v = 25 \cdot 38,1 \cdot 126 \cdot 10^{-3} / 60 = 1,98$  м/с.

9. Окружная сила [см. формулу (5.2)]  $F_t = 7 \cdot 10^3 / 1,98 = 3540$  Н.

10. Среднее давление в шарнирах цепи  $p = F_t K / S = 3540 \times 2,8 / 394 \cdot 10^{-6} = 25,1$  МПа.

Полученное давление меньше допустимого.

11. Межосевое расстояние [см. формулу (10.3)]  $a = 40 \times 38,1 = 1524$  мм.

12. Длина цепи в шагах [формула (10.4)]  $l_t = 2 \cdot 1524 / 38,1 + (63 + 25) / 2 + [(63 - 25)^2 / (4 \cdot 3,14^2)] (38,1 / 1524) = 125,23$ ; округляем  $l_t$  до четного числа 126.

13. Фактическое межосевое расстояние [см. формулу (10.5)]  $a = 38,1 \{ 2 \cdot 126 - (63 + 25) + \sqrt{[2 \cdot 126 - (63 + 25)]^2 - 8(63 - 25)^2 / 3,14^2} \} / 8 = 1543$  мм.

**Пример 3.** Определить, какую мощность может передать цепь ПР-25,4-6000 (ГОСТ 13568-75). Угловая скорость ведущей звездочки  $\omega_1 = 56$  рад/с; работа двухсменная, нагрузка спокойная; передаточное отношение  $i = 3,15$ ; межосевое расстояние  $a = 40t$ ; угол  $\theta = 60^\circ$ ; регулирование натяжения нажимными роликами.

1. Коэффициент эксплуатации находим по формуле (10.12), в которой  $K_{\text{дин}} = 1,2$  (работа со слабыми толчками),  $K_a = 1$

$[a = (30 \dots 50) p]$ ,  $K_c = 1$  (капельное смазывание),  $K_\theta = 1,25$  ( $\theta = 60^\circ$ ),  $K_p = 1,25$  (двухсменная работа),  $K_{\text{рег}} = 1,1$  (регулируемые цепи нажимными роликами):  $K = 1,2 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1,25 \cdot 1,25 \cdot 1 = 1,87$ .

2. Принимаем число зубьев малой звездочки  $z_1 = 25$ . Число зубьев большой звездочки  $z_2 = z_1 \cdot i = 25 \cdot 3,15 = 78,75$ ; принимаем  $z_2 = 79$ .

3. Средняя окружная скорость цепи [по формуле (10.2)]  
 $v = 25 \cdot 25,4 \cdot 10^{-3} \cdot 56 / (2 \cdot 3,14) = 5,65$  м/с.

4. Допускаемое давление в шарнирах роликовой цепи находим интерполяцией по табл. 10.6:  $[p] = 23,8$  МПа.

5. Вращающий момент на ведущей звездочке  $T_1 = P_1 10^3 / \omega_1 = 1000 P_1 / 56 = 17,9 P_1$  Н·м.

6. По формуле (10.13), в которой коэффициент эксплуатации  $K = 1,87$ , число рядов цепи  $v = 1$ , число зубьев малой звездочки  $z_1 = 25$  и допускаемое давление в шарнирах  $[p] = 23,98$  МПа,  $25,4 \cdot 10^{-3} \geq 2,8 \sqrt[3]{T_1 \cdot 1,87 / (1 \cdot 25 \cdot 23,98 \cdot 10^6)}$ , откуда  $T_1 = 238$  Н·м.

7. Мощность, передаваемая цепью,  $P = T_1 \omega_1 = 238 \cdot 56 = 13,3$  кВт.

8. Окружная сила  $F_t = P_1 / v = 13,3 \cdot 10^3 / 565 = 2360$  Н.

9. Расчетное давление в шарнирах определим по формуле (10.11), где  $S = 179$  мм<sup>2</sup> (см. табл. 10.6);  $p = 2360 \cdot 1,87 / (179 \times 10^{-6}) = 24,7$  МПа. Перегрузка составляет  $(24,7 - 23,98) / 23,98 = 3\%$ , что допустимо.

**Пример 4.** Рассчитать цепную передачу привода конвейера. Передаваемая мощность 15 кВт; угловая скорость малой звездочки  $\omega_1 = 10$  рад/с; передаточное отношение  $i = 2,8$ ; работа двухсменная, нагрузка плавная; смазывание цепи непрерывное (работа в масляной ванне); регулирование натяжения цепи передвижением ведущей звездочки; расположение цепи горизонтальное (рис. 10.6).

1. Выбираем предварительно однорядную цепь ПР-15,875-2300-1 ГОСТ 13568-75 (СТ СЭВ 2640-80).

2. Принимаем число зубьев  $z_1 = 27$ ,  $z_2 = 27 \cdot 2,8 \approx 75$ . Фактическое передаточное отношение  $i = 75/27 = 2,18$ .

3. Вращающий момент

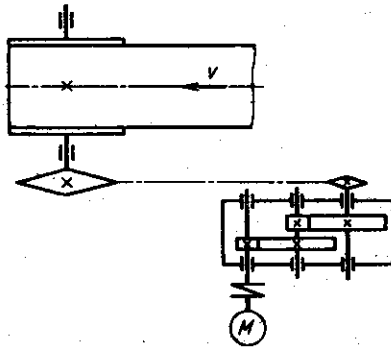


Рис. 10.6. Привод конвейера с горизонтальной цепной передачей

на ведущей звездочке  $T_1 = 15 \cdot 10^3 / 100 = 150 \text{ Н} \cdot \text{м}$ .

4. Допускаемое давление в шарнирах цепи  $[p] = 22,4 \text{ МПа}$  (см. таблицу 10.6).

5. Коэффициент эксплуатации [формула (10.12)] при  $K_{\text{дин}} = 1$ ,  $K_a = 1$  (при  $a = 40p$ ),  $K_c = 1$  (непрерывное смазывание),  $K_\theta = 1$  ( $\theta < 60^\circ$ ),  $K_p = 1,25$  (работа двухсменная),  $K_{\text{пер}} = 1$  (регулирование натяжения цепи передвижными опорами):  $K = 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1,25 \cdot 1 = 1,25$ .

6. Шаг цепи [см. формулу (10.13)]  $t \geq 2,8 \sqrt[3]{150 \cdot 1,25 / (1 \times \rightarrow \times 27 \cdot 22,4 \cdot 10^6)} = 0,019 \text{ м}$ . Принимаем цепь ПР-19,05–3180, для которой  $[p] = 19,1 \text{ МПа}$  (см. табл. 10.7). Опорная площадь шарнира  $S = 1,05 \text{ см}^2 = 105 \text{ мм}^2$  (см. табл. 10.6).

7. Средняя окружная скорость цепи [см. формулу (10.2)]  $v = 27 \cdot 19,05 \cdot 100 \cdot 10^{-3} / (2 \cdot 3,14) = 8,18 \text{ м/с}$ .

8. Окружная сила  $F_t = P_1 / v = 15 \cdot 10^3 / 8,18 = 1835 \text{ Н}$ .

9. Расчетное давление в шарнирах цепи [формула (10.11)]  $p = 1835 \cdot 1,25 / 105 = 21,9 \text{ МПа} > 19,1 \text{ МПа}$ .

Так как расчетное давление превышает допускаемое для принятой цепи, примем однорядную цепь ПР-25,4–6000 и проверим ее по формуле (10.13). Допускаемое давление для цепи ПР-25,4–6000 равно 13,32 МПа (см. табл. 10.7).

Опорная поверхность шарнира цепи  $S = 1,79 \text{ см}^2 = 179 \text{ мм}^2$  (см. табл. 10.6)  $t \geq 2,8 \sqrt[3]{150 \cdot 1,25 / (1 \cdot 27 \cdot 13,32 \cdot 10^6)} = 22,8 \text{ мм}$ .

Цепь ПР-25,4–6000 удовлетворяет условиям расчета.

10. Расчетное давление в шарнирах цепи [см. формулу (10.11)]  $p = 1835 \cdot 1,25 / (179 \cdot 10^{-6}) = 12,7 \text{ МПа} < 13,32 \text{ МПа}$ .

11. Межосевое расстояние [формула (10.3)]  $a = 40 \cdot 25,4 = 1016 \text{ мм}$ .

12. Длина цепи в шагах [формула (10.4)]  $l_t = 2 \cdot 1016 / 25,4 + (75 + 27) / 2 + [(75 - 27)^2 / (4 \cdot 3,14^2)] (25,4 / 1016) = 132,5t$ ; принимаем  $l_t = 132t$ .

Вследствие небольшого отклонения  $l_t$  от расчетного фактическое значение межосевого расстояния не определяем.

#### § 10.4. ЗАДАЧИ ДЛЯ САМОСТОЯТЕЛЬНОГО РЕШЕНИЯ

**Задача 1.** Определить натяжения ведущей и ведомой ветвей цепи и давление на валы звездочек. Вращающий момент  $T_1 = 300 \text{ Н} \cdot \text{м}$ , диаметр малой звездочки  $d_1 = 201 \text{ мм}$ , передаточное отношение  $i = 3$ , число зубьев  $z_1 = 25$ ; угловая скорость

$\omega_1 = 50$  рад/с; шаг цепи  $t = 25,4$  мм; расположение линии центров звездочек горизонтальное.

**Задача 2.** Определить натяжение ветвей и нагрузку на валы звездочек. Вращающий момент  $T_1 = 200$  Н·м; диаметр звездочки  $d_1 = 154$  мм; шаг цепи  $t = 19,05$  мм; угловая скорость  $\omega_1 = 101$  рад/с;  $q = 1,9$  кг/м; цепь расположена горизонтально; нагрузка с точками.

**Задача 3.** Рассчитать цепную передачу. Передаваемая мощность  $P_1 = 4,5$  кВт; угловая скорость  $\omega_1 = 151$  рад/с; передаточное число  $i = 2,4$ ; работа двухсменная; смазывание окунанием в масляную ванну; угол наклона линии центров к горизонтали  $\theta = 60^\circ$ ; цепь втулочно-роликовая однорядная; шаг  $t = 15,875$  мм; регулирование натяжения оттяжными опорами.

**Задача 4.** Определить передаваемые цепью типа ПР-25,4-6000 мощность и натяжение ветвей цепи. Угловая скорость  $\omega_1 = 50$  рад/с; диаметр ведущей звездочки  $d_1 = 202$  мм; шаг цепи  $t = 25,4$  мм; число зубьев  $z_1 = 25$ ; расположение линии центров звездочек горизонтальное; нагрузка спокойная; смазывание периодическое; работа односменная.

**Задача 5.** Определить мощность, которую может передавать приводная однорядная роликовая цепь с шагом  $t = 19,05$  мм,  $z_1 = 23$ ,  $z_2 = 47$ , угловая скорость ведущей звездочки  $\omega_1 = 90$  рад/с; коэффициент эксплуатации  $K = 1,25$ .

**Задача 6.** Определить мощность, которую может передавать однорядная роликовая цепь ПР. Шаг  $t = 25,4$  мм; угловая скорость  $\omega_1 = 76$  рад/с; работа двухсменная: нагрузка с небольшими толчками, смазывание цепи капельное; регулирование натяжения оттяжными звездочками, угол наклона линии цилиндров звездочек к горизонтали  $\theta = 50^\circ$ , передаточное отношение  $i = 3$ .

**Задача 7.** Определить, какую мощность может передавать втулочно-роликовая цепь ПР-15,875-2300-2 в приводе пластинчатого конвейера. Угловая скорость малой звездочки  $\omega_1 = 80$  рад/с, передаточное отношение  $i = 2,5$ , при двухсменной работе с легкими толчками; межосевое расстояние  $a = 50$ ; смазывание капельное; цепь расположена горизонтально; регулирование натяжения цепи передвижными опорами.

### § 11.1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

Вращающиеся детали машин устанавливают на валах или осях, обеспечивающих постоянное положение оси вращения этих деталей. Вал в отличие от оси передает вращающий момент от одной детали к другой. Различают валы прямые, коленчатые и гибкие.

Для посадки подшипников валы снабжают заплечиками или упорными буртиками (рис. 11.1), высота которых должна соответствовать радиусам скруглений на кольцах подшипников и условиям демонтажа подшипников. Переходные участки валов между соседними ступенями разных диаметров выполняют с полукруглой канавкой для выхода шлифовального круга (рис. 11.2, а), галтелью постоянного радиуса (рис. 11.2, б).

В ряде конструкций применяют полые валы для уменьшения их массы, размещения соосного вала, деталей управления, подачи масла и др.

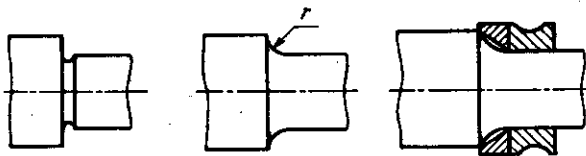


Рис. 11.1. Конструкции заплечиков для посадки подшипников

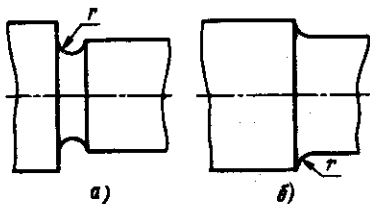


Рис. 11.2. Форма переходных участков валов



## § 11.2. МАТЕРИАЛЫ ВАЛОВ И ОСЕЙ

Валы и оси в основном изготавливают из углеродистых сталей 20, 30, 40, 45, 50, а также легированных сталей 20Х, 40ХН, 30ХГСА, 40ХН2МА, 18Х2Н4МА и др. (табл. 11.1).

Выбор материала, термической и химико-термической обработки определяется конструкцией вала (например, валы-шестерни изготавливают из легированных сталей 12ХН3А, 12Х2Н4А

Таблица 11.1. Механические характеристики материалов, используемых для изготовления валов

Сталь	Диаметр заготовки, мм, не более	Твердость НВ, не менее	$\sigma_B$	$\sigma_T$	$\sigma_{-1}$	$\tau_{-1}$	$\Psi_\sigma$	$\Psi_\tau$
			МПа					
5	Не ограничен	190	520	280	220	130	0	0
45	То же	200	560	280	250	150	0	0
	120	240	800	550	350	210	0,1	0
	80	270	900	650	380	230	0,1	0,05
40Х	Не ограничен	200	730	500	320	200	0,1	0,05
	200	240	800	650	360	210		
	120	270	900	750	410	240		
40ХН	Не ограничен	240	820	650	360	210	0,1	0,05
	200	270	920	750	420	250		
20	60	145	400	240	170	100	0	0
20Х	120	197	650	400	300	160	0,05	0
12ХН3А	120	260	950	700	420	210	0,1	0,05
12Х2Н4А	120	300	1100	850	500	250	0,15	0,1
18ХГТ	60	330	1150	950	520	280	0,15	0,1
30ХГТ	Не ограничен	270	950	750	450	260	0,1	0,05
	120	320	1150	950	520	310	0,15	0,1
	60	415	1500	1200	650	330	0,2	0,1

Примечание.  $\Psi_\sigma$ ,  $\Psi_\tau$  — коэффициенты чувствительности к асимметрии цикла напряжений.

и других с последующей цементацией) и опор, требованиями к конструкции и условиями эксплуатации. Быстроходные валы, вращающиеся в подшипниках скольжения, требуют высокой твердости цапф; такие валы изготавливают из сталей (20Х, 18ХГТ или 38Х2МЮА и др.) с последующей цементацией или азотированием.

### § 11.3. НАГРУЗКИ НА ВАЛЫ И ОСИ

Основные нагрузки, вызывающие изгиб валов, — это силы в зубчатых и червячных зацеплениях, от натяжения ветвей ремня или цепей соответствующих передач, силы от прижатия катков в фрикционных передачах.

Сила взаимодействия между колесами прямозубых цилиндрических передач раскладывается на две взаимно перпендикулярные составляющие: окружную  $F_t$  и радиальную  $F_r$ . Окружные силы на шестерне  $F_{t1}$  и колесе  $F_{t2}$  равны и направлены в противоположные стороны; то же относится и к радиальным силам.

В цилиндрической косозубой передаче сила взаимодействия между колесами дает три составляющие: окружную  $F_t$ ; радиальную  $F_r$  и осевую  $F_a$  (рис. 11.3):

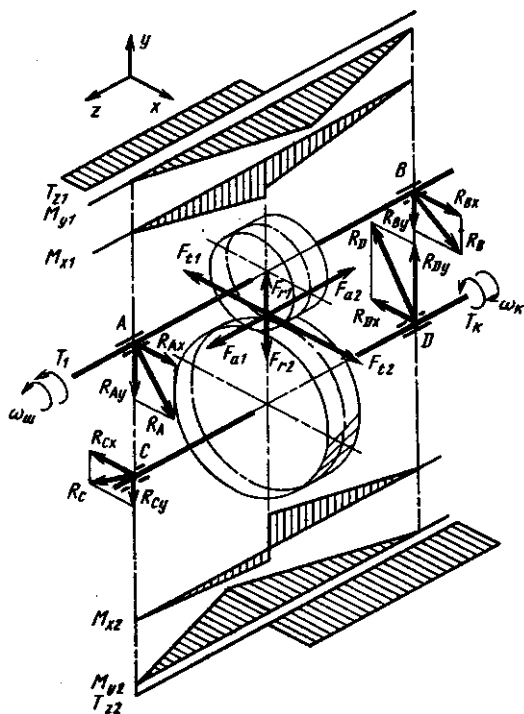
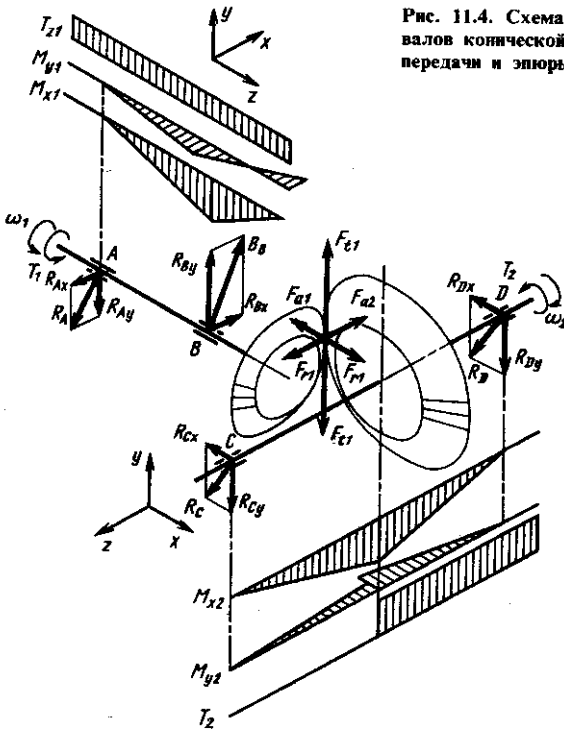


Рис. 11.3. Схема нагружения валов в цилиндрической косозубой передаче и эшеры моментов

Рис. 11.4. Схема нагружения валов конической прямозубой передачи и эпюры моментов



$$F_t = 2T/D = P/v; F_r = F_t \operatorname{tg} \alpha / \cos \beta; F_a = F_t \operatorname{tg} \beta; \quad (11.1)$$

здесь  $T$  – вращающий момент;  $D$  – диаметр начальной окружности (колеса или шестерни);  $P$  – передаваемая мощность;  $v$  – окружная скорость в зацеплении;  $\alpha = 20^\circ$  – угол зацепления в нормальном сечении;  $\beta$  – угол наклона зубьев к образующей делительного цилиндра.

В передаче цилиндрическими шевронными колесами осевые силы, действующие на половины шеврона, взаимно уравновешиваются, поэтому на вал и подшипники осевая сила не передается. Выражение для тангенциальной силы в зацеплении не зависит от типа передачи. Формулы для определения осевой и радиальной сил в конической передаче с прямозубыми колесами и круговыми или косыми зубьями приведены в табл. 11.2 (рис. 11.4).

Таблица 11.3 позволяет определить знак в формулах для  $F_r$  и  $F_a$  в передачах с косыми и круговыми зубьями.

Таблица 11.2. Формулы для расчета сил в зацеплении конических передач

Сила	Прямозубая передача	Передача с косыми или круговыми зубьями
$F_{r1}$	$F_t \operatorname{tg} \alpha \cos \delta_1$	$F_{t1} (\operatorname{tg} \alpha \sin \delta_1 \pm \sin \beta \cos \delta_1) / \cos \beta$
$F_{r2}$	$F_t \operatorname{tg} \alpha \cos \delta_2$	$F_{t2} (\operatorname{tg} \alpha \sin \delta_2 \pm \sin \beta \cos \delta_2) / \cos \beta$
$F_{a1}$	$F_t \operatorname{tg} \alpha \cos \delta_2$	$F_{t1} (\operatorname{tg} \alpha \sin \delta_2 \pm \sin \beta \cos \delta_2) / \cos \beta$
$F_{a2}$	$F_t \operatorname{tg} \alpha \cos \delta_1$	$F_{t2} (\operatorname{tg} \alpha \sin \delta_1 \pm \sin \beta \cos \delta_1) / \cos \beta$

Примечания: 1.  $\delta_1, \delta_2$  – угол при вершине конуса соответственно шестерни и колеса.  
2. Знак перед вторым слагаемым зависит от направления внешнего момента, приложенного к валу шестерни, и угла  $\beta$  наклона зуба к образующей конуса.

Таблица 11.3. Знаки в формулах табл. 11.2

Направление момента $T_1$	Направление наклона зубьев (по аналогии с резьбой)	Знак в формулах для	
		$F_{r2}, F_{r1}$	$F_{a1}, F_{a2}$
По часовой стрелке	Правое	+	–
Против часовой стрелки	Левое	–	+
	Правое	–	+
	Левое	+	–

Примечание. Направление момента  $T_1$  определяют при наблюдении со стороны большого торца шестерни.

**Передачи червячные.** Окружная сила на валу червячного колеса равна осевой силе на червяке (рис. 11.5)  $F_{t2} = F_{a1} = 2T_2/D_2$  [см. формулу (8.17)]. Радиальная сила на колесе равна радиальной силе на червяке  $F_{r2} = F_{r1} = F_t \operatorname{tg} \alpha$ ;  $F_r = F_t \operatorname{tg} \alpha$ . Окружная сила на червяке равна осевой силе на червячном колесе  $F_{t1} = F_{a2} = 2T_1/D_1$ .

Направление осевой силы  $F_a$  зависит от направлений вращения нарезки червяка.

В ременных передачах сила  $F$ , вызывающая изгиб вала, равна геометрической сумме натяжений ведущей  $F_1$  и ведомой  $F_2$  ветвей ремня [по формулам (6.8) и (6.9)]:  $F_1 = F_0 + F_t/2 = \sigma_0 A + F_t/2$ ;  $F_2 = F_0 - F_t/2 = \sigma_0 A - F_t/2$ , где  $F_0 = \sigma_0 A$  – сила предварительного натяжения ремня;  $\sigma_0$  – напряжение от предварительного натяжения;  $A$  – площадь поперечного сечения ремня.

При угле охвата ремнем малого шкива  $\alpha \geq 150^\circ$  [см. формулу (6.10)] на холостом ходу  $F_n \approx 2F_0 \sin(\alpha/2)$ . При расчете

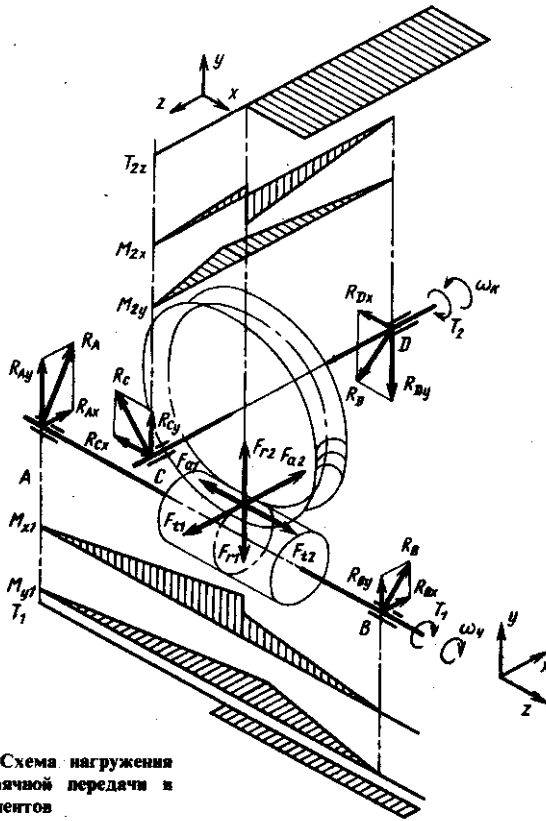


Рис. 11.5. Схема нагружения валов червячной передачи в эшеры моментов

ременной передачи условно принимают, что сила  $F_n$  направлена по линии, соединяющей центры шкивов.

В цепных передачах силу, приходящуюся на вал звездочки от натяжения цепи, определяют по формуле  $F_n = F_t + 2F_0 = F_t + 2K_f q a_w$  [см. формулу (10.10)], где  $K_f$  — коэффициент, зависящий от относительного расположения звездочек ( $K_f = 1$  для вертикальной передачи;  $K_f = 1,5$  при угле наклона линии центров звездочек к горизонтали  $\theta > 40^\circ$ ;  $K_f = 2 \dots 4$  при  $\theta < 40^\circ$ ,  $K_f = 6$  для горизонтальной передачи).

При соединении валов с помощью муфт из-за несоосности соединяемых валов муфты нагружают валы дополнительной силой  $F_M$ . При расчете валов условно принимают, что сила  $F_M \parallel F_t$  увеличивает напряжения и деформации от силы  $F_n$ ,  $F_M = (0,2 \dots 0,5) F'_{Mt}$ , где  $F_{Mt}$  — окружная сила муфты.

## § 11.4. ОСНОВНЫЕ РАСЧЕТНЫЕ ФОРМУЛЫ

Расчет осей, валов на прочность. Оси круглого сечения рассчитывают на изгиб  $d = \sqrt[3]{10M/[\sigma_n]}$ , где  $d$  — диаметр оси, м;  $M$  — изгибающий момент, Н·м;  $[\sigma_n]$  — допускаемое напряжение при изгибе, Па.

Пустотелые оси или валы кольцевого сечения рассчитывают на изгиб  $d = \sqrt[3]{10M/\{(1 - c^4)[\sigma_n]\}}$ , где  $d$  — наружный диаметр оси (вала);  $c = d_0/d$  — коэффициент, учитывающий толщину стенки пустотелой оси ( $d_0$  — диаметр отверстия оси).

При проектном расчете, когда неизвестны длина вала и изгибающий момент, диаметр  $d$  вала оценивают предварительно, исходя из расчета только на кручение при пониженных допускаемых напряжениях,

$$d = \sqrt[3]{T/(0,2 [\tau])}, \quad (11.2)$$

где  $T$  — вращающий момент, действующий в расчетном сечении вала;  $[\tau]$  — допускаемое напряжение при кручении (для стальных валов обычно принимают  $[\tau] = 20$  МПа). Полученное значение диаметра округляют до ближайшего стандартного значения, мм, по ГОСТ 8032 — 56, ГОСТ 6636 — 69 (СТ СЭВ 514 — 77): 16, 17, 18, 19, 20, 21, 22, 24, 25, 26, 28, 30, 32, 34, 36, 38, 40, 42, 45, 48, 50, 53, 56, 60, 63, 67, 71, 75, 80, 85, 90, 100, 105, 110, 115, 120, 130, 140, 150, 160, 170, 180, 190, 200, 210, 220, 240, 250...

Диаметр вала круглого сечения, работающего в условиях кручения и изгиба, определяют по формуле

$$d \geq \sqrt[3]{32 \sqrt{M_n^2 + T^2}/(\pi [\sigma_n]_{-1})}, \quad (11.3)$$

где  $M_n$  — суммарный изгибающий момент;  $T$  — вращающий момент;  $[\sigma_n]_{-1}$  — допускаемое напряжение при расчете на выносливость при изгибе.

Для вала и невращающих осей соответственно

$$\begin{aligned} [\sigma_n]_{-1} &= \sigma_{-1} K_{pn} / ([n] K_\sigma); \\ [\sigma_n]_{-1} &= (1,5 \dots 1,6) \sigma_{-1} K_{pn} / ([n] K_\sigma), \end{aligned} \quad (11.4)$$

где  $\sigma_{-1}$  — предел выносливости при симметричном цикле напряжений (для валов из углеродистой стали принимают  $\sigma_{-1} \approx 0,4\sigma_b$ );  $[n] = 1,2 \dots 2,5$  — коэффициент запаса прочности по пределу выносливости;  $K_{pn}$  — коэффициент режима нагрузки ( $K_{pn} = 1$  для валов и осей механических передач;  $K_{pn} = 1,65$  для передач с ручным приводом);  $K_\sigma$  — эффективный коэффициент концентрации напряжений (см. табл. 11.5 — 11.7).

На статическую прочность валы рассчитывают по наибольшей возможной кратковременной нагрузке, повторяемость которой мала и не может вызвать усталостного разрушения.

Эквивалентное напряжение в точке наружного волокна при работе вала диаметром  $d$  в условиях изгиба и кручения  $\sigma_{\text{экв}} = \sqrt{\sigma_n^2 + 3\tau^2}$ , где  $\sigma_n = M_n/W_n$  — наибольшее напряжение при изгибе моментом  $M_n$  ( $W_n = \pi d^3/32$  — осевой момент сопротивления сечения вала);  $\tau = T_n/W_p$  — наибольшее напряжение при кручении моментом ( $W_p = 2W_n = \pi d^3/16$  — полярный момент сопротивления сечения вала).

Для валов диаметром  $d$  сплошного сечения  $\sigma_{\text{экв}} = [32/(\pi d^3)] \sqrt{M_n^2 + 0,75T_n^2}$ .

Коэффициент запаса прочности по пределу текучести  $n_T = \sigma_T/\sigma_{\text{экв}}$ ; обычно  $n_T = 1,2 \dots 1,8$ .

### § 11.5. РАСЧЕТ ВАЛОВ НА ЖЕСТКОСТЬ

Упругие перемещения валов отрицательно влияют на работу связанных с ними соединений (шлицевых, прессовых), подшипников, зубчатых колес, так как увеличивают концентрацию контактных напряжений и износ деталей, снижают точность механизмов.

Изгибную жесткость валов оценивают прогибом  $f$  и углом  $\theta$  поворота сечения или оси вала (рис. 11.6). Условие жесткости вала имеет вид

$$f = Fa^2b^2/[3EI_x(a+b)] \leq [f], \quad (11.5)$$

где  $f$  — прогиб в точке действия изгибающей силы  $F$ ;  $a, b$  — расстояние от точки приложения силы до каждой из опор;  $E$  — модуль упругости материала оси или вала;  $I_x$  — осевой момент инерции сечения оси или вала;  $[f]$  — допускаемый прогиб.

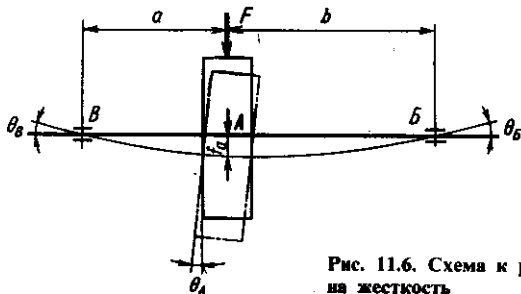


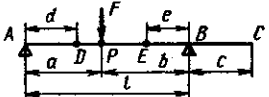
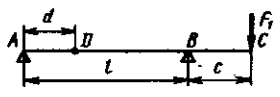
Рис. 11.6. Схема к расчету вала на жесткость

Для валов общего назначения в сечении под серединой колеса принимают  $[f] = (0,0002 \dots 0,0003)l$  (где  $l$  – расстояние между опорами).

Угол поворота оси цапф  $\theta$  на опорах с подшипниками качения: для цилиндрических роликоподшипников  $\theta \leq 0,0025$  рад, для конических  $\theta \leq 0,0016$  рад, для однорядных шарикоподшипников  $\theta \leq 0,005$  рад; для сферических подшипников  $\theta \leq 0,05$  рад. Угол наклона оси вала под зубчатыми колесами  $\theta_A \leq 0,001$  рад.

При прочих равных условиях угол поворота оси вала и его прогиб зависят от расположения колеса относительно опор: консольного, симметричного, несимметричного. В этом случае прогиб и угол поворота упругой линии вала определяют обычными методами сопротивления материалов. Для простых

Таблица 11.4. Формулы для углов поворота и прогибов двухопорных валов

Угол поворота $\theta$ , прогиб $f$	Формула для расчета при схеме нагружения	
		
$\theta_A$	$\frac{Fab(l+b)}{6EI}$	$-\frac{F_1cl}{6EI}$
$\theta_B$	$-\frac{Fab(l+a)}{6EI}$	$\frac{F_1cl}{3EI}$
$\theta_C$		$\frac{F_1c(2l+3c)}{6EI}$
$\theta_D$	$\frac{Fb(l^2 - b^2 - 3d^2)}{6EI}$	$\frac{F_1c(3d^2 - l^2)}{6EI}$
$\theta_E$	$-\frac{Fa(l^2 - a^2 - 3l^2)}{6EI}$	-
$\theta_F$	$\frac{Fab(b-a)}{3EI}$	-
$f_D$	$\frac{Fbd(l^2 - b^2 - d^2)}{6EI}$	$-\frac{F_1cd(l^2 - d^2)}{6EI}$
$f_E$	$\frac{Fae(l^2 - a^2 - l^2)}{6EI}$	-
$f_P$	$\frac{Fa^2b^2}{3EI}$	-
$f_C$	$\theta_{BC}$	$\frac{F_1c^2(l+c)}{3EI}$



расчетных случаев можно использовать готовые решения (табл. 11.4).

Крутильную жесткость вала оценивают углом закручивания на единицу длины вала  $\varphi_0 = T/(GI_p) \leq [\varphi_0]$ , где  $T$  — крутящий момент в расчетном сечении, Н·м;  $G$  — модуль упругости и материала вала при сдвиге, Па (для стали  $G = 80$  ГПа);  $I_p = \pi d^4/32$  — полярный момент инерции расчетного сечения, м<sup>4</sup>;  $[\varphi_0]$  — допускаемый угол закручивания [обычно принимают  $[\varphi_0] = (5,0 \dots 22) 10^{-3}$  рад/м].

## § 11.6. РАСЧЕТ ВАЛОВ НА УСТАЛОСТЬ

Расчет валов на усталость выполняют как проверочный; он заключается в определении расчетных коэффициентов запаса прочности в опасном сечении. Для проверки на усталость используют формулу

$$n = n_\sigma n_\tau / \sqrt{n_\sigma^2 + n_\tau^2} \leq [n], \quad (11.6)$$

где  $n_\sigma$  и  $n_\tau$  — коэффициент запаса прочности соответственно по нормальным и касательным напряжениям.

$$n_\sigma = \sigma_{-1} / (K_\sigma \sigma_a / \varepsilon_\sigma + \psi_\sigma \sigma_m); \quad (11.7)$$

$$n_\tau = \tau_{-1} / (K_\tau \tau_a / \varepsilon_\tau + \psi_\tau \tau_m); \quad (11.8)$$

здесь  $\sigma_{-1}$  и  $\tau_{-1}$  — пределы выносливости при изгибе и кручении с симметричным циклом (см. табл. 11.1);  $K_\sigma$  и  $K_\tau$  — эффективные коэффициенты концентрации напряжений при изгибе и кручении (табл. 11.5, 11.6 и 11.7);  $\varepsilon_\sigma$  и  $\varepsilon_\tau$  — масштабные факторы (табл. 11.8);  $\psi_\sigma$  и  $\psi_\tau$  — коэффициенты чувствительности к асимметрии цикла напряжений (см. табл. 11.1);  $\sigma_a$  и  $\tau_a$  — амплитуды цикла напряжений;  $\sigma_m$  и  $\tau_m$  — средние напряжения цикла:

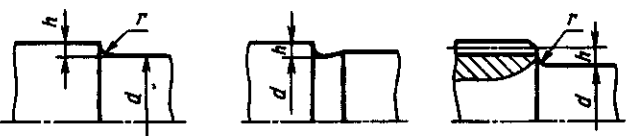
$$\sigma_m = 0; \quad \sigma_a = \sigma_n = M_n / W_n; \quad \tau_m = \tau_a = \tau / 2 = 0,5T / W_p,$$

где  $W_n$  и  $W_p$  — осевой и полярный момент сопротивления сечения.

Значения  $W_n$  и  $W_p$  для наиболее характерных случаев определяют по формулам, приведенным в табл. 11.9.

При расчетах валов на усталость принимают, что напряжения изгиба изменяются по симметричному циклу (рис. 11.7, а), а напряжения кручения — по отнулевому циклу (рис. 11.7, б). Выбор отнулевого цикла для напряжения кручения основан на том, что большая часть валов передает переменные по значению, но постоянные по направлению вращающие моменты.

Таблица 11.5. Значения  $K_{\sigma}$  и  $K_{\tau}$  для валов в месте перехода с галтелью



$h/r$	$r/d$	$K_{\sigma}$ при $\sigma_B$ , МПа				$K_{\tau}$ при $\sigma_B$ , МПа			
		500	700	900	1200	500	700	900	1200
1	0,01	1,35	1,4	1,45	1,5	1,3	1,3	1,3	1,3
	0,02	1,45	1,5	1,55	1,6	1,35	1,35	1,4	1,4
	0,03	1,65	1,7	1,8	1,9	1,4	1,45	1,45	1,5
	0,05	1,6	1,7	1,8	1,9	1,45	1,45	1,55	1,55
	0,1	1,45	1,55	1,65	1,8	1,4	1,4	1,45	1,5
2	0,01	1,55	1,6	1,65	1,7	1,4	1,4	1,45	1,45
	0,02	1,8	1,9	2,0	2,15	1,55	1,6	1,65	1,7
	0,03	1,8	1,95	2,05	2,25	1,55	1,6	1,65	1,7
	0,05	1,75	1,90	2,0	2,2	1,6	1,6	1,65	1,75
3	0,01	1,9	2,0	2,1	2,2	1,55	1,6	1,65	1,75
	0,02	1,95	2,1	2,2	2,4	1,6	1,7	1,75	1,85
	0,03	1,95	2,1	2,25	2,45	1,65	1,7	1,75	1,9
5	0,01	2,1	2,25	2,35	2,5	2,2	2,3	2,4	2,6
	0,02	2,15	2,3	2,45	2,65	2,1	2,15	2,25	2,4

Таблица 11.6. Значения  $K_{\sigma}$  и  $K_{\tau}$  для валов со шпоночными пазами

$\sigma_B$ , МПа	$K_{\sigma}$ при выполнении паза фрезой		$K_{\tau}$
	пальцевой	дисковой	
500	1,60	1,40	1,40
700	1,90	1,55	1,70
900	2,15	1,70	2,05
1200	2,50	1,90	2,40

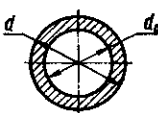
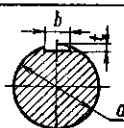
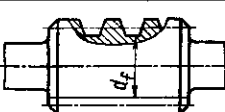
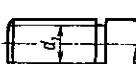
Таблица 11.7. Значения  $K_{\sigma}$  и  $K_{\tau}$  для шлицевых и резьбовых участков валов

$\sigma_B$ , МПа	$K_{\sigma}$ для участка		$K_{\tau}$ для шлица	
	шлицевого	резьбового	прямобочного	эвольвентного
500	1,45	1,80	2,25	1,45
700	1,60	2,20	2,45	1,50
900	1,70	2,45	2,65	1,55
1200	1,75	2,90	2,80	1,60

Таблица 11.8. Значения коэффициентов  $\epsilon_{\sigma}$  и  $\epsilon_{\tau}$

Диаметр вала $d$ в зоне концентрации, мм	Углеродистые стали		Легированные стали	
	$\epsilon_{\sigma}$	$\epsilon_{\tau}$	$\epsilon_{\sigma}$	$\epsilon_{\tau}$
Свыше 20 до 30	0,91	0,89	0,83	0,89
» 30 » 40	0,88	0,81	0,77	0,81
» 40 » 50	0,84	0,78	0,73	0,78

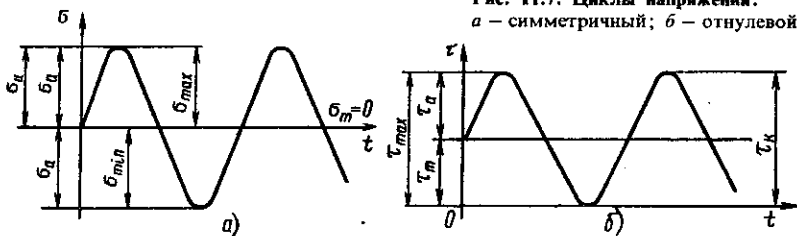
Таблица 11.9. Формулы для определения осевого и полярного моментов сопротивления сечения

Сечение вала	$W_u$	$W_p$
Круглое сплошное	$0,1d^3$	$0,2d^3$
	$0,1d^3(1 - c^4)$	$0,2d^3(1 - c^4)$
	$0,1d^3 - \frac{bt(d-t)^2}{2d}$	$0,2d^3 - \frac{bt(d-t)^2}{2d}$
	$0,1d_f^3$	$0,2d_f^3$
	$0,1d_1^3$	$0,2d_1^3$

Примечание.  $c = d_0/d$ ;  $d_f$  — минимальный диаметр вала (по галтели).

Рис. 11.7. Циклы напряжений:

$a$  — симметричный;  $b$  — отнулевой



## § 11.7. ПРИМЕРЫ РАСЧЕТА

**Пример 1.** Найти радиальные реакции в опорах ведущего вала одноступенчатого редуктора с цилиндрическими косозубыми колесами и построить эпюры изгибающих и крутящих моментов. Диаметр вала в месте посадки подшипников  $d_n = 30$  мм; крутящий момент  $T = 142$  Н·м; окружная сила  $F_t = 6875$  Н; радиальная сила  $F_r = 2547$  Н; осевая сила  $F_a = 1247$  Н; сила от ременной передачи  $F_n = 1693$  Н. Ременная передача расположена горизонтально. Диаметр делительной окружности шестерни  $D = 39,694$  мм (при расчетах принять  $D = 40$  мм). Расстояния между опорами и действующими на них нагрузками указаны на рис. 11.8.

1. Радиальные реакции в опорах:

в вертикальной плоскости (равны вследствие симметричности схемы нагружения)  $R_{Av} = R_{Bv} = F_t/2 = 6875/2 = 3437,5$  Н;

в горизонтальной плоскости (с учетом силы  $F_n$  от ременной передачи)  $\sum M_{Ar} = 0$ ;  $R_{Br}2l_1 - F_a D/2 + F_t l_1 - F_n(l + 2l_1) = 0$ .  
Отсюда  $R_{Br} = [F_n(l + 2l_1) - F_t l_1 + F_a D/2]/(2l_1) = (1693 \cdot 173 \times 10^{-3} - 2547 \cdot 54 \cdot 10^{-3} + 1247 \cdot 40 \cdot 10^{-3}/2)/(2 \cdot 54 \cdot 10^{-3}) = 1670$  Н.

$\sum M_{Br} = 0$ ;  $F_n l + F_t l_1 + F_a D/2 - R_{Ar} 2l_1 = 0$ , отсюда  $R_{Ar} = (F_n l + F_t l_1 + F_a D/2)/(2l_1) = (1693 \cdot 65 \cdot 10^{-3} + 2547 \cdot 54 \cdot 10^{-3} + 1247 \cdot 40 \cdot 10^{-3}/2)/(2 \cdot 54 \cdot 10^{-3}) = 2522$  Н.

Суммарные радиальные реакции подшипников соответственно в опоре А и В:  $R_A = \sqrt{R_{Av}^2 + R_{Ar}^2} = \sqrt{3437,5^2 + 2522^2} = 4263$  Н;  $R_B = \sqrt{R_{Bv}^2 + R_{Br}^2} = \sqrt{3437,5^2 + 1670^2} = 3822$  Н.

2. Изгибающие моменты:

от силы  $F_n$  в опоре В  $M_{Br} = F_n l = 1693 \cdot 65 \cdot 10^{-3} = 110,04$  Н·м;

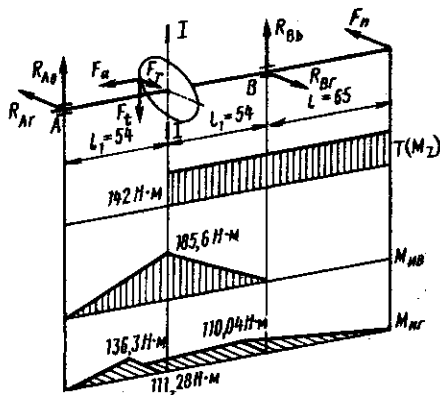


Рис. 11.8. Эпюры напряжений при изгибе и кручении

от силы  $F_n$  и реакции  $R_{Br}$  под серединой колеса  $M_{нг} = F_n(l + l_1) - R_{Br}l_1 = 1693(65 + 54) \cdot 10^{-3} - 1670 \cdot 54 \cdot 10^{-3} = 111,29 \text{ Н} \cdot \text{м}$ ;  $M_{ив} = R_{Bв}l_1 = 3437,5 \cdot 54 \cdot 10^{-3} = 185,6 \text{ Н} \cdot \text{м}$ .

По полученным данным с учетом момента от силы  $F_a$  строим эпюры изгибающих и крутящего моментов в опоре  $B$  и сечении  $I-I$ , соответствующем середине колеса.

**Пример 2.** Рассчитать вал конического прямозубого колеса (рис. 11.9). Колесо передает мощность  $P = 25 \text{ кВт}$  при частоте вращения  $n = 500 \text{ мин}^{-1}$ ; материал вала — сталь 45; средний делительный диаметр колеса  $D = 325,2 \text{ мм}$ ; углы при вершине конуса колеса и шестерни соответственно  $\varphi_1 = 68^\circ 15'$  и  $\varphi_2 = 21^\circ 45'$ .

1. Момент, передаваемый валом [см. формулу (5.1)]  $T = P/\omega$ , где  $\omega = \pi n/30 = 3,14 \cdot 500/30 = 52,3 \text{ с}^{-1}$ ;  $T = 25 \cdot 10^3/52,3 = 478 \text{ Н} \cdot \text{м}$ .

2. Силы в зацеплении соответственно окружная, радиальная, осевая (по формулам табл. 11.2)  $F_t = 2T/D = 2 \cdot 478/(325,2 \times 10^{-3}) = 2939 \text{ Н}$ ;  $F_r = F_t \cdot \text{tg } \alpha \sin \varphi_1 = 2939 \cdot \text{tg } 20^\circ \sin 21^\circ 45' = 390,47 \text{ Н}$ ;  $F_a = F_t \cdot \text{tg } \alpha \sin \varphi_2 = 2939 \cdot \text{tg } 20^\circ \sin 68^\circ 15' = 992,7 \text{ Н}$ .

3. Диаметр выходного конца вала определим из расчета на кручение по пониженному допускаемому напряжению  $[\tau] = 20 \text{ МПа}$  по формуле (11.2)  $d = \sqrt[3]{478 \cdot 10^3/(0,2 \cdot 20)} = 49,25 \text{ мм}$ . Полученное значение диаметра округляем до 50 мм в соответствии с рядом  $Ra 40$ .

4. Диаметры вала под подшипники принимаем  $d_n = 55 \text{ мм}$ , под колесо  $d_k = 60 \text{ мм}$ .

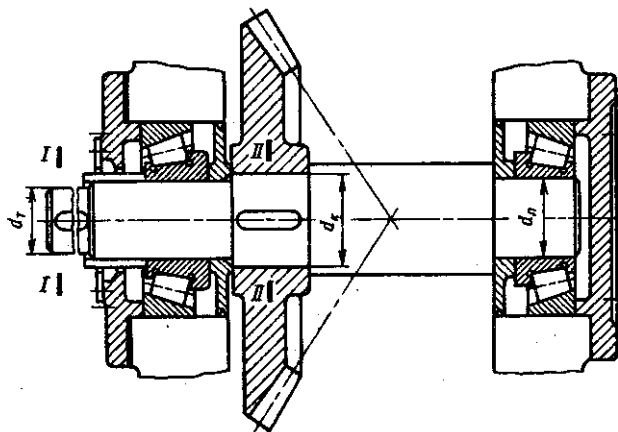


Рис. 11.9. Схема к расчету вала конического прямозубого колеса

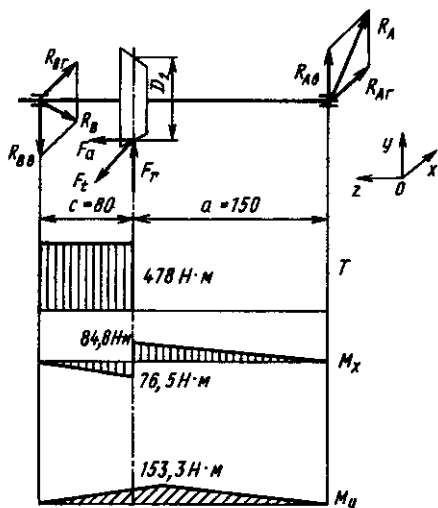


Рис. 11.10. Схема нагружения вала и эпюры изгибающих и крутящих моментов

5. Составляет расчетную схему вала (рис. 11.10); при этом условно принимаем, что схематическое изображение подшипников совпадает с точками приложения радиальных реакций.

Радиальные реакции:

в плоскости  $zOy$   $\sum M_B = 0$ ;  $R_{Aв}(a+c) + F_r c - F_a D/2$ ; отсюда  $R_{Aв} = (-F_r c + F_a D/2)/(a+c) = (-390,47 \cdot 80 + 992,7 \cdot 325,2/2)/(150 + 80) = 565,98$  Н;  $\sum Y = 0$ ;  $R_{Aв} - F_r - R_{Bв} = 0$ ;  $R_{Bв} = R_{Aв} + F_r = 565,98 + 390,47 = 956,45$  Н;

в плоскости  $zOx$   $\sum M_A = 0$ ;  $-R_{Bг}(a+c) + F_t a = 0$ ; отсюда  $R_{Bг} = F_t a/(a+c) = 2939 \cdot 150/(150 + 80) = 1916,7$  Н;  $\sum X = 0$ ;  $F_{Aг} - F_t - R_{Bг} = 0$ , отсюда  $R_{Aг} = F_t - R_{Bг} = 2939 - 1916,7 = 1022,3$  Н.

6. Строим эпюры крутящих и изгибающих моментов (см. рис. 11.10).

7. Определяем коэффициенты запаса прочности для предположительно опасных сечений (см. рис. 11.9).

В сечении I-I действует крутящий момент  $T = 478$  Н·м.

Момент сопротивления кручению сечения при одной шпоночной канавке для призматической шпонки  $b \times h = 16 \times 10$  (см. табл. 4.1)  $W_p = \pi d^2/16 - bt(d-t)^2/(2d) = 3,14 \cdot 50^3/16 - 16 \cdot 5(50-5)^2/(2 \cdot 50) = 22,92 \cdot 10^3$  мм<sup>3</sup>;  $\tau_a = \tau_m = 0,5\tau_{max} = 0,5T/W_p = 0,5 \cdot 478 \cdot 10^3/22,92 = 10,42$  МПа.

Коэффициент запаса определяем по формуле (11.8) при  $\tau_{-1} = 150$  МПа (см. табл. 11.1);  $K_t = 1,60$  (см. табл. 11.6);

$$\varepsilon_r = 0,78 \text{ (см. табл. 11.8); } \psi_r = 0 \text{ (см. табл. 11.1): } n_r = \frac{150}{1,60 \cdot 10,42/0,78 + 0 \cdot 10,42} = 7,01.$$

В сечении II-II действует крутящий момент  $T = 478 \text{ Н} \cdot \text{м}$  и изгибающий момент  $M_{II} = \sqrt{M_x^2 + M_y^2} = \sqrt{84,75^2 + 153,3^2} = 175,16 \text{ Н} \cdot \text{м}$ , здесь  $M_x$  и  $M_y$  — изгибающие моменты в вертикальной и горизонтальных плоскостях.

Моменты сопротивления сечения при одной шпоночной канавке для призматической шпонки  $b \times h = 18 \times 11$ :  $W_p = \pi d^3/16 - bt(d-t)^2/(2d) = 3,14 \cdot 60^3/16 - 18 \cdot 7(60-7)^2/(2 \cdot 60) = 39,4 \cdot 10^3 \text{ мм}^3$ ;  $W_n = \pi d^3/32 - bt(d-t)^2/(2d) = 18,24 \cdot 10^3 \text{ мм}^3$ .

Номинальные значения напряжений  $\tau_a = \tau_m = 0,5T/W_p = 0,5 \cdot 478 \cdot 10^3/39,4 \cdot 10^3 = 6,06 \text{ МПа}$ ;  $\sigma_a = \sigma_m = M_{II}/W_n = 175,16 \cdot 10^3/18,24 \cdot 10^3 = 9,60 \text{ МПа}$ .

Коэффициенты запаса определены по формуле (11.8) при  $K_r = 1,60$ ;  $K_\sigma = 1,60$ ;  $\varepsilon_\sigma = 0,84$ ;  $\varepsilon_r = 0,78$ ;  $\psi_r = 0$  (см. табл. 11.5–11.8):  $n_r = 150/(1,60 \cdot 6,06/0,78 + 0 \cdot 6,06) = 12,05$ .

По формуле (11.7), в которой для стали 45  $\sigma_{-1} = 250 \text{ МПа}$  (см. табл. 11.1),  $n_\sigma = 250/(1,60 \cdot 9,60/0,84) = 13,67$ ; по формуле (11.6)

$$n_{II-II} = \frac{n_\sigma n_r}{\sqrt{n_\sigma^2 + n_r^2}} = \frac{13,67 \cdot 12,05}{\sqrt{13,67^2 + 12,05^2}} = 9,04.$$

**Пример 3.** Рассчитать выходной вал цилиндрического косозубого двухступенчатого редуктора, соединенного с валом производственной машины (рис. 11.11). Передаваемая мощность  $P_2 = 6 \text{ кВт}$ ; частота вращения  $n_2 = 120 \text{ мин}^{-1}$ ; делительный диаметр зубчатого колеса  $D_2 = 350 \text{ мм}$ ; угол наклона зуба  $\beta = 12^\circ$ ; нормальный модуль колеса  $m_n = 3 \text{ мм}$ ; материал вала сталь 50 с  $\sigma_b = 608 \text{ МПа}$ ;  $\sigma_{-1} = 261 \text{ МПа}$ .

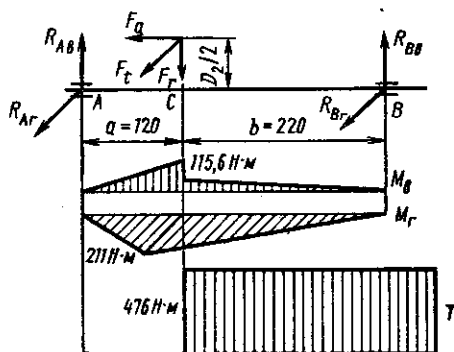


Рис. 11.11. Схема нагружения вала и эпюры моментов

1. По расчетной схеме определяем силы, действующие в зацеплении – окружную, осевую и радиальную [по формуле (11.1)]:  $F_t = 2T_2/D_2 = 2 \cdot 9,55P_2/(D_2n_2) = 2 \cdot 9,55 \cdot 10^3/(350 \times 10^{-3} \cdot 120) = 2,72 \text{ кН}$ ;  $F_a = 2,72 \cdot 10^3 \cdot \text{tg } 12^\circ = 578,2 \text{ Н}$ ;  $F_r = 2,72 \cdot 10^3 \cdot \text{tg } 20^\circ/\cos 12^\circ = 1,01 \text{ кН}$ .

2. Находим реакции опор вала, пользуясь расчетной схемой на рис. 11.11.

Опорные реакции в вертикальной плоскости:

$$\sum M_A = 0; F_a \cdot 0,5D_2 - F_r a + R_{Bv} l = 0, R_{Bv} = (F_r a - 0,5F_a D_2)/l = (1,02 \cdot 10^3 \cdot 120 - 0,5 \cdot 578,2 \cdot 350)/340 = 58,86 \text{ Н}; \sum M_B = 0; F_a \cdot 0,5D_2 + F_r b - R_{Av} l = 0; R_{Av} = (0,5F_a D_2 + F_r b)/l = (0,5 \cdot 578,2 \times 350 + 1,01 \cdot 10^3 \cdot 220)/340 = 951,13 \text{ Н}.$$

Опорные реакции в горизонтальной плоскости  $\sum M_A = 0$ ;  
 $-F_r a - R_{Bt} l = 0; R_{Bt} = -F_r a/l = -2,27 \cdot 10^3 \cdot 120/340 = -960 \text{ Н}$ ;  
 $\sum M_B = 0; F_r b + R_{At} l = 0; R_{At} = -F_r b/l = -2,27 \cdot 10^3 \cdot 220/340 = -1,76 \text{ кН}.$

3. Находим изгибающие моменты в сечении под серединой колеса и крутящий момент и строим их эпюры  $M_A = M_B = 0$  (в опоре плечо силы равно нулю).

В вертикальной плоскости от силы  $R_{Av}$  в сечении C момент  $M_{Cv} = -R_{Av} a = 963 \cdot 120 \cdot 10^{-3} = 115,6 \text{ Н} \cdot \text{м}.$

В сечении C действует сосредоточенный момент, равный  $F_a D_2/2 = 580 \cdot 350 \cdot 10^{-3}/2 = 101,5 \text{ Н}$ , который уменьшает момент  $M_{Cv}$ .

В горизонтальной плоскости изгибающий момент  $M_{Ct} = -R_{At} = 1,76 \cdot 10^3 \cdot 120 \cdot 10^{-3} = 211,2 \text{ Н} \cdot \text{м}$  и крутящий момент  $T = P_2/\omega = 9,55P_2/n_2 = 9,55 \cdot 6 \cdot 10^3/120 = 477,5 \text{ Н} \cdot \text{м}.$

4. Суммарный изгибающий момент  $M_n = \sqrt{M_{Cv}^2 + M_{Ct}^2} = \sqrt{115,6^2 + 211,2^2} = 240,76 \text{ Н} \cdot \text{м}.$

5. Диаметр вала в опасном сечении определяем по формуле (11.3), где  $[\sigma_n]_{-1} = 261/(2 \cdot 1,9) = 68,8 \text{ МПа}$  [см. формулу

$$(11.4)] \text{ при принятых } [n] = 2 \text{ и } K_\sigma = 1,9, d = \sqrt{\frac{32\sqrt{240,76^2 + 476^2}}{3,14 \cdot 68,8 \cdot 10^6}} = 42,9 \text{ мм}.$$

6. Округляем полученный диаметр по ряду Ra 40 (ГОСТ 8032–56) до 48 мм.

7. Проверяем жесткость вала. Вал изгибается силой  $F = \sqrt{F_t^2 + F_r^2} = \sqrt{(2,72 \cdot 10^3)^2 + (1,02 \cdot 10^3)^2} = 2,91 \text{ кН}$ . Допускаемый прогиб  $[f] = (0,0001 \dots 0,0003) l = (0,0001 \dots 0,0003) (120 + 220) = 0,034 \dots 0,1 \text{ мм}$ . Прогиб вала находим по формуле (11.5), где  $E = 2,1 \cdot 10^5 \text{ МПа}$ ;  $l = a + b = 120 + 240 = 340 \text{ мм}$ ;  $I_x = \pi d^4/64 = \pi (42,8 \cdot 10^{-3})^4/64 = 16,6 \cdot 10^{-8} \text{ м}^4$ ;  $f = 2,91 \cdot 10^3 \cdot 0,12^2 \times$



$\times 0,22^2 / (3 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 10^6 \cdot 16,6 \cdot 10^{-8} \cdot 0,34) = 0,0576$  м. Полученное значение прогиба вала меньше допускаемого прогиба  $[f] = 0,1$  мм.

**Пример 4.** В результате проверочного расчета вала найдены коэффициенты запаса прочности по нормальным и касательным напряжениям:  $n_n = 3$ ;  $n_t = 1,64$ . Требуемый запас прочности вала  $n = 2,5$ . Проверить прочность вала.

Прочность вала проверяем по условию  $n \geq [n]$ .

По формуле (11.6) находим действительный коэффициент запаса прочности  $n = 3,1 \cdot 1,64 / \sqrt{3,1^2 + 1,64^2} = 1,44 < [n] = 2,5$ . Прочность вала недостаточна.

### § 11.8. ЗАДАЧИ ДЛЯ САМОСТОЯТЕЛЬНОГО РЕШЕНИЯ

**Задача 1.** Определить диаметр оси подвески крюка при действии силы  $F = 15$  кН. На оси крюка расположено два блока (рис. 11.12), материал оси – сталь Ст3; требуемый коэффициент запаса прочности  $n = 2$ .

**Задача 2.** Определить угол закручивания вала  $\varphi_0$  под зубчатым колесом. Крутящий момент  $T = 550$  Н·м; диаметр вала  $d = 40$  мм; материал вала – сталь 50.

**Задача 3.** Определить диаметр вала из расчета на прочность по деформации кручения, крутящий момент  $T = 1,5$  кН·м; материал вала – сталь 50; допускаемый угол закручивания вала на длине 1 м  $[\varphi_0] = 0,005$  рад/м; допускаемые напряжения кручения  $[\tau]_k = 30$  МПа.

**Задача 4.** Промежуточный вал редуктора передает крутящий момент через коническое прямозубое колесо и цилиндрическую прямозубую шестерню (рис. 11.13). Определить диаметр вала

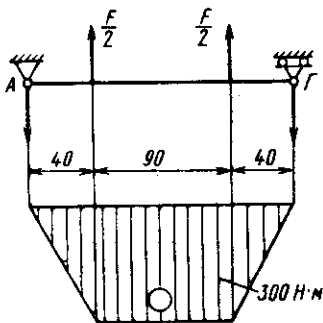


Рис. 11.12. Эпюра изгибающих моментов

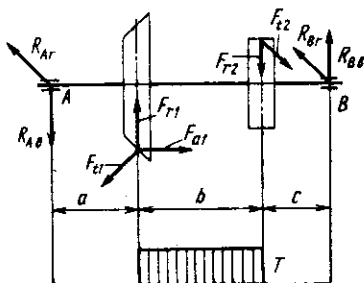


Рис. 11.13. Схема нагружения промежуточного вала

в опасном сечении. Силы в зацеплении конических колес: окружная  $F_{t1} = 2979$  Н, радиальная  $F_{r1} = 370$  Н, осевая  $F_{a1} = 1112$  Н; силы в зацеплении цилиндрических колес: окружная  $F_{t2} = 4346$  Н, радиальная  $F_{r2} = 1578$  Н. Передаваемая мощность  $P = 13$  кВт; частота вращения вала  $n = 480$  мин<sup>-1</sup>;  $a = 77$  мм;  $b = 119$  мм;  $c = 48$  мм; средний диаметр конического колеса  $d_{cp} = 93$  мм; материал вала – сталь 40Х. Посадка колес на вал Н7/р6.

**Задача 5.** Определить коэффициент запаса прочности  $n$  и стрелу прогиба  $f$  червячного вала редуктора, получающего

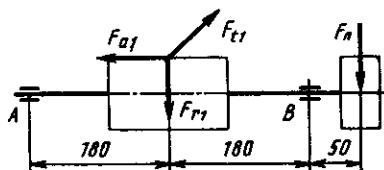


Рис. 11.14. Схема нагружения вала

вращение через шкив ременной передачи (рис. 11.14). Передаваемая мощность  $P = 3,5$  кВт; частота вращения вала  $n = 400$  мин<sup>-1</sup>; делительный диаметр червяка  $d_d = 64$  мм; силы в зацеплении: окружная  $F_{t1} = 2685$  Н, радиальная  $F_{r1} = 2097$  Н, осевая  $F_{a1} = 5840$  Н. Нагрузка на шкив от ремней  $F_n = 627$  Н (направления сил  $F_n$  и  $F_r$  совпадают). Материал вала червяка – сталь 45 с поверхностной закалкой; механические характеристики:  $\sigma_0 = 900$  МПа,  $\sigma_{-1} = 380$  МПа,  $\tau_{-1} = 230$  МПа, модуль продольной упругости  $E = 210$  ГПа.

### § 12.1. ПОДШИПНИКИ КАЧЕНИЯ. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ И КЛАССИФИКАЦИЯ

Выбор подшипников качения начинают с установления их типа (рис. 12.1).

При выборе типа подшипников следует учитывать: величину и направление действующей нагрузки, частоту вращения подшипника (вала), конструктивные особенности узла машины, стоимость подшипника.

Подшипники качения классифицируют по следующим признакам:

по форме тел качения – шариковые и роликовые (последние, в свою очередь, разделяют по форме роликов на подшипники с роликами цилиндрическими короткими и длинными, коническими, бочкообразными, витыми и игольчатыми);

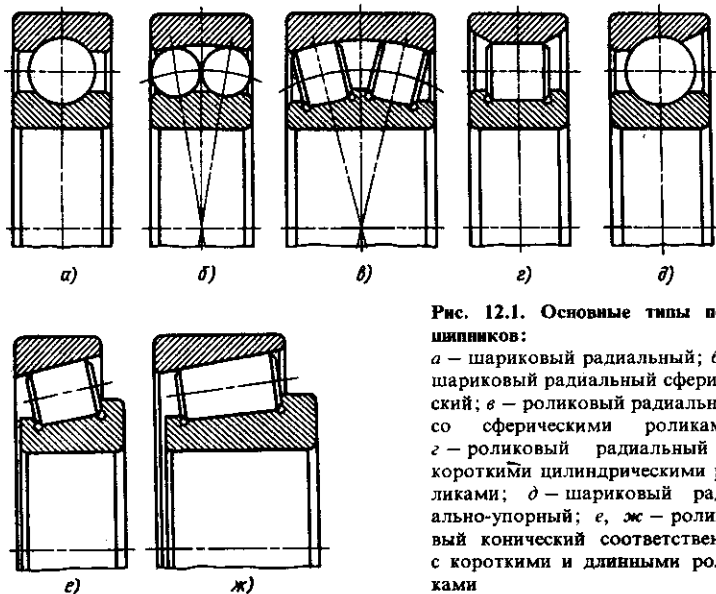


Рис. 12.1. Основные типы подшипников:

*a* – шариковый радиальный; *b* – шариковый радиальный сферический; *c* – роликовый радиальный со сферическими роликами; *d* – роликовый радиальный с короткими цилиндрическими роликами; *e* – шариковый радиально-упорный; *ж* – роликовый конический соответственно с короткими и длинными роликами

по направлению воспринимаемой нагрузки – радиальные, в основном для радиальных нагрузок; радиально-упорные для совместных радиальных и осевых нагрузок; упорные для осевых нагрузок; упорно-радиальные для осевой и радиальной нагрузок;

по числу рядов качения – одно-, двух-, многорядные;

по способу самоустановки – несамоустанавливающиеся и самоустанавливающиеся.

Подшипники для отверстия одного диаметра подразделяют на размерные серии: сверхлегкую, особолегкую, легкую, среднюю, тяжелую. В зависимости от ширины различают узкие, нормальные и широкие подшипники.

### § 12.2. РАСЧЕТ СТАТИЧЕСКОЙ ГРУЗОПОДЪЕМНОСТИ ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ

Методика подбора подшипников соответствует требованиям международных стандартов и ГОСТ: ИСО (ТК4, Р76 и Р281); СЭВ РС 2866 – 70 и РС 2867 – 70, ГОСТ 18854 – 82, 18855 – 82.

Подшипники качения, кольца которых имеют угловую скорость  $\omega \leq 0,105$  рад/с или частоту вращения  $n \leq 1$  мин<sup>-1</sup>,

Таблица 12.1. Значения коэффициентов  $X_0$  и  $Y_0$

Подшипники	Однорядные подшипники		Двухрядные подшипники	
	$X_0$	$Y_0$	$X_0$	$Y_0$
Шариковый радиальный	0,6	0,5	0,6	0,5
Шариковый радиально-упорный при $\alpha$ , °:	0,5		1	
18		0,43		0,86
20		0,42		0,84
25		0,38		0,76
26		0,37		0,74
30		0,33		0,66
35		0,29		0,58
36		0,28		0,56
40	0,26	0,52		
Шариковый самоустанавливающийся, роликовый самоустанавливающийся и конический	0,5	$0,22 \operatorname{ctg} \alpha$	1	$0,44 \operatorname{ctg} \alpha$

рассчитывают, а затем и подбирают по статической грузоподъемности  $C_0$  в соответствии с соотношением  $P_0 \leq C_0$ , где  $P_0$  — эквивалентная нагрузка на подшипник.  $P_0 = X_0 F_r + Y_0 F_a$ ; здесь  $F_r$  и  $F_a$  — радиальная и осевая нагрузки подшипника;  $X_0$  и  $Y_0$  — коэффициенты радиальной и осевой нагрузок (табл. 12.1).

Статическую грузоподъемность невращающегося подшипника назначают из условия, что остаточная деформация тел качения и колец под этой нагрузкой не превысит допускаемую  $\delta = 10^{-4} D$  (где  $D$  — диаметр тела качения).

Значения допускаемой статической грузоподъемности указаны в каталогах на подшипники.

### § 12.3. РАСЧЕТ ДИНАМИЧЕСКОЙ ГРУЗОПОДЪЕМНОСТИ И ДОЛГОВЕЧНОСТИ ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ

Расчетную долговечность подшипника  $L_h$  (в часах) определяют по его динамической грузоподъемности  $C$ , указанной в каталоге на подшипники, и эквивалентной нагрузке  $P_3$ . По физическому смыслу динамическая грузоподъемность эквивалентна радиальной нагрузке, которую подшипник может выдержать в течение базовой частоты вращения  $10^6$ .

Эквивалентная нагрузка для радиальных шарикоподшипников и радиально-упорных шариковых и роликовых подшипников

$$P_3 = (XVF_r + YF_a) K_6 K_T, \quad (12.1)$$

где  $X$  и  $Y$  — коэффициент соответственно радиальной и осевой нагрузки;  $V$  — коэффициент вращения ( $V = 1$  при вращении внутреннего кольца,  $V = 1,2$  при вращении наружного кольца);  $F_r$  и  $F_a$  — соответственно радиальная и осевая нагрузка, воспринимаемая подшипником в конструкции;  $K_6$  — коэффициент безопасности, учитывающий влияние на долговечность подшипников характера внешних нагрузок;  $K_T$  — температурный коэффициент.

Для подшипников роликовых конических однорядных  $e = 1,5 \operatorname{tg} \alpha$ ; коэффициенты  $X = 1$  и  $Y = 0$  при  $F_a/(VF_r) \leq e$ ,  $X = 0,4$  и  $Y \approx 0,4 \operatorname{ctg} \alpha$  при  $F_a/(VF_r) > e$ .

Для подшипников шариковых однорядных значения  $X$  и  $Y$  приведены в табл. 122.

Таблица 12.2. Значения коэффициентов  $X$  и  $Y$  радиальной и осевой нагрузки для подшипников шариковых однорядных при  $F_{a1}/(VF_r) > e^*$

Тип подшипника	$\alpha^\circ$	$F_a/C_0$	$e$	$F_{a1}/(VF_r) > e$	
				$X$	$Y$
Радиальный шариковый	0	0,014	0,19	0,56	2,30
		0,028	0,22		1,99
		0,056	0,26		1,71
		0,084	0,28		1,55
		0,110	0,30		1,45
		0,170	0,34		1,31
		0,280	0,38		1,15
		0,420	0,42		1,04
0,560	0,44	1,00			
Радиально-упорный шариковый	12	0,014	0,30	0,45	1,81
		0,029	0,34		1,62
		0,057	0,37		1,46
		0,086	0,41		1,34
		0,110	0,45		1,22
		0,170	0,48		1,13
		0,290	0,52		1,14
		0,430	0,54		1,01
		0,570	0,54		1,00
	24; 26	—	0,68	0,41	0,87
	35; 36	—	0,95	0,37	0,66

\* При  $F_{a1}/(VF_r) \leq e$  коэффициенты  $X = 1$ ,  $Y = 0$  для подшипников любых параметров.

Значения коэффициента безопасности  $K_6$  в зависимости от характера нагрузки на подшипники приведены ниже:

Нагрузка	$K_6$
Спокойная без толчков . . . . .	1,0
С легкими толчками (кратковременные перегрузки до 125 % номинальной нагрузки) . . . . .	1,0 – 1,2
С умеренными толчками (вибрационные перегрузки до 150 % номинальной нагрузки) . . . . .	1,3 – 1,8
Со значительными толчками и вибрацией (кратковременные перегрузки до 200 % номинальной нагрузки) . . . . .	1,8 – 2,5
С сильными ударами (кратковременные перегрузки до 300 % номинальной нагрузки) . . . . .	2,3 – 3,0

Значения температурного коэффициента  $K_T$  приведены ниже:

Рабочая температура подшипника, °С . . . . .	До 100	125	150	175	200	225	250	300
$K_T$ . . . . .	1,00	1,05	1,10	1,15	1,25	1,35	1,40	1,60

Приведенная нагрузка для подшипников с короткими цилиндрическими роликами  $P_3 = F_r V K_6 K_T$ ;  
для упорных подшипников

$$P_3 = F_a K_6 K_T; \quad (12.2)$$

для упорно-радиальных подшипников

$$P_3 = (X F_r + V F_a) K_6 K_T. \quad (12.3)$$

Значения коэффициентов  $X$  и  $Y$  даны в зависимости от отношения  $F_a/(V F_r)$ , влияющего на распределение нагрузки между телами качения. При малых значениях силы [до некоторого значения  $F_a/(V F_r) \leq e$ ] из-за радиального зазора в подшипнике повышается неравномерность распределения нагрузки между телами качения. С увеличением осевой нагрузки [при  $F_a/(V F_r) > e$ ] зазор выбирается, рабочая зона в подшипнике возрастает, улучшается распределение нагрузки. В связи с этим при  $F_a/(V F_r) \leq e$  осевую силу не учитывают (принимают  $X = 1$ ,  $Y = 0$ ) и расчет ведут лишь по радиальной нагрузке. В табл. 12.2 значения  $e$  даны в зависимости от отношения  $F_a/C_0$ .

#### § 12.4. ОСОБЕННОСТИ РАСЧЕТА РАДИАЛЬНО-УПОРНЫХ ПОДШИПНИКОВ

В радиально-упорных подшипниках при действии на них радиальных нагрузок возникают осевые составляющие реакции, которые определяют для шариковых радиально-упорных и конических роликовых подшипников по формулам соответственно

$$S = e F_r; \quad S = 0,83 e F_r. \quad (12.4)$$

Для радиально-упорных шарикоподшипников с углом контакта  $\alpha \geq 18^\circ$  и роликоподшипников значения  $e$  указаны в табл. 12.2.

Для шарикоподшипников с углом контакта  $\alpha = 12$  и  $15^\circ$  значение  $e$  для определения силы  $S$  находят из уравнения  $\lg e = (F_r/C_0 - 1,144)/4,729$ .

Суммарная осевая нагрузка подшипника зависит от расположения его на валу, направления внешней осевой силы  $F_a$  (осевая сила в зубчатом или червячном зацеплении) и отношения составляющих реакций подшипников  $S_1$  и  $S_2$ . Для определения осевой нагрузки  $F_{a_i}$  находят алгебраическую сумму всех внешних осевых сил  $F_a$  и осевых составляющих

$S$  радиальных нагрузок. При этом осевые силы, нагружающие данный подшипник, считают положительными, а разгружающие — отрицательными. Если полученная сумма окажется положительной, то силу  $F_{a_i}$  для этого подшипника определяют как алгебраическую сумму внешних осевых сил  $F_a$  и реакции  $S$  парного подшипника. Если сумма окажется отрицательной, то за силу  $F_{a_i}$  принимают силу  $S$  данного подшипника.

На рис. 12.2 показана установка вала на двух конических роликоподшипниках и указаны силы  $F_r$ ,  $F_a$ ,  $S_1$ ,  $S_2$ .

Осевые нагрузки для радиально-упорных подшипников определяют по следующим формулам в зависимости от условий нагружения. При  $S_1 \geq S_2$  и  $F_a > 0$ , а также при  $S_1 < S_2$  и  $F_a \geq S_2 - S_1$ :  $F_{a_1} = S_1$  и  $F_{a_2} = S_1 + F_a$ . При  $S_1 < S_2$  и  $F_a \leq S_2 - S_1$ :  $F_{a_1} = S_2 - F_a$  и  $F_{a_2} = S_2$ .

При определении радиальных реакций радиально-упорных подшипников следует иметь в виду, что точка приложения

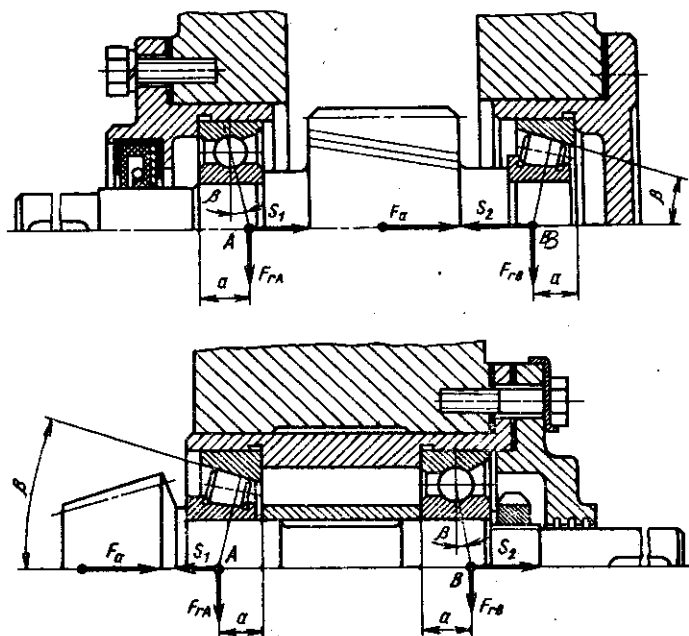


Рис. 12.2. Варианты установки вала на конических и радиально-упорных подшипниках



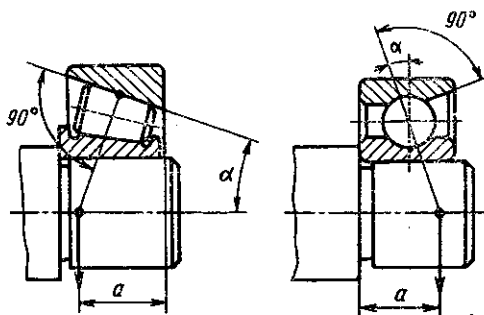


Рис. 12.3. Схемы к определению точки приложения реакции в коническом и радиально-упорном подшипниках

реакций находится в месте пересечения оси вала с нормалью к середине поверхности контакта тела качения с наружным кольцом, т.е. на расстоянии  $a$  от торца кольца подшипника (рис. 12.3). Расстояние  $a$  определяют по формулам: для однорядных радиально-упорных шарикоподшипников  $a = 0,5 [b + (D + d) \operatorname{tg} \alpha]$ ; для двухрядных радиально-упорных шарикоподшипников  $a = 0,5 [1,5b + (D + d) \operatorname{tg} \alpha]$ ; для однорядных конических роликоподшипников  $a = 0,5T + (c/3)(d + D)$ ; для двухрядных конических роликоподшипников  $a = 0,75T + (c/3)(d + D)$ ; здесь  $d$ ,  $D$ ,  $b$ ,  $T$ ,  $\alpha$ ,  $c$  — табличные параметры подшипников.

Расчетная долговечность подшипника  $L_h$  связана с приведенной нагрузкой  $P$ , соотношением

$$L_h = \frac{10^6}{60n} \left( \frac{C}{P} \right)^p, \quad (12.5)$$

где  $C$  — динамическая грузоподъемность;  $p = 3$  — для шарикоподшипников;  $p = 3,33$  — для роликоподшипников;  $n$  — частота вращения, об/мин.

Рекомендуемые значения долговечности:  $L_h \geq 8000$  ч — для механизмов, работающих с перерывами;  $L_h \geq 12000$  ч — для механизмов, работающих в одну смену при переменном режиме нагрузки;  $L_h \approx 20000$  ч — для механизмов, работающих с полной нагрузкой в одну смену;  $L_h \geq 40000$  ч — для механизмов, работающих круглосуточно при среднем режиме нагрузки.

Минимальная долговечность подшипников по ГОСТ 16162—78 может составлять 10000 ч для зубчатых и 5000 ч для червячных редукторов.

## § 12.5. ПОДШИПНИКИ СКОЛЬЖЕНИЯ

Подшипники скольжения — это опоры вращающихся деталей, работающие в условиях относительного скольжения поверхности шипа или пяты по внутренней поверхности подшипника.

Подшипники скольжения предназначены для восприятия радиальных и осевых нагрузок, а иногда и их сочетания. Опоры, воспринимающие только радиальные нагрузки, называются опорными подшипниками. Опоры, воспринимающие осевые нагрузки, называются упорными подшипниками, или подпятниками.

Подшипники скольжения делят на три основных типа (рис. 12.4): неразъемные (в простейших конструкциях), отливаемые за одно целое со станиной (рис. 12.4, а); разъемные подшипники, применяемые при отношении длины цапфы к ее диаметру  $\varphi = l/d = 0,4 \dots 1,5$  (рис. 12.4, б); подшипники с самоустанавливающимися вкладышами, применяемые при  $\varphi = 1,5 \dots 2,5$  (рис. 12.4, в).

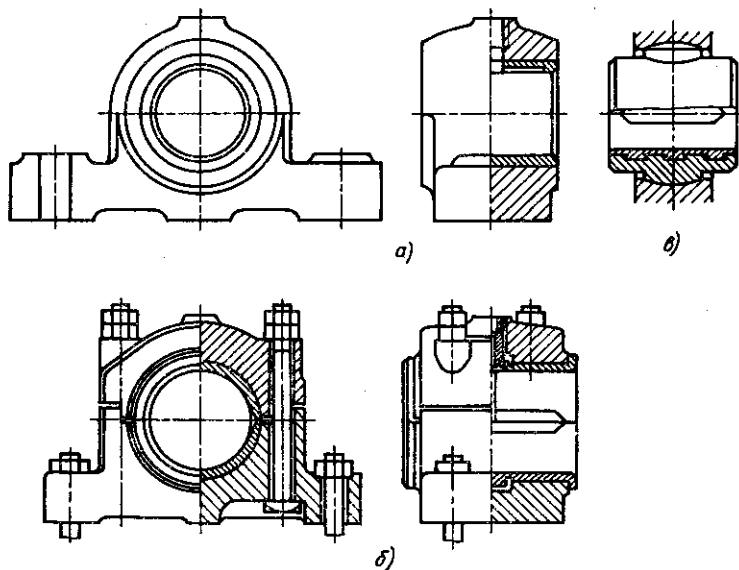


Рис. 12.4. Подшипники:  
а — неразъемный; б — разъемный; в — самоустанавливающийся

## § 12.6. МАТЕРИАЛЫ, ПРИМЕНЯЕМЫЕ ДЛЯ ИЗГОТОВЛЕНИЯ ВКЛАДЫШЕЙ И ВТУЛОК

Вкладыши изготовляют из различных материалов в зависимости от условий работы.

Серый чугун применяют при небольших безударных нагрузках и малых окружных скоростях, антифрикционный чугун — при более широком диапазоне давлений и скоростей.

Бронзы, содержащие олово (Бр0ЦС5—5—7 и др.), используют для изготовления вкладышей подшипников, работающих при высокой скорости и давлении, при реверсивном вращении. Латуни Л63, ЛС59—1 применяют для изготовления вкладышей подшипников, работающих при высоких нагрузках и небольших скоростях.

Из баббитов оловянных (Б83) изготовляют вкладыши подшипников, работающих при очень высоких скоростях и давлениях.

Пластмассовые вкладыши подшипников скольжения выполняют из древеснослойных пластиков (ДСП), текстолита, текстолокнита, капрона, смол 68 и АК-7, нейлона, фторопласта.

Углеродистые марки АО и металлографиты АГ применяют для изготовления вкладышей, работающих при температуре до +500 °С, без смазочного материала в агрессивных средах.

## § 12.7. КРИТЕРИИ РАБОТОСПОСОБНОСТИ И РАСЧЕТ ПОДШИПНИКОВ СКОЛЬЖЕНИЯ

Подшипники скольжения, работающие в условиях полужидкостного трения, рассчитывают по среднему давлению  $p$  пары цапфа — вкладыш, что ограничивает износ и наличие смазочного материала между рабочими поверхностями; кроме того, выполняют расчет по условию ограничения нагрева.

Для шипов и шеек при угле охватов вкладышем 180° (рис. 12.5) расчет на износостойкость выполняют по формуле  $p_m = F_n / (ld) \leq [p_m]$ , где  $p_m$  — расчетное давление;  $F_n$  — реакции опоры;  $l$  — длина шипа (шейки);  $d$  — диаметр шипа (шейки);  $[p_m]$  — допускаемое давление (табл. 12.3).

При необходимости выполне-

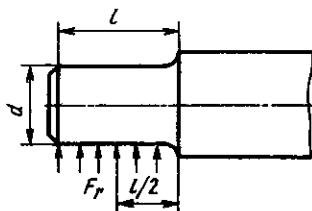


Рис. 12.5. Схема нагружения шипа

Таблица 12.3. Допускаемые давления  $[p_m]$  и критерий  $[p_m v_s]$  для подшипников скольжения

Материалы пары цапфа — вкладыш	$[p_m]$ , МПа	$[p_m v_s]$ , МН/(м·с)
Сталь — чугун	2 — 4	1 — 3
Сталь — бронза БрОЦС — 5 — 5 — 7	4 — 6	4 — 6
Сталь закаленная — бронза БрАЖ9 — 4	15 — 20	8 — 12
Сталь — антифрикционный чугун АЧС-1 при окружной скорости, м/с:		
0,2	9	1,8
2	0,05	0,1
Сталь — антифрикционный чугун АЧК-1, АЧК-2 при окружной скорости, м/с		
до 1	12	12
до 5	0,5	2,5
Сталь закаленная — баббит	6 — 10	15 — 25

Примечание. Для гребенчатых пят табличные значения следует уменьшать на 20 — 40 %.

ния проекторочного расчета задаются значением  $\varphi = l/d$ . Для опор с неподвижным вкладышем  $\varphi = l/d \approx 0,4 \dots 1,0$  (в виде исключения — до 1,5); для опор с самоустанавливающимся вкладышем  $\varphi = l/d \approx 1,5 \dots 2,5$ . Меньшие значения  $\varphi$  рекомендуются принимать при значительных нагрузке и частоте вращения вала, большие — при высокой точности изготовления и сборки и также для жестких валов.

Для пят (рис. 12.6)

$$p_m = F_a / (\beta s_{on}) \leq [p_m], \quad (12.6)$$

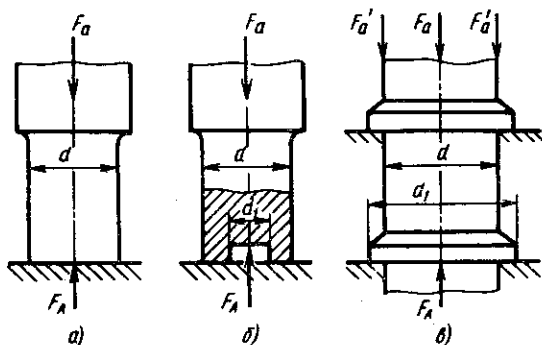


Рис. 12.6. Схемы нагружения пят

где  $\beta = 0,90 \dots 0,95$  — коэффициент уменьшения опорной площади пяты за счет смазочных канавок;  $s_{\text{оп}}$  — площадь опорной поверхности пяты;  $s_{\text{оп}} = \pi d^2/4$  — для сплошной пяты;  $s_{\text{оп}} = \pi (d^2 - d_1^2)/4$  — для кольцевой пяты;  $s_{\text{оп}} = \pi (d_1^2 - d^2) z/4$  — для гребенчатой пяты ( $z$  — число гребней).

Условие работы подшипника скольжения без чрезмерного нагрева и опасности заедания имеет вид

$$p_m v_s \leq [p_m v_s], \quad (12.7)$$

где  $v_s$  — окружная скорость.

Допускаемые значения  $[p_m v_s]$  для различных материалов приведены в табл. 12.3.

Окружную скорость точки на поверхности шипа пяты находят для окружности среднего диаметра  $d_{\text{ср}} = 0,5 (d + d_1)$  ( $d$  и  $d_1$  — наружный и внутренний диаметры кольцевой пяты).

## § 12.8. ПОСЛЕДОВАТЕЛЬНОСТЬ ВЫБОРА ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ

**Исходные данные** для выбора подшипников: расчетная схема вала с нагрузками, известными по величине и направлению; частота вращения вала; диаметр ступеней вала для установки подшипников; эксплуатационные режимы работы подшипниковых узлов.

1. Выбор типа подшипника и для него выписывание из каталога следующих данных: для шариковых радиальных и радиально-упорных подшипников с углом контакта  $\alpha = 12^\circ - C$  и  $C_0$ ; для роликоподшипников радиальных —  $C$ ; для роликовых конических и шариковых радиально-упорных с углом контакта  $\alpha = 26^\circ - C, X, Y, e$ .

2. Определение реакций опор подшипников по расчетной схеме вала.

3. Нахождение осевых составляющих реакций от радиальных нагрузок для радиально-упорных подшипников [см. формулу (12.4)].

Для конических и радиально-упорных подшипников определяют точки приложения реакции.

4. Определение результирующих осевых нагрузок.

5. Расчет отношения осевой нагрузки к радиальной  $F_a/(VF_r)$ ; нахождение по табл. 12.2 или каталогу коэффициента осевого нагружения  $e$  и коэффициентов  $X$  и  $Y$  радиальной и осевой нагрузок.

Для шариковых радиальных и радиально-упорных подшипников с углом контакта  $\alpha = 12^\circ$  предварительное определение

отношения осевой нагрузки к статической грузоподъемности  $F_a/C_0$ .

6. Определение эквивалентной нагрузки рассчитываемого подшипника.

7. Расчет долговечности подшипника [см. формулу (12.5)].

8. При несогласовании долговечности подшипника с требуемой (ГОСТ 16162–78) переход к более тяжелой серии или другому типу подшипника без изменения диаметра вала.

9. Для окончательно выбранного подшипника выписывание из каталога его размеров и определение расстояния между опорами.

## § 12.9. ПРИМЕРЫ РАСЧЕТА ПОДШИПНИКОВ

**Пример 1.** Подобрать подшипник качения к валу цилиндрического косозубого зубчатого колеса (рис. 12.7). Радиальные нагрузки на подшипники в опорах  $F_{r1} = 1,4$  кН,  $F_{r2} = 1,8$  кН,  $F_a = 0,5$  кН. Диаметр вала в месте посадки подшипников  $d = 35$  мм, частота вращения вала  $n = 1000$  мин<sup>-1</sup>. Срок службы редуктора 15 000 ч; работа с умеренными толчками и вибрацией, рабочая температура подшипникового узла 80 °С.

1. Принимаем радиальные шариковые подшипники типа 307. Для этого подшипника по каталогу:  $C = 25,7$  кН,  $C_0 = 17,60$  кН, предельная частота вращения  $16 \cdot 10^3$  мин<sup>-1</sup>.

2. Определяем эквивалентную нагрузку. Для нахождения коэффициентов радиальной и осевой нагрузок  $X$  и  $Y$  вычисляем отношение осевой нагрузки подшипника к статической грузоподъемности  $F_a/C_0 = 500/17\,600 = 0,028$ , а также отношение осевой нагрузки к радиальной  $F_a/(VF_r) = 500/(1 \cdot 1800) = 0,28$ ; здесь коэффициент вращения  $V = 1$  (вращается внутреннее кольцо).

По табл. 12.2  $e = 0,22$  и, так как  $F_a/(VF_r) > e$ , коэффициенты  $X = 0,56$ ,  $Y = 1,99$ .

Эквивалентная нагрузка наиболее нагруженного подшипника [см. формулу (12.3)]  $P_3 = (0,56 \cdot 1 \cdot 1800 + 1,99 \cdot 500) 1,3 \cdot 1 = 2,6$  кН; здесь  $K_\delta = 1,3$  и  $K_T = 1$  — см. с. 206.

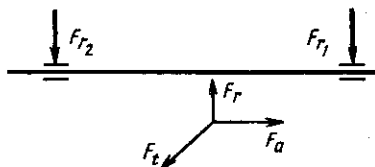


Рис. 12.7. Схема к расчету подшипников вала косозубого цилиндрического колеса

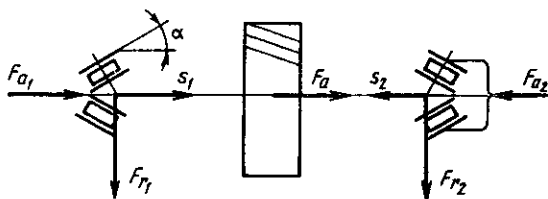


Рис. 12.8. Расчетная схема к определению нагрузок на конические подшипники

3. Расчетная долговечность подшипника типа 307 [см. формулу (12.5)]  $L_h = \frac{10^6}{60 \cdot 1000} \left( \frac{25700}{2600} \right)^3 = 16066$  ч, следовательно, выбранный подшипник удовлетворяет условиям работы, и его долговечность обеспечена.

**Пример 2.** Определить расчетные осевые и эквивалентные нагрузки на конические роликоподшипники (рис. 12.8). Угол  $\alpha = 14^\circ$ ,  $F_a = 2$  кН,  $F_{r1} = 3$  кН,  $F_{r2} = 2,5$  кН. Рабочая температура подшипниковых углов  $90^\circ\text{C}$ , коэффициент безопасности  $K_s = 1$ .

1. По данным на с. 205 находим коэффициент осевого нагружения  $e = 1,5 \operatorname{tg} \alpha = 1,5 \operatorname{tg} 14^\circ = 0,374$ .

2. Осевые составляющие от радиальных нагрузок [см. формулу (12.4)]  $S_1 = 0,83 \cdot 0,374 \cdot 3 \cdot 10^3 = 0,931$  кН;  $S_2 = 0,83 \cdot 0,374 \times 2,5 \cdot 10^3 = 0,776$  кН.

3. Поскольку  $F_a + S_1 - S_2 > 0$ , то  $F_{a1} = S_1 = 0,931$  кН;  $F_{a2} = 0,931 + 2 = 2,931$  кН.

4. Эквивалентная нагрузка для каждого подшипника [см. формулу (12.1)]:  $P_{31} = (X \cdot 1 \cdot 3 + Y \cdot 0,931) 1 \cdot 1 = 3X + 0,931Y$  кН;  $P_{32} = (X \cdot 1 \cdot 2,5 + Y \cdot 2,931) 1 \cdot 1 = 2,5X + 2,931Y$  кН. В опорах обычно устанавливают подшипники одного размера, поэтому выбор подшипника и его проверку на долговечность следует проводить по максимальной эквивалентной нагрузке (в данном примере — по  $P_{32}$ ).

**Пример 3.** Определить возможность установки роликового конического подшипника 7309 в опорах вала червяка редуктора (рис. 12.9). Частота вращения вала  $n = 1440$  мин<sup>-1</sup>. Радиальные нагрузки на подшипники  $F_{r1} = 1,78$  кН,  $F_{r2} = 0,52$  кН, осевая сила червяка  $F_a = 4,11$  кН; требуемая долговечность подшипников  $12 \cdot 10^3$  ч; рабочая температура подшипникового узла  $95^\circ\text{C}$ ; коэффициент безопасности  $K_s = 1,3$ .

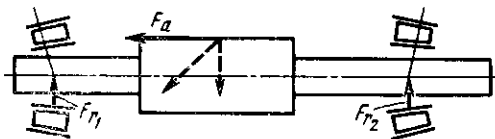


Рис. 12.9. Схема к расчету подшипников вала червяка

1. Параметры, необходимые для определения долговечности данного подшипника, выписываем из каталога:  $C = 76,1$  кН;  $e = 0,29$ ;  $Y = 2,09$ ;  $X = 0,4$  (при  $F_a/F_r > e$ ).

2. Осевые составляющие от радиальных нагрузок [см. формулу (12.4)]:  $S_1 = 0,83 \cdot 1,78 \cdot 0,29 = 0,43$  кН;  $S_2 = 0,83 \cdot 0,52 \cdot 0,29 = 0,13$  кН.

3. Суммарные осевые нагрузки подшипников  $F_{a1} = S_1 + F_A = 0,43 + 4,11 = 4,54$  кН;  $F_{a2} = S_2 = 0,13$  кН.

Таким образом, больше нагружен левый подшипник, воспринимающий большие радиальную и осевую нагрузки. Поскольку  $F_{a1}/(VF_{r1}) = 4,54/1,78 = 2,6 > e = 0,29$ , то принимаем  $X = 0,4$ ;  $Y = 2,09$ .

4. Эквивалентная нагрузка подшипника [формула (12.1)]  $P_{31} = (0,4 \cdot 1,0 \cdot 1,78 + 2,09 \cdot 4,54) 1,3 \cdot 1,0 = 13,3$  кН.

5. Расчетная долговечность принятого подшипника (см. формулу (12.5)]  $L_h = \frac{10^6}{60 \cdot 1440} \left( \frac{76,1}{13,3} \right)^{3,33} = 3,59 \cdot 10^3$  ч. ( $\lg L_h = \lg 11,574 + 3,33 \lg 5,721$ ;  $L_h = 3,59 \cdot 10^3$  ч).

Ресурс подшипника 7309 значительно меньше требуемой долговечности ( $3,59 \cdot 10^3$  ч  $<$   $12 \cdot 10^3$  ч). Не изменяя диаметр вала для посадки подшипника, выберем другой подшипник – роликовый конический средней широкой серии 7609, для которого динамическая грузоподъемность  $C = 104$  кН. Будем считать, что точки приложения реакций не изменились.

Вновь определяем эквивалентную нагрузку при  $Y = 2,06$  (см. табл. 12.1)  $P_{31} = (0,4 \cdot 1 \cdot 1,78 + 2,06 \cdot 4,538) 1,3 \cdot 1,0 = 13,078$  кН.

Теоретическая долговечность подшипника 7609 [см. формулу (12.5)]  $L_h = \frac{10^6}{60 \cdot 1440} \left( \frac{104}{13,078} \right)^{3,33} = 11560$  ч. Долговечность

подшипника близка к требуемой.

**Пример 4.** Подобрать шарикоподшипники для цапфы диаметром  $d = 55$  мм колонны поворотного крана, на которую действует вертикальная нагрузка  $F_a = 60$  кН. Частота вращения



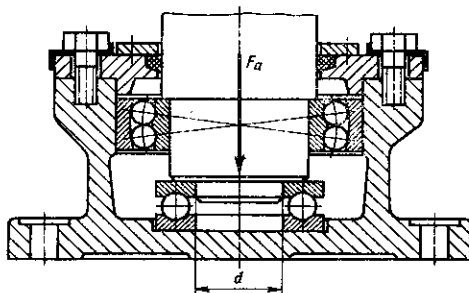


Рис. 12.10. Конструктивная схема к расчету шариковых подшипников для цапфы

колонны  $n = 2 \text{ мин}^{-1}$ ; режим работы с незначительными толчками и кратковременными перегрузками; требуемая долговечность подшипника  $L_h = 10^4 \text{ ч}$  (рис. 12.10).

1. Поскольку радиальная нагрузка отсутствует, выбираем упорный шарикоподшипник, для которого динамическую эквивалентную нагрузку определяем по формуле (12.2). По условиям работы  $K_6 = 1,2$ ;  $K_T = 1$  (см. с. 206). Тогда  $P_3 = 60 \times 1,2 \cdot 1 = 72 \text{ кН}$ .

2. Требуемую динамическую грузоподъемность подшипника находим из уравнения (12.5)  $C = P_3 (60 \cdot 10^{-6} n L_h)^{1/3} = 72 (60 \cdot 10^{-6} \cdot 2 \cdot 10^4)^{1/3} = 76,32 \text{ кН}$ .

3. По каталогу при  $d = 55 \text{ мм}$  и  $C = 76,32 \text{ кН}$  принимаем шарикоподшипник упорный 8311 средней серии, для которого  $d = 55 \text{ мм}$ ,  $C = 90,3 \text{ кН}$ .

Долговечность выбранного подшипника [см. формулу (12.5)]

$$L_h = \frac{10^6}{60 \cdot 2} \left( \frac{90,3}{72} \right)^3 = 16416 \text{ ч, что больше требуемой долговечности.}$$

**Пример 5.** Рассчитать на износостойкость и нагрев кольцевую пяту из стали Ст5, работающую на чугунном подпятнике; осевая нагрузка  $F_a = 40 \text{ кН}$ , частота вращения  $n = 80 \text{ мин}^{-1}$ .

1. Внутренний и наружный диаметры кольцевой пяты (см. рис. 12.6) определим из расчета на износостойкость и нагрев. Принимаем по таблице 12.3  $[p_m] = 2 \cdot 10^6 \text{ Па}$ . По формуле (12.6) для кольцевой пяты  $p_m = 4F_a / [\beta \pi (d^2 - d_1^2)] \leq [p_m]$ , откуда при  $\beta = 0,9$   $d^2 - d_1^2 \geq 4 \cdot 40 \cdot 10^3 / (3,14 \cdot 0,9 \cdot 2 \cdot 10^6) = 28,29 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2$ .

2. По формулам (12.7) и (12.8) при  $[p_m v_s]$  МН/(м·с)

$$\text{(см. табл. 12.3) и } d_{cp} = (d + d_1)/2 \text{ находим } p_m v_s = \frac{F_a}{\beta S_{об}} v_s =$$

$$= \frac{4F_a}{\beta\pi(d^2 - d_1^2)} \frac{\pi(d + d_1)n}{2 \cdot 60} = \frac{F_a n}{30\beta(d - d_1)} \leq [p_m v_s], \text{ отсюда } d - d_1 \geq F_a n / (30\beta [p_m v_s]) = 40 \cdot 10^3 \cdot 80 / (30 \cdot 0,9 \cdot 10^6) = 0,118 \text{ м} = 118 \text{ мм}.$$

3. Решив совместно уравнения  $d^2 - d_1^2 \geq 28,29 \cdot 10^3$  и  $d - d_1 \geq 118$ , получим  $d + d_1 \geq 239$ ;  $d - d_1 \geq 118$ , откуда  $d \geq 178,5$  мм и  $d_1 \approx 239 - 178 = 61$  мм.

Принимаем  $d = 178$  мм,  $d_1 = 60$  мм.

## § 12.10. ЗАДАЧИ ДЛЯ САМОСТОЯТЕЛЬНОГО РЕШЕНИЯ

**Задача 1.** Подобрать шариковые радиально-упорные подшипники с углом контакта  $\alpha = 12^\circ$  к валу червяка (рис. 12.11), радиальные нагрузки на опоры  $F_{r1} = 1,6$  кН;  $F_{r2} = 1400$  кН, осевая сила в зацеплении червяка и колеса  $F_a = 3,7$  кН; частота вращения вала червяка  $n = 940$  мин<sup>-1</sup>; ресурс передачи 3000 ч; диаметр вала в месте посадки под-

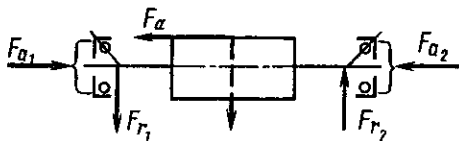


Рис. 12.11. Эскиз вала червяка и схема его нагружения

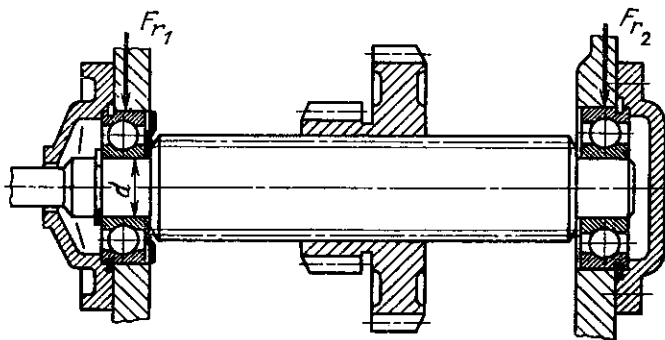


Рис. 12.12. Схема к расчету подшипников коробки передач

шипников  $d = 40$  мм; температура подшипниковых узлов  $85^\circ\text{C}$ ;  $K_6 = 1,3$ .

**Задача 2.** Подобрать подшипники качения для вала коробки передач. Диаметр посадочных мест под подшипники  $d = 40$  мм; частота вращения вала  $n = 1000$  мин<sup>-1</sup>; рабочая температура подшипниковых узлов  $80^\circ\text{C}$ ; режим работы постоянный; радиальные нагрузки в опорах:  $F_{r1} = 5$  кН,  $F_{r2} = 2$  кН (рис. 12.12). Требуемая долговечность работы передачи 15 000 ч. Проверить возможность установки подшипника 408 и определить его долговечность.

**Задача 3.** Подобрать шариковые радиальные однорядные подшипники для оси блока системы подвески груза. Радиальная нагрузка  $F_r = 45$  кН приложена посередине (рис. 12.13); диаметр оси  $d = 30$  мм.

**Задача 4.** Подобрать шарикоподшипники для вала зубчатой передачи при постоянной нагрузке со значительными толчками в опорах с подшипниками качения (рис. 12.14). Радиальные нагрузки в опорах  $F_{r1} = 4$  кН;  $F_{r2} = 1,5$  кН; осе-

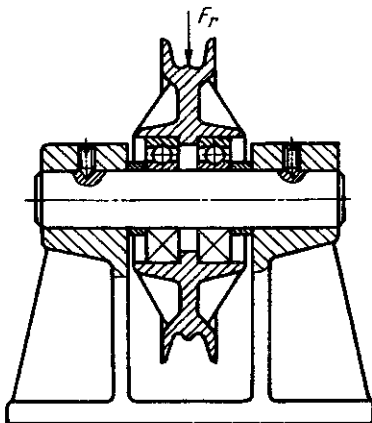


Рис. 12.13. Схема к расчету шариковых подшипников блока подвески

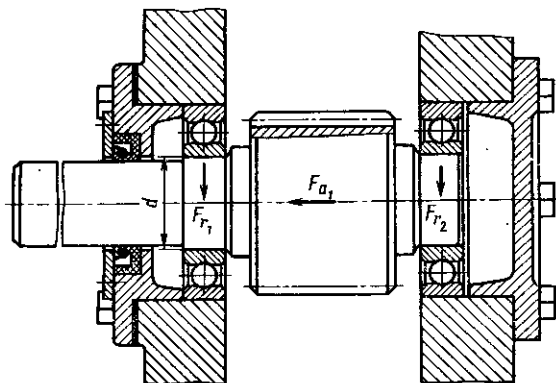


Рис. 12.14. Схема к расчету шариковых подшипников

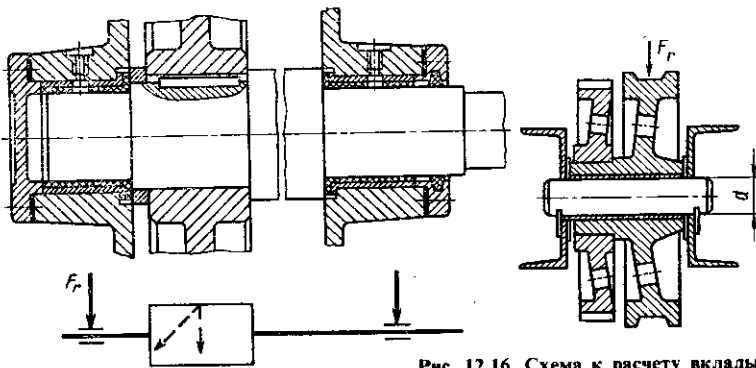


Рис. 12.15. Схема к расчету цапфы тихоходного вала редуктора

Рис. 12.16. Схема к расчету вкладышей подшипника скольжения ходового колеса

вая нагрузка  $F_{a1} = 1 \text{ кН}$ ; частота вращения вала  $n = 2000 \text{ мин}^{-1}$ ; требуемая долговечность подшипников  $L_h = 10^4 \text{ ч}$ ; диаметр вала в посадочном месте подшипника  $d = 45 \text{ мм}$ ; вращается внутреннее кольцо; коэффициент безопасности  $K_B = 1,3$ ; рабочая температура подшипниковых узлов  $75^\circ\text{C}$ .

**Задача 5.** Проверить бронзовый вкладыш подшипника вала барабана. Радиальная нагрузка в опорах равна  $5 \text{ кН}$ ; частота вращения барабана  $n = 20 \text{ мин}^{-1}$ ; диаметр шипа  $d = 50 \text{ мм}$ , длина шипа  $l = 60 \text{ мм}$ .

**Задача 6.** Провести расчет на износостойкость и нагрев цапфы тихоходного вала редуктора (рис. 12.15). Радиальная нагрузка  $F_r = 30 \text{ кН}$ ; частота вращения вала  $n = 400 \text{ мин}^{-1}$ , вал стальной, вкладыш подшипника баббитовый.

**Задача 7.** По условию невыдавливания смазочного материала определить длину  $l$  вкладышей подшипников скольжения для оси ходовых колес тележки мостового крана (рис. 12.16). Окружная скорость цапфы  $0,6 \text{ м/с}$ ; диаметр цапфы  $d = 50 \text{ мм}$ ; нагрузка на колесо  $F_r = 30 \text{ кН}$ . Материал вкладыша подшипника – бронза БрОЦС–5–7; материал оси – сталь.

§ 13.1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

Многие муфты, применяемые в машиностроении, стандартизованы; их подбирают по справочным таблицам с учетом формы и размеров посадочных поверхностей на валах, а также расчетного передаваемого вращающего момента  $T_p$

$$T_p = K_p T, \quad (13.1)$$

где  $K_p$  — коэффициент режима работы (табл. 13.1);  $T$  — номинальный вращающий момент, соответствующий установившемуся режиму работы при постоянных мощности и угловой скорости.

Таблица 13.1. Значения коэффициента  $K_p$

Нагрузка	Тип машины	$K_p$
Спокойная с пусковыми и кратковременными перегрузками (до 120 % номинальной)	Конвейеры ленточные, станки токарные, фрезерные, шлифовальные, вентиляторы	1,25—1,50
С умеренными колебаниями (до 150 % номинальной)	Конвейеры цепные и пластинчатые, насосы центробежные, станки деревообрабатывающие	1,5—1,8
Со значительными колебаниями (до 200 % номинальной)	Станки с возвратно-поступательным движением, приводы реверсивные, элеваторы	2,0—2,5
С ударами (до 300 % номинальной)	Насосы и компрессоры поршневые, мельницы шаровые, дробилки, прессы, молоты	2,5—3,5

Примечание. Для передач от поршневых двигателей значение  $K_p$  следует увеличить на 20—40 % (большее значение при малом числе цилиндров).

К простейшим типам жестких нерасцепляемых муфт, требующих строгой соосности валов, относятся муфты втулочные, фланцевые и продольно-свертные.

**Втулочные муфты** применяют в случаях, когда составной вал должен работать как одно целое. Такие муфты требуют точной соосности соединяемых валов.

Втулочную муфту закрепляют на валу шпонками (рис. 13.1, а) или штифтами (рис. 13.1, б). Втулки изготовляют из стали или чугуна.

При использовании стали 45 для диаметра вала  $d = 20 \dots 70$  мм наружный диаметр втулки  $D \approx (1,7 \dots 1,5) d$ ;  $L \approx 3d$ . Толщина стенки втулки  $\delta \approx d/3 + 1$  мм.

Расчетом проверяют на прочность шпонки или штифты (на срез). Втулку проверяют на кручение по формуле

$$\begin{aligned} \tau_k &= T_p / W_k = \\ &= T_p D / [0,2 (D^4 - d^4)] = \\ &= 16 T_p / [\pi D^3 (1 - c^4)] \leq \\ &\leq [\tau_k], \end{aligned} \quad (13.2)$$

где  $W_k$  — момент сопротивления кручению;  $[\tau_k] = 22 \dots 25$  МПа — допустимое напряжение на кручение для стали 45;  $c = d/D$ .

**Фланцевая муфта** состоит из двух фланцевых полумуфт 1 и 2, установленных на концы валов и укрепленных шпонками (рис. 13.2). Фланцевые муфты выбирают по ГОСТ 20761—80. Эти муфты надежно соединяют соосные валы и способны передавать большие моменты. Материал полумуфт — чугун СЧ20, а при окружных скоростях на наружных поверхностях

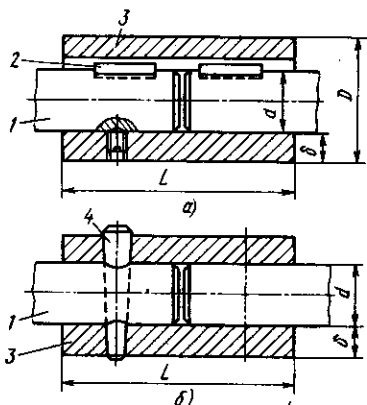


Рис. 13.1. Муфта втулочная: а — с призматическими шпонками; б — со штифтами; 1 — вал; 2 — шпонка; 3 — втулка; 4 — штифт

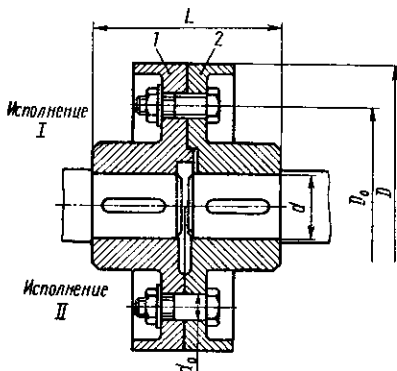
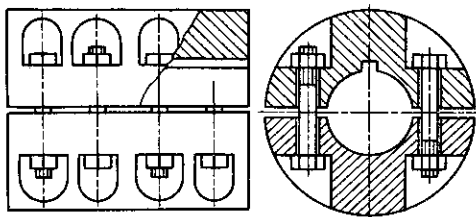


Рис. 13.2. Муфта фланцевая открытая

Рис. 13.3. Муфта продольно-свертная



фланцев  $v > 30$  м/с — сталь 40 или стальное литье.

Если болты поставлены с зазором, то их рассчитывают на растяжение по формуле

$$\sigma_p = 4 \cdot 1,3 F_3 / (\pi d_1^2) \leq [\sigma_p], \quad (13.3)$$

здесь  $F_3 = 2T_p / (fzD_0)$  — сила затяжки одного болта ( $f$  — коэффициент трения;  $z$  — число болтов;  $D_0$  — диаметр центров болтов);  $d_1$  — внутренний диаметр резьбы болта;  $[\sigma_p]$  — допускаемое напряжение на растяжение для материала болта.

Если болты установлены без зазора, то их рассчитывают на срез

$$\tau_{cp} = 2T_p / [\pi d_0^2 / 4] D_0 n z \leq [\tau_{cp}], \quad (13.4)$$

где  $d_0$  — наружный диаметр стержня болта;  $[\tau_{cp}]$  — допускаемое напряжение на срез для материала болта;  $n$  — число плоскостей среза.

Установка болтов без зазора позволяет значительно уменьшить размеры муфт, но в этом случае следует выбирать болты из прочной стали, например, Ст5 (допускаемое напряжение среза  $[\tau_{cp}] = 40$  МПа).

Соотношения между размерами муфт: наружный диаметр  $D = (3,0 \dots 5,5)d$ , общая длина  $L = (2,5 \dots 4,0)d$ , где  $d$  — диаметр вала. Число болтов  $z = 4 \dots 8$ .

Фланцевые муфты стандартизованы в диапазоне диаметров вала 12–250 мм и передаваемых моментов 8–45 000 Н·м.

**Продольно-свертная муфта** (ГОСТ 23106–78) состоит из двух половин с внутренними полуцилиндрическими поверхностями (рис. 13.3).

Болты, стягивающие полумуфты, работают на растяжение, и необходимая сила затяжки одного болта  $F_3 \geq 2T_p / (dzf)$ , где  $T_p$  — расчетный вращающий момент;  $d$  — диаметр кольцевой поверхности трения, равный диаметру вала;  $f \approx 0,10$  — коэффициент трения.

По известным  $F_3$  определяют диаметр болта.

Компенсирющие муфты применяют для уменьшения вредных нагрузок на валы и опоры за счет компенсации неболь-

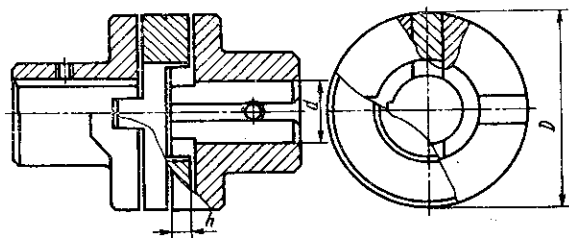


Рис. 13.4. Муфта кулачково-дисковая

ших радиальных, осевых, угловых и комбинированных (осевых и угловых) смещений валов, обусловленных неточностью изготовления и монтажа узлов машин.

Муфта кулачково-дисковая состоит из двух полумуфт с торцовыми пазами и промежуточного диска с двумя взаимно перпендикулярными выступами на торцах (рис. 13.4). Эта муфта компенсирует радиальное (в пределах  $0,04d$ ) и небольшое угловое (не более  $30'$ ) смещения валов. Эти муфты выбирают по ГОСТ 20720—81 для валов диаметром  $d \leq 100$  мм при наибольшей частоте вращения ( $n \leq 250$  мин<sup>-1</sup>).

Размеры выбранной муфты проверяют по допускаемому давлению  $[p]$  на поверхности выступов  $p_{\max} = 1,2T_p/[h(2D + d)(D - d)] \leq [p]$ , где  $[p] = 10,0 \dots 15,0$  МПа для стальной, термически необработанной муфты;  $[p] = 150 \dots 300$  МПа для закаленной стальной муфты, работающей со смазочным материалом.

Обычно детали кулачково-дисковых муфт изготавливают из сталей Ст5 (поковка) или 25 (литье). Для тяжело нагруженных муфт применяют легированные стали типа 15X, 20X с цементацией рабочих поверхностей.

**Зубчатые муфты** компенсируют продольное и радиальное смещения валов в пределах 1—8 мм и угловое до  $1^\circ$ . Зубчатая муфта состоит из двух полумуфт 1 и 2 с наружными зубьями и разъемной обоймы 3 с двумя рядами внутренних зубьев (рис. 13.5).

Для компенсации несоосно-

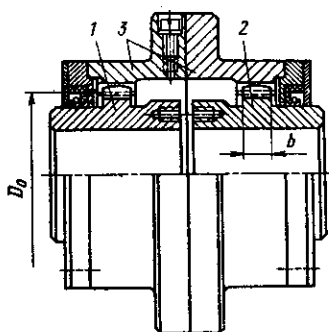


Рис. 13.5. Муфта зубчатая



сти зубья зацепления выполняют с боковым зазором; зубьям полумуфт придают бочкообразную форму, наружную поверхность обрабатывают по сфере. Профиль зуба эвольвентный с углом  $\alpha = 20^\circ$ . Детали муфты изготавливают из сталей 45, 45Х.

По ГОСТ 5006–55 предусмотрено применение зубчатых муфт для валов диаметром  $d = 40 \dots 560$  мм, для передачи расчетного момента  $T_p = 0,71 \dots 50$  кН·м.

Поскольку износ является основным критерием работоспособности зубчатых муфт, проверочный расчет выбранной муфты проводят по напряжениям смятия

$$\sigma_{см} = K T_p / (D_0^2 b \cdot 0,9) \leq [\sigma_{см}], \quad (13.5)$$

где  $K$  – коэффициент динамичности (обычно  $K = 1,2 \dots 3,5$ );  $D_0$  – диаметр делительной окружности выступов;  $b$  – длина зуба;  $[\sigma_{см}] = 12 \dots 15$  МПа – допускаемые напряжения смятия.

Для проектного расчета формулу (13.5) можно записать в виде  $D_0 = \sqrt[3]{K T_p / (0,9 [\sigma_{см}] \psi)}$ , где  $\psi = b / D_0 = 0,12 \dots 0,16$  – для зубчатых муфт.

По диаметру муфты, задавшись числом зубьев  $z$ , определяют модуль, значение которого округляют до стандартного. Практически принимают  $z = 30 \dots 80$ .

Сила, действующая на валы при наличии зубчатой муфты,  $F_n \approx (0,15 \dots 0,20) F_t$ , где  $F_t$  – окружная сила, определяемая по диаметру делительной окружности зубьев муфты.

**Цепные муфты** допускают угловое смещение валов до  $1^\circ$  и радиальное смещение до 0,60 мм.

Расчет цепной муфты состоит в определении расчетного вращающего момента  $T_p$  по заданному номинальному моменту. По известному моменту  $T_p$  (ГОСТ 20742–78) подбирают муфту.

**Упругие муфты** не только компенсируют несоосность валов, но и смягчают толчки и удары за счет деформации упругого элемента. Упругие элементы муфт изготавливают из пружинной стали, резины, пластмассы.

Упругая втулочно-пальцевая муфта (МУВП) имеет самое широкое распространение в приводах электродвигателей с малым и средним вращающими моментами (рис. 13.6). Полумуфты изготавливают из чугуна СЧ20, стали 30 или 35. Материал пальцев – сталь 45. Материал упругих элементов – резина с пределом прочности не менее 8 МПа. Окружная скорость муфты ограничена 30 м/с.

Деформация резиновых упругих элементов смягчает толчки и удары, но амортизирующая способность муфты невелика.

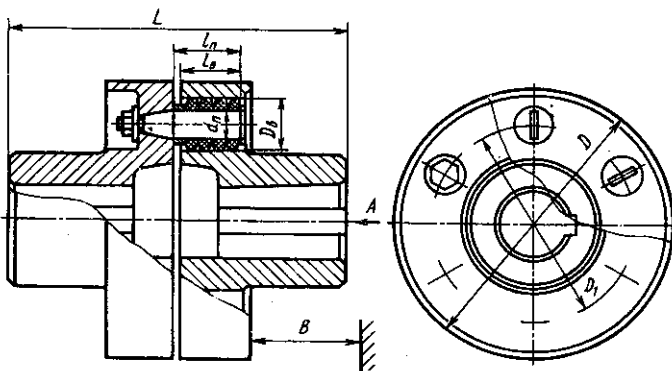


Рис. 13.6. Муфта упругая втулочно-пальцевая

Муфта МУВП компенсирует радиальное смещение до 0,6 мм, угловое до  $1^\circ$  и небольшое осевое смещение валов.

Для проверки прочности рекомендуют рассчитывать пальцы по напряжениям изгиба, а резину — по напряжениям смятия на поверхности соприкосновения втулок с пальцами. При этом полагают, что все пальцы нагружены одинаково, а напряжения смятия распределено по длине втулки:  $\sigma_{из} = 10T_p l_n / (D_1 z d_n^3) \leq [\sigma_{из}]$ ,  $\sigma_{см} = 2T_p / (D_1 z d_n l_n) \leq [\sigma_{см}]$ , где  $l_n$  — длина пальца;  $D_1$  — диаметр центров пальцев;  $z$  — число пальцев;  $d_n$  — диаметр пальца;  $l_n$  — длина втулки;  $[\sigma_{из}]$  и  $[\sigma_{см}]$  — допустимое напряжение пальца соответственно на изгиб и смятие ( $[\sigma_{из}] = 80 \dots 90$  МПа;  $[\sigma_{см}] = 1,8 \dots 2,0$  МПа).

Муфты МУВП выбирают по ГОСТ 21424–75 (табл. 13.2).

Муфты упругие со звездочкой (рис. 13.7) применяют для

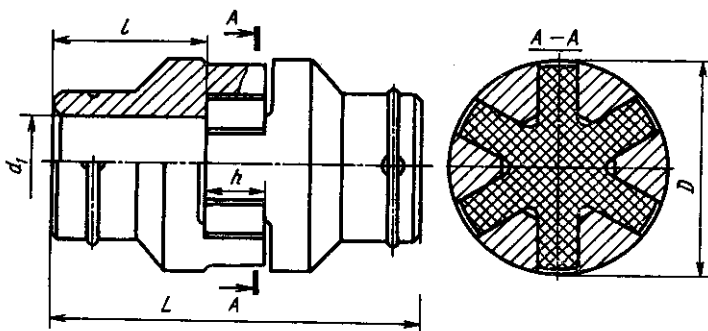


Рис. 13.7. Муфта упругая со звездочкой

Таблица 13.2. Муфты упругие втулочно-пальцевые (ГОСТ 21424—75, см. рис. 13.6)

$d$	$[T_p]$ , Н·м	$D$	$L$	$D_1$	$d_n$	$l_n$	Резь- ба	$z$	$D_b$	$l_b$	$[n]$ , мин <sup>-1</sup>
16 18	31,5	90	84	58	10	19	M8	4	19	15	6300
20 22	55	100	104	68	10	19	M8	6	19	15	5600
25 28	130	120	125	84	14	33	M10	4	27	28	4750
30—38	240	140	165	100	14	33	M10	6	27	28	4000
40—45	450	170	226	120				6			3350
48—55	700	190	226	140	18	42	M12	8	35	36	3000
60—65	1100	220	286	170				10			2650
70—75	2000	250	286	190	24	52	M16	10	45	44	2240
80—95	4000	320	350	242	30	66	M24	10	56,5	56	1700

Примечание. Линейные размеры в мм.

валов диаметром 12—48 мм в диапазоне крутящих моментов 6,3—400 Н·м. По упругим и компенсирующим свойствам эти муфты близки к МУВП. Муфты этого типа допускают радиальное смещение до 2 мм, угловое до 1°30'; их применяют для соединения быстроходных валов ( $n = 3000 \dots 6000$  мин<sup>-1</sup>).

Работоспособность резиновой звездочки определяется напряжениями смятия  $\sigma_{см} = 24DT_p/[zh(D - d_1^2)] \leq [\sigma_{см}]$ , где  $D$  — наружный диаметр звездочки;  $z$  — число зубьев звездочки;  $h$  — осевой размер зубьев звездочки;  $d_1$  — диаметр вала.

Муфты с торообразной упругой оболочкой просты по конструкции (рис. 13.8), изготовление их не вызывает затруднений. Муфта обладает высокой податливостью (угол закручивания до 5°), хорошими амортизирующими свойствами и может компенсировать радиальные смещения валов до 5 мм, осевые — до 4 мм, углы поворота до 4°. Эти муфты допускают кратковременную перегрузку по вращающему моменту: для

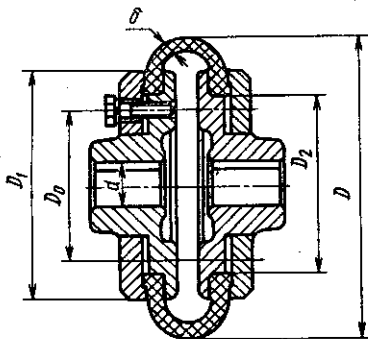


Рис. 13.8. Муфта упругая с торообразной оболочкой

муфт диаметром  $D = 100 \dots 250$  мм — до  $2,5 T_p$ , более 250 мм — до  $2 T_p$ . Это позволяет использовать муфты в конструкциях, где трудно обеспечить соосность валов (например, между редуктором и приводным валом конвейера при отсутствии общей рамы), при переменных и ударных нагрузках.

Наружный диаметр муфты определяют из расчета оболочки на прочность.

Ориентировочные соотношения размеров основных элементов муфты:  $D_0 = (0,50 \dots 0,52) D$ ;  $D_1 = 0,75 D$ ;  $D_2 = 0,6 D$ ;  $\delta = 0,05 D$ . Число винтов ориентировочно принимают в зависимости от диаметра  $D$ :  $z = 4$  при  $D \leq 160$  мм,  $z = 6$  при  $D = 160 \dots 320$  мм.

Оболочку рассчитывают на прочность по напряжениям сдвига в сечении около зажима (по диаметру  $D_1$ ),  $\tau = 2T_p / (\pi D_1^2 \delta) \leq [\tau]$ . Используя эту формулу и принятые соотношения, можно получить выражение для наружного диаметра оболочки  $D \geq \sqrt{22\delta T_p / [\tau]}$ , где  $D$  — диаметр оболочки, см;  $T_p$  — расчетный крутящий момент.

Оболочки с  $D \leq 300$  мм изготавливают без армирования нитями корда; при этом  $[\tau] = 0,45 \dots 0,50$  МПа. При  $D > 300$  мм оболочки армируются кордом и  $[\tau] = 0,70 \dots 0,75$  МПа.

Муфты с торообразной оболочкой выполняют по ГОСТ 20884—82 (табл. 13.3).

**Управляемые муфты** позволяют соединять или разъединять валы без использования механизмов управления.

По принципу работы муфты этого типа делятся на две группы: кулачковые и фрикционные. Обязательное условие применения этих муфт — строгая соосность валов.

Кулачковые муфты состоят из двух полумуфт с кулачками на торцовых поверхностях (рис. 13.9). Материал полумуфт — сталь 20Х или 20ХН. Для повышения износостойкости рабочие поверхности кулачков цементируют и закаляют до твердости 54—60 HRC.

Кулачки могут иметь профиль прямобочный (рис. 13.10, а) трапециевидный с углом  $\alpha = 2 \dots 5^\circ$  (рис. 13.10, б) и треуголь-

Таблица 13.3. Упругие муфты с торообразной оболочкой (ГОСТ 20884-82)

Номинальный вращающий, момент $T$ , Н·м	$d$	$D$ , не более	$L$ , не более				$l$ , не более				
			Тип								
			I		II		I		II		
			Исполнение								
1		2		1		2		1		2	
40	18; 20; 22; 25	125	140	115	125	100	42	30	32	20	
			160	130	145	120	52	38	40	26	
			180	140	165	130	63	44	46	28	
80	22; 25; 28; 30	160	170	140	155	130	52	38	40	26	
			190	150	175	140	63	44	46	28	
			230	185	220	170	82	60	63	40	
125	25; 28; 30; 32; 35; 36	180	195	155	180	145	63	44	46	28	
			230	190	220	175	82	60	63	40	
200	30; 32; 36; 35; 40	200	245	200	230	185	82	60	63	40	
			305	250	290	235	112	84	88	60	
250	32; 35 36; 40; 45	220	250	205	230	185	82	60	63	40	
			310	255	295	240	112	84	88	60	
315	35; 36; 40; 45	250	260	215	240	195	82	60	63	40	
			325	270	310	250	112	84	88	60	

Примечания: 1. Линейные размеры — в мм.

2. Полумуфты изготовляют двух типов: I — с цилиндрическим отверстием на конце вала; II — с коническим отверстием на конце вала.

3. Полумуфты каждого типа изготовляют в двух исполнениях: 1 — на длинные концы валов; 2 — на короткие концы валов.

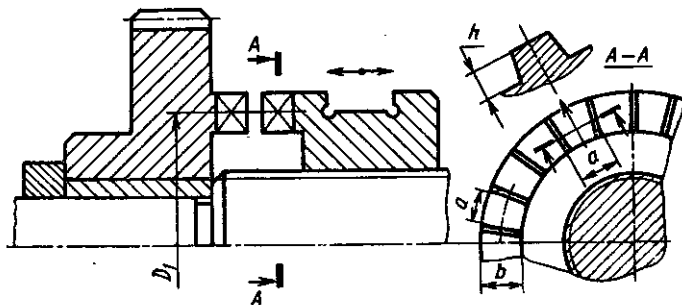


Рис. 13.9. Муфта кулачковая

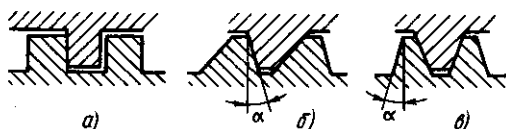


Рис. 13.10. Профили кулачков:

*a* – прямобоочный; *б* – трапецеидальный; *в* – треугольный

ный (рис. 13.10, *в*) соответственно для больших, средних и малых нагрузок. Число кулачков  $z = 3 \dots 60$  в зависимости от крутящего момента.

Размеры муфт принимают конструктивно, затем кулачки проверяют на износостойкость по среднему давлению (напряжению смятия) на рабочих поверхностях

$$[\sigma_{см}] = 2T_p / (0,75D_1 z b h) \leq [\sigma_{см}], \quad (13.6)$$

где 0,75 – коэффициент неравномерности распределения нагрузки по кулачкам;  $D_1$ ,  $b$ ,  $h$  – размеры муфты (см. рис. 13.9).

Кроме того, выполняют расчет на прочность по напряжению изгиба у основания кулачка

$$\sigma_{и} = 2T_p h / (0,75D_1 z W) \leq [\sigma_{и}], \quad (13.7)$$

где  $W = a^2 b / 6$  – момент сопротивления кулачка изгибу ( $a$  – средняя ширина кулачка).

В формулах (13.6 и 13.7) допускаемые напряжения на смятие и изгиб  $[\sigma_{см}] \approx [\sigma_{и}]$  и составляют 90–120 МПа при включении в покое, 50–70 МПа при включении на небольших скоростях, 35–45 МПа – при включении на повышенных скоростях.

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

По форме поверхностей трения фрикционные муфты делятся на дисковые (рис. 13.11, *а*), конусные (рис. 13.11, *б*) и цилиндрические (рис. 13.11, *в*). Фрикционные муфты применяют при строгой соосности валов.

Из всех видов фрикционных муфт наиболее распространены в машиностроении многодисковые муфты (рис. 13.12), что обусловлено их малыми размерами (что важно для высокоскоростных передач). Эти муфты применяют для передачи малых и средних крутящих моментов.

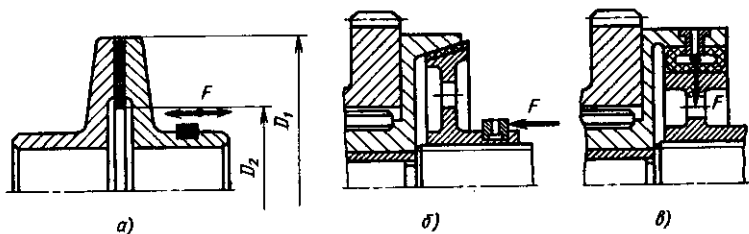


Рис. 13.11. Муфты фрикционные:  
*a* — дисковая; *б* — коническая; *в* — цилиндрическая

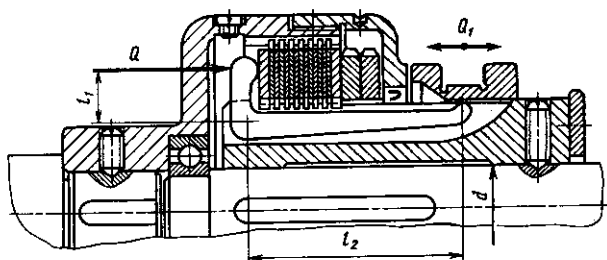


Рис. 13.12. Муфта фрикционная многодисковая

Муфты фрикционные многодисковые выбирают по ГОСТ 15622–77 (СТ СЭВ 1915–79). Поверхности трения дисков проверяют на износостойкость по давлению на поверхности трения.

Проверочный расчет муфты выполняют по моменту сил трения

$$T_p = fFR_{cp}z, \quad (13.8)$$

где  $f$  — коэффициент трения (табл. 13.4);  $F$  — сила сжатия дисков;  $R_{cp} = (D_1 + D_2)/4$  — средний радиус поверхности трения дисков ( $D_1$  и  $D_2$  — наружный и внутренний диаметр дисков);  $z = z_1 + z_2 - 1$  — число пар трущихся поверхностей ( $z_1$  и  $z_2$  — число ведущих и ведомых дисков).

Среднее давление на поверхностях трения

$$p = 4F/[\pi(D_1^2 - D_2^2)] \leq [p], \quad (13.9)$$

где  $[p]$  — допускаемое давление (см. табл. 13.4).

При окружной скорости муфты  $v > 2,5$  м/с (на среднем диаметре) и при частых переключениях расчетное допускаемое

Таблица 13.4. Допускаемые давления  $[p]$  и коэффициенты сцепления фрикционных муфт при наличии смазочного материала (числитель) и без него (знаменатель)

Материал	$[p]$ , МПа	$f$
Закаленная сталь – закаленная сталь	0,6–0,8/–	0,06/–
Чугун – чугун или закаленная сталь	0,6–0,8/0,2–0,3	0,08/0,15
Текстолит – сталь	0,4–0,6/–	0,12/–
Металлокерамика – закаленная сталь	0,8–1,0/0,3–0,4	0,10/0,40
Прессованный материал на основе асбеста – сталь или чугун	–/0,2–0,3	–/0,30–0,35

Примечания: 1. Меньшие значения допускаемых давлений при большем числе поверхностей трения, большие – при их малом числе.

2. При больших окружных скоростях и числах включений в час допускаемое давление следует уменьшать на 15% для многодисковых муфт при  $v = 5$  м/с и на 30% при  $v = 10$  м/с.

давление  $[p_p]$  находят с учетом поправочных коэффициентов по формуле

$$[p_p] = [p] K_v K_t, \quad (13.10)$$

где  $K_v$  – коэффициент, учитывающий окружную скорость муфты;  $K_t$  – коэффициент, учитывающий число дисков  $z$  (при числе включений в час 50–100).

Значения  $K_v$

$v$ , м/с . . . . .	До 2,5	3	4	6	8	10
$K_v$ . . . . .	1	0,94	0,86	0,75	0,68	0,63

Значения  $K_t$

$z$ . . . . .	3	4	5	6	7	8	9	10	11
$K_t$ . . . . .	1	0,97	0,94	0,91	0,88	0,85	0,82	0,79	0,76

Для муфт, работающих без смазочного материала, принимают  $K_t = 1$ .

Сила прижатия для дисковых и многодисковых муфт

$$Q = \beta T / (R_{cp} z f) = T_p / (R_{cp} z f); \quad (13.11)$$

или

$$Q = [(\pi/4)(D_1^2 - D_2^2)] [p], \quad (13.12)$$

где  $R_{cp} = (D_1 + D_2)/4$  – средний радиус дисков;  $\beta = 1,5 \dots 1,2$  – коэффициент запаса сцепления.



Максимальное значение осевой силы  $Q_1$ , которую необходимо приложить к кольцу отводки при включении муфты (см. рис. 13.12)  $Q_1 = Q (l_1/l_2) \operatorname{tg}(\rho + \alpha)$ , где  $\rho$  — угол трения;  $\alpha$  — угол конуса кольца.

**Предохранительные муфты** предназначены для защиты машины от перегрузки.

При редком возникновении перегрузок применяют предохранительные муфты со срезным штифтом из среднеуглеродистой улучшенной, реже закаленной стали. Штифты снабжают выточкой в предполагаемом месте разрушения, что повышает точность срабатывания.

Диаметр штифта в месте разрушения  $d = \sqrt{4T_p K_z / (zR\pi [\tau])}$ , где  $K_z$  — коэффициент неравномерности распределения нагрузки между штифтами;  $z$  — число штифтов;  $R$  — радиус расположения сечения среза штифтов.

Практически  $z = 1$  или  $2$ ;  $K_z = 1$  при  $z = 1$ ;  $K_z = 1,2$  при  $z = 2$ . Допускаемое напряжение на срез  $[\tau]$  принимают равным пределу прочности материала на срез. Например, для закаленных штифтов из стали Ст5  $[\tau] = 420$  МПа.

### § 13.2. ПРИМЕРЫ РАСЧЕТА МУФТ

**Пример 1.** Выполнить проверочный расчет стальной втулочной муфты со штифтом (рис. 13.1, б), служащей для соединения вала электродвигателя и вала поршневого компрессора. Диаметр вала электродвигателя  $d = 42$  мм; вращающий момент на валу электродвигателя  $T = 105$  Н·м; диаметр штифта  $d_1 = 12$  мм; материал втулки сталь 45; допускаемые напряжения среза для штифта  $[\tau_{ср}] = 90$  МПа.

1. Исходя из заданного диаметра вала, по нормали МН 1068–60, находим наружный диаметр втулки  $D = 68$  мм [этот размер можно также ориентировочно определить по соотношению  $D \approx (1,7 \dots 1,5)d$ ]. Отношение  $c = d/D = 42/68 = 0,617$ .

2. Проверяем прочность втулки на кручение [см. формулу (13.2)]. По табл. 13.1 выбираем коэффициент режима работы  $K_p = 1,75$  и находим расчетный момент [см. формулу (13.1)]  $T_p = 1,75 \cdot 105 = 183,75$  Н·м. Тогда  $\tau_k = 16 \cdot 183,75 / [3,14(63 \cdot 10^{-3})^3 (1 - 0,617^4)] = 0,346$  МПа  $\ll [\tau_k]$ .

3. Проверяем штифты на срез при  $[\tau_k] = 90$  МПа [см. формулу (13.4)]:  $\tau_{ср} = 4 \cdot 2 \cdot 183,75 / (2 \cdot 3,14 \cdot 12^2 \cdot 42 \cdot 10^{-9}) = 38,7$  МПа  $< [\tau_{ср}] = 90$  МПа. Прочность втулки и штифта обеспечена.

**Пример 2.** Определить вращающий момент, который может передать фланцевая муфта, соединяющая два вала. Муфта

выполнена из чугуна СЧ 25; коэффициент трения на стыке по поверхности разъема полумуфт  $f = 0,2$ , коэффициент режима работы  $K_p = 1,5$ ; болты  $M12 \times 1$  (класс прочности 5.6, сталь 35) поставлены с зазором, число болтов  $z = 6$ , диаметр окружности центров болтов  $D = 150$  мм.

1. Определяем механические характеристики болтов [8]:  $\sigma_a = 5 \cdot 100 = 500$  МПа;  $\sigma_T = 5 \cdot 6 \cdot 10 = 300$  МПа.

2. По табл. 3.1  $d_1 = 10,917$  мм;  $[\sigma_p] = 0,3 \sigma_T = 0,3 \cdot 300 = 90$  МПа.

3. По уравнению (13.3) и выражению для  $F_3$  вычислим расчетный вращающий момент:  $T_p = F_3 f z D_0 / 2 = [\sigma_p] \pi d_1^2 f z D_0 / (2 \cdot 4 \cdot 1,3) = 90 \cdot 10^6 \cdot 3,14 (10,917 \cdot 10^{-3})^2 \cdot 0,2 \cdot 6 \cdot 150 \cdot 10^{-3} / (2 \cdot 4 \cdot 1,3) = 582,93$  Н·м.

4. Вращающий момент [формула (13.1)], который может передавать муфта,  $T = T_p / K_p = 582,93 / 1,5 = 388,62$  Н·м.

**Пример 3.** Рассчитать многодисковую фрикционную муфту (см. рис. 13.12), установленную в приводе деревообрабатывающего станка, и определить силу прижатия дисков, необходимую для включения муфты. Передаваемая мощность  $P = 10$  кВт, угловая скорость  $\omega = 100$  рад/с; муфта работает в приводе станка с числом включений в час  $t \leq 150$ ; материал дисков – ферродо число дисков – ведущих  $z_1 = 8$ , ведомых  $z_2 = 9$ ; диаметры дисков  $D_1 = 100$  мм,  $D_2 = 70$  мм; коэффициент запаса сцепления  $\beta = 1,2$ .

1. Принимаем по табл. 13.1  $K_p = 1,75$ .

2. Расчетный вращающий момент, передаваемый муфтой,  $T_p = K_p P / \omega = 1,75 \cdot 10 \cdot 10^3 / 100 = 175$  Н·м.

3. По табл. 13.4 для ферродо принимаем коэффициент сцепления  $f = 0,3$ .

4. Средний радиус поверхностей трения дисков [формула (13.8)]  $R_{cp} = (100 + 70) / 4 = 42,5$  мм. Число пар поверхностей трения  $(z_1 + z_2) - 1 = (8 + 9) - 1 = 16$ .

5. Сила прижатия дисков [см. формулу (13.11)]  $Q = 1,2 \cdot 175 / (42,5 \cdot 10^{-3} \cdot 16 \cdot 0,3) = 1,03$  кН.

6. Окружная скорость на среднем радиусе поверхностей трения дисков  $v = \omega R_{cp} = 100 \cdot 42,5 \cdot 10^{-3} = 4,25$  м/с.

7. По табл. 13.4 находим расчетное допускаемое давление на поверхностях трения  $[p] = 0,2$  МПа. По формуле (13.10)  $[p_p] = 0,2 \cdot 0,8 \cdot 0,8 = 0,128$  МПа.

8. Расчетное давление на поверхностях трения [см. формулу (13.9)]  $p = 4 \cdot 1,03 \cdot 10^3 / \{ [3,14 (100^2 - 70^2) 10^{-6}] \} = 0,26$  МПа  $> [p_p] = 0,128$  МПа. Выбранные число и материал фрикционных дисков не обеспечивают нормальной работы муфты – не выполняются условия износостойкости дисков. Сле-

дует выбрать другой материал дисков, например, пару металл-локерамика – закаленная сталь. В этом случае  $[p_p] = 0,4 \times 0,8 \cdot 0,8 = 0,26$  МПа, что равно расчетному значению  $p = 0,26$  МПа.

**Пример 4.** Определить момент, который может передать фрикционная сцепная муфта (см. рис. 13.11) с одним ведущим диском, имеющим асбестовые обкладки. Диаметры дисков – наружный  $D_1 = 220$  мм, внутренний  $D_2 = 140$  мм; частота вращения  $n = 750$  мин<sup>-1</sup>, коэффициент запаса сцепления  $\beta = 1,3$ ; число включений в час не более 50.

1. Средний радиус рабочих поверхностей дисков  $R_{cp} = (220 + 140)/4 = 90$  мм.

2. Окружная скорость на среднем диаметре  $v_{cp} = \pi D_{cp} n / 60 = 3,14 \cdot 0,180 \cdot 750 / 60 = 7,06$  м/с.

3. Допускаемое давление  $[p] = 0,25$  МПа (выбираем по табл. 13.4); тогда с учетом коэффициентов  $K_v$  и  $K_t$ ,  $[p_p] = 0,25 \cdot 0,71 \cdot 1 = 0,177$  МПа.

4. Сила прижатия [см. формулу (13.12)]  $Q = [(3,14/4) \times (0,22^2 - 0,14^2)] 0,177 \cdot 10^6 = 4029$  Н.

5. Расчетный момент [из формулы (13.11)]  $T_p = QR_{cp} z f / \beta = 4029 \cdot 90 \cdot 10^{-3} \cdot 1 \cdot 0,3 / 1,3 = 83,67$  Н·м.

### § 13.3. ЗАДАЧИ ДЛЯ САМОСТОЯТЕЛЬНОГО РЕШЕНИЯ

**Задача 1.** Определить диаметр болтов, поставленных без зазора для фланцевой муфты, соединяющей концы валов привода ленточного конвейера и передающей момент  $T = 1,6$  кН·м. Фланцы муфты (см. рис. 13.2) соединены четырьмя болтами, причем два болта поставлены в отверстие без зазора; класс прочности болтов 5,6; диаметр окружности центров болтов  $D = 250$  мм.

**Задача 2.** Подобрать упругую втулочно-пальцевую муфту и проверить напряжение смятия ее резиновых втулок. Муфта соединяет вал электродвигателя 4A160S4Y3 с механическим приводом цепного конвейера; передаваемая мощность  $P = 15$  кВт; частота вращения вала электродвигателя  $n = 1440$  мин<sup>-1</sup>.

**Задача 3.** Определить предельный вращающий момент, который может передать муфта с тороидальной резиновой оболочкой, расположенная в приводе металлообрабатывающего станка с возвратно-поступательным движением. Диаметр вала  $d = 30$  мм; оболочка не армирована; винты M10 × 1, крепящие прижимные кольца ( $z = 6$ ) изготовлены из материала с  $\sigma_T = 200$  МПа; коэффициент безопасности  $K_6 = 3$ .

**Задача 4.** Определить предельный вращающий момент, который может передать многодисковая фрикционная муфта. Средний диаметр трущихся поверхностей дисков  $D_{\text{ср}} = 60$  мм; ширина кольцевой поверхности дисков  $b = 50$  мм; материал дисков металлокерамика — закаленная сталь (в масляной ванне); число ведущих дисков  $z_1 = 7$ , ведомых  $z_2 = 8$ ; число включений в час  $t = 50$ ; окружная скорость на среднем радиусе поверхностей дисков трения  $v = 2,0$  м/с.

**Задача 5.** Определить диаметр штифта предохранительной муфты со срезным штифтом, передающей момент  $T = 400$  Н·м при угловой скорости  $\omega = 30$  рад/с. Число штифтов  $z = 2$ , материал штифтов — сталь 45,  $[\tau]_{\text{ср}} = 380$  МПа; радиус центров штифтов  $R = 70$  мм; коэффициент режима работы  $K_p = 1,25$ .

## ОТВЕТЫ К ЗАДАЧАМ

**Глава 1.** Задача 1:  $\delta = 16$  мм. Задача 2:  $b = 35,3$  мм; конструктивно  $b = 50$  мм. Задача 3:  $l_{1\phi} = 310$  мм;  $l_{2\phi} = 130$  мм. Задача 4:  $K_1 = K_2 = 5$  мм. Задача 5:  $h = 140$  мм. Задача 6:  $S = 6$  мм;  $d_n = 168$  мм. Задача 7:  $K = 7$  мм. Задача 8:  $K = 5$  мм. Задача 9:  $l_1 = l_2 = l_3 = l_4 = l = 45$  мм (при  $K = 4$  мм). Задача 10:  $z = 4$  (по расчету);  $z = 8$  (конструктивно). Задача 11: соединение работоспособно. Задача 12: замена невозможна. Задача 13:  $b = 125$  мм. Задача 14: клей ПЭД = 2/10. Задача 15: соединение работоспособно. Задача 16:  $[F] = 11,6$  кН.

**Глава 2.** Задача 1: посадка H7/u7;  $F_{\text{max}} = 180$  кН. Задача 2:  $F_{\text{max}} = 2,15$  кН. Задача 3:  $F_{\text{max}} = 9,75$  кН. Задача 4: посадка 48 H7/s7.

**Глава 3.** Задача 1:  $F_3 = 9,35$  кН;  $\sigma_{\text{эжв}} = 77,6$  МПа. Задача 2:  $M_T = 106$  Н·м. Задача 3:  $\eta_1 = 19,6\%$ ;  $\eta_2 = 5,9\%$ . Задача 4: резьба M20 × 2. Задача 5: резьба M8. Задача 6: резьба M18 × 2 (M20). Задача 7: при установке болтов с зазором резьба M48, при установке без зазора — резьба M12. Задача 8: резьба M24 × 2 (M30). Задача 9: резьба M27 × 2 (M30). Задача 10: резьба M20; диаметр части болта без резьбы  $d' = 13,8$  мм. Задача 11:  $d \leq 16$  мм. Задача 12: резьба M16. Задача 13: болты с резьбой M22 × 1,5 (M24).

**Глава 4.** Задача 1: шпонка призматическая 20 × 12 × 80 (ГОСТ 23360—78);  $\sigma_{\text{см}} = 103$  МПа;  $\tau_{\text{ср}} = 26,78$  МПа. Задача 2:  $F_T = 2046$  Н. Задача 3:  $d_{\text{ш}} = 8$  мм. Задача 4: шлицевое соединение с  $D = 80$  мм,  $m = 2,5$ ,  $z = 30$ ,  $\sigma_{\text{см}} = 5,9$  МПа. Задача 5: шпонка

$12 \times 8 \times 50$  (ГОСТ 23360-78);  $T_{np} = 540 \text{ Н} \cdot \text{м}$ ; шпонка  $6 \times 10 \times 50$  (ГОСТ 24071-80),  $T_{np} = 375 \text{ Н} \cdot \text{м}$ ; шпонка  $12 \times 8 \times 50$  (ГОСТ 24068-80),  $T_{np} = 378 \text{ Н} \cdot \text{м}$ .

**Глава 5.** Задача 1:  $D_1 = 63 \text{ мм}$ ;  $D_2 = 190 \text{ мм}$ ;  $a = 126,5 \text{ мм}$ ;  $b = 40 \text{ мм}$ . Задача 2:  $D_{m1} = 75 \text{ мм}$ ;  $D_{m2} = 187 \text{ мм}$ ;  $R_m = 100 \text{ мм}$ ;  $b = 25 \text{ мм}$ . Задача 3:  $\delta_1 = 21^\circ 48'$ ;  $\delta_2 = 68^\circ 12'$ ;  $F_2 = 15,5 \text{ кН}$ ;  $Q_1 = 5,74 \text{ кН}$ ;  $Q_2 = 14,4 \text{ кН}$ . Задача 4:  $P_1 = 8,7 \text{ кВт}$ . Задача 5:  $D_1 = 90 \text{ мм}$ ;  $D_2 = 315 \text{ мм}$ ;  $a = 200 \text{ мм}$ ;  $b = 50 \text{ мм}$ ;  $F_2 = 28,4 \text{ кН}$ . Задача 6:  $R_m = 400 \text{ мм}$ ;  $D_{m1} = 253,6 \text{ мм}$ ;  $F_r = 0,92 \text{ кН}$ .

**Глава 6.** Задача 1:  $D_1 = 200 \text{ мм}$ ;  $D_2 = 560 \text{ мм}$ ;  $a = 1520 \text{ мм}$ ;  $l = 4250 \text{ мм}$ ;  $\delta = 5 \text{ мм}$ ;  $b = 63 \text{ мм}$ . Задача 2:  $F_1 = 1388 \text{ Н}$ ;  $F_2 = 348 \text{ Н}$ ;  $F_{D_2} = 1040 \text{ Н}$ ;  $F_v = 58 \text{ Н}$ . Задача 3:  $D_1 = 250 \text{ мм}$ ;  $D'_1 = 360 \text{ мм}$ ;  $D_2 = 800 \text{ мм}$ ;  $D'_2 = 1120 \text{ мм}$ ;  $a_1 = 590 \text{ мм}$ ;  $a'_1 = 814 \text{ мм}$ ;  $l_1 = 1833 \text{ мм}$ ;  $z = 4$ ;  $z' = 2$ ;  $F_t = 895 \text{ Н}$ ;  $F'_t = 630 \text{ Н}$ . Задача 4:  $D_1 = 160 \text{ мм}$ ;  $D_2 = 450 \text{ мм}$ ;  $a = 1220 \text{ мм}$ ;  $\alpha_1 = 166^\circ 24'$ ;  $\delta = 4,5 \text{ мм}$ ;  $b = 40 \text{ мм}$ ;  $F_t = 250 \text{ Н}$ . Задача 5:  $D_1 = 160 \text{ мм}$ ;  $D'_1 = 224 \text{ мм}$ ;  $D_2 = 500 \text{ мм}$ ;  $D'_2 = 250 \text{ мм}$ ;  $a = 336 \text{ мм}$ ;  $a' = 628 \text{ мм}$ ;  $z = 4$ ;  $z_1 = 2$ ;  $F_t = 610 \text{ Н}$ ;  $F'_t = 435 \text{ Н}$ . Задача 6:  $D_{m1} = 320 \text{ мм}$ ;  $D_{m2} = 710 \text{ мм}$ ;  $a = 2060 \text{ мм}$ ;  $l = 5758,4 \text{ мм}$ ;  $\delta = 8,5 \text{ мм}$ ;  $\alpha = 169^\circ 12'$ ;  $b = 76$ .

**Глава 7.** Задача 1:  $d_1 = 48,9796 \text{ мм}$ ;  $d_2 = 151,020 \text{ мм}$ ;  $b = 40 \text{ мм}$ . Задача 2:  $d_1 = 99 \text{ мм}$ ;  $d_2 = 245 \text{ мм}$ ;  $b = 40 \text{ мм}$ ;  $m = 4,5$ . Задача 3:  $d_1 = 78,456 \text{ мм}$ ;  $d_2 = 321,544 \text{ мм}$ ;  $\psi_{bd} = 0,6$ ;  $a_w = 200 \text{ мм}$ ;  $\beta = 14^\circ$ . Задача 4:  $d_1 = 77,5 \text{ мм}$ ;  $d_2 = 242,5 \text{ мм}$ ;  $a_w = 160 \text{ мм}$ ;  $b = 80 \text{ мм}$ ;  $m = 2,5$ . Задача 5:  $P_1 = 6,25 \text{ кВт}$ . Задача 6:  $P_1 = 20,9 \text{ кВт}$ . Задача 7:  $P_1 = 10,8 \text{ кВт}$ ;  $d_{11} = 100 \text{ мм}$ ;  $d_{12} = 280 \text{ мм}$ ;  $F_t = 2335 \text{ Н}$ . Задача 8:  $P_1 = 43 \text{ кВт}$ ;  $T_1 = 283 \text{ Н} \cdot \text{м}$ ;  $F_t = 5 \text{ кН}$ . Задача 9:  $m_l = 3,5$ ;  $m_n = 3,16$ ;  $R_l = 103,5 \text{ мм}$ ;  $d_{l1} = 77 \text{ мм}$ ;  $d_{l2} = 193,5 \text{ мм}$ ;  $z_1 = 22$ ;  $z_2 = 55$ .

**Глава 8.** Задача 4:  $P_1 = 3,8 \text{ кВт}$ . Задача 5:  $\sigma_H = 236 \text{ МПа}$ ;  $\sigma_F = 21 \text{ МПа}$ . Задача 6:  $P_1 = 7,6 \text{ кВт}$ ;  $T_2 = 760 \text{ Н} \cdot \text{м}$ . Задача 7:  $t = 51^\circ \text{C}$ .

**Глава 9.** Задача 1:  $d_1 = 95 \text{ мм}$ ;  $d_2 = 89 \text{ мм}$ ;  $p = 12 \text{ мм}$ ;  $H = 180 \text{ мм}$ . Задача 2:  $D = 124 \text{ мм}$ ;  $D_1 = 148 \text{ мм}$ ;  $\delta = 24 \text{ мм}$ . Задача 3:  $d = 24 \text{ мм}$ ;  $p = 5 \text{ мм}$ . Задача 4:  $d = 22 \text{ мм}$ ;  $p = 4 \text{ мм}$ . Задача 5:  $\eta = 0,295$ . Задача 6:  $d = 28 \text{ мм}$ ;  $p = 5 \text{ мм}$ . Задача 7:  $n = 4,6$ . Задача 8:  $L = 0,5 \text{ м}$ .

**Глава 10.** Задача 1:  $F_1 = 3201 \text{ Н}$ ;  $F_0 = 156 \text{ Н}$ ;  $F_v = 65,5 \text{ Н}$ ;  $F_2 = F_0 = 156 \text{ Н}$ ;  $F_n = 3732 \text{ Н}$ . Задача 2:  $F_v = 116 \text{ Н}$ ;  $F_r = 86 \text{ Н}$ ;  $F_1 = 2802 \text{ Н}$ ;  $F_2 = F_v = 116 \text{ Н}$ ;  $F_n = 3552$ . Задача 3:  $K = 1,58$ ;  $F_t = 470 \text{ Н}$ ;  $P_1 = 14,5 \text{ МПа}$ . Задача 4:  $P_1 = 13,4 \text{ кВт}$ ;  $F_t = 2670 \text{ Н}$ ;  $F_1 = 2900 \text{ Н}$ ;  $F_n = 3118 \text{ Н}$ . Задача 5:  $P_1 = 10,6 \text{ кВт}$ . Задача 6:  $P_1 = 15,8 \text{ кВт}$ . Задача 7:  $P_1 = 3,82 \text{ кВт}$ .

Глава 11. Задача 1:  $d = 30$  мм. Задача 2:  $\varphi_0 = 27 \cdot 10^{-3}$  рад/с;  
 Задача 3:  $d = 80$  мм. Задача 4:  $d = 40$  мм. Задача 5:  $n = 4,1$ ;  
 $f = 0,031$ .

Глава 12. Задача 1: шариковый радиально-упорный подшипник 36308;  $L_h = 3082$  ч. Задача 2:  $L_h = 16074$  ч. Задача 3: подшипник 306;  $C_0 = 14,8$  кН. Задача 4: подшипник 409. Задача 5:  $p_m v_s = 1,029$  МН/(м·с). Задача 6:  $p_m v_s = 9,96$  МН/(м·с). Задача 7:  $p_m v_s = 3$  МН/(м·с).

Глава 13. Задача 1: болт М12×1, диаметр части болта без резьбы  $d_0 = 13$  мм. Задача 2: муфта МУВП 450–42–1 (ГОСТ 21424–75);  $\sigma_{см} = 0,1$  МПа. Задача 3:  $T_{пр} = 1$  кН·м. Задача 4:  $T_{пр} = 379,8$  Н·м. Задача 5:  $d_{ш} = 5$  мм.

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Ануриев В. И. Справочник конструктора машиностроителя. М.: Машиностроение, 1979. Т. 1, 428 с., т. 2, 560 с., т. 3, 557 с.
2. Бейзельман Р. Д., Цыпкин В. В., Перель Л. Я. Подшипники качения: Справочник. М.: Машиностроение, 1975. 575 с.
3. Биргер И. А., Шорр Б. Ф., Иосилевич Г. Б. Расчет на прочность деталей машин. М.: Машиностроение, 1979. 702 с.
4. Гузенков П. Г. Детали машин. М.: Высшая школа, 1982. 351 с.
5. Детали машин в примерах и задачах/Под ред. С. Н. Башеева. М.: Высшая школа, 1970. 488 с.
6. Иванов М. Н. Детали машин. М.: Высшая школа, 1979. 399 с.
7. Куклин Н. Г., Куклина В. С. Детали машин. М.: Высшая школа. 1979. 382 с.
8. Курсовое проектирование деталей машин/С. А. Чернавский, Г. М. Ицкович, К. Н. Боков и др. М.: Машиностроение, 1979. 391 с.
9. Поляков В. С., Барбаш И. Д. Муфты: Конструкции и расчет. Л.: Машиностроение, 1973, 336 с.
10. Расчет и проектирование деталей машин/Под ред. Г. Б. Столбина, К. П. Жукова. М.: Высшая школа, 1978. 247 с.
11. Решетов Д. Н. Детали машин. М.: Машиностроение, 1975, 655 с.
12. Устюгов И. И. Детали машин. М.: Высшая школа, 1981, 399 с.

## ОГЛАВЛЕНИЕ

### Глава 1. Сварные, паяные и клеевые соединения

§ 1.1. Сварные соединения. Общие сведения, свариваемость сталей, электроды . . . . .	3
§ 1.2. Конструкции сварных соединений и рекомендации по их конструированию . . . . .	3
§ 1.3. Расчет сварных соединений . . . . .	6
§ 1.4. Выбор допускаемых напряжений . . . . .	9
§ 1.5. Примеры расчета сварных соединений . . . . .	10
§ 1.6. Паяные соединения. Общие сведения . . . . .	16

§ 1.7.	Допускаемые напряжения и расчет паяных соединений . . . . .	18
§ 1.8.	Примеры расчета паяных соединений . . . . .	20
§ 1.9.	Клеевые соединения . . . . .	20
§ 1.10.	Примеры расчета клеевых соединений . . . . .	21
§ 1.11.	Задачи для самостоятельного решения . . . . .	23
<b>Глава 2.</b>	<b>Соединения деталей с натягом</b>	
§ 2.1.	Общие сведения . . . . .	27
§ 2.2.	Неподвижность соединений с натягом под нагрузкой . . . . .	29
§ 2.3.	Расчетный и требуемый натяг . . . . .	33
§ 2.4.	Расчет на прочность деталей в соединениях с натягом . . . . .	35
§ 2.5.	Примеры расчета соединений с натягом . . . . .	36
§ 2.6.	Задачи для самостоятельного решения . . . . .	39
<b>Глава 3.</b>	<b>Резьбовые соединения</b>	
§ 3.1.	Общие сведения . . . . .	41
§ 3.2.	Расчет на прочность стержня болта (винта) при различных случаях нагружения . . . . .	44
§ 3.3.	Расчет соединений, включающих группу болтов . . . . .	49
§ 3.4.	Материалы крепежных деталей и допускаемые напряжения . . . . .	55
§ 3.5.	Примеры расчета резьбовых соединений . . . . .	55
§ 3.6.	Задачи для самостоятельного решения . . . . .	62
<b>Глава 4.</b>	<b>Шпоночные, зубчатые, штифтовые соединения</b>	
§ 4.1.	Шпоночные соединения . . . . .	65
§ 4.2.	Материалы и допускаемые напряжения . . . . .	68
§ 4.3.	Основные расчетные формулы . . . . .	69
§ 4.4.	Зубчатые соединения . . . . .	70
§ 4.5.	Расчет шлицевых соединений на прочность . . . . .	72
§ 4.6.	Штифтовые соединения . . . . .	74
§ 4.7.	Расчет штифтов на прочность . . . . .	74
§ 4.8.	Примеры расчета шпоночных, зубчатых и штифтовых соединений . . . . .	75
§ 4.9.	Задачи для самостоятельного решения . . . . .	78
<b>Глава 5.</b>	<b>Фрикционные передачи</b>	
§ 5.1.	Общие сведения о механических передачах . . . . .	80
§ 5.2.	Общие сведения о фрикционных передачах . . . . .	81
§ 5.3.	Цилиндрическая фрикционная передача . . . . .	82
§ 5.4.	Коническая фрикционная передача . . . . .	83
§ 5.5.	Вариаторы . . . . .	85
§ 5.6.	Расчет фрикционных передач . . . . .	85
§ 5.7.	Примеры расчета фрикционных передач . . . . .	87
§ 5.8.	Задачи для самостоятельного решения . . . . .	90
<b>Глава 6.</b>	<b>Ременные передачи</b>	
§ 6.1.	Общие сведения . . . . .	92
§ 6.2.	Материалы и конструкции ремней . . . . .	97
§ 6.3.	Последовательность расчета ременных передач . . . . .	99
§ 6.4.	Примеры расчета ременных передач . . . . .	101
§ 6.5.	Задачи для самостоятельного решения . . . . .	107
<b>Глава 7.</b>	<b>Зубчатые передачи</b>	
§ 7.1.	Общие сведения . . . . .	109
§ 7.2.	Материалы . . . . .	111
§ 7.3.	Цилиндрические передачи . . . . .	114

§ 7.4. Конические передачи . . . . .	121
§ 7.5. Последовательность расчета зубчатых передач . . . . .	125
§ 7.6. Примеры расчета зубчатых передач . . . . .	126
§ 7.7. Задачи для самостоятельного решения . . . . .	138
<b>Глава 8. Червячные передачи</b>	
§ 8.1. Общие сведения . . . . .	140
§ 8.2. Материалы . . . . .	145
§ 8.3. Расчет на прочность червячных передач . . . . .	147
§ 8.4. Примеры расчета червячных передач . . . . .	150
§ 8.5. Задачи для самостоятельного решения . . . . .	155
<b>Глава 9. Передачи винт — гайка</b>	
§ 9.1. Общие сведения . . . . .	157
§ 9.2. Расчет резьбовых механизмов . . . . .	158
§ 9.3. Материалы ходовых винтов и гаек, допускаемые напряжения . . . . .	165
§ 9.4. Примеры расчета передач винт — гайка . . . . .	166
§ 9.5. Задачи для самостоятельного решения . . . . .	169
<b>Глава 10. Цепные передачи</b>	
§ 10.1. Общие сведения . . . . .	171
§ 10.2. Расчет цепной передачи на износостойкость . . . . .	176
§ 10.3. Примеры расчета цепных передач . . . . .	178
§ 10.4. Задачи для самостоятельного решения . . . . .	182
<b>Глава 11. Валы, оси</b>	
§ 11.1. Общие сведения . . . . .	184
§ 11.2. Материалы валов и осей . . . . .	185
§ 11.3. Нагрузки на валы и оси . . . . .	187
§ 11.4. Основные расчетные формулы . . . . .	190
§ 11.5. Расчет валов на жесткость . . . . .	191
§ 11.6. Расчет валов на усталость . . . . .	193
§ 11.7. Примеры расчета . . . . .	196
§ 11.8. Задачи для самостоятельного решения . . . . .	201
<b>Глава 12. Подшипники</b>	
§ 12.1. Подшипники качения. Общие сведения и классификация . . . . .	203
§ 12.2. Расчет статической грузоподъемности подшипников качения . . . . .	204
§ 12.3. Расчет динамической грузоподъемности и долговечности подшипников качения . . . . .	205
§ 12.4. Особенности расчета радиально-упорных подшипников . . . . .	207
§ 12.5. Подшипники скольжения . . . . .	210
§ 12.6. Материалы, применяемые для изготовления вкладышей и втулок . . . . .	211
§ 12.7. Критерии работоспособности и расчет подшипников скольжения . . . . .	211
§ 12.8. Последовательность выбора подшипников качения . . . . .	213
§ 12.9. Примеры расчета подшипников . . . . .	214
§ 12.10. Задачи для самостоятельного решения . . . . .	218
<b>Глава 13. Муфты</b>	
§ 13.1. Общие сведения . . . . .	221
§ 13.2. Примеры расчета муфт . . . . .	233
§ 13.3. Задачи для самостоятельного решения . . . . .	235
Ответы к задачам . . . . .	236
Список литературы . . . . .	238