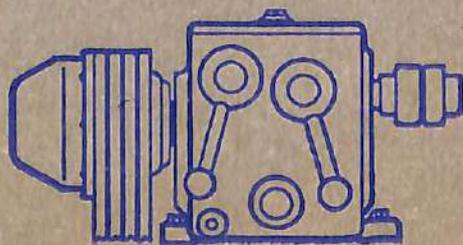
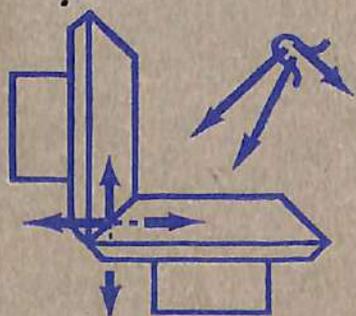


621.81(075)
P 24

РАСЧЕТ И ПРОЕКТИРОВАНИЕ ДЕТАЛЕЙ МАШИН



024.82(1075)
Р.24

**РАСЧЕТ
И ПРОЕКТИРОВАНИЕ
ДЕТАЛЕЙ МАШИН**

Под редакцией
проф. Г. Б. Столбина и К. П. Жукова

Допущено
Министерством высшего и среднего
специального образования СССР
в качестве учебного пособия
для студентов машиностроительных
специальностей вузов



МОСКВА «ВЫСШАЯ ШКОЛА» 1978

ББК 34.42
Р24
УДК 621.81(075)

76449

Рецензенты:
кафедра «Детали машин и ПТМ» Московского
автомеханического института,
докт. техн. наук, проф. Д. П. Волков

К. П. Жуков, А. К. Кузнецова, С. И. Масленникова,
Г. Б. Столбин, В. А. Хлунов, Н. И. Цейглин

ОПИСАНО

Р24 **Расчет и проектирование деталей машин: Учеб. пособие**
для вузов / К. П. Жуков, А. К. Кузнецова, С. И. Масленникова
и др.; Под ред. Г. Б. Столбина и К. П. Жукова. — М.: Высш.
школа, 1978. — 247 с., ил.

В пер.: 55 к.

В книге изложена методика проекторочного и проверочного расчетов, а также
конструирования деталей и устройств коробок передач и редукторов главным образом
специального назначения, выдаваемых студентам в качестве заданий на проект «Де-
тали машин» в соответствии с программой и методикой, принятыми для машинострои-
тельных вузов.

Книга снабжена необходимыми справочными данными.

31302—479
Р 001(01)—78 79—78

БП5.3
ББК 34.42

Библиотечная
Саранск. политехн. ин-та
Инв. № _____
19

© Издательство «Высшая школа» 1978

ПРЕДИСЛОВИЕ

Задача пособия — изложить учебный материал в форме, наиболее удобной для использования при проектировании.

Выполнение курсового проекта по деталям машин — первая самостоятельная творческая работа, в ходе которой у студентов, не имеющих опыта проектирования, возникает много трудностей. К ним относятся: установление последовательности выполнения работы, правильное сочетание расчета и конструирования, выбор «лишних неизвестных» в расчетных формулах, выбор материалов и термообработки, обеспечение технологичности конструкции, выполнение условий сборки и т. д. Решение этих задач отнимает у студентов много времени. Изложенные в предлагаемом пособии рекомендации и вспомогательные материалы будут способствовать освобождению времени студентов для более глубокого изучения приемов конструирования, что позволит студентам путем выполнения нескольких вариантов разрабатываемой конструкции выбрать лучший из них.

Пособие по структуре, содержанию и методике ориентировано на задания в виде несложных, оригинальных механических устройств типа коробок передач и редукторов. Подобная тематика принята на кафедре «Детали машин» Станкина уже много лет и дает положительные результаты в подготовке инженеров-конструкторов.

Объем проекта — пять листов чертежей и расчетно-пояснительная записка. На первых двух листах выполняется конструкция узла, на третьем — рабочий чертеж корпусной детали, на четвертом — рабочие чертежи валов, зубчатых колес и других деталей, на пятом — общий вид спроектированного устройства, установленного на плиту, тумбу, фундамент. Расчетно-пояснительная записка объемом 30...40 с. рукописного текста включает как проектировочные, так и проверочные расчеты.

Пособие состоит из двух частей: в первой излагается расчет, во второй — конструирование деталей машин и механизмов.

Первая часть охватывает те детали и устройства, которые требуют достаточно сложных расчетов. Расчеты остальных элементов конструкций (клиновых, шпоночных и шлицевых соединений, фрикционных и винтовых передач и др.) не излагаются. Вместе с тем в пособие включены недостаточно освещенные в учебной литературе расчеты новых прогрессивных видов передач (волновые, зубчато-ременные).

Методика изложения материала в расчетной части пособия построена на известном принципе разделения расчета на проектировоч-

ный и проверочный *. Особенность предлагаемой методики расчета состоит в придании проектировочному расчету большего значения, чем это обычно принято. Она получена на базе проверочных расчетов путем устранения входящих в них величин. Поэтому полученный в предварительном расчете параметр является приближенным и студент может (и должен) в значительных пределах его изменять как в сторону увеличения, так и уменьшения. Это конкретно сталкивает его с проблемой вариантности расчета и конструирования, заставляет учитывать условия взаиморасположения деталей в механизме, готовит его к учету эксплуатационных и других условий при проектировании машин для промышленности.

Проверочный расчет излагается в пособии после проектировочного, причем, чтобы избежать шаблона в решении задач расчета, числовые примеры исключены, однако весь ход расчета дается в рациональной последовательности.

Вторая часть пособия рассматривает вопросы конструирования и графического оформления. Здесь в сжатом объеме даны примеры исполнения, а также рекомендации по конструированию и графическому оформлению ряда деталей и устройств. Особое внимание обращено на оформление чертежей (типа рабочих) в соответствии с ЕСКД. Кроме того, даются указания о выполнении рабочего чертежа литой корпусной детали. Достаточно подробно представлены монтажные чертежи проектируемых устройств.

В целях экономии времени студента пособие снабжено справочными таблицами и другими данными, необходимыми для выполнения расчетной и конструкторской частей проекта. Весь материал дан в сокращенном виде (выдержки из ГОСТа и пр.) в пределах значений, необходимых для выполнения проекта.

Авторы

* Подобный расчет в два этапа принят в разрабатываемых для промышленности унифицированных методиках расчета узлов и деталей общемашиностроительного применения (см., например, ГОСТ 21354—75 «Передачи зубчатые цилиндрические эвольвентные, внешнего зацепления — расчет на прочность»).

ПРОЕКТИРОВОЧНЫЕ И ПРОВЕРОЧНЫЕ РАСЧЕТЫ

1. ПЛОСКОРЕМЕННАЯ ПЕРЕДАЧА

Применяемые для приводов машин плоскоременные передачи обладают по сравнению с другими передачами более высокой плавностью, большей скоростью и допускают значительные межосевые расстояния. Эти передачи работают при скорости $v = 5 \dots 100$ м/с и используются преимущественно для приводов мощностью до 50 кВт. Ограничение мощности и нижнего предела скорости вызвано большими габаритами передачи.

Передаточное число u открытой передачи обычно не более пяти. В зависимости от скорости ремня передачи могут быть среднескоростными (v до 30 м/с), быстроходными (v до 50 м/с) и сверхбыстроходными (v до 100 м/с).

Критериями работоспособности передачи являются надежность сцепления ремня со шкивом (тяговая способность) и долговечность, определяемая в основном усталостной прочностью ремня. Проектный расчет плоских ремней производится по первому критерию с учетом условий работы передачи. Проверочный расчет ведется по второму критерию.

В настоящее время разработаны расчеты на усталостную прочность только прорезиненных плоских ремней среднескоростных передач. Средняя долговечность ремней — на основании опыта эксплуатации в станкостроении [6; 32] — равна: для среднескоростных передач $1 \cdot 10^3 \dots 5 \cdot 10^3$ ч; для быстроходных синтетических 500...600 ч. Коэффициент полезного действия плоскоременных передач при полной нагрузке для среднескоростных передач $\eta = 0,92 \dots 0,98$; для быстроходных $\eta = 0,85 \dots 0,95$.

1.1. Проектный расчет

Выбор материала и типа ремня. Материал и тип ремня выбирается в зависимости от условий работы передачи. Для среднескоростных передач наибольшее применение имеют тканевые прорезиненные ремни (ОСТ 38.05.98.76). Для тяговых элементов приводных ремней чаще всего применяют технические ткани БКНЛ-65, БКНЛ-65-2 (ГОСТ 19700—74) и бельтинги Б-800, Б-820 (ГОСТ 2924—67).

Для быстроходных и сверхбыстроходных передач применяются синтетические бесконечные ремни (МРТУ 17-645-68). Ремни из капроновой ткани просвечивающего или полотняного переплетения, облицованные пленкой из полиамида С6 в соединении с нитрильным каучуком СКН-40 (тип I в табл. 1.1) рекомендуется применять в сверхбыстроходных передачах. Ремни из капроновой ткани с переплетением на основе двухуточной саржи и покрытые наиритовым латексом

(тип II в табл. 1.1) рекомендуется применять как среднескоростные, так и быстроходные.

Характеристики прорезиненных и синтетических ремней даны в табл. 1.1.

Таблица 1.1

| Наименование параметра | Тканевые прорезиненные конечной длины (ОСТ 38.05.98.76) | Синтетические капроновые с пленочным покрытием (МРТУ 17-645-68) | |
|--|---|---|-----------------------|
| | | тип I | тип II |
| Размеры ремней, мм: ширина | 20...500 | 10...30 | 40...100 |
| толщина | 3...13,5 | 0,4...0,6 | 1...1,2 |
| Рекомендуемая наибольшая скорость v , м/с | 30 | 100 | 50 |
| Передаваемые нагрузки | Малые, средние, большие | Малые | Малые, средние |
| Удельная тяговая способность | Высокая | Средняя | Высокая |
| Допускаемые кратковременные перегрузки | <1,3 | <1,2 | <1,3 |
| Долговечность | Средняя | Высокая | |
| Предел прочности при растяжении, МПа | Без прослоек ~ 44, с прослойками ~ 37 | ~120...150 | ~150 |
| Модули упругости, МПа: при растяжении E_p при изгибе E_n | ~200 ~140 | ~10 ³ ~0,5 · 10 ³ | |
| Удлинение при разрыве, %, не более | 18 | 25 | |
| Плотность ремня ρ , кг/м ³ | 1,25 · 10 ³ ...1,5 · 10 ³ | 0,6 · 10 ³ | 1,2 · 10 ³ |
| Отношение диаметра меньшего шкива к толщине ремня D/δ : | | | |
| допускаемое: | 30 | 50...70 | |
| рекомендуемое: | 40 | 100...150 | |

Ремни из других материалов (кожаные, шерстяные, хлопчатобумажные) имеют очень ограниченное применение и здесь не рассматриваются.

Расчет и выбор размеров и параметров передачи. 1. Определение диаметра меньшего шкива (мм) производят одним из следующих методов:

а) по формуле М. А. Саверина

$$D_1 = (110 \dots 130) \sqrt[3]{N \cdot 10^3 / n_1}, \quad (1.1)$$

где N — мощность, кВт; n_1 — частота вращения меньшего шкива, мин⁻¹. При переменном режиме принимают максимальное значение N/n_1 ;

б) исходя из ориентировочной скорости ремня. Задаются скорость ремня в пределах, указанных в табл. 1.1, после чего определяют диаметр меньшего шкива D_1 , используя формулу (1.3);

в) диаметр меньшего шкива задается на основании конструктивных соображений, исходя из габаритов установки;

г) при ограниченном сортаменте ремней диаметр меньшего шкива назначают в зависимости от выбранной по табл. 1.2 толщины ремня δ .

Таблица 1.2

| Прорезиненные ремни | | | | | | |
|---------------------|-----------------------|-----------------|---------------------------|-----------------------|-----------------|---------------------------|
| Число прокладок | Б-800, Б-820 | | | БКНЛ-65, БКНЛ-65-2 | | |
| | толщина δ , мм | D_{\min} , мм | рекомендуемый допускаемый | толщина δ , мм | D_{\min} , мм | рекомендуемый допускаемый |
| | | | | | | |
| 3 | См. табл. 1.4 | 180/140 | 140/112 | См. табл. 1.4 | 140/112 | 125/90 |
| 4 | | 224/180 | 200/140 | | 180/140 | 160/112 |
| 5 | | 315/224 | 250/180 | | 224/180 | 200/140 |
| 6 | | 355/315 | 315/224 | | 280/200 | 224/180 |

Синтетические ремни

| Толщина ρ , мм | 0,4 | 0,5 | 0,6 | 0,7 | 0,8 | 0,9 | 1,0 | 1,1 | 1,2 |
|---------------------|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|
| D_{\min} , мм | 28 | 36 | 45 | 56 | 63 | 71 | 80 | 90 | 100 |

Долговечность ремня и к. п. д. передачи падают с уменьшением диаметров шкивов, поэтому диаметр D_1 следует принимать возможно большим.

2. Определение диаметра большего шкива: для понижающих передач

$$D_2 = D_1 (1 - \xi) u, \quad (1.2)$$

для повышающих передач

$$D_2 = D_1 u / (1 - \xi),$$

где $u = n_1/n_2$ — передаточное число; n_2 — частота вращения большего шкива; ξ — коэффициент скольжения ремня; принимается 0,01...0,02.

Оба расчетных диаметра шкивов округляют до ближайших стандартных значений по ГОСТ 17383—73 (см. табл. 13.18).

После выбора стандартных значений D_1 и D_2 определяют действительную частоту вращения ведомого шкива, фактическое передаточное число, их отклонения от заданных величин, которые не должны быть более допустимых.

3. Определение скорости ремня (м/с):

$$v = \pi D_1 n_1 / (10^3 \cdot 60). \quad (1.3)$$

При переменном режиме работы для выбора материала шкива рассчитывают максимальную скорость, для определения размеров ремня — скорость самого тяжелого режима, для которого отношение N/n_1 максимально.

4. Определение межосевого расстояния:

$$a_{\min} \geq (1,5 \dots 2) (D_1 + D_2). \quad (1.4)$$

Коэффициент 1,5 принимают для быстроходных, а коэффициент 2 — для среднескоростных передач.

5. Определение длины ремня:

а) по выбранному межосевому расстоянию

$$L = 2a + \pi(D_1 + D_2)/2 + (D_2 - D_1)^2 / (4a); \quad (1.5)$$

б) минимальной длины ремня из условий сравнительной долговечности ремня

$$L_{\min} \geq v/i, \quad (1.6)$$

где i — частота пробега ремня в секунду, $i \leq i_{\max}$. Для среднескоростных передач ремнями конечной длины $i_{\max} \leq 5$, для быстроходных передач бесконечными синтетическими ремнями $i_{\max} \leq 50$.

Если длина ремня по уравнению (1.5) не удовлетворяет неравенству (1.6), то ее увеличивают. Для быстроходных бесконечных ремней расчетную длину округляют до большего стандартного значения (табл. 1.3) [6].

По окончательно выбранной длине ремня подсчитывают межосевое расстояние:

$$a = (\lambda + \sqrt{\lambda^2 - 8\Delta^2}) / 4, \quad (1.7)$$

где $\lambda = L - \pi D_{\text{ср}}$; $D_{\text{ср}} = (D_1 + D_2) / 2$; $\Delta = (D_2 - D_1) / 2$.

6. Определение угла обхвата на меньшем шкиве:

$$\alpha_1 = 180^\circ - \frac{D_2 - D_1}{a} 57^\circ. \quad (1.8)$$

Для прорезиненных ремней угол α_1 должен быть не менее 150° , для синтетических $\alpha_1 \geq 120^\circ$.

Расчет сечения ремня. 1. Определение толщины ремня δ , если она не была выбрана ранее:

$$\delta \leq \frac{D_1}{D_{\min} / \delta}, \quad (1.9)$$

где отношение D_{\min} / δ принимается по табл. 1.1 в зависимости от материала ремня.

Толщину ремня округляют до ближайшего стандартного значения (см. табл. 1.3 и 1.4).

Таблица 1.3

| Материал и вид фрикционного покрытия ремней | Толщина δ , мм | Ширина b , мм | Внутренняя длина | |
|--|-----------------------|-----------------|---|---------------------------|
| | | | номинальная L , мм | предельное отклонение, мм |
| Капроновая ткань просвечивающего или полотноного переплетения, покрытая пленкой из полиамида в соединении с нитрильным каучуком СКН-40 | 0,4...0,6 | 10 | 250; 260; 280; 300; 320; 340 | ±20 |
| | | 15 | 350; 380; 400; 420; 450; 480 | |
| | | 20 | 500; 530; 560; 600; 630; 670 | |
| | | 25 | 710; 750; 800; 850; 900; 950 | ±25 |
| | | 30 | 1000; 1060; 1120; 1180; 1250; 1320; 1400 | |
| Капроновая ткань на основе двухточечной саржи, покрытая наиритовым латексом | 1,0...1,2 | 40 | 1590; 1600; 1700; 1800; 1900; 2000 | ±40 |
| | | 50, 60 | 2120; 2240; 2360; 2500; 2650; 2800; 3000; 3150; | ±45 |
| | | | 3350 | |
| | | 80, 100 | 3550; 3750; 4000 | ±55 |

Таблица 1.4

| Число прокладок | Ширина ремня b , мм | Б-800 и Б-820 | | БКНЛ-65 и БКНЛ-65-2 | |
|-----------------|-----------------------|-----------------------------|--------------|---------------------|--------------|
| | | Толщина ремня δ , мм | | | |
| | | с прослойками | без прослоек | с прослойками | без прослоек |
| 3 | 20...112 | 4,5 | 3,75 | 3,6 | 3,0 |
| 4 | 20...250 | 6,0 | 5,0 | 4,8 | 4,0 |
| 5 | 20...250 | 7,5 | 6,25 | 6,0 | 5,0 |
| 6 | 80...250 | 9,0 | 7,5 | 7,2 | 6,0 |

2. Определение окружной силы (H):

$$F = 10^3 \cdot N/v. \quad (1.10)$$

При переменном режиме принимают наибольшее отношение N/v .

3. Выбор начального напряжения ремня σ_0 .

Начальным напряжением σ_0 называется напряжение в ветви при холостом ходе и скорости ремня $v = 10$ м/с, когда центробежные силы практически не влияют на прижатие ремня к шкиву. Величина σ_0 прорезиненных ремней принимается:

$\sigma_0 = 1,6$ МПа при малом постоянном межосевом расстоянии и вертикальном и близком к нему расположении передачи;

$\sigma_0 = 1,8$ МПа при: 1) постоянном, но достаточном межосевом расстоянии и угле наклона привода не более 60° ; 2) периодическом регулировании межосевого расстояния;

$\sigma_0 = 2,0$ МПа при автоматически регулируемом постоянном натяжении;

$\sigma_0 = 2,4$ МПа при автоматически регулируемом переменном натяжении.

Для быстроходных передач рекомендуется автоматическое регулирование начального натяжения. Начальное напряжение σ_0 для синтетических ремней принимается: $\sigma_0 = 4...5$ МПа при $D_1/\delta \leq 80$ и периодическом регулировании межосевого расстояния, $\sigma_0 = 7,5$ МПа при $D_1/\delta > 80$ и автоматически регулируемом постоянном натяжении, $\sigma_0 = 10$ МПа при $D_1/\delta > 100$ и автоматически регулируемом переменном натяжении.

4. Определение допускаемого полезного напряжения (МПа):

$$[\sigma_F] = [\sigma_F]_0 C_0 C_1 C_2 C_3, \quad (1.11)$$

где $[\sigma_F]_0$ — приведенное полезное напряжение, определяемое по тяговой способности ремня, подсчитывается по зависимости

$$[\sigma_F]_0 = A - W\delta/D_1. \quad (1.12)$$

Значения коэффициентов A и W принимаются по табл. 1.5.

Таблица 1.5

| Материал и покрытие ремней | Коэффициенты A и W при начальном напряжении δ_0 , МПа | | | | |
|---|--|------|------|------|------|
| | 1,6 | 1,8 | 2,0 | 2,4 | |
| Тканевые прорезиненные [16] | A | 2,3 | 2,5 | 2,7 | 3,05 |
| | W | 9,0 | 10,0 | 11,0 | 13,5 |
| Синтетические [6]: с покрытием из полиамида С6 в соединении с нитрильным каучуком СКН-40 с покрытием из наиритового латекса | Коэффициенты A и W при начальном напряжении δ_0 , МПа | | | | |
| | | 4,0 | 5,0 | 7,5 | 10,0 |
| | A | 5,75 | 7,0 | 9,6 | 11,6 |
| | W | 176 | 220 | 330 | 440 |
| | A | 6,55 | 8,0 | 11,4 | 14,3 |
| | W | 124 | 156 | 233 | 311 |

Коэффициент C_0 зависит от расположения передачи в пространстве и способа натяжения ремня. Для передач с автоматическим натяжением $C_0 = 1$. Для синтетических быстроходных ремней ввиду высоких натяжений коэффициент $C_0 = 1$. Для передач с неавтоматическим натяжением прорезиненного ремня коэффициент C_0 зависит от угла наклона оси передачи к горизонту: при $0...60^\circ$ $C_0 = 1,0$, при $60...80^\circ$ $C_0 = 0,9$, при $80...90^\circ$ $C_0 = 0,8$.

Коэффициент C_1 учитывает влияние угла обхвата α_1 на меньшем шкиве и принимается по табл. 1.6.

Таблица 1.6

| Угол обхвата, град | 110 | 120 | 130 | 140 | 150 | 160 | 170 | 180 |
|--------------------|------|------|------|------|------|------|------|-----|
| Коэффициент C_1 | 0,79 | 0,82 | 0,85 | 0,88 | 0,91 | 0,94 | 0,97 | 1,0 |

Коэффициент C_2 учитывает влияние центробежной силы, уменьшающей сцепление ремня со шкивом у передач без автоматического натяжения ремня. Для передач с автоматическим натяжением $C_2 = 1$. В табл. 1.7 даны величины коэффициента C_2 для некоторых значений скорости ремня.

Таблица 1.7

| Материал ремня | Коэффициент C_2 при скорости ремня v , м/с | | | | | | | | | |
|-------------------|--|------|------|------|------|------|------|------|------|------|
| | 5 | 10 | 15 | 20 | 25 | 30 | 35 | 40 | 50 | 70 |
| Прорезиненный . . | 1,03 | 1,00 | 0,95 | 0,88 | 0,79 | 0,68 | — | — | — | — |
| Синтетический . . | 1,01 | 1,00 | 0,99 | 0,97 | 0,95 | 0,92 | 0,89 | 0,85 | 0,76 | 0,52 |

Коэффициент C_3 учитывает режим работы передачи и принимается по табл. 1.8.

Таблица 1.8

| Характер нагрузки | Тип машин | Коэффициент C_3 при приводном двигателе* | |
|--|---|--|-----|
| | | I | II |
| Спокойная нагрузка. Пусковая нагрузка до 120% номинальной | Ленточные транспортеры; станки с непрерывным процессом резания: токарные, сверлильные, шлифовальные | 1,0 | 0,9 |
| | | 0,9 | 0,8 |
| Умеренные колебания нагрузки. Пусковая нагрузка до 150% номинальной | Пластинчатые транспортеры; станки-автоматы, фрезерные, зубофрезерные и револьверные станки | 0,8 | 0,7 |
| Значительные колебания нагрузки. Пусковая нагрузка до 200% номинальной | Реверсивные приводы; станки строгальные, долбежные и зубодолбежные; транспортеры винтовые и скребковые; элеваторы; винтовые и эксцентрикковые прессы с относительно тяжелыми маховиками | 0,7 | 0,6 |
| Весьма неравномерная и ударная нагрузка. Пусковая нагрузка до 300% номинальной | Подъемники; винтовые и эксцентрикковые прессы с относительно легкими маховиками; ножницы, молоты, бегуны, мельницы | | |

*Приводной двигатель: I—электродвигатели постоянного тока, переменного тока однофазные, переменного тока асинхронные с короткозамкнутым ротором; II—электродвигатели переменного тока синхронные, асинхронные с контактными кольцами.

Табличные данные относятся к работе в одну смену. При двухсменной работе из указанных величин вычитать 0,1, а при трехсменной—0,2.

5. Расчет ширины ремня (мм) по полезному напряжению (тяговой способности):

$$b \geq F/(\delta [\sigma_F]), \quad (1.13)$$

где δ — толщина ремня, мм.

Рассчитанную по формуле (1.13) ширину ремня округляют до большего стандартного значения (см. табл. 1.3, 1.4 и 1.9).

Некоторые стандартные значения ширины b прорезиненных ремней, мм

20, 25, (30), 32, 40, 50, (60), 63, (70), 71, (75), 80, (85), 90, 100, 112, (115), (120), 125, 140, (150), 160, (175), 180, 200, 224, (225), 250.

Параметры шкивов и их материалы. Стандартная ширина B шкива выбирается по табл. 13.18 в зависимости от стандартной ширины ремня. Материал и способ изготовления шкивов определяются максимальной скоростью ремня (табл. 1.10). Шкивы из пластмасс применяются для уменьшения массы. Эти шкивы имеют малые маховые моменты, экономичны при массовом производстве, не требуют механической обработки. Шкивы из текстолита допускают скорость до 25 м/с.

Таблица 1.10

| Максимальная скорость ремня, м/с | Материал и способ изготовления шкивов |
|----------------------------------|--|
| До 30 | Чугун СЧ 18—36, литые |
| » 45 | Сталь 25Л, литые |
| » 60 | Сталь 30, сварные или сборные |
| » 80 | Легкие сплавы АЛ-3, МЛ-5, литые |
| » 100 | Легированная хромистая сталь (поковка) или дюралюминий (литье) |

1.2. Проверочный расчет

Усилия в ременной передаче. 1. Определение усилий, действующих на вал от натяжений ветвей. Суммарное усилие

$$R = \sqrt{Q_1^2 + Q_2^2 + 2Q_1Q_2 \cos \gamma_1}, \quad (1.14)$$

где усилие в ведущей ветви ремня

$$Q_1 = \sigma_0 b \delta + F/2; \quad (1.15)$$

усилие в ведомой ветви

$$Q_2 = \sigma_0 b \delta - F/2. \quad (1.16)$$

Угол между ветвями ремня (рис. 1.1)

$$\gamma_1 = 180^\circ - \alpha_1. \quad (1.17)$$

Определение угла α_1 см. формулу (1.8).

Угол θ отклонения усилия R от линии центров в направлении вращения каждого из шкивов

$$\operatorname{tg} \theta = \frac{F}{2\sigma_0 b \delta} \operatorname{tg} \frac{\gamma_1}{2}. \quad (1.18)$$

При угле $\alpha_1 \geq 150^\circ$ усилие, действующее на вал, можно направлять по линии центров и определять по формуле

$$R \approx 2\sigma_0 b \delta. \quad (1.19)$$

Для передач неавтоматического натяжения усилие, действующее на вал (начальное или после подтягивания), принимается

$$R_{\max} = 1,5R.$$

2. Определение начального натяжения ветви ремня:

$$Q_0 = [\sigma_0 + (1 - \chi) \sigma_{ц}] b \delta, \quad (1.20)$$

где χ — коэффициент, учитывающий влияние центробежных сил на прижатие ремня к шкиву [16]. Для передач с автоматическим натяжением $\chi = 1$; для передач с неавтоматическим натяжением при ма-

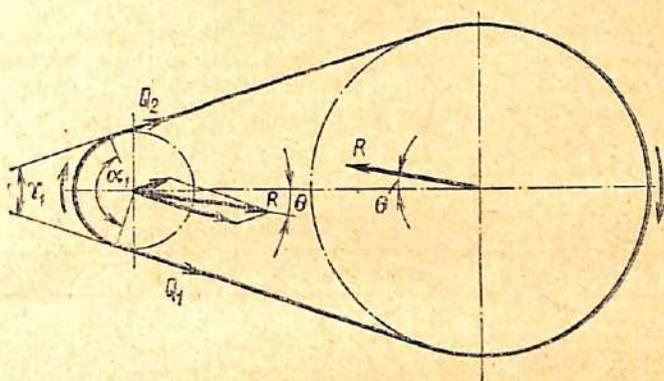


Рис. 1.1

лых и средних межосевых расстояниях, когда провисание ветвей практически не влияет на прижатие ремня к шкиву, а жесткость ремня значительно меньше жесткости деталей опор, коэффициент $\chi \approx 0$.

Напряжение от центробежных сил (МПа)

$$\sigma_{ц} = \rho v^2 / 10^6, \quad (1.21)$$

здесь ρ — плотность ремня, кг/м³ (см. табл. 1.1).

Для обеспечения надежного сцепления ремня со шкивом и его долговечности начальное натяжение Q_0 должно обязательно контролироваться.

Расчет ремней на долговечность. Долговечность ремня $t_{ч}$ (ч) определяется в основном его усталостной прочностью. Установлено, что для ремней справедлива зависимость [32]

$$\sigma_{\max}^m \cdot 3600 i z_{ш} t_{ч} = \sigma_N^m N_{ц0}, \quad (1.22)$$

где σ_{\max} — максимальное напряжение цикла изменения напряжений в ремне, МПа; $z_{ш}$ — число шкивов в передаче; i — см. зависимость (1.6); σ_N — предел выносливости, соответствующий базовому числу циклов нагружения $N_{ц0} = 10^7$.

1. Определение максимальных напряжений в ремне:

$$\sigma_{\max} = \sigma_p + \sigma_{\Pi} \quad (1.23)$$

Напряжение растяжения в ремне

$$\sigma_p = \sigma_0 + F/2b\delta + \sigma_{\Pi} \quad (1.24)$$

Напряжение изгиба в ремне на малом шкиве

$$\sigma_{\Pi} = E_{\Pi}\delta/D_1, \quad (1.25)$$

где E_{Π} — модуль упругости при изгибе (см. табл. 1.1).

Для прорезиненных ремней предел выносливости $\sigma_N = 7,5$ МПа, а показатель степени $m = 6$ [16].

2. Определение долговечности прорезиненного ремня. Долговечность (τ) при $i = 1$ в секунду, $z_{\text{ш}} = 2$, $u = 1$ и постоянном режиме работы

$$t_{\tau 0} = 2,46 \cdot 10^8 / \sigma_{\max}^6 \quad (1.26)$$

В табл. 1.11 даны значения $t_{\tau 0}$ в зависимости от растягивающего напряжения σ_p в ремне [см. уравнение (1.24)] и отношения D_1/δ . Модуль упругости при изгибе принят $E_{\Pi} = 140$ МПа.

Таблица 1.11

| Напряжения растяжения в ремне σ_p , МПа | Значения долговечности $t_{\tau 0}$, ч для прорезиненных ремней при отношении D_1/δ | | | | | |
|--|---|------|------|------|------|-------|
| | 25 | 30 | 35 | 40 | 45 | 50 |
| 2,4 | 950 | 1970 | 3560 | 5850 | 8710 | 12400 |
| 2,8 | 725 | 1430 | 2460 | 3950 | 5850 | 8050 |
| 3,2 | 535 | 1040 | 1750 | 2740 | 3950 | 5280 |
| 3,6 | 410 | 775 | 1280 | 1900 | 2740 | 3560 |
| 4,0 | 320 | 585 | 950 | 1390 | 1900 | 2460 |
| 4,4 | 250 | 425 | 725 | 1020 | 1390 | 1750 |
| 4,8 | 195 | 345 | 535 | 750 | 1010 | 1280 |

Для общего случая нагружения ремня открытой передачи ($i \neq 1$, $u \neq 1$ и переменном режиме) долговечность (τ)

$$t_{\tau} = (t_{\tau 0}/i) C_{\Pi} C_p \quad (1.27)$$

Коэффициент C_{Π} учитывает улучшение условий нагружения ремня при $u \neq 1$ и определяется для открытой передачи по формуле

$$C_{\Pi} = \frac{2}{1 + \left[\left(\sigma_p + \frac{\sigma_{\Pi}}{u} \right) / \sigma_{\max} \right]^6} \quad (1.28)$$

В табл. 1.12 даны значения коэффициента C_{Π} для некоторых передаточных чисел в зависимости от отношения σ_p/σ_{Π} .

Коэффициент C_p учитывает переменность режима:

$$C_p = \frac{i}{\sum_1^k (\sigma_x/\sigma_{\max})^6 i_x/e_x} \quad (1.29)$$

Таблица 1.12

| Отношение напряжений σ_p/σ_n | Значения коэффициента C_u для передаточных чисел u | | | | | | | | |
|--|--|------|------|------|------|------|------|------|------|
| | 1 | 1,12 | 1,26 | 1,41 | 1,56 | 2,00 | 2,52 | 3,00 | 4,00 |
| 0,75 | 1,00 | 1,14 | 1,27 | 1,38 | 1,46 | 1,62 | 1,72 | 1,77 | 1,82 |
| 1,0 | 1,00 | 1,18 | 1,32 | 1,44 | 1,55 | 1,7 | 1,8 | 1,84 | 1,88 |
| 1,5 | 1,00 | 1,20 | 1,38 | 1,51 | 1,63 | 1,68 | 1,87 | 1,91 | 1,95 |

Здесь σ_{\max} , как и ранее, — максимальное напряжение в ремне для наиболее тяжелого режима, по которому производится расчет размеров ремня и долговечности; i — число пробегов ремня при напряжении σ_{\max} ; σ_x — наибольшее напряжение данного режима нагружения ремня, рассчитывается по формуле (1.23) для каждого режима; i_x — число пробегов ремня при данном режиме с напряжением σ_x ; $1/e_x$ — коэффициент, указывающий, какую часть общего времени ремень работает на данном режиме, $\sum_1^k 1/e_x = 1$; k — общее число режимов с переменными напряжениями σ_x .

2. КЛИНОРЕМЕННОЯ ПЕРЕДАЧА

В настоящее время в общем машиностроении возможно применение клиновых ремней трех типов: нормальных, узких и поликлиновых. Размеры передач с поликлиновыми ремнями вследствие их высокой тяговой способности получаются значительно меньшими, чем с клиновыми. Общий диапазон рекомендуемых скоростей для клиноремненных передач от 5 до 40 м/с (табл. 2.1), передаточное число $u \leq 7$. Снижение габаритов и компактность передач осуществляются преимущественным применением мощностей до 50 кВт. Коэффициент полезного действия передачи при скорости ремня $v < 25$ м/с $\eta = 0,9 \dots 0,98$ и снижается при большей скорости вследствие аэродинамических потерь. Критерии работоспособности те же, что и у плоских ремней.

Расчет клиновых ремней нормального профиля выполняется по тяговой способности. Расчет узких и поликлиновых ремней производится по наибольшему напряжению [16] с учетом долговечности и тяговой способности.

2.1. Проектировочный расчет

Выбор типа и профиля ремня. Тип ремня выбирают в зависимости от условий работы передачи и необходимых габаритов. В передачах различных назначений наиболее применимы нормальные клиновые ремни (см. ГОСТ 1284—68).

Узкие ремни применяют при скорости $v > 25$ м/с или необходимости уменьшения габаритов передачи. Эти ремни имеют корд повышенной прочности, допускают большие натяжения и обладают большей тяговой способностью, чем нормальные. Четыре сечения узких рем-

ней по передаваемому моменту заменяют семь сечений нормальных клиновых ремней.

Передачи поликлиновыми ремнями обеспечивают большее постоянство передаточного числа, обладают повышенной плавностью при большей скорости и малыми габаритами. Распределение нагрузки по рабочей поверхности у поликлиновых ремней более равномерное, что приводит к уменьшению ширины шкивов по сравнению с комплектом клиновых ремней.

Характеристики и размеры клиновых и поликлиновых ремней даны в табл. 2.1.

Профиль клиновых и поликлиновых ремней выбирают по наибольшему передаваемому моменту на малом шкиве.

Расчет и выбор размеров и параметров передачи. 1. Определение минимально допустимого диаметра шкива для выбранного сечения и типа ремня производится по табл. 2.1.

Для увеличения долговечности ремня и к. п. д. передачи следует применять возможно большие диаметры шкивов, если передача не ограничена определенными габаритами. В этом случае диаметр меньшего шкива D_{p1} определяют, исходя из рекомендуемой скорости, по формуле (1.3).

Если задано межосевое расстояние a , то по относительному межосевому расстоянию a/D_{p2} (рекомендации по выбору даны ниже) определяют D_{p2} , а диаметр меньшего шкива — по формуле (1.2).

Для поликлиновых ремней в приводе от электродвигателя рекомендуется принимать диаметр меньшего шкива при $T_6 \leq 250$ Н·м равным

$$D_{p1} = 30 \sqrt[3]{T_6}, \quad (2.1)$$

здесь D_{p1} — в мм; T_6 — крутящий момент на быстроходном валу, Н·м.

2. Определение диаметра D_{p2} большего шкива производится по формуле (1.2).

Расчетные диаметры D_{p1} и D_{p2} после определения соответственно по пунктам 1 и 2 принимают стандартными по табл. 13.18. Далее определяют фактическое передаточное число u , действительную частоту вращения ведомого шкива, их отклонения от заданных величин, которые не должны быть более допустимых.

3. Определение скорости ремня производят по формуле (1.3), причем v не должна превышать наибольшую рекомендуемую (см. табл. 2.1).

4. Определение межосевого расстояния:

$$a_{\min} = 0,55 (D_{p1} + D_{p2}) + h, \quad (2.2)$$

где h — высота ремня;

$$a_{\max} = 2 (D_{p1} + D_{p2}). \quad (2.3)$$

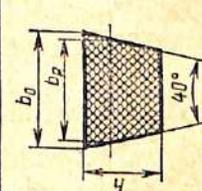
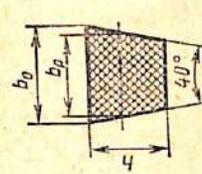
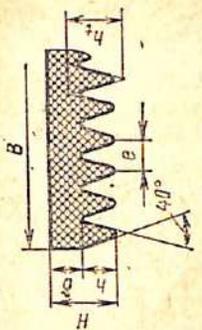
Для увеличения долговечности относительное межосевое расстояние a/D_{p2} рекомендуется принимать в зависимости от передаточного числа u .

При $u = 1 \quad 2 \quad 3 \quad 4 \quad 5 \leq 6$
 $a/D_{p2} = 1,5 \quad 1,2 \quad 1,0 \quad 0,95 \quad 0,9 \quad 0,85$

Таблица 2.1

46449

| Характеристики и размеры ремней | Клиновые нормальные (по ГОСТ 1284-68) | | | Клиновые узкие (по РТМ 51-15-70 НИИРП) | | | Полклиновые (по РТМ 51-15-16-70 НИИРП) | | | |
|---|--|----------------|----------------|---|----------------|----------------|---|-----------------|------------------------|------------------------|
| | О | А | Б | В | УО | УА | УБ | УВ | К | Л |
| Обозначение (шифр) профиля ремня | | | | | | | | | | |
| Размеры сечений, мм: | | | | | | | | | | |
| b_0 | 10 | 13 | 17 | 22 | 10 | 13 | 17 | 22 | 4 | 9,5 |
| b_p | 8,5 | 11 | 14 | 19 | 8,5 | 11 | 14 | 19 | $1,9 \pm 0,2$ | $4,8 \pm 0,4$ |
| h | 6 | 8 | 10,5 | 13,5 | 8 | 10 | 13 | 18 | 2,15 | 4,68 |
| Площадь сечения S_1 , мм ² | 47 | 81 | 138 | 230 | 56 | 93 | 159 | 278 | 3,3 | 6,6 |
| Диапазон длины, мм | 400... 2500 | 560... 4000 | 800... 6300 | 1800... (10600) | 630... 3550 | 800... 4500 | 1250... 8000 | 2000... 8000 | 2,4 | 4,8 |
| Минимальный расчетный диаметр шкива d_p , мм | 63 | 90 | 125 | 200 | 63 | 90 | 140 | 224 | 60 | 330 |
| Линейная плотность ремня q , кг/м | 0,061 | 0,105 | 0,178 | 0,300 | 0,069 | 0,118 | 0,196 | 0,363 | С 10 реб-рами S_{10} | С 10 реб-рами q_{10} |
| Рекомендуемая максимальная скорость ремня v , м/с | $< 2,5$ | < 25 | 11... 70 | 40... 110... 550 | < 200 | 90... 550 | < 40 | 300... 2200 | < 35 | 1250... 4500 |
| Рекомендуемый момент на быстрходном валу, Т·с, Н·м | | | 190 | 550 | | | | | ≤ 40 | 80 |
| Рекомендуемое максимальное число ремней (ребер) | | | 5...6 | — | 5...6 | 8...12 | | | 0,09 | 0,45 |
| Предельное число ребер | | | | | | | | | | |



Фундаментальное общество
Франси. политехнич. в-та
ИЗД. №

5. Определение расчетной длины ремня по выбранному межосевому расстоянию — см. формулу (1.5). Расчетную длину ремня округляют до стандартной (табл. 2.2).

Таблица 2.2

| Длина ремня расчетная, мм | Наибольшая разность между длинами комплектующих клиновых ремней, мм |
|--|---|
| 400, (425), 450, (475), 500, (530), 560, (600), 630, (670), 710, (750), 800, (850), 900, (950) | 2 |
| 1000, (1060), 1120, (1180), 1250, (1320), 1400, (1500) | 3 |
| 1600, (1700), 1800, (1900), 2000 | 5 |
| (2120), 2240, (2360), 2500 | 7,5 |
| (2650), 2800, (3000), 3150, (3350), 3550, (3750), 4000, (4250), 4500 | 10 |

Примечание. Кордшнуровые ремни по ГОСТ 1284—68 выпускают длиной до 4 м.

6. По стандартной расчетной длине ремня L по формуле (1.7) определяют окончательное межосевое расстояние и устанавливают пределы его изменения.

Для надевания бесконечных ремней и компенсации вытяжки в конструкции передачи должна быть предусмотрена возможность изменения межосевого расстояния в сторону уменьшения на $0,015L$ и в сторону увеличения на $0,03L$.

7. Определение угла обхвата на меньшем шкиве:

$$\cos \alpha_1/2 = (D_{p2} - D_{p1})/(2a). \quad (2.4)$$

Рекомендуется $\alpha_1 \geq 120^\circ$, но допустимы и углы обхвата до 90° .

Расчет числа ремней. 1. Определение окружной силы — см. формулу (1.10). 2. Определение допустимого полезного напряжения:

а) Для нормальных клиновых ремней по ГОСТ 1284—68

$$[\sigma_F] = [\sigma_F]_0 C_1 C_2 C_3, \quad (2.5)$$

где $[\sigma_F]_0$ — приведенное полезное напряжение, МПа, определяемое по тяговой способности ремня в зависимости от начального напряжения σ_0 при $\alpha_1 = 180^\circ$, $v = 10$ м/с и спокойной нагрузке (табл. 2.3) [16]; C_1 — коэффициент, учитывающий влияние угла обхвата на меньшем шкиве на тяговую способность ремня (табл. 2.4); C_2 — коэффициент, учитывающий влияние центробежных сил (табл. 2.5); C_3 — коэффициент, учитывающий условия работы передачи (см. табл. 1.8).

При автоматическом натяжении центробежные силы не уменьшают усилия прижатия ремня к шкиву и коэффициент $C_2 = 1$.

Для передач общего назначения начальное напряжение принимают $\sigma_0 = 1,4$ МПа, при больших диаметрах шкивов, а также для редко работающих передач $\sigma_0 = 1,6 \dots 1,8$ МПа, при необходимости повышения долговечности $\sigma_0 = 1,2$ МПа.

б) Для узких клиновых и поликлиновых ремней

$$[\sigma_F] = ([\sigma_F]_0 + \Delta[\sigma_F]_0) C_1 C_3 C_L, \quad (2.6)$$

Таблица 2.3

| Расчетный диаметр меньшего шкива, мм, при профиле ремня | | | | $[\sigma_F]_0$ при напряжении σ_0 , МПа | | |
|---|------------|------------|------------|--|--------|--------|
| О | А | Б | В | 1,2 | 1,4 | 1,6 |
| 63 | 90 | 125 | — | 1,35 | 1,50 | (1,67) |
| 71 | 100 | 140 | 200 | 1,51 | 1,67 | 1,80 |
| 80 | 112 | — | — | 1,60 | 1,78 | 1,90 |
| ≥ 90 | — | 160 | 224 | 1,69 | 1,89 | 2,00 |
| — | ≥ 125 | — | — | 1,78 | 1,96 | 2,13 |
| — | — | ≥ 180 | 250 | (1,82) | 2,04 | 2,24 |
| — | — | — | ≤ 280 | (1,92) | (2,20) | 2,35 |

Примечание. Величины $[\sigma_F]_0$ даны для ремней с тяговым слоем на основе искусственных волокон; при применении синтетических волокон данные величины могут быть повышены на 10%.

Таблица 2.4

| Угол обхвата α_1 , град | 70 | 80 | 90 | 100 | 110 | 120 | 130 | 140 | 150 | 160 | 170 | 180 |
|--------------------------------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|-----|
| Коэффициент C_1 | 0,56 | 0,62 | 0,68 | 0,74 | 0,79 | 0,83 | 0,87 | 0,90 | 0,93 | 0,96 | 0,98 | 1,0 |

Таблица 2.5

| Скорость ремня v , м/с | 5 | 10 | 15 | 20 | 25 | 30 |
|--------------------------|------|----|------|------|------|------|
| Коэффициент C_2 | 1,04 | 1 | 0,94 | 0,85 | 0,74 | 0,60 |

где $[\sigma_F]_0$ — приведенное полезное напряжение, МПа, определяемое по тяговой способности и долговечности ремня при $\alpha_1 = 180^\circ$, $u = 1$, двух шкивах, спокойной нагрузке и исходной длине ремня L_0 . Значения $[\sigma_F]_0$ для узких клиновых ремней даны в табл. 2.6 [25], а для поликлиновых — в табл. 2.7 (по материалам НИИРП); $\Delta[\sigma_F]_0$ — поправка, учитывающая влияние на долговечность передаточного числа передачи (при $u \neq 1$ условия работы ремня на шкивах более благоприятны) [25; 29];

$$\Delta[\sigma_F]_0 = 100\Delta[\sigma_F]_{II}/D_{PI}; \quad (2.7)$$

в табл. 2.8 приведены величины поправки $\Delta[\sigma_F]_{II}$ для профилей узких и поликлиновых ремней при диаметре $D_{PI} = 100$ мм; коэффициенты C_1 , C_3 и C_L в формуле (2.6) учитывают соответственно влияние угла обхвата (см. табл. 2.4), режима работы передачи (см. табл. 1.8) и длины ремня (табл. 2.9).

3. Определение числа ремней:

а) для клиновых передач

$$Z \geq F/(S_1[\sigma_F]), \quad (2.8)$$

где S_1 — площадь сечения одного ремня, мм² (см. табл. 2.1).

Таблица 2.6

| Профиль (шифр) ремня и диаметр D_{p1} , мм, меньшего шкива | | $[\sigma_F]_0$, МПа, при скорости ремня v , м/с | | | | | |
|---|-----|--|------|------|------|------|------|
| | | 5 | 10 | 15 | 20 | 25 | 30 |
| УО | УА | | | | | | |
| 63 | 90 | 3,50 | 2,90 | 2,30 | 1,75 | — | — |
| 71 | 100 | 4,30 | 3,65 | 3,05 | 2,45 | 1,90 | — |
| 80 | 112 | 4,80 | 4,20 | 3,70 | 3,15 | 2,65 | — |
| 90 | 125 | 5,40 | 4,90 | 4,40 | 3,84 | 3,40 | 2,86 |
| 100 | 140 | 6,00 | 5,20 | 4,70 | 4,25 | 3,65 | 3,15 |
| 112 | 160 | 6,30 | 5,70 | 5,30 | 4,80 | 4,35 | 3,65 |
| 125 | 180 | 6,85 | 6,36 | 5,86 | 5,35 | 4,86 | 4,35 |
| 140 | 200 | 7,05 | 6,50 | 6,05 | 5,65 | 5,18 | 4,60 |
| 160 | 224 | 7,60 | 7,10 | 6,55 | 6,00 | 5,50 | 5,00 |
| 180 | 250 | 7,80 | 7,25 | 6,80 | 6,30 | 5,85 | 5,40 |
| УБ | УВ | | | | | | |
| 140 | 224 | 4,01 | 3,45 | 3,00 | 2,52 | 1,98 | — |
| 160 | 250 | 4,40 | 3,85 | 3,48 | 3,05 | 2,58 | 1,92 |
| 180 | 280 | 4,85 | 4,22 | 3,90 | 3,36 | 3,02 | 2,52 |
| 200 | 315 | 5,10 | 4,94 | 4,27 | 3,84 | 3,37 | 2,96 |

Таблица 2.7

| Диаметр меньшего шкива D_{p1} , мм | $[\sigma_F]_0$, МПа, при скорости ремня v , м/с | | | | | | | | | | | |
|---|--|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|
| | 5 | | 10 | | 15 | | 20 | | 25 | | 30 | |
| | Профиль (шифр) ремней | | | | | | | | | | | |
| | К | Л | К | Л | К | Л | К | Л | К | Л | К | Л |
| 40 | 4,76 | — | 4,08 | — | 3,62 | — | 3,15 | — | — | — | — | — |
| 45 | 5,26 | — | 4,58 | — | 4,07 | — | 3,66 | — | 3,34 | — | — | — |
| 50 | 5,60 | — | 4,92 | — | 4,53 | — | 4,08 | — | 3,61 | — | — | — |
| 56 | 6,12 | — | 5,22 | — | 4,86 | — | 4,42 | — | 3,95 | — | — | — |
| 63 | 6,46 | — | 5,77 | — | 5,22 | — | 4,85 | — | 4,36 | — | 3,51 | — |
| 71 | 6,80 | — | 6,10 | — | 5,55 | — | 5,10 | — | 4,70 | — | 3,86 | — |
| 80 | 6,97 | 2,41 | 6,28 | 1,98 | 5,89 | 1,63 | 5,44 | 1,28 | 4,97 | — | 4,18 | — |
| 90 | 7,30 | 2,78 | 6,62 | 2,35 | 6,10 | 2,00 | 5,70 | 1,67 | 5,25 | — | 4,48 | — |
| 100 | 7,48 | 3,09 | 6,80 | 2,66 | 6,35 | 2,31 | 5,86 | 1,97 | 5,45 | 1,61 | 4,76 | — |
| 112 | 7,65 | 3,40 | 6,96 | 2,96 | 6,56 | 2,62 | 6,11 | 2,27 | 5,58 | 1,89 | 4,93 | — |
| 125 | 7,82 | 3,65 | 7,15 | 3,21 | 7,03 | 2,86 | 6,45 | 2,52 | 5,92 | 2,15 | 5,15 | — |
| 140 | 8,10 | 3,89 | 7,30 | 3,40 | 7,03 | 3,09 | 6,45 | 2,75 | 5,98 | 2,37 | 5,38 | 1,75 |
| 160 | 8,15 | 4,14 | 7,50 | 3,71 | 7,03 | 3,34 | 6,45 | 3,00 | 6,13 | 2,62 | 5,43 | 1,96 |
| 180 | — | 4,32 | — | 3,89 | — | 3,50 | — | 3,18 | — | 2,82 | 5,78 | 2,21 |
| 200 | — | 4,45 | — | 4,02 | — | 3,69 | — | 3,34 | — | 2,97 | — | 2,41 |
| 224 | — | 4,64 | — | 4,17 | — | 3,83 | — | 3,49 | — | 3,11 | — | 2,55 |
| 250 | — | 4,76 | — | 4,33 | — | 3,96 | — | 3,62 | — | 3,24 | — | 2,70 |
| | | | | | | | | | | | | 2,83 |

Таблица 2.8

| Профиль (шифр) ремня | Значения $\Delta [\sigma_F]_{II}$, МПа, при передаточном числе u | | | |
|----------------------|---|------|------|----------|
| | 1,05 | 1,2 | 1,5 | ≥ 3 |
| УО | 0,18 | 0,36 | 0,54 | 0,72 |
| УА | 0,24 | 0,52 | 0,69 | 0,95 |
| УБ | 0,32 | 0,63 | 0,88 | 1,13 |
| УВ | 0,40 | 0,83 | 1,22 | 1,59 |
| К | 0,05 | 0,13 | 0,17 | 0,24 |
| Л | 0,06 | 0,18 | 0,23 | 0,35 |

Таблица 2.9

| Тип ремня | Исходная длина ремня L_0 , мм | Значения коэффициента C_L при отношении L/L_0 | | | | | | | | | | |
|-----------------|---------------------------------|---|------|------|---|------|------|------|------|------|------|------|
| | | 0,4 | 0,5 | 0,75 | 1 | 1,25 | 1,5 | 1,75 | 2 | 2,5 | 3 | 3,5 |
| Узкие клиновые: | | | | | | | | | | | | |
| УО | 1600 | | | | | | | | | | | |
| УА | 2500 | | | | | | | | | | | |
| УБ | 3500 | 0,84 | 0,88 | 0,95 | 1 | 1,03 | 1,07 | 1,1 | 1,12 | — | — | — |
| УВ | 5600 | | | | | | | | | | | |
| Поликлиновые: | | | | | | | | | | | | |
| К | 750 | — | — | — | 1 | — | 1,05 | — | 1,10 | 1,15 | 1,20 | 1,25 |
| Л | 1500 | | | | | | | | | | | |

Если по расчету число ремней получилось больше предельного, указанного в табл. 2.1, то следует принять для расчета больший размер сечения ремня;

б) для поликлинового ремня (число ребер)

$$Z = 10F / (S_{10} [\sigma_F]), \quad (2.9)$$

здесь S_{10} — площадь сечения десяти ребер поликлинового ремня (см. табл. 2.1), мм². Число ребер поликлиновых ремней рекомендуется принимать четным. В табл. 2.1 приведено предельное и рекомендуемое число ребер для различных профилей поликлиновых ремней.

Поликлиновые ремни очень чувствительны к непараллельности валов и осевому смещению шкивов. Рекомендуется, чтобы непараллельность валов в передаче не превышала 20', а угол смещения рабочих поверхностей шкивов был не более 15' [7].

Параметры шкивов и их материалы. 1. Определение размеров шкивов. Размеры канавок шкивов (мм) — см. табл. 2.10. Наружные диаметры:

для клиновых ремней

$$D_e = D_p + 2b, \quad (2.10)$$

для поликлиновых ремней

$$D_e = D_p - \delta, \quad (2.11)$$

где δ — толщина плоской части ремня (см. табл. 2.1). Ширина шкивов

$$M = 2f + (Z - 1)e. \quad (2.12)$$

2. Материал и способ изготовления шкивов — см. табл. 1.10.

2.2. Проверочный расчет

Усилия и напряжения в передаче. 1. Определение начального напряжения σ_0 (МПа) (напряжение ветви при холостом ходе и скорости ремня $v \leq 10$ м/с).

Для нормальных клиновых ремней начальное напряжение σ_0 назначалось при выборе приведенного полезного напряжения (см. табл. 2.3).

Для узких клиновых ремней

$$\sigma_0 = F / (2\varphi_0 C_1 C_3 S_1 Z). \quad (2.13)$$

Для поликлиновых ремней

$$\sigma_0 = 5F / (\varphi_0 C_1 C_3 S_{10} Z). \quad (2.14)$$

Коэффициент тяги для узких клиновых ремней $\varphi_0 = 0,65 \dots 0,85$ [16], для поликлиновых профилей К $\varphi_0 = 0,75 \dots 0,85$ и Л $\varphi_0 = 0,65 \dots 0,75$ [29]. Меньшие значения φ_0 — для малых диаметров шкивов.

В формулах (2.13) и (2.14) коэффициент C_3 принимается для односменной работы передачи.

2. Определение начального натяжения Q_0 (Н):

для комплекта нормальных и узких клиновых ремней

$$Q_0 = [\sigma_0 S_1 + (1 - \chi) q v^2] Z; \quad (2.15)$$

для поликлиновых ремней

$$Q_0 = [\sigma_0 S_{10} + (1 - \chi) q v^2] Z / 10. \quad (2.16)$$

Коэффициент $\chi = 0,1 \dots 0,25$ учитывает влияние центробежных сил (меньшие значения — при малой податливости опор и большой длине ремня). При автоматическом натяжении $\chi = 1$. Площади сечения ремней S_1 и S_{10} (мм²), линейная плотность ремня q и q_{10} (кг/м) принимаются по табл. 2.1.

3. Определение усилия R (Н), действующего на вал:

для клиновых ремней

$$R \approx 2\sigma_0 S_1 Z \sin \alpha_1 / 2; \quad (2.17)$$

для поликлиновых ремней

$$R \approx 2\sigma_0 (S_{10} / 10) Z \sin \alpha_1 / 2. \quad (2.18)$$

4. Определение угла θ отклонения усилия R от линии, соединяющей центры шкивов (см. рис. 1.1):

для клиновых ремней

$$\operatorname{tg} \theta = [F / (2\sigma_0 S_1 Z)] \operatorname{tg} \gamma_1 / 2; \quad (2.19)$$

для поликлиновых ремней

$$\operatorname{tg} \theta = [5F / (\sigma_0 S_{10} Z)] \operatorname{tg} \gamma_1 / 2. \quad (2.20)$$

Здесь γ_1 — угол между ветвями ремня — формула (1.17). Усилие R отклоняется от линии центров в сторону вращения шкива. При угле $\alpha_1 \geq 150^\circ$ усилие R можно направлять по линии центров.

3. ПЕРЕДАЧИ ЗУБЧАТЫМ РЕМНЕМ

Этот новый вид передач перспективен в применении к приводам машин и по сравнению с другими видами передач гибкой связью обладает рядом преимуществ: отсутствие скольжения, малые габариты,

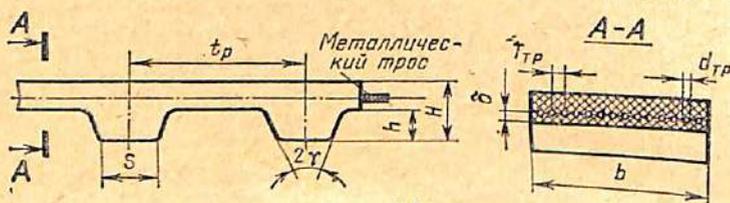


Рис. 3.1

небольшие силы на валы и опоры, незначительная вытяжка ремня и высокий к. п. д. (0,94...0,98), просты в эксплуатации. В особых условиях они способны передавать мощности до 500 кВт при скорости до 80 м/с и передаточном числе $u \leq 30$. Передачи зубчатым ремнем ввиду их быстроходности особенно рекомендуется применять в качестве замедлительных в приводах от электродвигателей к приемным валам передаточных механизмов и машин.

Профили зубчатых ремней и их геометрические параметры даны на рис. 3.1 и в табл. 3.1 (ОН-6-07-5—63). Ремни выполняются шести типоразмеров замкнутой длины. В качестве основного параметра принят модуль m .

Ремни широкого применения изготовляют из армированного металлическим тросом неопрена; значительно реже используют пластмассу полиуретан. Наличие жесткого и прочного каркаса (он выполнен из спирально навитого по длине ремня металлического троса, несущего рабочую нагрузку) практически гарантирует неизменяемость шага ремня. Для повышения износостойкости зубья ремня покрывают тканым нейлоном. Если ремни малого модуля предназначены для использования в кинематических механизмах станков и приборов, то их каркас изготовляют из стекловолокна или полиамидного шнура.

Упругие свойства зубчатых ремней характеризуются коэффициентами податливости их каркаса и зубьев (см. табл. 3.5). Значения ширины b , числа зубьев z_p и длины ремня L_p нормализованы и приведены в табл. 3.2 и 3.4 (ОН-6-07-5—63).

Таблица 3.1

| | | | | | | |
|---|-------|-------|--------|------------|--------|--------|
| Модуль ремня m , мм | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 |
| Шаг ремня t_p , мм, $t_p =$ $= \lambda m$ | 6,283 | 9,425 | 12,566 | 15,708 | 21,991 | 31,416 |
| Общая толщина ремня H , мм | 3 | 4 | 5 | 6 | 8 | 11 |
| Высота зуба h , мм, $h = 0,6 m$ | 1,2 | 1,8 | 2,4 | 3,0 | 4,2 | 6,0 |
| Наименьшая толщина зуба S , мм, $S = m$ | 2 | 3 | 4 | 5 | 7 | 10 |
| Угол профиля зуба 2γ | | | | 50° | | |
| Тип троса | | 1×7 | | | 1×21 | |
| Диаметр троса $d_{тр}$, мм | | 0,36 | | | 0,65 | |
| Шаг троса $T_{тр}$, мм | | | | 1,2... 1,4 | | |
| Расстояние от оси троса до впадины ремня δ , мм | | 0,6 | | | 1,3 | |

Таблица 3.2

| Модуль ремня m , мм | Ширина ремня b , мм | | | | | | | | | | |
|-----------------------------|-----------------------|----|------|----|----|----|----|----|----|----|----|
| | 8 | 10 | 12,5 | 16 | 20 | 25 | 32 | 40 | 50 | 63 | 80 |
| 2 | + | | | | | | | | | | |
| 3 | + | + | | | | | | | | | |
| 4 | | | + | + | | | | | | | |
| 5 | | | | | + | + | | | | | |
| 7 | | | | | | + | + | + | | | |
| 10 | | | | | | | | | + | + | + |

Угол впадины зуба шкива соответствует углу профиля зуба ремня. Однако для улучшения условий работы ремня часто угол впадины шкива в силовых передачах уменьшают, а в кинематических — увеличивают, но не более чем на 2° . Для снижения концентрации давления по высоте зубьев ремня головки зубьев шкива скругляют радиусом $r_r = 0,35m$. Для устранения сбегания ремня со шкива на последнем устанавливают боковые фланцы.

Основным критерием работоспособности передач зубчатым ремнем является усталостная прочность зубьев ремня, испытывающих в основном два вида деформаций: сдвиг и смятие.

При работе передачи в диапазоне относительно невысокой частоты вращения (до 1000 мин^{-1}) и $u \geq 2$, чтобы сохранить ее работоспособность, необходимо обеспечить правильное зацепление, в свою очередь зависящее от предельно допустимой величины тангенциального смещения зуба ремня, входящего в зацепление со шкивом. К факторам, влияющим на долговечность зубчатого ремня, следует в первую очередь отнести: прочность резины и ее крепления к каркасу, геометрические характеристики зубьев ремня и шкива, цикличность напряжений и максимальную рабочую нагрузку, передаваемую ремнем.

3.1. Проектировочный расчет

При расчете определяют модуль передачи, исходя из усталостной прочности зубьев ремня по напряжениям сдвига. Для упрощения расчета целый ряд величин: коэффициент ширины ремня ψ_p , коэффициент динамичности нагрузки K_d , допускаемое напряжение сдвига для зубьев ремня $[\sigma_{сд}]$, допустимое число зубьев меньшего шкива z_1 и число зубьев ремня, находящихся в зацеплении с малым шкивом z_0 , — взяты в усредненном значении и объединены постоянным числовым коэффициентом. При принятых предпосылках модуль передачи зубчатым ремнем (мм) определяют по формуле [12]

$$m = 35 \sqrt[3]{N/n_1}, \quad (3.1)$$

где N — мощность, передаваемая ремнем, кВт; n_1 — частота вращения меньшего шкива, мин^{-1} (при наличии нескольких режимов и постоянной мощности — наименьшая).

Полученное значение модуля округляют (в большую или меньшую сторону) до ближайшего нормализованного (см. табл. 3.1).

Ширину ремня b (мм) устанавливают по табл. 3.2, используя зависимость

$$b = \psi_p m, \quad (3.2)$$

где $\psi_p = 6 \dots 9$ — коэффициент ширины ремня*.

Определение основных параметров передачи. Число зубьев большего шкива

$$z_2 = z_1 u,$$

где $u = n_1/n_2 = z_2/z_1$ — передаточное число ($u \geq 1$); z_1 — число зубьев меньшего шкива, принимается для обеспечения долговечности работы ремня не менее рекомендованного в табл. 3.3 [8].

Таблица 3.3

| Модуль ремня m , мм | Частота вращения меньшего шкива n_1 , мин^{-1} | Число зубьев меньшего шкива z_1 , не менее | Модуль ремня m , мм | Частота вращения меньшего шкива n_1 , мин^{-1} | Число зубьев меньшего шкива z_1 , не менее |
|-----------------------|---|--|-----------------------|---|--|
| 2 | 500...3000 | 12 | 5 | 500 | 16 |
| | 3500...4500 | 14 | | 1000...1500 | 18 |
| | 5000...6800 | 16 | | 2000...3000 | 20 |
| | 7000...7500 | 18 | | 3500...4000 | 22 |
| 3 | 500...1000 | 12 | 7 | 500 | 20 |
| | 1500...2000 | 14 | | 1000 | 22 |
| | 2500...3500 | 16 | | 1500 | 24 |
| | 4000...5000 | 18 | | 2000 | 26 |
| 4 | 500 | 12*; 14 | 10 | 500 | 20 |
| | 1000 | 14*; 16 | | 1000 | 22 |
| | 1500...2000 | 16*; 18 | | 1500 | 24 |
| | 2500...3500 | 18*; 20 | | 2000 | 26...28 |

* Для ремней с металлическим тросом типа 1Х7.

* При значительном отличии полученного по формуле (3.1) значения модуля от нормализованного следует при его округлении в меньшую сторону принимать большее значение ψ_p , а при обратном округлении — меньшее.

Расстояние между осями шкивов (мм) выбирают, исходя из условия

$$a_{\min} \leq a \leq a_{\max};$$

$$a_{\min} = 0,5m(z_1 + z_2) + 2m; \quad a_{\max} = 2m(z_1 + z_2).$$

Число зубьев ремня при принятом межосевом расстоянии a' [8]

$$z_p = \frac{2a'}{t_p} + \frac{z_1 + z_2}{2} + \frac{(z_2 - z_1)^2 t_p}{40a'}, \quad (3.3)$$

где t_p — шаг ремня, мм (см. табл. 3.1).

Полученное значение z_p округляют до ближайшего нормализованного (табл. 3.4).

Таблица 3.4

| Число зубьев ремня z_p | Длина ремня L_p при модуле m , мм | | | | | |
|--------------------------|---------------------------------------|--------|--------|--------|--------|--------|
| | 2 | 3 | 4 | 5 | 7 | 10 |
| 32 | 201 | — | — | — | — | — |
| 36 | 226,1 | 339,1 | — | — | — | — |
| 40 | 251,2 | 376,8 | 502,4 | — | — | — |
| 45 | 282,6 | 423,9 | 565,2 | 706,5 | — | — |
| 50 | 314 | 471 | 628 | 785 | 989,1 | — |
| 56 | 351,7 | 527,5 | 703,4 | 879,2 | 1099 | 1570 |
| 63 | 395,6 | 593,5 | 791,3 | 989,1 | 1230,9 | 1758,4 |
| 71 | 445,9 | 668,8 | 891,8 | 1114,7 | 1384,7 | 1978,2 |
| 80 | 502,4 | 753,6 | 1004,8 | 1256 | 1560,6 | 2229,4 |
| 90 | 565,2 | 847,8 | 1130,4 | 1413 | 1758,4 | 2512 |
| 100 | 628 | 942 | 1256 | 1570 | 1978,2 | 2826 |
| 112 | 703,4 | 1055 | 1406,7 | 1758,4 | 2198 | 3140 |
| 125 | 785 | 1177,5 | 1570 | 1962,5 | 2461,8 | — |
| 140 | — | 1318,8 | 1758,4 | 2198 | 2747,5 | — |
| 160 | — | 1507,2 | 2009,6 | — | — | — |

В соответствии с принятым числом зубьев z_p по табл. 3.4 устанавливают длину ремня L_p и определяют по формуле (1.7) действительное межосевое расстояние передачи a , где

$$\lambda = L_p - t_p(z_1 + z_2)/2 \quad \text{и} \quad \Delta = m(z_2 - z_1)/2.$$

Наружный диаметр шкива (мм)

$$d_{a1(2)} = mz_{1(2)} - 2\delta + C_{1(2)}, \quad (3.4)$$

где δ — расстояние от впадины зуба ремня до оси металлического троса, мм; $C_{1(2)}$ — поправка на диаметр шкива, мм, обеспечивающая равномерное распределение нагрузки между зубьями ремня на дуге обхвата [13];

$$C_{1(2)} = 0,15Fiz_{1(2)}/b, \quad (3.5)$$

где i — коэффициент продольной податливости каркаса ремня, $\text{мм}^2/\text{Н}$, выбирается по табл. 3.5; F — рабочая нагрузка (окружная сила), передаваемая ремнем, Н; определяется по наибольшему крутящему моменту T_1 , Н·м, на валу меньшего шкива, или по передаваемой мощности N , кВт;

$$F = 2 \cdot 10^3 T_1 / (mz_1) = 1,91 \cdot 10^7 N / (z_1 n_1 m). \quad (3.6)$$

Таблица 3.5

| Модуль ремня, мм | 2 | 3 | 4 | 5 | 7 | 10 | |
|--|-------------|--------|-------|--------|--------|--------|--------|
| Тип троса | 1×7 | | | 1×21 | | | |
| Коэффициент продольной податливости каркаса ремня i , мм ² /Н | 0,0018 | 0,0025 | 0,003 | 0,0011 | 0,0013 | 0,0019 | 0,0025 |
| Линейная плотность ремня шириной 1 мм q , кг/(м·мм) | 0,0032 | 0,004 | 0,005 | 0,0065 | 0,007 | 0,008 | 0,011 |
| Коэффициент податливости зубьев ремня e , мм ² /Н | 0,16...0,22 | | | | | | |

| Технология изготовления ремня | Характеристика резины ремня | | | | |
|---------------------------------|-----------------------------|--------------------|--------------------|--|--|
| | тип каучука | марка резины | твёрдость по Шору | предел прочности при растяжении σ_B , МПа | предел прочности на отрыв от основания σ'_B , МПа |
| Литье (нитрильные резины) | СКН | В-14 В-14-2 | 70...77 77...85 | 10 12 | 5...7 |
| Прессование (нейритовые резины) | Нейрит | ИРП1078 НО-68-1 | 75...85 55...70 | 11 9 | |

Примечание. Для импортных ремней $\sigma_B \approx 13$ МПа и $\sigma'_B \approx 8$ МПа.

3.2. Проверочный расчет

В проверочном расчете, когда известны параметры передачи и условия ее работы, определяются напряжения сдвига и смятия зубьев ремня и сравниваются с допускаемыми.

Однако, как показывает практика расчета, учитывая усредненные значения допускаемых напряжений $[\sigma_{сд}]$ и $[\sigma_{см}]$, рекомендуется проводить проверочный расчет зубьев ремня только по напряжениям сдвига и на выполнение условия зацепления [14].

Расчетная прочность зубьев ремня. Действующие в зубе ремня напряжения сдвига определяют по формуле (3.7) и сравнивают с допускаемыми, принятыми с учетом режима работы:

$$\sigma_{сд}^* = FK_d / (z_0 S_1 b K) \leq [\sigma_{сд}] / K_p = [\sigma_{сд.p}], \quad (3.7)$$

* Расчет по напряжениям смятия зубьев ремня аналогичен расчету на сдвиг, т. е. производится по формуле

$$\sigma_{см} = FK_d / (z_0 h b K) \leq [\sigma_{см}] / K_p = [\sigma_{см.p}], \quad (3.7')$$

где $[\sigma_{см}] = 0,75\sigma_B$ — допускаемое напряжение для зубьев ремня на смятие, МПа; σ_B — предел прочности резины зубьев ремня, зависящий от ее марки и технологии изготовления зубчатого ремня (прессование, литье), МПа (см. табл. 3.5).

где K_d — коэффициент динамичности нагрузки; зависит от назначения передачи и учитывает характер действующей нагрузки (пусковые перегрузки, колебания рабочей нагрузки и т. п.); принимается в соответствии с данными табл. 3.6; z_0 — число зубьев ремня, находящегося в зацеплении с меньшим шкивом,

$$z_0 = z_1 \alpha_1 / 360^\circ, \quad (3.8)$$

α_1 — угол обхвата на меньшем шкиве,

$$\alpha_1 = 180^\circ - [m(z_2 - z_1)/a] 57,3^\circ; \quad (3.9)$$

$S_1 = 0,5(S + 2h \operatorname{tg} \gamma) = 0,8m$ — длина участка сдвига зуба ремня, мм; $K = 2,65$ — коэффициент, учитывающий конструктивные параметры зубьев ремня и шкива;

Таблица 3.6

| Тип машины или оборудования | Значение K_d при максимальной пиковой нагрузке, % от номинальной | | |
|---|--|-------|-------|
| | < 150 | < 250 | < 400 |
| Деревообрабатывающее оборудование | 1,1 | 1,2 | — |
| Токарные станки и оборудование для типографии | 1,2 | 1,4 | 1,6 |
| Сверлильные, расточные, шлифовальные, фрезерные, поперечно-строгальные и долбежные станки | 1,3 | 1,5 | 1,7 |
| Конвейеры ленточные | 1,4 | 1,5 | 1,6 |
| Вентиляторы, подъемники и текстильное оборудование | 1,4 | 1,6 | 1,8 |
| Пластинчатый, ковшовый и элеваторный конвейеры | 1,5 | 1,6 | 1,7 |
| Скреповый и шнековый конвейеры | 1,5 | 1,7 | 1,8 |

$[\sigma_{сд.р}]$ — допускаемое напряжение для зубьев ремня на сдвиг с учетом режима работы передачи, МПа,

$$[\sigma_{сд.р}] = [\sigma_{сд}] / K_p, \quad (3.10)$$

где $[\sigma_{сд}] = 0,8\sigma'_в$ — допускаемое напряжение на сдвиг, МПа; $\sigma'_в$ — предел прочности резины на отрыв от основания, характеризующий прочность связи резины с металлотросом, МПа (см. табл. 3.5);

K_p — коэффициент долговечности,

$$K_p = \varphi \sqrt[N_{ц}]{}, \quad (3.11)$$

где $N_{ц}$ — число знакопостоянных циклов, испытываемых зубьями ремня в процессе работы передачи. При постоянном режиме работы

$$N_{ц} = 60 (z_1/z_p) t_{ц} n_1,$$

при переменном режиме работы передачи

$$N_{ц} = 60 (z_1/z_p) \sum_i t_{цi} n_i (F_i/F_1)^6, \quad (3.12)$$

где $t_{\text{ч}}$ — общее время работы передачи, ч; F_i , $t_{\text{чи}}$ и n_i — соответственно нагрузка, время работы и частота вращения шкива в минуту при режиме i ; F_1 — максимальная длительно действующая нагрузка, по которой ведется расчет; φ — общий корректирующий коэффициент,

$$\varphi = \varphi_t \varphi_c \varphi_p, \quad (3.13)$$

где φ_t — коэффициент, характеризующий снижение прочностных характеристик зубчатого ремня с повышением температуры нагрева резины; при постоянном режиме работы $\varphi_t = \sqrt[9]{n_1/10^3} \geq 1$, при переменном режиме работы

$$\varphi_t = (1/t_{\text{ч}}) \sum_i t_{\text{чи}} \sqrt[9]{n_i/10^3} \geq 1, \quad (3.14)$$

φ_c — коэффициент, характеризующий число смен работы передачи в сутки; при двухсменной работе $\varphi_c = 1,07$, при трехсменной $\varphi_c = 1,15$;

φ_p — коэффициент, учитывающий применение натяжного или направляющего ролика; при установке одного ролика $\varphi_p = 1,1$, при двух $\varphi_p = 1,25$.

Расчет по выполнению условия сохранения зацепления в передаче. Предельно допустимая окружная сила, передаваемая зубчатым ремнем, из условия сохранения зацепления определяется по формуле (3.15) и сравнивается с расчетной:

$$F_{\text{пред}} = \frac{[h \operatorname{tg} \gamma - 0,5d_{a1}(\beta - \sin \beta) + \Delta t_{\text{к}}] b}{e/z_0 + i} \geq F, \quad (3.15)$$

где γ — угол впадины (табл. 3.1); β — угол между точкой сбега ремня со шкива и точкой их касания по наружному диаметру, рад,

$$\beta = \sqrt{4h/(d_{a1} \cos \gamma)}; \quad (3.16)$$

$\Delta t_{\text{к}}$ — поправка на шаг шкива, обеспечивающая выравнивание нагрузки между зубьями ремня на дуге обхвата, мм,

$$\Delta t_{\text{к}} = 0,45Fi/b; \quad (3.17)$$

e — коэффициент податливости зубьев ремня, мм²/Н (см. табл. 3.5); значения величин F , i , b , d_{a1} и z_0 , входящих в формулу (3.16), указаны выше.

По результатам проверки по формулам (3.7) и (3.15) окончательно устанавливаются типоразмер ремня и срок службы передачи.

Предварительное натяжение и усилие, действующее на валы передачи. Для получения постоянной геометрической длины ремня как в покое, так и в работе, исключаяющей его радиальное смещение относительно шкивов, предварительное натяжение следует принимать

$$2Q_0 = F + 2F_{\text{ц}}, \quad (3.18)$$

где $F_{\text{ц}} = qv^2b$ — натяжение от центробежных сил; Н; q — линейная плотность ремня шириной 1 мм, кг/(м·мм) (см. табл. 3.5); $v = z_1 n_1 \pi t / (6 \cdot 10^4)$ — скорость ремня, м/с.

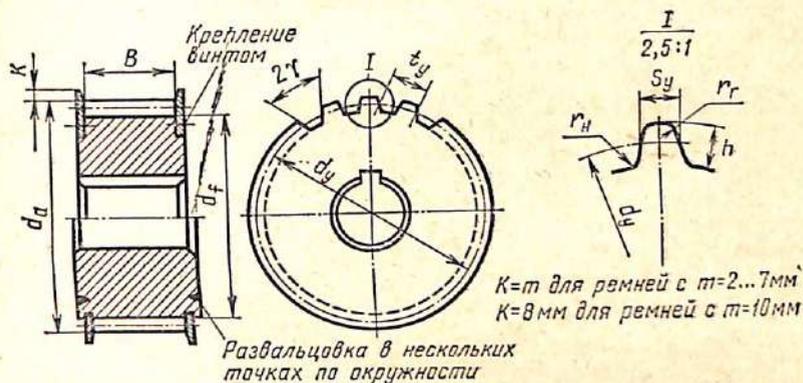
При скорости ремня до 20 м/с натяжение от центробежных сил практически исключает дополнительное удлинение ремня, поэтому

$$2Q_0 = F.$$

Усилие на валы направлено по линии центров передачи и в любом случае (несамонатяжная передача) $R = (1...1,1)F$.

Основные параметры шкивов приведены в табл. 3.7. Допуски и отклонения на параметры шкива принимаются в соответствии с данными табл. 13.22.

Таблица 3.7



| Параметр | Обозначение | Расчетные формулы |
|--|-------------|--|
| Модуль зацепления, мм | m | $m = t_p / \pi$ |
| Число зубьев | z | — |
| Диаметр вершины зубьев, мм | d_a | $d_{a1(2)} = mz_{1(2)} - 2\delta + C_{1(2)}$ |
| Диаметр впадин, мм | d_f | $d_{f1(2)} = d_{a1(2)} - 1,8m$ |
| Высота зуба, мм | $h_{ш}$ | $h_{ш} = 0,9m$ |
| Диаметр условной окружности измерения, мм | d_y | $d_{y1(2)} = (d_{a1(2)} + d_{f1(2)})/2$ |
| Угол впадины, град | 2γ | $2\gamma = 50^{\pm 2^\circ}$ |
| Окружной шаг по условной окружности измерения, мм | t_y | $t_{y1(2)} = \pi d_{y1(2)} / z_{1(2)}$ |
| Толщина зуба по дуге условной окружности измерения | S_y | $S_{y1(2)} = t_{y1(2)} - (1,14m + 1,1f)*$ |
| Радиус закругления головки зуба, мм | r_r | $r_r = 0,35m$ |
| Радиус закругления ножки зуба, мм | r_n | $r_n = 0,4m$ |
| Длина зуба, мм | B | $B = b + m$ |

* f — боковой зазор между зубьями ремня и шкива; $f \leq 0,3$ (для реверсивных передач $f=0$).

4. ЦЕПНЫЕ ПЕРЕДАЧИ

В приводах стационарных машин небольшой мощности (до 25 кВт) цепные передачи применяются в качестве привода: а) от источника энергии (электродвигатель) к приемному валу передаточного механизма или машины и б) от выходного вала (в большинстве случаев тихоходного) к другой машине или механизму.

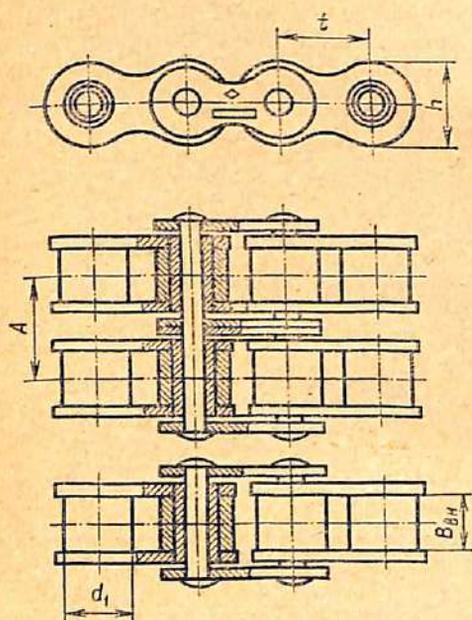


Рис. 4.1

ваемых закрытых или защищенных цепи являются: износостойкость элементов (пластин, роликов) звена цепи, подверженных действию циклической нагрузки.

Выбор типоразмера цепи осуществляется путем расчета, исходя из установленных практикой допустимых величин среднего давления в шарнире звена цепи, зависящих от ряда факторов, условий и принятого срока службы работы передачи.

Основные параметры и кинематика передачи. Основным параметром приводной цепи является шаг t , мм (см. ГОСТ 13568—75). Основные размеры и характеристики цепи (рис. 4.1) зависят от шага и указаны в ГОСТе (табл. 4.1). $u = n_1/n_2 = z_2/z_1$ — передаточное число ($u \geq 1$), где n_1 и n_2 — частота вращения звездочек, мин⁻¹, а z_1 и z_2 — числа зубьев соответственно ведущей (малой) и ведомой звездочек. Для двухзвездной передачи $u_{\max} \leq 7$, рекомендуется $u \leq 4$.

Наименьшее число зубьев ведущей звездочки $z_1 \geq 19$. Однако весьма благоприятные условия для работы передачи создаются, если принимать z_1 по зависимости $z_1 = 29 - u$ и округлять затем до целого нечетного числа зубьев.

В первом случае цепная передача является быстроходной и к ней предъявляют требования высокой работоспособности и компактности. Этим условиям удовлетворяют приводные роликовые цепи (преимущественно однорядные) типа ПР малых и средних шагов (от 12,7 до 25,4 мм). Во втором случае цепные передачи работают с пониженными скоростями и передают значительные крутящие моменты. Этим условиям наилучшим образом удовлетворяют роликовые цепи однорядные и двухрядные типа ПР больших шагов (от 25,4 до 50,8 мм).

Конструирование цепных передач обусловлено в первую очередь правильным выбором типоразмера цепи. Для смазочных критериями работоспособности передач являются выносливость звена цепи, подверженных дейст-

Таблица 4.1

| Обозначение цепей по ГОСТу (выборка) | Шаг цепи t , мм | Расстояние между рядами A , мм | Расстояние между внутренними пластинами $B_{вн}$, мм | Диаметр ролика d_1 , мм | Ширина внутренней пластины b , мм | Проекция опорной поверхности шарнира однорядной цепи $S_{оп}$, мм ² | Разрушающая нагрузка $Q_{разр}$, Н | Линейная плотность цепи, кг/м |
|--------------------------------------|-------------------|----------------------------------|---|---------------------------|-------------------------------------|---|-------------------------------------|-------------------------------|
| ПР-12,7—1820—2 2ПР-12,7—3180 | 12,7 | — 13,92 | 7,75 | 8,51 | 11,8 | 50 | 18 200 31 800 | 0,75 1,40 |
| ПР-15,875—2270—2 2ПР-15,875—4540 | 15,875 | — 16,59 | 9,65 | 10,16 | 14,8 | 71 — | 22 700 45 400 | 1,00 1,90 |
| ПР-19,05—3180 2ПР-19,05—7200 | 19,05 | — 22,78 | 12,70 | 11,91 | 18,2 | 106 — | 31 800 72 000 | 1,90 3,50 |
| ПР-25,4—5670 2ПР-25,4—11340 | 25,4 | — 29,29 | 15,88 | 15,88 | 24,2 | 180 — | 56 700 113 400 | 2,60 5,00 |
| ПР-31,75—8850 2ПР-31,75—17700 | 31,75 | — 35,76 | 19,05 | 19,05 | 30,2 | 262 — | 88 500 177 000 | 3,80 7,30 |
| ПР-38,1—12700 2ПР-38,1—25400 | 38,1 | — 45,44 | 25,4 | 22,23 | 36,2 | 395 — | 127 000 254 000 | 5,50 11,00 |
| ПР-44,45—17240 2ПР-44,45—34480 | 44,45 | — 48,87 | 25,40 | 25,70 | 42,4 | 480 — | 172 400 344 800 | 7,50 14,40 |
| ПР-50,8—22680 2ПР-50,8—45360 | 50,8 | — 58,55 | 31,75 | 28,58 | 48,3 | 650 — | 226 800 453 600 | 9,70 19,10 |

4.1. Проектировочный расчет

При расчете определяют шаг цепи, исходя из допустимой величины среднего давления в шарнире звена и принятого значения межосевого расстояния передачи a' , мм. Возможный к применению диапазон шагов при принятом или ориентировочно заданном межосевом расстоянии устанавливают согласно зависимости

$$a'/80 \leq t \leq a'/30. \quad (4.1)$$

Расчетное значение шага цепи определяют по формуле

$$t \geq 30,5 \sqrt[3]{NK_{y(v)}/(n_1 K_m)}, \quad * \quad (4.2)$$

где N — мощность, кВт;

$K_y = 10 \sqrt[3]{n_1/10}$ — коэффициент, учитывающий при расчете среднего и низкоскоростных передач влияние на усталостную прочность пла-

* Для упрощения расчета по формуле (4.2) ряд значений коэффициентов и параметров, влияющих на работоспособность цепей, объединены постоянным числовым коэффициентом. Срок службы работы передачи принят равным 10^4 ч.

стин частоты вращения ведущей звездочки [19]: $K_v = \sqrt[3]{(n_1/10)^2}$ — коэффициент, учитывающий при расчете скоростных передач влияние частоты вращения ведущей звездочки на износостойкость шарниров [19]; K_m — коэффициент, учитывающий число рядов цепи; для однорядной цепи $K_m = 1$, для двухрядной $K_m = 1,7$, трехрядной $K_m = 2,5$ и четырехрядной $K_m = 3$.

При частоте вращения ведущей звездочки в диапазоне от 500 до 700 мин⁻¹ в формулу (4.2) подставляется большее из полученных значений коэффициентов K_v и K_p .

Используя полученные по формулам (4.1) и (4.2) значения шагов, можно окончательно установить шаг цепи в соответствии с ГОСТ 13568—75 (см. табл. 4.1). При этом частота вращения ведущей звездочки n_1 не должна превышать предельно допустимую частоту вращения $n_{1\text{пред}}$, указанную в табл. 4.2 для выбранного шага цепи и принятого числа зубьев звездочки [16]. Если $n_1 > n_{1\text{пред}}$ (высокоскоростные передачи), то работоспособность цепи обеспечивается применением многорядных цепей, которые в этом случае подлежат расчету на усталостную прочность роликов.

Таблица 4.2

| Число зубьев ведущей звездочки z_1 | Значения частоты вращения звездочки $n_{1\text{пред}}$, мин ⁻¹ , при шаге цепи t , мм | | | | | | | |
|--------------------------------------|---|--------|-------|------|-------|------|-------|------|
| | 12,7 | 15,875 | 19,05 | 25,4 | 31,75 | 38,1 | 44,45 | 50,8 |
| 20 | 2780 | 2000 | 1520 | 1000 | 725 | 540 | 430 | 350 |
| 25 | 2900 | 2070 | 1580 | 1030 | 750 | 560 | 445 | 365 |
| 30 | 3000 | 2150 | 1640 | 1070 | 780 | 580 | 460 | 375 |

Установив шаг цепи t и располагая принятым значением межосевого расстояния a' , по формуле (3.3) определяют число звеньев цепи $z_{ц}$. Полученное значение $z_{ц}$ следует округлить до целого четного числа звеньев.

В соответствии с принятым числом звеньев цепи $z_{ц}$ по формуле (1.7) определяют межосевое расстояние передачи (без учета провисания) a , где

$$\lambda = z_{ц}t - t(z_1 + z_2)/2 \quad \text{и} \quad \Delta = (z_2 - z_1)t/(2\pi).$$

Для обеспечения провисания цепи межосевое расстояние уменьшают на величину Δa — см. формулу (4.9).

4.2. Проверочный расчет

При проверочном расчете, когда известны параметры и условия работы передачи и установлен в соответствии с данными табл. 4.3 требуемый способ ее смазки [20], определяют фактические значения средних давлений в шарнире звена и сравнивают с допускаемыми, характеризующими долговечность работы цепи по указанным выше критериям.

Таблица 4.3

| Скорость движения цепи $v_{ц}$, м/с, при шаге цепи, мм | | Смазка, обеспечивающая нормальную долговечность работы передачи |
|---|--|---|
| 12,7 | 15,875...44,45 | |
| 1,3 | $v_{ц} \leq 0,55 \sqrt[3]{(50,8/t)^3}$ | 0,55 |
| 6 | $v_{ц} \leq 76,2/t$ | 1,5 |
| 10,5 | $v_{ц} \leq \sqrt{1400/t}$ | 4,9 |
| Скорость цепи выше, чем допускается для масляной ванны | | Циркуляционная |

Расчет на износостойкость шарниров звеньев цепи. Расчет сводится к определению фактического среднего давления в шарнире (МПа) и сравнению его с допускаемым, выбранным с учетом режима работы и параметров передачи по формуле

$$p = F_{э.н} K_d / (S_{оп} K_m) \leq [p]. \quad (4.3)$$

Здесь $F_{э.н}$ — эквивалентная полезная нагрузка (окружная сила), передаваемая цепью при расчете на износ, Н; при постоянном режиме работы $F_{э.н} = F = 10^3 N / v_{ц}$, при переменном режиме работы $F_{э.н} = \frac{1}{t_c} \sum F_i t_{ci} (n_i / n_1)^{2/3}$; $v_{ц} = z_1 n_1 t / (6 \cdot 10^4)$ — скорость цепи, м/с; t_c — общее время работы передачи, ч; F_i , t_{ci} и n_i — соответственно нагрузка, время работы и частота вращения звездочки в минуту при режиме i ; K_d — коэффициент динамичности нагрузки, зависит от типа привода и учитывает характер действующей нагрузки, принимается в соответствии с данными табл. 4.4;

Таблица 4.4

| Характер действующей нагрузки | Значения коэффициента динамичности нагрузки K_d при типе двигателя | | |
|----------------------------------|--|--------------------------|--|
| | внутреннего сгорания с гидравлическим приводом | электромотор или турбина | внутреннего сгорания с механическим приводом |
| Спокойная | 1 | 1 | 1,2 |
| Умеренная | 1,2 | 1,3 | 1,4 |
| Тяжелые толчки и удары | 1,4 | 1,5 | 1,7 |

$S_{оп}$ — проекция опорной поверхности шарнира однорядной цепи, мм² (см. табл. 4.1); $[p]$ — допускаемое (предельное) среднее давление, МПа, гарантирующее в процессе работы передачи с принятым сроком службы равномерный износ шарниров звеньев цепи во времени,

$$[p] = [C / (t_c K_v K_R K_s)] - 2p_{ц} \leq 40, \quad (4.4)$$

где $C = 1,33 \cdot 10^6 \Delta t / t$ — коэффициент работоспособности; $\Delta t / t$ — допускаемое удлинение среднего шага цепи в процессе износа шарниров, %; при $\Delta t / t = 3\%$ (предельная норма износа для цепей закрытых

передач) $C = 4 \cdot 10^6$; $K_v = \sqrt[3]{(n_1/10)^2}$ — см. пояснения к формуле (4.2); $K_R = K_{z1}K_aK_u$ — коэффициент параметров передачи, где $K_{z1} = 25/z_1$; $K_a = \sqrt[4]{40/a_t}$ и $K_u = 1/\sqrt[4]{u}$ — частные коэффициенты соответственно учитывающие влияние числа зубьев ведущей звездочки, межосевого расстояния, выраженного в шагах, и передаточного числа передачи на долговечность работы цепи;

$K_g = K_nK_pK_c$ — коэффициент эксплуатации, где K_n , K_p и K_c — частные коэффициенты, учитывающие условия работы передачи и ее конструкцию, устанавливаются по данным табл. 4.5 [16];

$p_n = F_n / (S_{оп}m)$ — среднее давление, возникающее от действия центробежных сил инерции, МПа; $F_n = qv_n^2$ — натяжение от центробежных сил, действующее вдоль цепи, Н; m — число рядов цепи; q — линейная плотность цепи, кг/м (см. табл. 4.1).

Таблица 4.5

| Обозначение коэффициента | Условия работы передачи | Значения коэффициента |
|--------------------------|---|-----------------------|
| K_n | Наклон линии центров звездочек до 70° к горизонту | 1 |
| K_p | Наклон линии центров звездочек свыше 70° | 1,25 |
| | Передвигающиеся опоры | 1 |
| K_c^* | Оттяжные звездочки или нажимной ролик | 1,15 |
| | Нерегулируемое (постоянное) расстояние | 1,25 |
| | Смазка обильная (циркуляционная от насоса, количество масла обеспечивает эффективное охлаждение цепи) | 0,8 |
| | Смазка оптимальная (способ смазки выбран в соответствии с рекомендациями табл. 4.3) | 1 |
| | Смазка допустимая (выбранный способ несущественно отличается от рекомендаций, указанных в табл. 4.3) | 1,5 |

* При недостаточной смазке (периодическая, нерегулярная по времени) $K_c = 3 \dots 4$.

Расчет на усталостную прочность пластин звеньев цепи. Для типовых размеров цепей, указанных в табл. 4.1, у которых проекция опорной поверхности шарнира $S_{оп}$ прямо пропорциональна расчетному (опасному) сечению пластин, расчет пластин можно производить по среднему давлению:

$$p_y = F_{9,y} K_d / (S_{оп} K_m) \leq [p_y], \quad (4.5)$$

где $F_{9,y}$ — эквивалентная полезная нагрузка при расчете пластин на усталостную прочность, Н; при постоянном режиме $F_{9,y} = F$, при переменном режиме

$$F_{9,y} = \sqrt[4]{\sum_i F_i^4 (t_{цi}/t_{ц1}) (n_i/n_1)^{4/9}}$$

$[p_y]$ — допускаемое среднее давление в шарнире звена, МПа, гарантирующее при принятом сроке службы передачи усталостную проч-

ность пластин цепи,

$$[\rho_y]^* = 270K'_z K_T / (K_y K_t), \quad (4.6)$$

где $K'_z = \sqrt[3]{z_1}$; $K_T = \sqrt[3]{15 \cdot 10^3 / t_n}$ и $K_t = \sqrt[3]{t/25,4}$ — коэффициенты, учитывающие влияние на усталостную прочность пластин соответственно числа зубьев ведущей звездочки, времени работы и шага цепи. Показатель корня k следует принимать: $k = 24$ для цепей шага $t \leq 25,4$ мм и $k = 6$ для цепей шага более 25,4 мм.

Значения величин $S_{оп}$, K_m , K_d , K_y , входящих в формулы (4.5) и (4.6), указаны выше.

Расчет цепи по запасу прочности. Цепи быстроходных передач ($v_{ц} \geq 10$ м/с), у которых возможны большие внутренние динамические нагрузки, а также цепи тихоходных передач ($v_{ц} \leq 0,25$ м/с), которые по критериям работоспособности обычно не рассчитывают, необходимо проверить по запасу прочности, оцениваемого отношением разрушающей нагрузки к расчетной [16]:

$$n' = Q_{разр} / F_{\Sigma вщ} \geq |n'| \geq 5, \quad (4.7)$$

где $Q_{разр}$ — разрушающая нагрузка, Н (см. табл. 4.1); $F_{\Sigma вщ}$ — полная расчетная нагрузка, действующая в ведущей ветви цепи, Н; $F_{\Sigma вщ} = FK_d + F_{вм} + F_{уд}$ — для быстроходных передач; $F_{\Sigma вщ} = FK_{пик} + F_{вм}$ — для тихоходных передач; $F_{вм} = F_f + F_{ц}$ — натяжение ведомой ветви, Н; F_f — натяжение от провисания ветви, Н; для горизонтальных $F_f = 5qgl$; наклонных $F_f = 5qgl \cos \gamma$ и вертикальных передач $F_f = qgl$; l — длина ветви, м; $g = 9,81$ м/с² — ускорение свободного падения; γ — угол наклона ветви в горизонтальной плоскости к линии центров; $F_{уд} = 13 \cdot 10^{-7} n_1 t^3 m$ — сила удара, возникающая вдоль ветви цепи при посадке звена на зуб звездочки, Н; $K_{пик}$ — коэффициент, учитывающий вероятную пиковую нагрузку для данной машины.

По результатам проверки по формулам (4.3) и (4.5), а при действии больших внутренних динамических или пиковых нагрузок с учетом зависимости (4.7) окончательно устанавливаются типоразмер цепи, ее срок службы и условия эксплуатации передачи.

Предварительное натяжение и нагрузка на валы передачи. Для создания предварительного минимального натяжения наименьшую допустимую стрелу провисания ветви для горизонтальных и наклонных ($\gamma \leq 70^\circ$) двухзвездных передач определяют по зависимости

$$f_{\min 1(2)} \geq (11,4 \sqrt{a^3 / K_{ц}}) \cos \gamma_{1(2)}, \quad (4.8)$$

* Если действительно условие $n_1 > n_{1пред}$ (см. табл. 4.2), то слабым элементом цепи является ролик и в этом случае

$$[\rho_y]' = 165K''_z K'_T / (n_1 K'_y K'_t), \quad (4.6')$$

$$\text{где } K''_z = \sqrt{z_1}; \quad K'_y = \sqrt{n_1}; \quad K'_T = \sqrt[3]{(15 \cdot 10^3 / t_n)^3} \text{ и } K'_t = \sqrt[3]{(t/25,4)^3} -$$

коэффициенты, учитывающие влияние на усталостную прочность роликов соответственно числа зубьев и частоты вращения ведущей звездочки, времени работы и шага цепи.

где $f_{\min(2)}$ — в мм; a — межосевое расстояние, м; $K_{ц} = 0,1v_{ц}$ — коэффициент; вводится для передач, работающих при $v_{ц} \geq 10$ м/с.

Наибольшая допустимая стрела провисания не должна превышать значения $f_{\max} \leq 3f_{\min}$. Поправка межосевого расстояния в сторону сближения центров для получения гарантированного провисания ветвей определяется так:

$$\Delta a = 3(f_{\min_1}^2 \dots f_{\min_2}^2)/a. \quad (4.9)$$

Нагрузка на валы передачи (Н) $R = 1,15FK_d$.

Звездочки передач. Материал звездочек и необходимая термическая обработка зубьев устанавливаются в соответствии с данными табл. 4.6 [16]. В этой же таблице указаны допускаемые контактные напряжения сжатия для проведения проверочных расчетов работоспособности звездочек в быстроходных и тяжело нагруженных тихоходных передачах.

Таблица 4.6

| Материал | Термическая обработка | Твердость поверхности | Допускаемые контактные напряжения $[\sigma_H]$, МПа | Условия работы звездочек |
|--------------------------------|-----------------------------------|-----------------------|--|---|
| Чугун СЧ 24—44, СЧ 28—48 | Закалка, отпуск | НВ 321...429 | 550...650 | Ведомые звездочки с большим числом зубьев ($z_2 > 50$) при скорости $v_{ц}$ менее 3 м/с |
| Сталь 45 | Улучшение | НВ 170...210 | 500...600 | Ведомые звездочки ($z_2 > 30$) при скорости до 5 м/с |
| Сталь 45, 45Г, 50, 50Г | Закалка, отпуск | HRC 45...50 | 800...900 | Ведущие и ведомые звездочки ($z_{1(2)} < 40$), работающие без резких толчков и ударов |
| Сталь 15, 20, 20Х | Цементация, закалка, отпуск | HRC 55...60 | 930...1030 | Ведущие и ведомые звездочки с малым числом зубьев ($z_{1(2)} \leq 19$) |

Контактное напряжение сжатия на поверхности зуба звездочки определяют по формуле

$$\sigma_H = 0,47 \sqrt{K_z'' p E} \leq [\sigma_H], \quad (4.10)$$

где K_z'' — коэффициент, учитывающий число зубьев звездочки; для профиля зуба по ГОСТ 591—69 принимается по данным табл. 4.7 [16];

Таблица 4.7

| Число зубьев звездочки z | 15 | 20 | 30 | 40 | 50 | 60 |
|----------------------------|------|------|------|------|------|------|
| Коэффициент K_z'' | 0,59 | 0,48 | 0,36 | 0,29 | 0,24 | 0,22 |

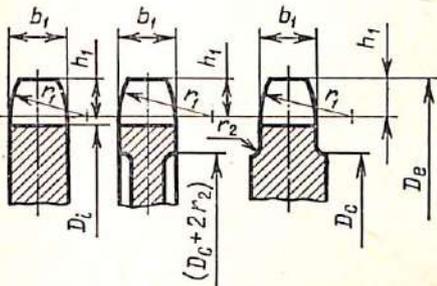
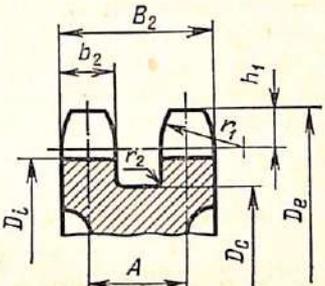
$p = (FK_d + F_{уд}) / (S_{оп} K_m)$ — среднее давление в шарнире звена цепи, МПа; для тихоходных передач $F_{уд} = 0$; E — приведенный модуль упругости материала, МПа; для разнородных материалов контактируемых тел (ролик звена — зуб звездочки) $E = 2E_1 E_2 / (E_1 + E_2)$.

Делительный диаметр звездочки (мм)

$$d_d = t / (\sin 180^\circ / z).$$

Размеры, необходимые для изображения звездочек на сборочных чертежах, и конструкция профиля зуба в поперечном сечении приведены в табл. 4.8. Профиль зуба звездочки выполняется в соответствии с ГОСТ 591—69. Допуски и отклонения на параметры звездочки принимаются в соответствии с данными табл. 13.23.

Таблица 4.8

| Однорядные | | Двухрядные | |
|---|-------------|---|--|
|  | |  | |
| наименование параметров | обозначения | расчетные формулы | |
| Диаметр делительной окружности | d_d | $d_d = t \operatorname{cosec} 180^\circ / z$ | |
| Диаметр окружности выступов | D_e | $D_e = t (0,5 + \operatorname{ctg} 180^\circ / z)$ | |
| Диаметр окружности впадин | D_i | $D_i = d_d - 2r$ | |
| Радиус впадин | r | $r = 0,5025d_1 + 0,05$ | |
| Радиус закругления зуба | r_1 | $r_1 = 1,7d_1$ | |
| Расстояние от вершины зуба до линии центров дуг закруглений | h_1 | $h_1 = 0,8d_1$ | |
| Диаметр обода | D_c | $D_c = t \operatorname{ctg} (180^\circ / z) - 1,2h$ | |
| Радиус закругления: | | | |
| при шаге > 35 | r_2 | $r_2 = 2,5$ | |
| при шаге ≤ 35 | r_2 | $r_2 = 1,5$ | |
| Ширина зуба звездочки: | | | |
| однорядной цепи | b_1 | $b_1 = 0,93B_{\text{вн}} - 0,15$ | |
| двухрядной цепи | b_2 | $b_2 = 0,9B_{\text{вн}} - 0,15$ | |
| Ширина венца двухрядной звездочки | B_2 | $B_2 = A + b_2$ | |

Примечания: 1. Размеры $t, A, B_{\text{вн}}, d_1, h$ (мм) в соответствии с выбранной цепью принимаются по данным табл. 4.1. 2. При $d_d > 150$ мм $D_c = t \operatorname{ctg} (180^\circ / z) - 1,3h$.

5. ПЕРЕДАЧИ ЗАЦЕПЛЕНИЕМ. ОБЩИЕ ПОЛОЖЕНИЯ

Ниже рассматриваются передачи зацеплением, работающие в закрытых корпусах и получившие широкое распространение в приводах станков, редукторах и коробках передач различных машин. К подобным передачам относятся цилиндрические зубчатые передачи с прямыми и наклонными зубьями, конические передачи с прямыми и круговыми зубьями, червячные передачи и волновые зубчатые передачи. Приведенные ниже расчеты относятся ко всем перечисленным передачам, у которых мощности ограничиваются 20 кВт и скорости — 15 м/с.

Критерием работоспособности закрытых зубчатых передач является прочность зубьев: активных поверхностей и изгибная.

ГОСТ 21354—75 рекомендует следующие расчеты зубьев передач: 1) на контактную выносливость в целях предотвращения усталостного выкрашивания активных поверхностей зубьев; 2) на контактную прочность при действии максимальной нагрузки для предотвращения остаточной деформации или хрупкого разрушения поверхностного слоя; 3) на выносливость при изгибе для предотвращения усталостного излома зубьев; 4) на малоцикловую выносливость при изгибе с целью предотвращения излома зубьев от малоцикловой усталости при плавном и ударном нагружении (см. приложение 1 к ГОСТ 21364—75); 5) на прочность при изгибе максимальной нагрузкой для предохранения зубьев от остаточной деформации или хрупкого излома.

Важнейшим критерием работоспособности червячных передач является поверхностная прочность зубьев колес, предусматривающая их износостойкость и отсутствие выкрашивания и заедания.

В отдельных случаях для мелко модульных колес с числом зубьев $z_2 \geq 90$ критерием работоспособности может являться усталостная изгибная прочность. При кратковременных нагрузках червячные передачи также надо рассчитывать на изгибную и контактную прочность при действии максимальной нагрузки.

Большие потери мощности в червячной передаче (10...15%) вызывают нагрев масла, что приводит к снижению защитной способности масла и к возможному в связи с этим заеданию рабочих поверхностей. Поэтому следует все высоконагруженные и скоростные червячные передачи проверять на нагрев (теплостойкость).

Указания к кинематическому расчету. Для выполнения расчета передач механизма необходимо помимо кинематической схемы иметь следующие данные: количество и типы передач, частоту вращения входного и выходного валов, общее передаточное число, пределы регулирования или число ступеней скоростей, входную мощность или крутящий момент на выходном валу.

Потребная мощность двигателя или задается, или определяется исходя из нагрузки на выходном валу и к. п. д. механизма. По этой мощности в каталоге (см. ГОСТ 13859—68) выбирают электродвигатель с номинальной мощностью, равной или несколько превышающей расчетную. Рекомендуется выбирать двигатели трехфазные, коротко-

замкнутые, асинхронные серии АО2 (закрытые, обдуваемые). При наличии нескольких режимов работы механизма составляют график загрузки, определяют среднеквадратичную мощность и по ней выбирают двигатель.

Наиболее распространенным является двигатель с синхронной частотой вращения 1500 мин^{-1} . В кинематических расчетах следует брать частоту вращения двигателя под нагрузкой. Она несколько ниже синхронной и указывается в каталоге.

Разбивка общего передаточного числа внутри механизма между различными передачами производится с учетом их вида и расположения. При разбивке общего передаточного числа по зубчатым передачам необходимо учитывать предполагаемое устройство механизма. В редукторах с валами, расположенными в одной горизонтальной плоскости, следует стремиться к более равномерному заполнению колесами корпуса и улучшению условий смазки всех передач. Это достигается различной величиной модуля зубчатых пар, а также тем, что в двухступенчатых цилиндрических редукторах рекомендуется принимать u быстроходной ступени — $u_1 = (1,2 \dots 1,25) \sqrt{u_{\text{общ}}}$, в трехступенчатых $u_1 > u_2 > u_3$ примерно на 30%. Для соосных редукторов может быть выбрано $u_1 = u_2 = \sqrt{u_{\text{общ}}}$. Для коническо-цилиндрических редукторов $u_1 \leq \sqrt{u_{\text{общ}}}$. В табл. 5.1 указаны номинальные передаточные числа для редукторов общего назначения (см. ГОСТ 2185—66 и 12289—66).

Таблица 5.1

| | | | | | | | | | | | | | |
|-----|---------|------|------|-----|------|-----|------|-----|-----|-----|-----|------|------|
| u | 1-й ряд | 1,0 | 1,25 | 1,6 | 2,0 | 2,5 | 3,15 | 4,0 | 5,0 | 6,3 | 8,0 | 10,0 | 12,5 |
| | 2-й ряд | 1,12 | 1,4 | 1,8 | 2,24 | 2,8 | 3,55 | 4,5 | 5,6 | 7,1 | 9,0 | 11,2 | — |

Примечание. Фактические значения передаточных чисел u не должны отличаться от номинальных более чем на 2,5% при $u \leq 4,5$ и более чем на 4% при $u > 4,5$.

Частоту вращения выходных валов коробок передач выбирают по геометрическому ряду со знаменателем прогрессии $\varphi = 1,12; 1,25; 1,4; 1,6; 2$, тогда $n_2 = n_1\varphi$; $n_3 = n_2\varphi = n_1\varphi^2$, ..., $n_x = n_{x-1}\varphi = n_1\varphi^{x-1}$. Обычно несколько пар, в том числе и пары скользящего блока, имеют один модуль. Расстояние между опорами в коробках передач больше, чем в редукторах. Поэтому для них рекомендуется в начале кинематической цепи принимать меньшие передаточные числа, а в конце — большие. Это положение обеспечивает не резкое, а постепенное увеличение габаритов передач, валов и опор.

Передаточное число червячной пары следует выбирать с учетом числа заходов червяка и ограничения максимального числа зубьев колеса. Для повышения к. п. д. и уменьшения нагрева силовой червячной передачи рекомендуется применение 4- и 2-заходных червяков.

В табл. 5.2 приводятся рекомендуемые значения наибольшего передаточного числа для зубчатых и червячных передач.

| Передача | Наибольшие рекомендуемые передаточные числа $u_{\text{наиб}}$ | |
|--|---|----------|
| | Коробка передач | Редуктор |
| Цилиндрическая: | | |
| прямозубая | 3 (2) | 4 |
| косозубая | 4 | 6 |
| шевронная | 6 | 8 |
| Коническая: | | |
| прямозубая | 2 | 3 |
| с круговым зубом | 3 | 4 |
| Червячная с цилиндрическим архимедовым червяком при: | | |
| $z_1=1$ | 60 | |
| $z_1=2$ | 30 | |
| $z_1=4$ | 15..20 | |
| Волновая зубчатая: | | |
| при стальных гибких зубчатых колесах | 60..400 | |
| при пластмассовых гибких колесах . . . | 10..400 | |

Примечание. В скобках дано значение $u_{\text{наиб}}$ для повышающей прямозубой передачи.

Наименьшее допустимое число зубьев $z_{\text{наим}}$ шестерни для цилиндрических передач определяется из условия минимального числа зубьев z_{min} , свободного от подрезания, т. е. должно быть $z_{\text{наим}} \geq z_{\text{min}}$. Для скользящих блоков цилиндрических прямозубых колес коробок передач выбирают один модуль и постоянную сумму зубьев: $\Sigma z = z_1 + z_2 = z_3 + z_4 = z_5 + z_6$ и т. д.

Для конических зубчатых передач минимальное число зубьев шестерни выбирают: для прямозубой пары $z_{\text{наим}} \geq 25$, для пары с круговыми зубьями $z_{\text{наим}} \geq 15$.

Число зубьев червячного колеса должно удовлетворять условию

$$28 \leq z_2 \leq 80.$$

6. ЦИЛИНДРИЧЕСКИЕ ЗУБЧАТЫЕ ПЕРЕДАЧИ С ПАРАЛЛЕЛЬНЫМИ ОСЯМИ

Подавляющее большинство цилиндрических зубчатых передач станков и машин с мощностью до 20 кВт имеют модуль в пределах до 5 мм. В силовых зубчатых передачах не рекомендуется принимать значение модуля менее чем 1,5..2 мм.

Точность изготовления зубчатых передач определяет их применяемость в тех или иных машинах (табл. 6.1). От степени точности колес зависят к. п. д. и предельные допустимые скорости (табл. 6.2).

Смещение исходного контура прямозубых цилиндрических колес производится в случаях: нарезания колес с малым числом зубьев (менее z_{min}); необходимости увеличения несущей способности по изгибной и контактной прочности, а также увеличения износостойкости; необходимости вписать передачу в заданное межосевое расстояние при том же передаточном числе.

Таблица 6.1

| Применение зубчатых передач в машинах в зависимости от степени точности | | | | | | |
|--|---|---|---|-------------------------|----|--|
| 6 | 7 | 8 | 9 | 10 | 11 | |
| Металлорежущие станки нормальной точности | | | | | | |
| Редукторы общего назначения | | | | | | |
| | | | | Шахтные лебедки | | |
| | | | | Крановые механизмы | | |
| | | | | Транспортирующие машины | | |

Таблица 6.2

| Передача | Вид зубьев | Окружная скорость, м/с, и к. п. д. | Степень точности | | | |
|---------------------|---------------|---|------------------|------|------|------|
| | | | 6 | 7 | 8 | 9 |
| Цилиндриче- ская | Прямые | v | 20 | 15 | 6 | 2 |
| | | к. п. д. | 0,99 | 0,98 | 0,96 | 0,94 |
| | Косые | v | 35 | 25 | 10 | 4 |
| | | к. п. д. | 0,99 | 0,98 | 0,96 | 0,94 |
| Коническая | Прямые | v | 12 | 8 | 4 | 1,5 |
| | | к. п. д. | 0,98 | 0,97 | 0,95 | 0,92 |
| | Круговые | v | 25 | 16 | 8 | 3 |
| | | к. п. д. | 0,98 | 0,97 | 0,95 | 0,92 |

Значения коэффициентов смещения шестерни и колеса x_1 и x_2 лимитируются нормальной толщиной зубьев $s_n \geq (0,3 \dots 0,4)t$, предельным уменьшением коэффициента торцового перекрытия $\varepsilon_\alpha \geq 1,2$, недопустимостью подреза и интерференции зубьев. Указания по выбору x_1 и x_2 см. [23; 39].

Выбор и расчет параметров передач. Условия работы проектируемого механизма определяют порядок выбора и расчета основных параметров передач: передаточного числа u , числа зубьев z , межосевого расстояния a_w , диаметра валов d_r , диаметра колес d_w , ширины венца колес b_w , модуля m . Могут быть заданы:

1. Кинематическая схема механизма и режим работы выходного вала (частота вращения n , мин^{-1} ; крутящий момент T , Н·м). В этом

случае следует на первом этапе проектирования выбрать передаточные числа каждой ступени, для коробок передач и специальных редукторов назначить числа зубьев, выбрать двигатель, тип и размеры муфт, определить диаметры валов механизма. После этого выполняют проектировочный расчет, обосновывающий размерные параметры передачи.

2. Режим, условия работы и монтажа механизма. Эти условия часто диктуют выбор без проектировочного расчета габаритных размеров механизма и его передач.

Если межосевое расстояние a_w выбирают из конструктивных соображений, то диаметр зубчатой цилиндрической шестерни для передачи без смещения исходного контура $x_1 = x_2 = 0$ или со смещением при $x_1 + x_2 = 0$

$$d_{w1} = d_1 = 2a_w / (u + 1).$$

Зная диаметр шестерни и задаваясь минимально допустимым числом зубьев, можно определить модуль передачи: $m = d_1 \cos \beta / z_1$, где β — угол наклона линии зуба по делительному цилиндру косозубой передачи. Для редукторов общего назначения $\beta = 8 \dots 15^\circ$, для коробок передач и специальных редукторов $\beta = 15 \dots 25^\circ$, для шевронных колес $\beta = 25 \dots 40^\circ$. Для редукторов модуль можно предварительно определить и по эмпирической зависимости $m = (0,01 \dots 0,02)a_w$, здесь меньшее значение выбирают для продолжительного режима работы при малых нагрузках.

Если ориентировочно определен диаметр вала d_r^* , то минимальный диаметр насадной шестерни конструктивно можно определить так:

$$d_1 \geq d_r + 2t_1 + 30,$$

где t_1 — высота шпоночного паза шестерни.

В случае выполнения шестерни заодно с валом

$$d_1 \geq 1,2d_r.$$

6.1. Проектировочный расчет

Размеры d_{w1} или a_w зубчатой передачи определяют (если они не были ранее выбраны конструктивно) из расчета на контактную выносливость зубьев. По рекомендации приложения 1 к ГОСТ 21354—75 в целях упрощения расчета ряд величин взят в усредненном значении и объединен коэффициентами K_a для расчета диаметра d_{w1} шестерни и K_a для расчета межосевого расстояния a_w .

Для редукторов общего назначения определяют межосевое расстояние (мм):

$$a_w = K_a (u \pm 1) \sqrt[3]{T_1 K_{H\beta} / (u \psi_{ba} \sigma_{HP}^2)}. \quad (6.1)$$

Знак плюс соответствует внешнему зацеплению, знак минус — внутреннему.

* Ориентировочный диаметр вала может быть вычислен по формулам (10.1) и (10.2).

Таблица 6.3

| Относительная ширина колеса | Симметричное расположение шестерни относительно опор | | | | Шестерня расположена несимметрично относительно опор | | | | Консольное расположение одного из колес | | | | | | | |
|--|--|---------|-----------------|---------|--|---------|-----------------|---------|--|-----------------|---------|---------|------|------|------|------|
| | К _{НВ} | | К _{ФВ} | | К _{НВ} | | К _{ФВ} | | К _{НВ} | К _{ФВ} | | | | | | |
| | при твердости рабочих поверхностей зубьев НВ | | | | при твердости рабочих поверхностей зубьев НВ | | | | при твердости рабочих поверхностей зубьев НВ | | | | | | | |
| $\psi_{bd} = b_{\text{ш}}/d_{\text{ш1}}$ | > 350 | < 350 | > 350 | < 350 | > 350 | < 350 | > 350 | < 350 | > 350 | < 350 | > 350 | < 350 | | | | |
| 0,2 | 1,0 | 1,0 | 1,0 | 1,0 | 1,01 | 1,0 | 1,02 | 1,01 | 1,06 | 1,02 | 1,1 | 1,05 | 1,15 | 1,07 | 1,25 | 1,13 |
| 0,4 | 1,01 | 1,0 | 1,03 | 1,01 | 1,05 | 1,02 | 1,07 | 1,04 | 1,12 | 1,04 | 1,20 | 1,12 | 1,35 | 1,15 | 1,55 | 1,28 |
| 0,6 | 1,03 | 1,01 | 1,05 | 1,02 | 1,09 | 1,04 | 1,13 | 1,07 | 1,20 | 1,07 | 1,30 | 1,17 | 1,60 | 1,24 | 1,90 | 1,50 |
| 0,8 | 1,06 | 1,03 | 1,08 | 1,05 | 1,14 | 1,06 | 1,20 | 1,11 | 1,27 | 1,11 | 1,44 | 1,23 | 1,85 | 1,35 | 2,30 | 1,70 |
| 1,0 | 1,10 | 1,04 | 1,15 | 1,08 | 1,18 | 1,08 | 1,27 | 1,15 | 1,37 | 1,15 | 1,57 | 1,32 | — | — | — | — |
| 1,2 | 1,13 | 1,05 | 1,18 | 1,10 | 1,25 | 1,10 | 1,37 | 1,20 | 1,50 | 1,20 | 1,72 | 1,40 | — | — | — | — |
| 1,4 | 1,15 | 1,07 | 1,25 | 1,13 | 1,32 | 1,13 | 1,50 | 1,25 | 1,60 | 1,25 | 1,85 | 1,50 | — | — | — | — |
| 1,6 | 1,20 | 1,08 | 1,30 | 1,16 | 1,40 | 1,16 | 1,60 | 1,32 | — | 1,32 | — | 1,60 | — | — | — | — |

Примечания: 1. Жесткость элементов конструкции должна быть в пределах норм. 2. L — расстояние между опорами вала, мм; $d_{\text{оп}}$ — диаметр вала под опорами, мм. 3. Для ответственных передач $K_{НВ}$ и $K_{ФВ}$ определяются по приложению 3 к ГОСТ 21354-75. 4. Если материалом одного из колес является текстолит, полиамид или ДСП, то $K_{НВ} = K_{ФВ} = 1$.

Для коробок передач и специальных редукторов определяют диаметр шестерни (мм):

$$d_{w1} = K_d \sqrt[3]{T_1 K_{H\beta} (u \pm 1) / (u \psi_{bd} \sigma_{H\beta}^2)} \quad (6.2)$$

Для передвижных блоков коробок передач, где модуль колес обычно одинаков, расчету подлежит шестерня с минимальным числом зубьев.

В формулах (6.1) и (6.2) T_1 — крутящий момент на шестерне, Н·м; в качестве расчетного T_1 принимается максимальное значение крутящего момента по циклограмме нагружения (рис. 6.1), число циклов действия которого превышает $5 \cdot 10^4$.

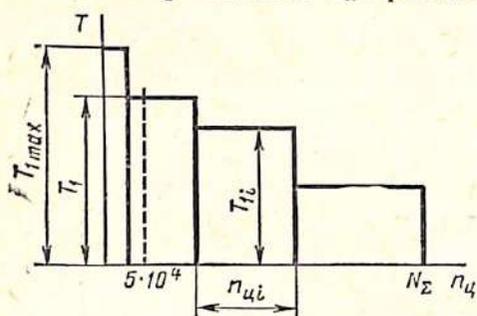


Рис. 6.1

Коэффициент $K_{H\beta}$, учитывающий распределение нагрузки по ширине венца, определяется по табл. 6.3 [23]. Отношение ширины венца к начальному диаметру шестерни $\psi_{bd} = b_w / d_{w1}$ принимается равным $\psi_{bd} = 0,20 \dots 1,6$; меньшие значения — для передвижных блоков коробок передач, большие — для редукторов с косозубыми колесами.

Отношение ширины венца к межосевому расстоянию $\psi_{ba} = b_w / a_w = 2\psi_{bd} / (u + 1)$ принимается равным $\psi_{ba} = 0,20 \dots 1,6$. Значения вспомогательных коэффициентов K_d и K_a для различных материалов колес приведены в табл. 6.4.

Таблица 6.4

| Коэффициент | Вид колес | Материалы шестерни и колеса | | | | | | |
|----------------------------|-----------------------|-----------------------------|---------------|----------------|---------------|-------------------|-------------|-----------------------------|
| | | сталь — сталь | сталь — чугун | сталь — бронза | чугун — чугун | текстолит — сталь | ДСП — сталь | полиамид (капралон) — сталь |
| K_a , МПа ^{1/3} | Прямозубые | 495 | 445 | 430 | 415 | 200 | 225 | 155 |
| | Косозубые и шевронные | 430 | 390 | 375 | 360 | 170 | 195 | 135 |
| K_d , МПа ^{1/3} | Прямозубые | 770 | 700 | 680 | 645 | 310 | 360 | 240 |
| | Косозубые и шевронные | 675 | 610 | 600 | 565 | 270 | 310 | 210 |
| Z_m , МПа ^{1/2} | — | 274 | 234 | 225 | 209 | 69,5 | 35 | 47,5 |

Допускаемое контактное напряжение (МПа) определяется по зависимости

$$\sigma_{H\beta} = \sigma'_{H\beta} K_{H\beta} \quad (6.3)$$

где $\sigma'_{H\beta}$ — допускаемое контактное напряжение, МПа, соответствующее базовому числу N_{H0} циклов перемены напряжений.

Таблица 6.5

| Материал и марка | Термообработка | Твердость НВ или HRC | | Толщина упрочненного слоя, мм | Допускаемое напряжение при базовом числе циклов | | | | |
|------------------|---|-----------------------------|--------------|---|---|-------------|----------------------------------|----------------------|------------------------------------|
| | | | | | σ'_{FP} , МПа | | N_{F_0} | σ'_{HP} , МПа | N_{H_0} |
| | | | | | Вид нагрузки | | | | |
| | | поверхности | сердцевина | | перевернутая | реверсивная | | | |
| Сталь 45 | Улучшение Закалка ТВЧ сквозная с охватом дна впадины | HB 240...280 HRC 40...50 | | — На 1...3 мм ниже дна впадины | 195 210 | 130 160 | $4 \cdot 10^6$ $4 \cdot 10^6$ | 600 800 | $1,5 \cdot 10^7$ $6 \cdot 10^7$ |
| | | HRC 40...52 | HB 240...280 | (0,2...0,3) m | 230 | 180 | $4 \cdot 10^6$ | 800 | $6 \cdot 10^7$ |
| Сталь 50Г | Закалка объемная | HRC 45...50 | | — | 220 | 165 | $4 \cdot 10^6$ | 800 | $6 \cdot 10^7$ |
| | | HB 210...230 | | — | 200 | 130 | $4 \cdot 10^6$ | 550 | 10^7 |
| Сталь 40Х | Улучшение Закалка ТВЧ сквозная с охватом дна впадины | HB 240...280 HRC 48...52 | | — На 1...3 мм ниже дна впадины | 230 230 | 150 170 | $4 \cdot 10^6$ $4 \cdot 10^6$ | 650 900 | $2,5 \cdot 10^7$ $8 \cdot 10^7$ |
| | | HRC 48...52 | HB 250...280 | (0,2...0,3) m | 270 | 200 | $4 \cdot 10^6$ | 900 | $8 \cdot 10^7$ |
| Сталь 40ХН | Закалка ТВЧ сквозная с охватом дна впадины | HRC 48...55 | | На 1...3 мм ниже дна впадины | 270 | 200 | $4 \cdot 10^6$ | 1000 | $10 \cdot 10^7$ |
| | | HRC 52...56 | HB 260...300 | (0,2...0,3) m | 320 | 240 | $4 \cdot 10^6$ | 1000 | $10 \cdot 10^7$ |
| Сталь 20Х и 20ХФ | Цементация с закалкой и последующей шлифовкой | HRC 52...62 | | | 280 | 210 | $4 \cdot 10^6$ | 1100 | $12 \cdot 10^7$ |
| | | HRC 56...62 | HRC 30...40 | (0,2...0,25) m | 330 | 250 | $4 \cdot 10^6$ | 1150 | $12 \cdot 10^7$ |
| Сталь 12ХНЗА | рабочих поверхностей | HRC 56...62 | | | 300 | 220 | $4 \cdot 10^6$ | 1150 | $12 \cdot 10^7$ |
| Сталь 18ХГТ | | HRC 30...40 | | | | | | | |

| Материал и марка | Термообработка | Твердость HB или HRC | | Толщина упрочненного слоя, мм | Допускаемое напряжение при базовом числе циклов | | | | |
|-----------------------------|---|----------------------|-----------------|-------------------------------|---|-----|----------------|----------------------|-----------------|
| | | | | | σ'_{FR} , МПа | | N_{F_0} | σ'_{HR} , МПа | N_{H_0} |
| | | Вид нагрузки | | | | | | | |
| | | перевер- нутая | реверсн- ная | | | | | | |
| Стали 20X и 40X | Нитроцементация с закалкой и последующей шлифовкой рабочих поверхностей | HRC 56...62 | HRC 30...40 | (0,15...0,20) m | 300 | 220 | $4 \cdot 10^6$ | 1100 | $12 \cdot 10^7$ |
| Сталь 30XГТ | | HRC 56...62 | HRC 35...45 | | 300 | 220 | | | |
| Сталь 40X | Азотирование (газовое) | HRC 60...65 | HRC 25...28 | (0,1...0,13) m | 240 | 215 | $4 \cdot 10^6$ | 950 | $14 \cdot 10^7$ |
| Сталь 40XФА | | HRC 60...65 | HRC 26...30 | | 290 | 260 | | | |
| Чугун СЧ 32—52 | — | HB 187...255 | | — | 115 | 80 | 10^6 | 550 | 10^7 |
| Высокопрочный чугун ВЧ 30—2 | — | HB 197...265 | | — | 120 | 85 | 10^6 | 600 | 10^7 |
| Стальное литье 40ХЛ—40ГЛ | Закалка с высоким отпуском | HB 190...255 | | — | 135 | 90 | $4 \cdot 10^6$ | 600 | 10^7 |
| Текстолит ПТ и ПТК | — | HB 30...35 | | — | 40 | 40 | — | 45...55 | — |
| ДСП | — | HB 30...50 | | — | 50 | 50 | — | 50...60 | — |
| Б и В Полиамид-капролон | — | HB 14...15 | | — | 30 | 30 | — | 42 | — |

Примечание. При расчете σ'_{FR} для работы двумя сторонами зуба приняты нагрузки и числа циклов перемены напряжений одинаковыми для обеих сторон зуба.

В табл. 6.5 приведены значения σ'_{HR} с учетом условий работы и изготовления зубчатых передач, рассматриваемых в данном пособии [16; 21; 31; 39]. В табл. 6.6 даны рекомендации по выбору материала зубчатых колес и химико-термической обработки зубьев.

Коэффициент долговечности

$$K_{HL} = \sqrt[0]{N_{H_0}/N_{HE}} \quad (6.4)$$

Здесь N_{HE} — эквивалентное число циклов перемены напряжений; N_{H0} — базовое число циклов перемены напряжений, соответствующее длительному пределу выносливости (см. табл. 6.5).

Обычно в зубчатой передаче число циклов перемены напряжений связано с частотой вращения n , мин⁻¹. Тогда при постоянной нагрузке и зацеплении с одним колесом

$$N_{HE} = N_{\Sigma} = 60t_q n, \quad (6.5)$$

где t_q — полное число часов работы передачи за расчетный срок службы.

Таблица 6.6

| Материалы колес и способы термической обработки | Условия работы передачи |
|--|--|
| Сталь HB < 350 — чугун | Тихоходные передачи больших габаритов и невысокой точности (8-я, 9-я степени). Менее чувствительны к недостаточной смазке |
| Сталь — сталь, улучшение HB < 350 | Мелкосерийное производство. Редукторы как специальные, так и общего назначения. Невысокие нагрузки и скорости, отсутствие жестких требований к габаритам |
| Сталь — сталь Закалка объемная или поверхностная HB > 350 | Колеса со средней несущей способностью и повышенной скоростью коробок передач и специальных редукторов общего машиностроения. Редко переключаемые колеса коробок передач общего машиностроения. Переключение не на ходу |
| Сталь — сталь цементация, нитроцементация с закалкой HB > 350 | Ответственные высоконагруженные передачи при повышенных требованиях к габаритам, работающие на повышенных скоростях, высокая точность (5, 6, 7-я степени). Требуется добавочные отделочные операции. Часто переключаемые колеса коробок передач |
| Полиамид — сталь | Колеса, работающие с высокими скоростями и малыми нагрузками, при недостаточной жесткости конструкции; уменьшают шум передачи. Спаренное стальное колесо должно быть достаточно твердым (HB ≥ 300) и с высокой чистотой обработки (шлифованное или шевингованное). Значительные габариты |

При ступенчатой циклограмме нагружения

$$N_{HE} = N_{\Sigma} \sum_i [(T_{1i}/T_1)^3 (n_{1i}/N_{\Sigma})], \quad (6.6)^*$$

где T_{1i} — крутящий момент, соответствующий i -й ступени циклограммы нагружения. Суммарное число циклов нагружения $N_{\Sigma} = \sum n_{1i}$, где n_{1i} — число циклов перемены напряжений за время действия момента T_{1i} , $n_{1i} = 60t_{1i}n_1$. Предельные значения K_{HL} ограничиваются. Для стальных колес $K_{HL} \leq 2,6$ при объемном упрочнении и $K_{HL} \leq 1,8$ при поверхностном упрочнении. При $N_{HE}/N_{H0} > 1$ коэффициент долговечности $K_{HL} = 1$.

* В целях упрощения расчетов при определении K_{HL} не учтен эффект динамики, который мало влияет на величину коэффициента долговечности.

Для чугунных колес пределы изменения коэффициента долговечности равны $1 \leq K_{HL} \leq 1,4$. Для неметаллических колес $K_{HL} = 1$.

Для прямозубых колес в качестве σ_{HP} принимается допускаемое контактное напряжение того зубчатого колеса (шестерни или колеса), для которого оно меньше. Для косозубой и шевронной передач

$$\sigma_{HP} = 0,45 (\sigma_{HP1} + \sigma_{HP2}) \leq 1,23 \sigma_{HP \min}, \quad (6.7)$$

где $\sigma_{HP \min}$ — меньшее из значений σ_{HP1} и σ_{HP2} .

Для редукторов общего назначения после определения межосевого расстояния a_w производят расчет зубьев на выносливость по изгибу. Расчет модуля производится для шестерни:

$$m = K_{ma} T_1 (u \pm 1) Y_{F1} / (a_w b_w \sigma_{FP1}), \quad (6.8)$$

где K_{ma} — вспомогательный коэффициент; для прямозубых передач $K_{ma} = 1400$; для косозубых при коэффициенте осевого перекрытия $\epsilon_\beta \leq 1$ $K_{ma} = 1100$, при $\epsilon_\beta > 1$ и для шевронных передач $K_{ma} = 850$; Y_{F1} — коэффициент, учитывающий форму зуба, выбирается по табл. 6.7 в зависимости от числа зубьев и коэффициента смещения x . Для выбора Y_{F1} по табл. 6.7 рекомендуется принять число зубьев шестерни равным: для прямозубых колес при $u \leq 3$ $z_1 = 20 \dots 25$; при $u > 3$ $z_1 = 18 \dots 20$; для косозубых колес при $u \leq 4$ $z_1 = 16$; при $u > 4$ $z_1 = 14$; для шевронных колес при $u \leq 4$ $z_1 = 14$; при $u > 4$ $z_1 = 12$.

Допускаемое напряжение σ_{FP} при расчете на выносливость зубьев по изгибу, соответствующее эквивалентному числу циклов перемены напряжений, определяется по зависимости

$$\sigma_{FP} = \sigma'_{FP} K_{FL}, \quad (6.9)$$

где σ'_{FP} — допускаемое напряжение при расчете на выносливость зубьев по изгибу, МПа, соответствующее базовому числу циклов перемены напряжений N_{F0} .

Для условий работы и изготовления зубчатых передач, рассматриваемых в данном пособии, значения σ'_{FP} приведены в табл. 6.5. В таблице даны значения σ'_{FP} для работы одной стороной зуба (неревверсивные передачи) и двумя сторонами (реверсивные передачи).

Коэффициент долговечности K_{FL} при расчете на выносливость по изгибу определяется по формуле

$$K_{FL} = \sqrt[m_F]{N_{F0} / N_{EF}}. \quad (6.10)$$

Для стальных зубчатых колес с твердостью поверхности зубьев $HВ \leq 350$, а также для зубчатых колес, закаленных при нагреве ТВЧ с обрывом закаленного слоя у переходной поверхности, и зубчатых колес со шлифованной переходной поверхностью независимо от твердости и термообработки зубьев $m_F = 6$. Для стальных зубчатых колес с нешлифованной переходной поверхностью при твердости поверхности зубьев $HВ > 350$ и чугунных колес $m_F = 9$.

При $N_{FE} \geq N_{F0}$ принимают $K_{FL} = 1$. Максимальные значения коэффициента K_{FL} ограничены. При $m_F = 9$ $K_{FL} \leq 1,63$, при $m_F = 6$ $K_{FL} \leq 2,08$.

Таблица 6.7

| Эквивалентное число зубьев z_v | Коэффициент смещения x | | | | | | | Эквивалентное число зубьев z_v | Коэффициент Y_F | | | | | | | |
|----------------------------------|--------------------------|------|------|------|------|------|------|----------------------------------|-------------------|------|------|------|------|------|------|------|
| | Коэффициент смещения x | | | | | | | | Коэффициент Y_F | | | | | | | |
| | 0,7 | 0,5 | 0,3 | 0,1 | 0 | -0,1 | -0,3 | | -0,5 | 0,7 | 0,5 | 0,3 | 0,1 | 0 | -0,1 | -0,3 |
| 14 | 3,12 | 3,42 | 3,78 | — | — | — | — | — | 3,28 | 3,40 | 3,54 | 3,70 | 3,80 | 3,90 | 4,14 | — |
| 16 | 3,15 | 3,40 | 3,72 | — | — | — | — | — | 3,29 | 3,41 | 3,54 | 3,69 | 3,78 | 3,87 | 4,08 | 4,45 |
| 17 | 3,16 | 3,40 | 3,67 | 4,03 | 4,26 | — | — | — | 3,32 | 3,42 | 3,53 | 3,64 | 3,71 | 3,80 | 3,96 | 4,20 |
| 18 | 3,17 | 3,39 | 3,64 | 3,97 | 4,20 | — | — | — | 3,33 | 3,42 | 3,53 | 3,63 | 3,70 | 3,77 | 3,92 | 4,13 |
| 19 | 3,18 | 3,39 | 3,62 | 3,92 | 4,11 | 4,32 | — | — | 3,36 | 3,43 | 3,52 | 3,62 | 3,68 | 3,72 | 3,86 | 4,02 |
| 20 | 3,19 | 3,39 | 3,61 | 3,89 | 4,08 | 4,28 | — | — | 3,38 | 3,44 | 3,52 | 3,60 | 3,65 | 3,70 | 3,81 | 3,96 |
| 21 | 3,20 | 3,39 | 3,60 | 3,85 | 4,01 | 4,22 | — | — | 3,41 | 3,47 | 3,53 | 3,59 | 3,62 | 3,67 | 3,74 | 3,84 |
| 22 | 3,21 | 3,39 | 3,59 | 3,82 | 4,00 | 4,20 | — | — | 3,45 | 3,50 | 3,54 | 3,58 | 3,61 | 3,62 | 3,68 | 3,73 |
| 24 | 3,23 | 3,39 | 3,58 | 3,79 | 3,92 | 4,10 | — | — | 3,49 | 3,52 | 3,55 | 3,58 | 3,60 | 3,61 | 3,65 | 3,68 |
| 25 | 3,24 | 3,39 | 3,57 | 3,77 | 3,90 | 4,05 | 4,28 | — | — | — | — | — | 3,60 | 3,63 | 3,63 | 3,63 |
| 28 | 3,27 | 3,40 | 3,56 | 3,72 | 3,82 | 3,95 | 4,22 | — | — | — | — | — | 3,63 | — | — | — |

Примечания: 1. Эквивалентное число зубьев определяется: для цилиндрического прямозубого колеса $z_v = z$, для цилиндрического косозубого колеса $z_v = z/\cos^3 \beta$, для конического прямозубого колеса $z_v = z_{uf} = z/\cos \delta$, для конического с круговым зубом $z_v = z_{v1} = z/(\cos \delta \cos^3 \beta_m)$.

2. Для цилиндрических колес с прямыми внутренними зубьями (без смещения исходного контура) $Y_F = 3,8z/(z + 20)$.

Базовое число циклов перемены напряжений N_{F_0} указано в табл. 6.5. Эквивалентное число циклов перемены напряжений N_{FE} определяется согласно циклограмме нагружения. При постоянной нагрузке $N_{FE} = N_{\Sigma} = 60t_q n$.

При ступенчатой циклограмме нагружения

$$N_{FE} = N_{\Sigma} \sum_i [(T_{1i}/T_1)^{m_F} n_{ци}/N_{\Sigma}]. \quad (6.11)$$

Рассчитанный по формуле (6.8) модуль округляется до стандартного — табл. 6.8 (см. ГОСТ 9563—60).

Таблица 6.8

| | | | | | | | | | | | | |
|-------|---------|-------|------|------|------|-----|-----|-----|---|---|----|----|
| m, мм | 1-й ряд | 1,25 | 1,5 | 2 | 2,5 | 3 | 4 | 5 | 6 | 8 | 10 | 12 |
| | 2-й ряд | 1,375 | 1,75 | 2,25 | 2,75 | 3,5 | 4,5 | 5,5 | 7 | 9 | 11 | 14 |

Примечания: 1. Для косозубых и шевронных цилиндрических колес из данных рядов назначается модуль в нормальном сечении к зубу. 2. 1-й ряд следует предпочитать 2-му.

Для передач без смещения контура или со смещением, когда $x_1 + x_2 = 0$, числа зубьев шестерни и колеса определяют по зависимостям:

$$z_1 = 2a_w \cos \beta / [m(u \pm 1)]; \quad z_2 = z_1 u.$$

Числа зубьев колес округляют до целого. Если рассчитанное число зубьев шестерни z_1 значительно отличается от выбранного для определения коэффициента Y_{F1} в формуле (6.8), то необходимо внести коррективы в расчет модуля. По модулю и числу зубьев уточняется межосевое расстояние a_w . Для редукторов общего назначения межосевые расстояния установлены по ГОСТ 2185—66 (табл. 6.9).

Таблица 6.9

| | | | | | | | | | | | |
|------------|---------|----|----|----|----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|
| a_w , мм | 1-й ряд | 40 | 50 | 63 | 80 | 100 | 125 | 160 | 200 | 250 | 315 |
| | 2-й ряд | — | — | — | — | — | 140 | 180 | 225 | 280 | 355 |

Примечание. 1-й ряд следует предпочитать 2-му.

Для коробок передач и специальных редукторов, для которых числа зубьев задаются кинематическим расчетом, модуль определяют по диаметру шестерни d_{w1} , рассчитанному по формуле (6.2) на контактную выносливость зубьев:

$$m = d_{w1} \cos \beta / z_1 \quad (\text{при } x_1 + x_2 = 0 \text{ или } x_1 = x_2 = 0).$$

В целях обеспечения изгибной прочности зубьев с упрочненной поверхностью (цементация, азотирование и т. п.) рассчитывают также минимально допустимый модуль на выносливость по изгибу:

$$m = K_m \sqrt[3]{T_1 K_{F\beta} Y_{F1} / (z_1^2 \psi_{ba} \sigma_{FP1})}. \quad (6.12)$$

Для прямозубых передач $K_m = 14$, для косозубых при $\epsilon_\beta > 1$ и шевронных передач $K_m = 11,2$ и для косозубых передач при $\epsilon_\beta \leq 1$ $K_m = 12,5$.

Большой модуль из расчета на контактную и изгибную прочности округляют до ближайшего большего стандартного по табл. 6.8.

Полученные в проектировочном расчете параметры колес могут быть в процессе проектирования несколько изменены в большую или меньшую сторону.

После определения на чертежах (1-й и 2-й лист) окончательных размеров производится проверочный расчет зубчатых передач.

6.2. Проверочный расчет

В проверочном расчете, когда известны параметры передачи и условия ее работы, определяют изгибные и контактные напряжения и сравнивают с допускаемыми по выносливости материала. При этом требуется возможно большая точность определения всех коэффициентов, влияющих на работоспособность передачи. В результате проектировщик уточняет ее размеры, материал и термехимическую обработку зубьев колес.

В отдельных случаях при наличии кратковременных перегрузок (например, пусковых) с ограниченным числом циклов (менее $5 \cdot 10^4$ повторяемости) производится проверочный расчет при действии максимальной нагрузки на прочность по изгибным и контактным напряжениям.

Расчет на контактную выносливость рабочих поверхностей зубьев. Действующие в передаче контактные напряжения (МПа)

$$\sigma_H = Z_H Z_M Z_E \sqrt{\omega_{H1} (u \pm 1) / (d_{w1} u)} \leq \sigma_{HP}, \quad (6.13)$$

где Z_H — коэффициент, учитывающий форму сопряженных поверхностей зубьев, $Z_H = \sqrt{2 \cos \beta_b / \sin 2\alpha_{tw}}$; β_b — основной угол наклона линии зуба; α_{tw} — угол зацепления. Значения коэффициента Z_H приведены в табл. 6.10.

Таблица 6.10

| Угол наклона линии зуба β , град | Значения Z_H при относительном коэффициенте смещения контура $(x_1 + x_2) / (z_1 + z_2)$ | | | | | | | | | | |
|--|--|-------|-------|-------|-------|-------|------|--------|--------|--------|--------|
| | 0,080 | 0,050 | 0,030 | 0,020 | 0,010 | 0,005 | 0 | -0,005 | -0,010 | -0,015 | -0,020 |
| 0 | 1,48 | 1,52 | 1,58 | 1,62 | 1,68 | 1,71 | 1,76 | 1,83 | 1,93 | 2,14 | — |
| 10 | 1,47 | 1,51 | 1,56 | 1,60 | 1,66 | 1,69 | 1,74 | 1,80 | 1,90 | 2,07 | — |
| 15 | 1,46 | 1,50 | 1,55 | 1,58 | 1,63 | 1,67 | 1,71 | 1,77 | 1,86 | 2,00 | 2,35 |
| 20 | 1,43 | 1,47 | 1,52 | 1,55 | 1,60 | 1,63 | 1,67 | 1,72 | 1,80 | 1,91 | 2,13 |
| 25 | 1,42 | 1,45 | 1,49 | 1,52 | 1,57 | 1,59 | 1,62 | 1,67 | 1,73 | 1,81 | 1,97 |
| 30 | 1,38 | 1,42 | 1,45 | 1,48 | 1,52 | 1,54 | 1,56 | 1,60 | 1,65 | 1,70 | 1,81 |
| 35 | 1,35 | 1,37 | 1,40 | 1,42 | 1,46 | 1,48 | 1,50 | 1,53 | 1,56 | 1,60 | 1,66 |
| 40 | 1,30 | 1,32 | 1,34 | 1,37 | 1,39 | 1,41 | 1,42 | 1,45 | 1,47 | 1,50 | 1,53 |

Коэффициент Z_m учитывает механические свойства материалов сопряженных колес:

$$Z_m = \sqrt{\frac{1}{\pi(1-\nu^2)} \cdot \frac{2E_1E_2}{(E_1+E_2)}}$$

где E_1 и E_2 — модули упругости соответственно материалов шестерни и колеса, МПа; ν — коэффициент Пуассона. Значения коэффициента Z_m даны в табл. 6.4.

Коэффициент Z_e учитывает суммарную длину контактных линий. Для прямозубых и косозубых колес при $\epsilon_\beta < 0,9$ $Z_e = \sqrt{(4 - \epsilon_\alpha)/3}$; для косозубых при $\epsilon_\beta \geq 0,9$ и шевронных колес $Z_e = \sqrt{1/\epsilon_\alpha}$.

Коэффициент торцового перекрытия

$$\epsilon_\alpha \approx [1,88 - 3,2(1/z_1 \pm 1/z_2)] \cos \beta.$$

Коэффициент осевого перекрытия

$$\epsilon_\beta = b_w \sin \beta / (\pi m).$$

Для косозубых колес рабочую ширину венца b_w принимают такой, чтобы $\epsilon_\beta \geq 1,1 \dots 1,2$.

Допускаемое напряжение σ_{HP} рассчитывается по формуле (6.3), для косозубых и шевронных колес — с учетом формулы (6.7).

Удельная расчетная окружная сила (Н/мм)

$$w_{Ht} = (F_t/b_w) K_{Ha} K_{H\beta} K_{Hv}. \quad (6.14)$$

Здесь $F_t = 2 \cdot 10^3 T_1 / d_{w1}$ — исходная расчетная окружная сила, Н; K_{Ha} — коэффициент, учитывающий распределение нагрузки между зубьями. Для прямозубых передач $K_{Ha} = 1$. Для косозубых и шевронных коэффициент K_{Ha} определяется по табл. 6.11.

Таблица 6.11

| Окружная скорость v , м/с | Значения коэффициента K_{Ha} при степени точности по нормам плавности работы (ГОСТ 1643-72) | | | | |
|-----------------------------|---|------|------|------|------|
| | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 |
| 2,5 | 1 | 1,01 | 1,03 | 1,05 | 1,13 |
| 5 | 1 | 1,02 | 1,05 | 1,09 | 1,16 |
| 10 | 1,01 | 1,03 | 1,07 | 1,13 | — |
| 15 | 1,01 | 1,04 | 1,09 | — | — |
| 20 | 1,02 | 1,05 | 1,12 | — | — |
| 25 | 1,02 | 1,06 | — | — | — |

В предлагаемых проверочных расчетах цилиндрических прямозубых колес не учитывается возможность распределения нагрузки более чем на одну пару зубьев, что несколько завышает действующие изгибные и контактные напряжения.

Значения коэффициента $K_{H\beta}$ — см. табл. 6.3.

Коэффициент, учитывающий динамическую нагрузку, возникающую в зацеплении,

$$K_{Hv} = 1 + w_{Hv} b_w / (F_t K_{Ha} K_{H\beta}), \quad (6.15)$$

где ω_{Hv} — удельная окружная динамическая сила, Н/мм,

$$\omega_{Hv} = \delta_H g_0 v \sqrt{a_w / u}. \quad (6.16)$$

Коэффициент δ_H , учитывающий влияние вида зубчатой передачи и модификации профиля головок зубьев, определяется по табл. 6.12.

Таблица 6.12

| Твердость поверхностей зубьев | Вид зубьев | Значения δ_H |
|---|--------------------------------|---------------------|
| При твердости колеса или шестерни $HV \leq 350$ | Прямые без модификации головки | 0,006 |
| | Прямые с модификацией головки | 0,004 |
| При твердости колес зубчатой пары $HV > 350$ | Косые | 0,002 |
| | Прямые без модификации головки | 0,014 |
| | Прямые с модификацией головки | 0,010 |
| | Косые | 0,004 |

Коэффициент g_0 , учитывающий влияние разности шагов зацепления шестерни и колеса, принимают по табл. 6.13.

Таблица 6.13

| Модуль m , мм | Значения g_0 при степени точности по нормам плавности работы | | | | | |
|-----------------|--|----|----|----|----|-----|
| | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 |
| До 3,5 | 17 | 28 | 38 | 47 | 56 | 73 |
| Св. 3,5 до 10 | 22 | 31 | 42 | 53 | 61 | 82 |
| Св. 10 | — | 37 | 48 | 64 | 73 | 100 |

В формуле (6.16) окружная скорость v — в м/с, межосевое расстояние a_w — в мм.

Если значения ω_{Hv} , вычисленные по формуле (6.16), превышают предельные (указанные в табл. 6.14), то их следует принимать равными этим предельным значениям.

Таблица 6.14

| Модуль m , мм | Предельные значения ω_{Hv} и ω_{Fv} , Н/мм, при степени точности по нормам плавности работы | | | | | |
|-----------------|---|-----|-----|-----|-----|------|
| | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 |
| До 3,5 | 32 | 85 | 160 | 240 | 380 | 700 |
| Св. 3,5 | 53 | 105 | 194 | 310 | 410 | 880 |
| Св. 10 | — | 150 | 250 | 450 | 590 | 1050 |

Расчет на изгибную выносливость зубьев. Действующие в передаче напряжения изгиба сравнивают с допускаемыми, взятыми с учетом коэффициента долговечности. Из пары сопряженных колес расчет ведут по колесу с меньшим значением отношения σ_{FP}/Y_F .

Действующие напряжения изгиба (МПа)

$$\sigma_F = Y_F Y_e Y_\beta \omega_{Ft} / m \leq \sigma_{FP}, \quad (6.17)$$

где коэффициент Y_F принимается по табл. 6.7.

Коэффициент Y_e учитывает перекрытие зубьев. Для косозубых и шевронных передач $Y_e = 1$, для прямозубых первоначально принимают $Y_e = 1$. При уточненных расчетах коэффициенты Y_e и K_{Fa} определяют по приложению 1 к ГОСТ 21354—75.

Коэффициент Y_β учитывает наклон зуба. Для прямозубых передач $Y_\beta = 1$, для косозубых и шевронных коэффициент $Y_\beta = 1 - \beta^\circ/140$.

Допускаемые напряжения σ_{FP} рассчитывают по формуле (6.9). Удельная расчетная окружная сила (Н/мм)

$$\omega_{Ft} = (F_t / b_w) K_{Fa} K_{F\beta} K_{Fv}, \quad (6.18)$$

где K_{Fa} — коэффициент, учитывающий распределение нагрузки между зубьями. Для прямозубых передач и косозубых с $\epsilon_\beta \leq 1$ принимают $K_{Fa} = 1$. Для косозубых с $\epsilon_\beta > 1$ и шевронных передач

$$K_{Fa} = [4 + (\epsilon_\alpha - 1)(n' - 5)] / (4\epsilon_\alpha), \quad (6.19)$$

где n' — степень точности передачи по нормам плавности работы (см. ГОСТ 1643—72). Если степень точности грубее 9-й, то $n' = 9$, если степень точности выше пятой, то $n' = 5$. Величина коэффициента $K_{F\beta}$ принимается по табл. 6.3;

K_{Fv} — коэффициент, учитывающий динамическую нагрузку, возникающую в зацеплении при расчете зуба на изгиб,

$$K_{Fv} = 1 + \omega_{Fv} b_w / (F_t K_{Fa} K_{F\beta}), \quad (6.20)$$

где ω_{Fv} — удельная окружная динамическая сила, Н/мм,

$$\omega_{Fv} = \delta_F g_0 v \sqrt{a_w / u}. \quad (6.21)$$

Коэффициент δ_F учитывает влияние вида зубчатой передачи и модификации профиля зубьев. Для косозубых и шевронных передач $\delta_F = 0,006$, для прямозубых передач с модификацией головки $\delta_F = 0,011$, для прямозубых без модификации головки $\delta_F = 0,016$.

Коэффициент g_0 определяют по табл. 6.13. Если значения ω_{Fv} , вычисленные по формуле (6.21), превышают предельные (см. табл. 6.14), то их следует принимать равными этим предельным значениям.

При проверочном расчете по фактическим напряжениям σ_H и σ_F окончательно устанавливают согласно табл. 6.5 материал колес и вид упрочнения поверхности зубьев.

Расчеты при действии максимальной нагрузки. На контактную прочность:

$$\sigma_{H \max} = \sigma_H \sqrt{T_1 \max / T_1} \leq \sigma_{HP \max}. \quad (6.22)$$

На изгибную прочность:

$$\sigma_{F \max} = \sigma_F T_1 \max / T_1 \leq \sigma_{FR \max} \quad (6.23)$$

Допускаемое контактное напряжение (МПа) при действии максимальной нагрузки рекомендуется принимать: 1) для стальных зубьев, подвергнутых нормализации, улучшению или объемной закалке с низким отпуском (в том числе и после нагрева ТВЧ), $\sigma_{FR \max} = 2,8\sigma_T$, где σ_T — предел текучести; 2) для зубьев цементированных, а также подвергнутых контурной закалке ТВЧ $\sigma_{FR \max} = 40\text{HRC}$; 3) для зубьев азотированных $\sigma_{FR \max} = 30 \text{HRC}$; 4) для чугунных колес $\sigma_{FR \max} = 1,8\sigma_B$, где σ_B — предел прочности на изгиб.

Таблица 6.15

| Наименование параметра | Обозначение | Расчетные формулы и указания |
|--|------------------------|--|
| Задано межосевое расстояние a_w | | |
| Делительное межосевое расстояние | a | $a = (z_1 + z_2) m / (2 \cos \beta)$ |
| Угол профиля зуба | α_t | $\text{tg } \alpha_t = \text{tg } 20^\circ / \cos \beta$ |
| Угол зацепления | α_{taw} | $\cos \alpha_{taw} = (a/a_w) \cos \alpha_t$ |
| Коэффициент суммы смещений | $x_\Sigma = x_1 + x_2$ | $x_\Sigma = (z_1 + z_2) (\text{inv } \alpha_{taw} - \text{inv } \alpha_t) / (2 \text{tg } 20^\circ)$ |
| Коэффициент смещения: шестерни колеса | x_1 x_2 | При исходном контуре по ГОСТ 13755—68 разбивку значения x_Σ на x_1 и x_2 рекомендуется производить по приложениям 2 и 3 к ГОСТ 16532—70 |
| Заданы коэффициенты смещения x_1 и x_2 | | |
| Угол зацепления | α_{taw} | $\text{inv } d_{taw} = [2 x_\Sigma \text{tg } 20^\circ / (z_1 + z_2)] + \text{inv } \alpha_t$ |
| Межосевое расстояние | a_w | $a_w = a \cos \alpha_t / \cos \alpha_{taw}$ |
| Расчет диаметров зубчатых колес | | |
| Делительный диаметр: шестерни колеса | d_1 d_2 | $d_1 = z_1 m / \cos \beta$ $d_2 = z_2 m / \cos \beta$ |
| Начальный диаметр: шестерни колеса | d_{w1} d_{w2} | $d_{w1} = 2a_w / (u + 1)$ $d_{w2} = 2a_w u / (u + 1)$ |
| Коэффициент воспринимаемого смещения | y | $y = (a_w - a) / m$ |
| Коэффициент уравнивающего смещения | Δy | $\Delta y = x_\Sigma - y$ |
| Диаметр вершин зубьев: шестерни колеса | d_{a1} d_{a2} | $d_{a1} = d_1 + 2(1 + x_1 - \Delta y) m$ $d_{a2} = d_2 + 2(1 + x_2 - \Delta y) m$ |
| Диаметр впадин: шестерни колеса | d_{f1} d_{f2} | $d_{f1} = d_1 - 2(1,25 - x_1) m$ $d_{f2} = d_2 - 2(1,25 - x_2) m$ |

Примечания: 1. Для прямозубых передач $\beta = 0$, тогда $a = 0,5 \times (z_1 + z_2) m$, $\alpha_t = 20^\circ$, $d = zm$. 2. При $x_1 = x_2 = 0$ или $x_\Sigma = 0$ $\alpha_{taw} = \alpha_t$, $a_w = a$, $d_w = d$, $y = 0$, $\Delta y = 0$.

Допускаемое напряжение на изгиб при действии максимальной нагрузки рекомендуется принимать: для стальных зубьев с твердостью сердцевины $HV < 350$ (нормализация, улучшение, азотирование) $\sigma_{FR \max} = 1,7\sigma'_{FR}$, для зубьев с объемной и поверхностной закалкой $\sigma_{FR \max} = 2\sigma'_{FR}$ и для зубьев из цементированных сталей $\sigma_{FR \max} = 2,2\sigma'_{FR}$. Здесь σ'_{FR} — допускаемое напряжение на изгиб, взятое по табл. 6.5.

Основные геометрические параметры цилиндрических зубчатых передач внешнего зацепления при $x_1 + x_2 = 0$ определяются по формулам, приведенным в табл. 6.15.

Силовые факторы и усилия, действующие в зацеплении цилиндрической зубчатой передачи, определяются по зависимостям, указанным в табл. 6.16.

Таблица 6.16

| Название фактора | Вид передачи | |
|---------------------------------------|--|-------------------------------------|
| | прямозубая | косозубая |
| Крутящий момент T_1 , Н·м | $T_1 = 9,55 \cdot 10^3 N/n_1$ | |
| Окружная сила F_t , Н | $F_t = 10^3 N/v = 2 \cdot 10^3 T_1/d_{w1}$ | |
| Радиальная сила F_r , Н | $F_r = F_t \operatorname{tg} \alpha_{t'w}$ | |
| Осевая сила F_x , Н | $F_x = 0$ | $F_x = F_t \operatorname{tg} \beta$ |

Примечание. Мощность N — в кВт, окружная скорость v — в м/с, начальный диаметр d_{w1} — в мм.

7. КОНИЧЕСКИЕ ЗУБЧАТЫЕ ПЕРЕДАЧИ

Правильный выбор основных параметров зацепления конических пар, их режимов работы обеспечивает им нормальную работоспособность, технологичность изготовления и экономичность. На практике для конических пар и особенно для передач с тангенциальными и круговыми зубьями обычно применяют радиальное смещение в сочетании с тангенциальным. Посредством среднего нормального коэффициента смещения (радиальное $x_{n1} = -x_{n2}$) выравнивают скольжения зубьев шестерни и колеса, что повышает их износостойкость и сопротивляемость заеданию, а за счет коэффициента изменения толщины зуба (тангенциальное смещение $x_{t1} = -x_{t2}$) выравнивают прочность на изгиб зубьев колес пары путем утолщения более слабого по форме зуба шестерни и утоньшения зуба колеса.

Условия производства и эксплуатации конических пар устанавливают дополнительные ограничения при их проектировании по минимальному числу зубьев производящего плоского колеса, максимальной ширине зубчатого венца, числу зубьев шестерни и т. д. В связи с этим здесь приводится только расчет ортогональных конических передач с углом нормального профиля зуба $\alpha_n = 20^\circ$. Кроме того, в табл. 7.1 приведены значения крутящих моментов и основные параметры для ряда конических пар, нормализованных в общем машиностроении и выполненных с круговыми понижающимися зубьями и углом наклона линии зуба $\beta_m = 35^\circ$ [11].

Таблица 7.1

| a | z ₁ | z ₂ | α _{дейст} | m _{ггс} | мм | | | | | град | | | | мм | | T _н H-м |
|------|----------------|----------------|--------------------|------------------|-----------------|-----------------|----------------|----|----------------|-----------------|-----------------|-----------------|-----------------|----------------|----------------|-----------------------|
| | | | | | d _{ei} | d _{es} | R _с | b | h _с | δ | δ _α | δ _γ | d _{ас} | ε _с | B | |
| 1,0 | 21 | 22 | 1,05 | 3,0 | 63,0 | 66,0 | 45,62 | 13 | 5,7 | 43°40' 46 20 | 47°45' 50 09 | 39°51' 42 15 | 66,85 69,37 | 4,93 4,50 | 31,16 29,74 | 47 |
| | 22 | 23 | 1,05 | 3,5 | 77,0 | 80,5 | 55,70 | 16 | 6,65 | 43 44 46 16 | 47 38 49 55 | 40 05 42 22 | 81,47 84,45 | 5,74 5,25 | 38,11 36,44 | 93 |
| | 28 | 29 | 1,04 | 3,1 | 86,7 | 89,9 | 62,48 | 18 | 5,89 | 44 00 46 00 | 47 04 48 54 | 41 06 42 56 | 90,73 93,43 | 5,05 4,69 | 43,05 41,58 | 135 |
| | 28 | 29 | 1,04 | 3,4 | 95,2 | 98,6 | 68,53 | 20 | 6,46 | 44 00 46 00 | 47 04 48 54 | 41 06 42 56 | 99,50 102,48 | 5,53 5,15 | 47,22 45,60 | 180 |
| 1,25 | 19 | 24 | 1,26 | 3,3 | 62,7 | 79,2 | 50,51 | 15 | 6,27 | 38 22 51 38 | 42 51 55 00 | 35 00 47 09 | 67,88 82,07 | 5,65 4,71 | 37,55 29,54 | 61 |
| | 24 | 30 | 1,25 | 3,0 | 72,0 | 90,0 | 57,63 | 17 | 5,70 | 38 40 51 20 | 42 15 54 01 | 35 59 47 45 | 76,68 92,62 | 5,14 4,29 | 43,13 34,37 | 95 |
| | 24 | 30 | 1,25 | 3,3 | 79,2 | 99,0 | 63,39 | 18 | 6,27 | 38 40 51 20 | 42 15 54 01 | 35 59 47 45 | 84,35 101,89 | 5,66 4,71 | 47,43 37,81 | 122 |
| | 26 | 32 | 1,23 | 3,5 | 91,0 | 112,0 | 72,15 | 21 | 6,65 | 39 06 50 54 | 42 24 53 26 | 36 34 47 36 | 96,39 115,13 | 5,97 5,03 | 53,80 43,59 | 190 |

| u | z ₁ | z ₂ | u _{дект} | m _{те} | мм | | | | | h _ε | град | | | | d _{ae} | s _ε | B | T ₁₁ H·М |
|-----|----------------|----------------|-------------------|-----------------|-----------------|-----------------|----------------|----|----------------|----------------|--------|----------------|----------------|------|-----------------|----------------|---|------------------------|
| | | | | | d _{e1} | d _{e2} | R _ε | b | h _ε | | δ | δ _a | δ _f | | | | | |
| 1,4 | 18 | 25 | 1,39 | 3,2 | 57,6 | 80,0 | 49,29 | 14 | 6,08 | 35°45' | 40°22' | 32°34' | 63,02 | 5,61 | 38,05 | 50 | | |
| | 21 | 30 | 1,43 | 3,0 | 63,0 | 90,0 | 54,93 | 16 | 5,70 | 54 15 | 57 26 | 49 38 | 82,45 | 4,45 | 27,10 | | | |
| | 22 | 31 | 1,41 | 3,2 | 70,4 | 99,2 | 60,82 | 18 | 6,08 | 35 00 | 38 54 | 32 21 | 68,16 | 5,28 | 43,19 | 73 | | |
| | 24 | 34 | 1,42 | 3,3 | 79,2 | 112,9 | 68,67 | 20 | 6,27 | 55 00 | 57 39 | 51 06 | 92,24 | 4,15 | 29,91 | | | |
| 1,6 | 17 | 27 | 1,59 | 3,0 | 51,0 | 81,0 | 47,86 | 14 | 5,70 | 35 22 | 39 08 | 32 48 | 75,88 | 5,63 | 47,66 | 101 | | |
| | 18 | 29 | 1,61 | 3,1 | 55,8 | 89,9 | 52,90 | 15 | 5,89 | 54 38 | 57 12 | 50 52 | 101,61 | 4,42 | 33,50 | | | |
| | 23 | 37 | 1,61 | 3,0 | 69,0 | 111,0 | 65,35 | 19 | 5,70 | 35 13 | 38 39 | 32 53 | 84,87 | 5,84 | 54,10 | 145 | | |
| | 23 | 37 | 1,61 | 3,8 | 87,4 | 140,6 | 82,78 | 24 | 7,22 | 54 47 | 57 07 | 51 21 | 114,67 | 4,53 | 37,85 | | | |
| 2,0 | 15 | 31 | 2,07 | 3,25 | 48,75 | 100,75 | 55,96 | 16 | 6,18 | 32 12 | 36 49 | 29 18 | 56,53 | 5,36 | 38,76 | 41 | | |
| | 16 | 33 | 2,06 | 3,4 | 54,4 | 112,2 | 62,35 | 18 | 6,46 | 57 48 | 60 42 | 53 11 | 82,95 | 4,07 | 23,96 | | | |
| | 20 | 41 | 2,05 | 3,0 | 60,0 | 123,0 | 68,43 | 20 | 5,70 | 31 50 | 36 11 | 29 09 | 61,59 | 5,62 | 43,15 | 55 | | |
| | 20 | 41 | 2,05 | 3,4 | 68 | 139,4 | 77,55 | 22 | 6,46 | 58 10 | 60 51 | 53 49 | 91,86 | 4,12 | 26,33 | | | |
| 2,0 | 15 | 31 | 2,07 | 3,25 | 48,75 | 100,75 | 55,96 | 16 | 6,18 | 31 52 | 35 17 | 29 46 | 74,61 | 5,50 | 53,76 | 113 | | |
| | 16 | 33 | 2,06 | 3,4 | 54,4 | 112,2 | 62,35 | 18 | 6,46 | 58 08 | 60 14 | 54 43 | 112,90 | 3,93 | 32,97 | | | |
| | 20 | 41 | 2,05 | 3,0 | 60,0 | 123,0 | 68,43 | 20 | 5,70 | 31 52 | 35 17 | 29 46 | 94,50 | 6,97 | 68,09 | 229 | | |
| | 20 | 41 | 2,05 | 3,4 | 68 | 139,4 | 77,55 | 22 | 6,46 | 58 08 | 60 14 | 54 43 | 143,01 | 4,97 | 41,76 | | | |
| 2,0 | 15 | 31 | 2,07 | 3,25 | 48,75 | 100,75 | 55,96 | 16 | 6,18 | 25 49 | 30 19 | 23 21 | 55,51 | 6,08 | 48,73 | 49 | | |
| | 16 | 33 | 2,06 | 3,4 | 54,4 | 112,2 | 62,35 | 18 | 6,46 | 64 11 | 66 39 | 59 41 | 102,29 | 4,14 | 22,45 | | | |
| | 20 | 41 | 2,05 | 3,0 | 60,0 | 123,0 | 68,43 | 20 | 5,70 | 25 52 | 30 06 | 23 33 | 61,49 | 6,38 | 54,38 | 69 | | |
| | 20 | 41 | 2,05 | 3,4 | 68 | 139,4 | 77,55 | 22 | 6,46 | 64 08 | 66 27 | 59 54 | 113,81 | 4,30 | 25,55 | | | |
| 2,0 | 15 | 31 | 2,07 | 3,25 | 48,75 | 100,75 | 55,96 | 16 | 6,18 | 26 00 | 29 25 | 24 09 | 66,26 | 5,72 | 59,98 | 99 | | |
| | 16 | 33 | 2,06 | 3,4 | 54,4 | 112,2 | 62,35 | 18 | 6,46 | 64 00 | 65 51 | 60 35 | 124,42 | 3,71 | 28,54 | | | |
| | 20 | 41 | 2,05 | 3,0 | 60,0 | 123,0 | 68,43 | 20 | 5,70 | 26 00 | 29 25 | 24 08 | 75,08 | 6,48 | 67,98 | 141 | | |
| | 20 | 41 | 2,05 | 3,4 | 68 | 139,4 | 77,55 | 22 | 6,46 | 64 00 | 65 52 | 60 35 | 141,01 | 4,20 | 32,34 | | | |

Продолжение табл. 7.1

| u | z ₁ | z ₂ | μ _{дейст} | m/c | мм | | | | | h _c | град | | | | мм | | T _{н-м} |
|------|----------------|----------------|--------------------|-----|-----------------|-----------------|----------------|----|----------------|----------------|--------|----------------|----------------|-----------------|----------------|-----|------------------|
| | | | | | d _{e1} | d _{e2} | R _e | b | h _c | | δ | δ _a | δ _f | d _{ae} | s _c | B | |
| 2,5 | 15 | 38 | 2,53 | 3,3 | 49,5 | 125,4 | 67,41 | 20 | 6,27 | 21°32' | 25°25' | 19°32' | 56,79 | 6,40 | 61,25 | 71 | |
| | 19 | 48 | 2,53 | 3,0 | 57,0 | 144,0 | 77,44 | 22 | 5,70 | 68 28 | 70 28 | 64 35 | 126,64 | 3,96 | 23,17 | | |
| 3,15 | 19 | 48 | 2,53 | 3,3 | 62,7 | 158,4 | 85,18 | 25 | 6,27 | 21 36 | 24 41 | 20 01 | 63,64 | 5,92 | 70,69 | 118 | |
| | 16 | 51 | 3,19 | 3,1 | 49,6 | 158,1 | 82,85 | 25 | 5,89 | 68 24 | 69 59 | 65 19 | 145,13 | 3,51 | 27,08 | | |
| 4 | 15 | 59 | 3,93 | 3,4 | 51,0 | 200,6 | 103,49 | 30 | 6,46 | 17 25 | 20 26 | 15 56 | 56,76 | 6,26 | 77,93 | 145 | |
| | 16 | 51 | 3,19 | 3,5 | 56,0 | 178,5 | 93,54 | 28 | 6,65 | 72 35 | 74 04 | 69 34 | 159,01 | 3,48 | 23,35 | | |
| 61 | 15 | 59 | 3,93 | 3,8 | 57,0 | 224,2 | 115,67 | 34 | 7,22 | 17 25 | 20 26 | 15 56 | 64,09 | 7,07 | 87,99 | 207 | |
| | 16 | 51 | 3,19 | 3,5 | 56,0 | 178,5 | 93,54 | 28 | 6,65 | 72 35 | 74 04 | 69 34 | 179,52 | 3,93 | 26,36 | | |

Примечания: 1. Верхние значения указаны для шестерни, нижние — для колеса. 2. Величины крутящих моментов на шестерне подсчитаны для конических пар, имеющих твердость рабочих поверхностей зубьев HRC > 55, степень точности изготовления 7...8, удовлетворительный монтаж и неконсольное расположение одного из зубчатых колес.

Основные параметры и кинематика конических передач. Основными параметрами конических передач являются: m_{te} — внешний окружной модуль, мм, определяемый на внешнем делительном (начальном) диаметре d_e ; величину m_{te}^* обычно округляют до стандартного значения (см. табл. 6.8) для конических колес с прямыми и тангенциальными зубьями, выполненными по форме I (нормально понижающиеся зубья, вершины начального и внутреннего конуса совпадают); b — ширина зубчатого венца, мм; $R_e = m_{te}z_1/(2 \sin \delta_1)$ — внешнее конусное расстояние, мм; z_1 и z_2 — соответственно число зубьев шестерни и колеса; δ_1 и δ_2 — углы делительных конусов шестерни и колеса, град; $K_{\beta e} = b/R_e = 0,25 \dots 0,3$ — коэффициент ширины зубчатого венца (меньшие значения при $u > 3$, большие при $u \leq 3$); $u = n_1/n_2 = z_2/z_1 = \operatorname{ctg} \delta_1 = \operatorname{tg} \delta_2$ — передаточное число.

В конических передачах рекомендуется принимать $u_{\text{наиб}}$ на основании табл. 5.2, причем фактические значения передаточных чисел обычно не должны отличаться от номинальных по ГОСТ 12289—66 (см. табл. 5.1) более чем на 3%. Рекомендации по выбору $z_{1\text{min}}$ указаны в разделе 5. Сумму чисел зубьев шестерни и колеса практически принимают не более 70...80. Для конических колес с круговыми зубьями рекомендуется выбирать средний угол наклона линии зуба $\beta_m = 25 \dots 40^\circ$, а с тангенциальными зубьями $\beta_m = 20 \dots 30^\circ$ **.

7.1. Проектировочный расчет

Ориентировочные значения d_e или R_e для конической передачи определяют, исходя из расчета на контактную выносливость зубьев колес. Внешний делительный диаметр шестерни, мм

$$d_{e1} = K_d \sqrt[3]{T_1 K_{H\beta} / [(1 - K_{\beta e}) K_{\beta e} u \sigma_{HP}^2]}, \quad (7.1)$$

где K_d — вспомогательный коэффициент. Для стальных прямозубых конических передач $K_d = 1000 \text{ МПа}^{1/3}$, для передач с тангенциальными зубьями $K_d = 870 \text{ МПа}^{1/3}$, а с круговыми зубьями $K_d = 835 \text{ МПа}^{1/3}$; $K_{H\beta}$ — коэффициент, учитывающий распределение нагрузки по ширине венца конического колеса (табл. 7.2) [23];

$K_{\beta e}$ — коэффициент ширины зубчатого венца; σ_{HP} — допускаемое контактное напряжение, МПа, соответствующее эквивалентному числу циклов перемены напряжений N_{HE} ; определяется по зависимости (6.3) или (6.7), причем в последней $\sigma_{HP} \leq 1,15 \sigma_{HP \text{ min}}$.

Если в проектировочном расчете исходят из внешнего конусного расстояния R_e , мм, то его определяют по формуле

$$R_e = K_R \sqrt{u^2 + 1} \sqrt[3]{T_1 K_{H\beta} / [(1 - K_{\beta e}) K_{\beta e} u \sigma_{HP}^2]}, \quad (7.2)$$

где $K_R = 0,5 K_d$ — вспомогательный коэффициент.

* Технологический процесс позволяет нарезать зубья конических колес и с нестандартным значением m_{te} или m_{nm} .

** Внешний угол наклона тангенциальных зубьев (у торца)

$$\sin \beta_e = (1 - 0,5 K_{\beta e}) \sin \beta_m.$$

Таблица 7.2

| Относительная ширина эквивалентного конического колеса $\frac{K_{be} u}{2 - K_{be}}$ | Расчет на контактную прочность $K_{H\beta}$ | | | | Расчет на изгибную прочность $K_{F\beta}$ | | | | | | | | | | | |
|--|---|--|------------------------------|--|---|--|------------------------------|--|------|------|------|------|------|------|------|------|
| | шариковые опоры | | роликовые опоры | | шариковые опоры | | роликовые опоры | | | | | | | | | |
| | Твердость рабочих поверхностей зубьев | | | | | | | | | | | | | | | |
| | шестерни и колеса НВ > 350 | шестерни и колеса или колеса НВ ≤ 350 | шестерни и колеса НВ > 350 | шестерни и колеса или колеса НВ ≤ 350 | шестерни и колеса НВ > 350 | шестерни и колеса или колеса НВ ≤ 350 | шестерни и колеса НВ > 350 | шестерни и колеса или колеса НВ ≤ 350 | | | | | | | | |
| | зубья | | | | | | | | | | | | | | | |
| | прямые и тангенциальные | круговые | прямые и тангенциальные | круговые | прямые и тангенциальные | круговые | прямые и тангенциальные | круговые | | | | | | | | |
| 0,2 | 1,16 | 1,08 | 1,07 | 1 | 1,08 | 1,04 | 1,04 | 1 | 1,25 | 1,13 | 1,13 | 1,07 | 1,15 | 1,07 | 1,08 | 1,04 |
| 0,4 | 1,37 | 1,18 | 1,14 | 1 | 1,20 | 1,10 | 1,08 | 1 | 1,55 | 1,27 | 1,29 | 1,15 | 1,30 | 1,15 | 1,15 | 1,08 |
| 0,6 | 1,58 | 1,29 | 1,23 | 1 | 1,32 | 1,15 | 1,13 | 1 | 1,92 | 1,45 | 1,47 | 1,23 | 1,48 | 1,24 | 1,25 | 1,12 |
| 0,8 | 1,80 | 1,40 | 1,34 | 1 | 1,44 | 1,22 | 1,18 | 1 | — | — | 1,70 | 1,33 | 1,67 | 1,34 | 1,35 | 1,17 |
| 1,0 | — | — | — | 1 | 1,55 | 1,28 | 1,23 | 1 | — | — | — | — | 1,90 | 1,43 | 1,45 | 1,22 |

Примечание. Значения коэффициентов $K_{H\beta}$ и $K_{F\beta}$ соответствуют консольному расположению одного из колес конической передачи.

После определения величины R_e находят значения $d_{e1(2)} = 2 R_e \sin \delta_{1(2)}$, причем для насадной конической шестерни $d_{e1} \geq 1,8 d_r$ и для выполненной заодно с валом (случай консольного расположения шестерни) $d_{e1} \geq 1,3 d_r$.

Определив величину $d_{e1} = m_{te} z_1$, устанавливают модуль передачи и обычно округляют его значение для ближайшего стандартного (см. табл. 6.8).

Для обеспечения прочности на выносливость по изгибу зубьев с упрочненной рабочей поверхностью (цементация, азотирование и т. п.) определяют также минимально допустимый средний нормальный модуль m_{nm} , мм (для прямозубой конической m_{tm}), на среднем делительном диаметре

$$m_{nm} = K_m \sqrt[3]{T_1 K_{F\beta} Y_{F1}^2 / (z_1^3 \psi_{ba} \sigma_{FP})}, \quad (7.3)$$

где K_m — вспомогательный коэффициент. Для прямозубых конических передач $K_m = 14,5$, для передач с тангенциальными зубьями $K_m = 11$, а с круговыми зубьями $K_m = 10$; $K_{F\beta}$ — коэффициент, учитывающий распределение нагрузки по ширине венца конического колеса (см. табл. 7.2);

Y_{F1} — коэффициент, учитывающий форму зуба,

$$Y_{F1} = Y_{F1} [(2,2 + x_{t1})/2,2]^2, \quad (7.4)$$

x_{t1} — коэффициент изменения толщины зуба у шестерни ($-x_{t2}$ у колеса); принимается по табл. 7.3 (ГОСТ 19326—73), а для нормализо-

ванных конических пар с круговыми зубьями (см. табл. 7.1) — по табл. 7.4 [39]; Y_{F1} выбирается по табл. 6.7 в зависимости от числа зубьев эквивалентного $z_{\text{вт}} = z_1 / \cos \delta_1$ или биэквивалентного $z_{\text{вн}} = z_1 / (\cos \delta_1 \cos^3 \beta_m)$ колес и принятого среднего нормального коэф. фициента смещения у шестерни $x_{n1} \approx 2(1 - 1/u^2) \sqrt{\cos^3 \beta_m / z_1}$ (более точно см. ГОСТ 19326—73, табл. 1); для нормализованных конических пар с круговыми зубьями (см. табл. 7.1) средний нормальный коэф. фициент смещения x_{n1} определяется по табл. 7.5 [39];

Таблица 7.3

| Передаточное число передачи u | Значения $x_{\tau 1}$ при среднем угле наклона линии зуба β_m | | | |
|------------------------------------|---|---------------|---------------|---------------|
| | от 0 до 15° | св. 15 до 29° | св. 19 до 40° | св. 40 до 45° |
| От 2,5 до 4 Св. 4 до 6,3 | 0,04 0,06 | 0,08 0,10 | 0,12 0,14 | 0,16 0,18 |

Примечание. Для повышающих передач рекомендуется принимать $x_{\tau 1} = 0$.

Таблица 7.4

| Число зубьев шестерни z_1 | Значения $x_{\tau 1}$ при передаточном числе передачи u | | | | | | | |
|--------------------------------|---|-------|-------|-------|------|-------|-------|-------|
| | 1 | 1,25 | 1,4 | 1,6 | 2 | 2,5 | 3,15 | 4 |
| 15 | — | 0,006 | 0,004 | 0,007 | 0,02 | 0,070 | 0,012 | 0,165 |
| 16 | — | 0,006 | 0,002 | 0,001 | 0,03 | 0,075 | 0,140 | 0,170 |
| 17 | 0,07 | 0,007 | 0,001 | 0,004 | 0,04 | 0,090 | 0,135 | 0,175 |
| 18...22 | 0,06 | 0,013 | 0,012 | 0,021 | 0,06 | 0,100 | 0,145 | 0,200 |
| 23...28 | 0,04 | 0,016 | 0,022 | 0,037 | 0,07 | 0,120 | 0,170 | 0,205 |

Таблица 7.5

| Значения x_{n1} при передаточном числе передачи u | | | | | | | | | |
|---|--------------------|--------------------|--------------------|-------------------|--------------------|-------------------|--------------------|--------------------|--------------------|
| от 1,04 до 1,05 | от 1,23 до 1,26 | от 1,39 до 1,41 | от 1,42 до 1,43 | от 1,57 до 1,6 | от 1,61 до 1,63 | от 2,05 до 2,1 | от 2,41 до 2,58 | от 3,17 до 3,41 | от 3,67 до 3,94 |
| 0,03 | 0,14 | 0,19 | 0,20 | 0,28 | 0,29 | 0,36 | 0,39 | 0,42 | 0,43 |

$\psi_{bd} = b/d_{m1} = K_{be} / (2 - K_{be}) \sin \delta_1$ — коэффициент ширины венца шестерни относительно среднего делительного диаметра;

σ_{FR1} — допускаемое напряжение изгиба, МПа, соответствующее эквивалентному числу циклов перемены напряжений N_{FE} ; определяется по зависимости (6.9).

Значения нормального модуля m_{nm} для колес с круговыми зубьями, выполненными по осевой форме зуба II (равноширокие зубья [39]) или III (равновысокие зубья, применяют при $z_c = \sqrt{z_1^2 + z_2^2} \geq 100$)

обычно округляют, хотя это и не обязательно, до стандартного значения.

Модули m_{nm} , m_{tm} и m_{te} связаны зависимостью

$$m_{nm} = m_{tm} \cos \beta_m = m_{te} (1 - 0,5K_{be}) \cos \beta_m, \quad (7.5)$$

где m_{tm} — средний окружной модуль, мм, определяемый на среднем делительном диаметре d_m .

Большой модуль m_{te} , а для круговых зубьев m_{nm} (II и III формы зуба) из расчета на контактную и изгибную прочность округляют обычно до ближайшего стандартного по табл. 6.8.

Проектировочный расчет нормализованных конических передач с круговыми понижающими зубьями и средним углом наклона линии зуба $\beta_m = 35^\circ$ сводится к выбору основных геометрических параметров, размеров и материала колес пары на основании табл. 7.1 и заключается в следующем:

а) Определяют крутящий момент на валу шестерни T_1 , Н·м, и назначают, исходя из кинематического расчета, передаточное число в соответствии с табл. 5.1.

б) В зависимости от принятых передаточного числа u и крутящего момента на шестерне T_1 устанавливают по табл. 7.1 основные геометрические параметры и размеры колес.

в) Назначают для выбранной пары колес по табл. 7.5 и 7.4 соответственно коэффициенты среднего нормального смещения ($x_{n1} = -x_{n2}$) и изменения толщины зуба ($x_{t1} = -x_{t2}$).

г) Принимают в зависимости от заданного направления вращения ведущей шестерни направление спирали ее зубьев, которые должны быть тождественными при наблюдении со стороны вершины начального конуса, т. е. правое направление спирали у зуба шестерни при вращении ее по часовой стрелке и левое — при вращении против часовой стрелки. В противном случае осевые силы будут действовать в направлении вершины начального конуса*, что может привести в условиях пониженной жесткости узла к заклиниванию передачи и разрушению зубьев.

д) Учитывая, что в табл. 7.1 величины крутящих моментов T_1 , передаваемых шестерней, указаны для материалов колес, обеспечивающих твердость рабочих поверхностей зубьев HRC $\geq 55 \dots 60$ и сердцевины HRC 35...40, то возможность использования марок сталей, обеспечивающих твердость рабочих поверхностей зубьев ниже HRC 55, устанавливается проверочным расчетом передачи.

7.2. Проверочный расчет

Расчет на контактную выносливость рабочих поверхностей зубьев. Действующие в передаче контактные напряжения определяют по формуле

$$\sigma_H = Z_H Z_M Z_E \sqrt{F_t K_H \sqrt{u^2 + 1} / (0,85 b d_m u)} \leq \sigma_{HP}, \quad (7.6)$$

* Для передачи с $u < 1,6$ и при рекомендованном выше выборе направлений спирали зуба осевая сила F_{x2} на колесе действует аналогично, но сравнительно мала по величине.

где Z_H — коэффициент, учитывающий форму сопряженных поверхностей зубьев (см. табл. 6.10); Z_M — коэффициент, учитывающий механические свойства материалов сопряженных колес (см. табл. 6.4); Z_E — коэффициент, учитывающий суммарную длину контактных линий; для прямозубых конических передач $Z_E = \sqrt{(4 - \varepsilon_\alpha)/3}$; для передач с тангенциальными и круговыми зубьями $Z_E = \sqrt{1/\varepsilon_\alpha}$, где $\varepsilon_\alpha \approx [1,88 - 3,2(1/z_{v1} + 1/z_{v2})] \cos \beta_m$;

F_t — исходная расчетная сила, Н, определяемая на среднем делительном диаметре шестерни d_{m1} ; $K_H = K_{H\alpha} K_{H\beta} K_{H\nu}$ — коэффициент нагрузки; $K_{H\alpha}$ — коэффициент, учитывающий распределение нагрузки между зубьями; для прямозубых конических пар $K_{H\alpha} = 1$, для передач с тангенциальными и круговыми зубьями значения $K_{H\alpha}$ определяют по табл. 6.11; $K_{H\beta}$ — коэффициент, учитывающий распределение нагрузки по ширине венца конического колеса (см. табл. 7.2); $K_{H\nu}$ — коэффициент, учитывающий динамическую нагрузку, возникающую в зацеплении.

Для передачи с круговыми зубьями значение коэффициента $K_{H\nu}$ принимается по табл. 7.6, а для конических прямозубых и передач с тангенциальными зубьями определяется по формуле

$$K_{H\nu} = 1 + \omega_{H\nu} / \omega_{Ht}, \quad (7.7)$$

где $\omega_{Ht} = F_t K_{H\alpha} K_{H\beta} / b$ — удельная расчетная окружная сила, Н/мм; $\omega_{H\nu}$ — удельная окружная динамическая сила, Н/мм,

$$\omega_{H\nu} = \delta_H g_0 v_m \sqrt{(R_e - 0,5b)/u} \leq \omega_{H\nu \max}, \quad (7.8)$$

где δ_H — коэффициент, учитывающий влияние вида зубчатой передачи; определяется по табл. 6.12; g_0 — коэффициент, учитывающий влияние разности шагов зацепления шестерни и колеса; принимается по табл. 6.13 для передач, выполненных на одну степень менее точными; v_m — окружная скорость на среднем делительном диаметре d_m , м/с.

Таблица 7.6

| Степень точности изготовления зубчатых колес | Значения коэффициента $K_{H\nu} = K_{F\nu}$ для конических передач с круговыми зубьями при окружной скорости передачи v_m , м/с | | | | | | | | | | |
|--|---|-------|------|------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|
| | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 | 10 | 11 | 13 | 15 |
| 7 | 1,04 | 1,045 | 1,05 | 1,06 | 1,065 | 1,070 | 1,075 | 1,080 | 1,085 | 1,090 | 1,095 |
| 8 | 1,08 | 1,1 | 1,11 | 1,12 | 1,13 | 1,14 | 1,15 | 1,16 | | | |

Примечание. Для конических пар, изготовленных по 6-й степени точности и выше, $K_{H\nu} = K_{F\nu} = 1$.

Если значения $\omega_{H\nu}$, полученные по формуле (7.8), превышают $\omega_{H\nu \max}$ (см. табл. 6.14), то их следует принимать равными $\omega_{H\nu \max}$.

Допускаемое напряжение σ_{HR} определяется по формуле (6.3) или (6.7), причем в последней $\sigma_{HR} \leq 1,15 \sigma_{HR \min}$.

Расчет на изгибную выносливость зубьев. Действующие в конической передаче напряжения изгиба определяют по формуле (7.9) и сравнивают с допускаемыми, принятыми с учетом коэффициента долговечности. Из пары сопряженных колес расчет производят по колесу с меньшим значением отношения σ_{FP}/Y'_F :

$$\sigma_F = Y'_F Y_\beta F_t K_F / (0,85 b m_{nm}) \leq \sigma_{FP}, \quad (7.9)$$

где Y'_F — коэффициент, учитывающий форму зуба; определяется по формуле (7.4); Y_β — коэффициент, учитывающий наклон зуба; для прямозубой конической пары $Y_\beta = 1$, для передач с тангенциальными и круговыми зубьями коэффициент $Y_\beta = 1 - \beta_m/140$; $K_F = K_{Fa} K_{F\beta} K_{Fv}$ — коэффициент нагрузки; K_{Fa} — коэффициент, учитывающий распределение нагрузки между зубьями; для прямозубой конической пары $K_{Fa} = 1$, а для передач с тангенциальными и круговыми зубьями коэффициент K_{Fa} определяется по формуле (6.19); $K_{F\beta}$ — коэффициент, учитывающий распределение нагрузки по ширине венца конического колеса (см. табл. 7.2); K_{Fv} — коэффициент, учитывающий динамическую нагрузку при расчете на изгиб зуба.

Для передач с круговыми зубьями значение коэффициента K_{Fv} принимают по табл. 7.6 [11], а для конических прямозубых и передач с тангенциальными зубьями определяют по формуле

$$K_{Fv} = 1 + \omega_{Fv} / \omega_{Ft}, \quad (7.10)$$

где $\omega_{Ft} = F_t K_{Fa} K_{F\beta} / b$ — удельная расчетная окружная сила, Н/мм; ω_{Fv} — удельная окружная динамическая сила, Н/мм,

$$\omega_{Fv} = \delta_F g_0 v_m \sqrt{(R_e - 0,5b)/u} \leq \omega_{Fv \max}, \quad (7.11)$$

где δ_F — коэффициент, учитывающий влияние вида зубчатой передачи; для прямозубых конических пар $\delta_F = 0,016$, для передач с тангенциальными зубьями $\delta_F = 0,006$.

Коэффициент g_0 определяют по табл. 6.13, но на одну степень точности грубее.

Если значения ω_{Fv} , вычисленные по формуле (7.11), превышают $\omega_{Fv \max}$ (см. табл. 6.14), то их следует принимать равными $\omega_{Fv \max}$.

Допускаемое напряжение σ_{FP} определяют по формуле (6.9).

Расчеты на контактную и изгибную прочность зубьев конических передач при действии максимальной нагрузки аналогичны цилиндрическим, т. е. выполняются по формулам (6.22) и (6.23).

По результатам проверки по формулам (7.6) и (7.9), а при действии максимальной нагрузки по удовлетворению неравенств (6.22) и (6.23) окончательно устанавливают согласно табл. 6.5 материал колес конической пары и вид упрочнения рабочих поверхностей зубьев.

Определение основных геометрических параметров и размеров конической передачи. Основные геометрические параметры и размеры конических колес с прямыми (рис. 7.1), тангенциальными и круговыми сужающимися зубьями (осевая форма зуба I) определяют по формулам, приведенным в табл. 7.7.

| Наименование параметра | Формулы |
|---|--|
| Внешнее конусное расстояние R_e | $R_e = m_{te} z_{1(2)} / (2 \sin \delta_{1(2)})$ |
| Ширина зубчатого венца b | $b = K_{be} R_e$, где $K_{be} \leq 0,3$ |
| Среднее конусное расстояние R_m | $R_m = R_e - 0,5b$ |
| Внешний делительный диаметр d_e | $d_{e_{1(2)}} = m_{te} z_{1(2)}$ |
| Угол делительного (начального) конуса δ | $\delta_1 = \arctg z_1/z_2$; $\delta_2 = 90^\circ - \delta_1$ |
| Внешняя высота зуба h_e | $h_e = 2h_{te} m_{te} + c$, где $h_{te} = \cos \beta_m$; $c = 0,2m_{te}$ |
| Внешняя высота головки зуба h_{ae} | $h_{ae_1} = (h_{te} + x_{n_1} \cos \beta_m) m_{te}$; $h_{ae_2} = 2h_{te} m_{te} - h_{ae_1}$ |
| Внешняя высота ножки зуба h_{fe} | $h_{fe_{1(2)}} = h_e - h_{ae_{1(2)}}$ |
| Внешний диаметр вершин зубьев d_{ae} | $d_{ae_{1(2)}} = d_{e_{1(2)}} + 2h_{ae_{1(2)}} \cos \delta_{1(2)}$ |
| Внешняя толщина по хорде зуба s_e | $s_{e_1} = (0,5\pi + 2x_{n_1} \operatorname{tg} \alpha_n + x_{\tau_1}) m_{te}$; $s_{e_2} = \pi m_{te} - s_{e_1}$ |
| Угол ножки зуба θ_f | $\theta_{f_{1(2)}} = \arctg h_{fe_{1(2)}}/R_e$ |
| Угол конуса вершин δ_a | $\delta_{a_{1(2)}} = \delta_{1(2)} + \theta_{f_{2(1)}}$ |
| Угол конуса впадин δ_f | $\delta_{f_{1(2)}} = \delta_{1(2)} - \theta_{f_{1(2)}}$ |
| Расстояние от вершины до плоскости внешней окружности вершин зубьев B | $B_{1(2)} = R_e \cos \delta_{1(2)} - h_{ae_{1(2)}} \sin \delta_{1(2)}$ |
| Эксцентриситет колеса с тангенциальными зубьями r_t | $r_t = R_m \sin \beta_m$ |
| Внешний угол наклона линии зуба у тангенциальных зубьев β_e | $\beta_e = \arcsin r_t/R_e$ |
| Внешний угол наклона линии зуба у круговых зубьев β_e | $\beta_e = \beta_m + \Delta\beta$, где $\Delta\beta = b(c_A - c_B) R_m$; $c_A = 57,3 / (d_{\text{нн}} \cos \beta_m)$; $c_B = 28,65 \operatorname{tg} \beta_m$; $d_{\text{нн}} = (1,7 \dots 2,1) R_m$ |

Примечание. Межосевой угол $\Sigma = 90^\circ$ и $\alpha_n = 20^\circ$.

Геометрические параметры и размеры колес нормализованных конических пар с круговыми зубьями и $\beta_m = 35^\circ$ указаны в табл. 7.1. Параметры, не указанные для этих колес, определяются по формулам табл. 7.7.

Определение сил, действующих в зацеплении конической передачи. Окружная сила (Н) на среднем диаметре шестерни (колеса)

$$F_{t_1} = 2 \cdot 10^3 T_1 / d_{m_1}$$

Направление окружной силы, как и в цилиндрических передачах, зависит от направления вращения шестерни.

а) Коническая передача с прямыми зубьями.

Радиальная сила на шестерне (Н)

$$F_{r_1} = F_t \operatorname{tg} \alpha \cos \delta_1.$$

Осевая сила на шестерне (Н)

$$F_{x_1} = F_t \operatorname{tg} \alpha \sin \delta_1.$$

Векторы радиальной F_r и осевой F_x сил не зависят от направления вращения колес и действуют так, как изображено на рис. 7.1. Контроль выбора векторов сил осуществляется посредством кривых 6 и 5, изображенных на рис. 7.3.

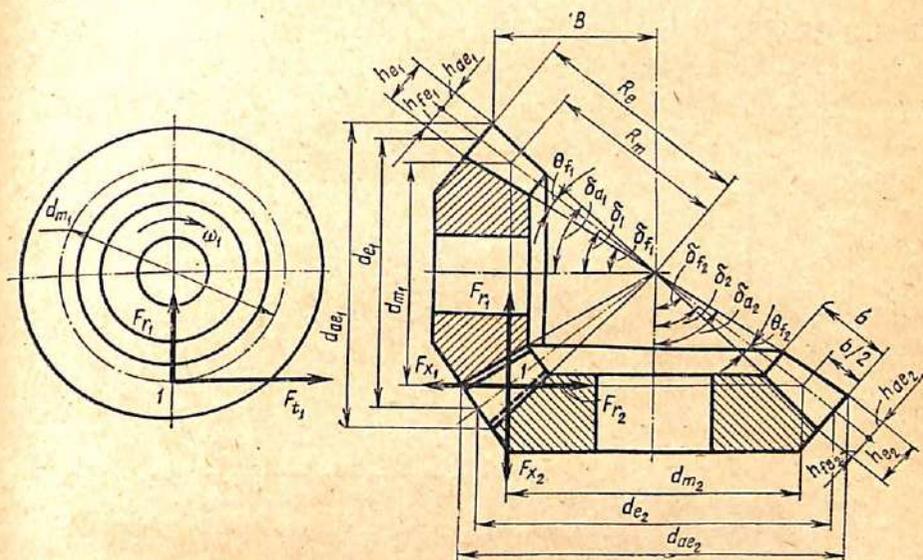


Рис. 7.1

б) Коническая передача с тангенциальными и **круговыми зубьями**.
Радиальная сила (Н)

$$F_{r_{1(2)}} = \frac{F_t}{\cos \beta_m} (\operatorname{tg} \alpha_n \cos \delta_{1(2)} \mp \sin \beta_m \sin \delta_{1(2)}).$$

Осевая сила (Н)

$$F_{x_{1(2)}} = \frac{F_t}{\cos \beta_m} (\operatorname{tg} \alpha_n \sin \delta_{1(2)} \pm \sin \beta_m \cos \delta_{1(2)}).$$

Векторы сил F_x и F_r зависят от направления вращения зубчатого колеса и направления линии наклона его зуба.

На рис. 7.2 показаны силы, действующие на зуб ведущей шестерни с правой линией наклона зуба и вращающейся по часовой стрелке (см. со стороны вершины начального конуса). При всех других воз-

можных сочетаниях направлений линий наклона зуба и вращения ведущей шестерни векторы сил определяются знаками, которые подставляются в приведенные выше формулы согласно табл. 7.8. Для

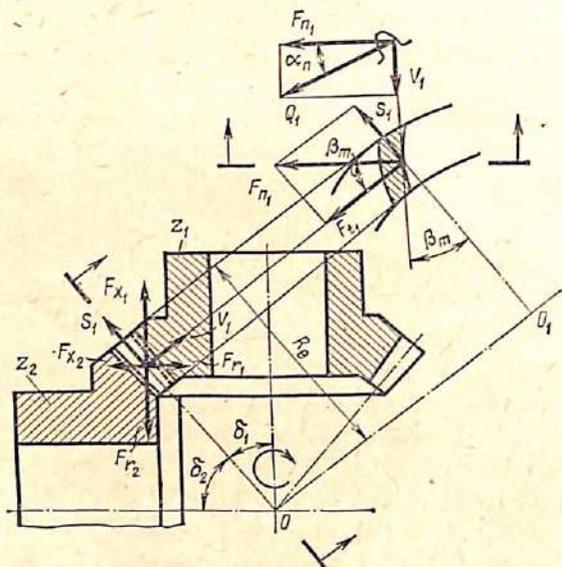


Рис. 7.2

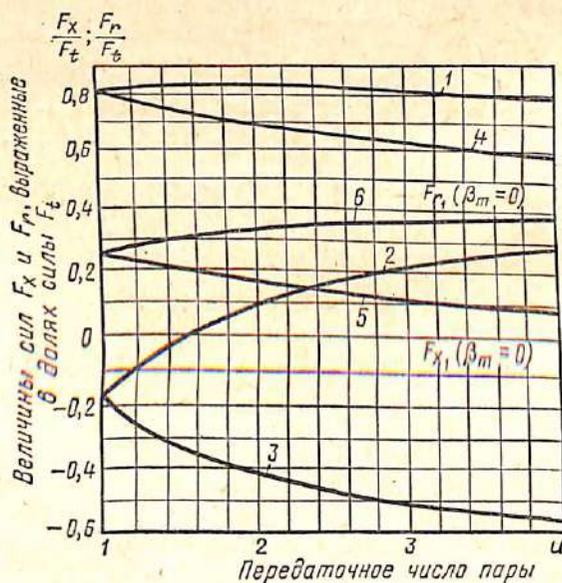


Рис. 7.3

контроля выбора векторов сил в табл. 7.8 для нормализованных конических пар указаны номера соответствующих им кривых, изображенных на рис. 7.3.

Таблица 7.8

| Сочетание направлений | Схема шестерни | Направление вращения шестерни | Направление линии наклона зуба | Силы, действующие на зуб | | | | | | | |
|-----------------------|----------------|-------------------------------|--------------------------------|--------------------------|--------------------------|-----------|--------------------------|-----------|--------------------------|-----------|--------------------------|
| | | | | Шестерня | | | Колесо | | | | |
| | | | | F_{x_1} | номер кривой на рис. 7.3 | F_{r_1} | номер кривой на рис. 7.3 | F_{x_2} | номер кривой на рис. 7.3 | F_{r_2} | номер кривой на рис. 7.3 |
| Рекомендуемое | | По часовой стрелке | Правое | + | 1 | - | 2 | - | 2 | + | 1 |
| | | Против часовой стрелки | Левое | | | | | | | | |
| Нерекомендуемое | | То же | Правое | - | 3 | + | 4 | + | 4 | - | 3 |
| | | По часовой стрелке | Левое | | | | | | | | |

Примечания: 1. Направление вращения шестерни и направление линии наклона ее зуба определяются со стороны вершины начального конуса. 2. Для ускорительной передачи (шестерня ведомая) знаки в таблице следует изменить на обратные.

8. ЧЕРВЯЧНЫЕ ПЕРЕДАЧИ

Качество изготовления червячных передач по точности определяет их применимость в тех или иных машинах, технологию производства и предельные допустимые скорости (табл. 8.1).

Наличие больших скоростей скольжения и склонность к заеданию предъявляют ряд особых требований к выбору материалов и шероховатости рабочих поверхностей зубьев червячной пары.

Червячное колесо. Изготавливают из материалов, обладающих хорошими противозадирными и антифрикционными свойствами. Все применяемые материалы можно разбить на три группы в зависимости от склонности их к заеданию (табл. 8.2) [16, 30 и 39].

Группа I. Бронзы с пределом прочности на растяжение не более 300 МПа. К ним относятся: а) высокооловянистые бронзы (6...10% Sn) марок Бр.ОФ10-1 и Бр.ОФН-10. Эти бронзы отличаются

хорошими противозадирными свойствами, но вследствие дефицитности и высокой стоимости олова их следует применять в ответственных высокоскоростных передачах при скоростях скольжения v_s от 6 до 25 м/с; б) бронза марок Бр.ОЦС 6-3-3, Бр.ОЦС 5-5-5 с содержанием олова 3...6%, а также сурмяноникелевая Бр.СуН7-2 (3...6% Sb). При высоких скоростях скольжения противозадирные свойства у этих бронз хуже, чем у высокооловянистых, поэтому их рекомендуется применять при скорости скольжения $v_s < 12$ м/с. При больших нагрузках (мощностях) указанные марки бронз применяются посредством отливки их в металлической форме (кокиль) или центробежным способом.

Таблица 8.1

| Степень точности | Скорость скольжения v_s , м/с | Метод нарезания и обработки | Условия работы |
|----------------------------|---------------------------------|--|--|
| 6 (высокоточные) | Свыше 5 | Червяки цементированные и закаленные или только закаленные. Боковые поверхности витков червяка обязательно шлифуются и полируются. Червячные колеса нарезаются шлифованными червячными фрезами. Рекомендуется обкатка под нагрузкой | Конечные делительные пары станков средней точности; скоростные передачи регуляторов двигателей |
| 7 (точные) | До 10 | Рекомендуется цементация и закалка или только закалка червяков. Закаленные червяки должны обязательно шлифоваться и полироваться по профилю. Червячные колеса должны нарезаться шлифованными червячными фрезами. При отсутствии чистовой отделки обкатка под нагрузкой обязательна | Транспортные и промышленные силовые червячные передачи с повышенными скоростями и повышенными требованиями в отношении бесшумности |
| 8 (средней точности) | До 5 | Допускается червяк с $HV \leq 350$, нешлифованный. Колесо нарезается шлифованной червячной фрезой или «летучкой». Рекомендуется обкатка под нагрузкой | Транспортные и промышленные силовые червячные передачи средних скоростей, передачи подъемных и поворотных механизмов |
| 9 (пониженной точности) | До 2 | Червяк с $HV < 350$ не шлифуется. Колесо нарезается любым способом | Неответственные передачи с низкими скоростями, с кратковременной работой и ручные с пониженными требованиями |

Г р у п п а II. Безоловянистые бронзы и латуни с пределом прочности на растяжение больше 350 МПа, т. е. бронзы марок Бр.АЖ9-4, Бр.АЖ10-4-4, Бр.АЖМц10-3-1,5 и т. д. Эти бронзы имеют хорошие механические характеристики, значительно дешевле оловянистых, но обладают худшими антифрикционными свойствами и поэтому применяются при скоростях скольжения до 8 м/с. При этом во избежание

заедания червяк должен быть тщательно отшлифован или отполирован и иметь высокую твердость рабочих поверхностей ($HRC \geq 45$).

Г р у п п а III. Относительно мягкие серые чугуны марок СЧ 12—28, СЧ 15—32 и СЧ 18—36. Применение этих материалов допускается только для тихоходных малонагруженных передач при скорости скольжения до 2 м/с.

Червяк. Наилучшее качество работы червячной передачи обеспечивают червяки, изготовленные как из цементируемых сталей (15Х, 20Х, 12ХНЗА, 18ХГТ, 20ХФ) с твердостью после термообработки HRC 58...63, так и среднеуглеродистых сталей (45, 40Х, 38ХГН, 40ХН) с поверхностной или объемной закалкой до твердости HRC 50...55. При этом необходима низкая степень шероховатости рабочих поверхностей червяка, которая достигается шлифованием и полированием. Такие червяки, как показала практика, обеспечивают меньший износ рабочих поверхностей, большую стойкость против заедания и высокий к. п. д. Улучшенные, нормализованные и чугунные червяки применяют во вспомогательных, тихоходных и малонагруженных передачах.

Механические характеристики и величины допускаемых напряжений для наиболее распространенных материалов, применяемых при изготовлении зубчатых венцов червячных колес, приведены в табл. 8.2.

Основные параметры червячной передачи. Основными параметрами червячной передачи, определяющими ее размеры, являются: m — модуль (мм) — стандартизован и должен соответствовать значениям табл. 8.3 для редуктора общего назначения и табл. 6.8 для редукторов специального назначения и нередукторных передач; z_1 — число витков (заходов) червяка; z_2 — число зубьев колеса; u — передаточное число; $q = d_{w1}/m$ — коэффициент диаметра червяка.

Значения q для червячных редукторов общего назначения в целях унификации режущего инструмента стандартизованы (см. ГОСТ 2144—76) и выбираются в зависимости от m и z_1 по табл. 8.3. Большие значения q рекомендуется принимать для насадных червяков или при больших передаточных числах, чтобы обеспечить достаточную жесткость червяка.

Число витков червяка z_1 для силовых передач обычно выбирают в пределах от 1 до 4. Увеличение z_1 повышает к. п. д. червячной пары, но усложняет технологию ее изготовления и увеличивает габариты передачи. Для червячных редукторов общего назначения по ГОСТ 2144—76 $z_1 = 1; 2$ и 4. Число зубьев червячного колеса $28 \leq z_2 \leq 80$. Отступление от стандартных значений z_1 и q допускается в нередукторных передачах при нарезании червячных колес «летучей» фрезой, а также при проектировании самотормозящих червячных передач, так как при стандартных значениях q нельзя получить требуемые малые углы подъема линии витка червяка.

Передаточное число

$$u = n_1/n_2 = z_2/z_1,$$

где n_1 и n_2 — частота вращения, мин^{-1} , соответственно вала червяка и колеса.

Таблица 8.2

Группа I. Колеса из бронз с пределом прочности на растяжение $\sigma_B < 300$ МПа

| Марка материала | Способ отливки | Механические свойства | | Допускаемые напряжения σ'_{HP} при $N_{H0} = 10^7$ и σ'_{FP} при $N_{F0} = 10^6$, МПа | | | | | |
|-----------------|---------------------|--|-----------------------------------|--|----------------|---------------|------------------------------|----------------|---------------|
| | | предел прочности при растяжении σ_B , МПа | предел текучести σ_T , МПа | Червяк шлифован и полирован, твердость HRC ≥ 45 | | | Твердость червяка HRC < 45 | | |
| | | | | σ'_{HP} | σ'_{FP} | | σ'_{HP} | σ'_{FP} | |
| | | | | | Вид нагрузки | нереверсивный | | реверсивный | нереверсивный |
| Бр. ОФ-10-1 | В землю В кокиль | 200 250 | 140 150 | 180 225 | 64 73 | 40 50 | 150 188 | 51 58 | 32 40 |
| Бр. ОНФ | Центробежная | 290 | 170 | 260 | 88 | 58 | 218 | 66 | 46 |
| Бр. ОЦС6-3-3 | В землю В кокиль | 150 ... 200 180 ... 220 | 80 ... 100 80 ... 100 | 145 160 | 46 49 | 36 40 | 115 130 | 37 39 | 29 32 |
| Бр. ОЦС5-5-5 | В кокиль | 200 ... 250 | 80 ... 100 | 185 | 51 | 46 | 150 | 41 | 37 |
| Бр. СуН7-2 | — | 180 | — | 145 | 46 | 36 | 115 | 37 | 29 |

Группа II. Колеса из бронз или латуни с пределом прочности на растяжение $\sigma_B > 350$ МПа

| Марка материала | Способ отливки | Механические свойства | | Допускаемые напряжения, МПа | | | | | | | | | | |
|----------------------------------|---|--|-----------------------------------|--|--------------------------|------------------------------|------------------------|---|-----|-----|-----|-----|-----|-----|
| | | предел прочности при растяжении σ_B , МПа | предел текучести σ_T , МПа | Червяк шлифован и полирован, твердость HRC ≥ 45 | | Твердость червяка HRC < 45 | | $\sigma'_{HP} = \sigma_{HP}$ из условия сопротивляемости заеданию при скорости скольжения v_s , м/с | | | | | | |
| | | | | Вид нагрузки | | Вид нагрузки | | | | | | | | |
| | | | | нереверсивный | реверсивный | нереверсивный | реверсивный | | | | | | | |
| Бр. АЖ-9-4 | В землю В кокиль Центробежная | 400 500 500 | 200 200 200 | 103 113 113 | 80 100 100 | 82 90 80 | 64 80 80 | Червяк шлифован и полирован, твердость HRC ≥ 45 | | | | | | |
| Бр. АЖН10-4-4 | В кокиль или центробежная | 600 | 200 | 123 | 120 | 98 | 96 | 280 | 270 | 250 | 220 | 200 | 150 | 100 |
| Бр. АЖМц10-3-1,5 ЛАЖМц66-63-2 | В землю В кокиль В кокиль Центробежная | 500 600 650 700 | 200 240 240 240 | 113 113 140 145 | 100 120 130 140 | 90 108 112 116 | 80 96 104 112 | Твердость червяка HRC < 45 | | | | | | |
| ЛМцС58-2-2 ЛМцОС58-2-2-2 | В кокиль В кокиль | 340 500 | 140 380 | 77 170 | 69 100 | 62 135 | 55 80 | | | | | | | |

Группа III. Колеса из чугуна

| Марка материала | Материал червяка | Механические свойства | Допускаемые напряжения, МПа | | | | | |
|-----------------|----------------------------|-----------------------|---|--------------|---|------|-----|-----|
| | | | σ'_{FR} при $N_{F0} = 10^6$ | | $\sigma'_{HR} = \sigma''_{HR}$ из условия сопротивляемости заеданию при скорости скольжения v_s , м/с | | | |
| | | | предел прочности при изгибе σ_{bH} , МПа | Вид нагрузки | | 0,25 | 0,5 | 1 |
| неревверсивный | ревверсивный | | | | | | | |
| СЧ 12—38 | СЧ 15—33 | 280 | 34 | 21 | 200 | 190 | 170 | 140 |
| | СЧ 18—36 | | | | | | | |
| СЧ 15—32 | СЧ 21—40 | 320 | 38 | 24 | 160 | 130 | 110 | 90 |
| СЧ 15—32 | Сталь 20 или 20Х | 320 | 48 | 30 | | | | |
| СЧ 18—36 | цементованная и закаленная | 360 | 54 | 32 | | | | |

* Указанные в таблице значения σ_{HR} для чугунных колес действительны только при хорошем сопряжении поверхностей витков червяка и зубьев колеса и надлежащей смазке. При несоблюдении этих условий σ_{HR} следует понизить в два раза и более.

Таблица 8.3

| m, мм | q | z ₁ | Допускаемые сочетания m, q и z ₁ | | |
|-------|-------------------------|----------------|---|------------|----------------|
| | | | m, мм | q | z ₁ |
| 2 | | | 2 | 12 | 1; 2; 4 |
| 2,5 | | | | | |
| 3,15 | 8; 10; 12,5; 16; 18 | 1; 2; 4 | 2,5 | 12 | 1; 2; 4 |
| 4 | | | | | |
| 5 | 8; 10; 12,5; 14; 16; 20 | 1; 2; 4 | 3 | 10; 12 | 1; 2; 4 |
| 6,3 | | | | | |
| 8 | 8; 10; 12,5; 16; 20 | 1; 2; 4 | 3,5 | 10; 12; 14 | 1; 2; 4 |
| 10 | | | | | |
| 12,5 | | | 4 | 9 | 1; 2; 4 |
| 16 | 8; 10; 12,5; 16 | 1; 2; 4 | 6 | 12; 9; 10 | 1; 2; 4 |
| 20 | 8; 10 | 1; 2; 4 | 7 | 12 | 1; 2; 4 |
| | | | 12 | 10 | 1; 2 |
| | | | 14 | 8 | 2 |

Примечание. Червяки передач, за исключением случаев, обусловленных кинематикой привода, должны иметь линию витка правого направления.

Рекомендуется принимать наибольшие значения u на основании табл. 5.2, причем фактические значения передаточных чисел для стандартных редукторов не должны отличаться от номинальных по ГОСТ 2144—76 (см. табл. 8.4) более чем на 4%.

Таблица 8.4

| | | | | | | | | | | | |
|-----------|----|------|------|------|------|----|----|----|----|------|----|
| | 8 | 9 | 10 | 11,2 | 12,5 | 14 | 16 | 18 | 20 | 22,4 | 25 |
| $u_{ном}$ | 28 | 31,5 | 35,5 | 40 | 45 | 50 | 56 | 63 | 71 | 80 | — |

8.1. Проектировочный расчет

В процессе расчета определяют ориентировочное значение межосевого расстояния передачи a_w или делительного диаметра червячного колеса d_2 , исходя из контактной выносливости рабочих поверхностей зубьев, обуславливающей отсутствие выкрашивания и заедания.

Межосевое расстояние a_w червячной передачи (мм) определяют по формуле

$$a_w = (z_2 + q) \sqrt[3]{3,4 \cdot 10^7 T_2 / [(\sigma_{НР} z_2)^2 q]}, \quad (8.1)$$

где $T_2 = 9,55 \cdot 10^3 N_1 \eta / n_2$ — крутящий момент по валу червячного колеса, Н·м; N_1 — мощность на валу червяка, кВт; η — коэффициент полезного действия червячной передачи; $\sigma_{НР}$ — допускаемое контактное напряжение, МПа, соответствующее эквивалентному числу циклов перемены напряжений,

$$\sigma_{НР} = \sigma'_{НР} K_{НЛ}, \quad (8.2)$$

где $\sigma'_{НР}$ — допускаемое контактное напряжение, МПа, соответствующее базовому числу циклов перемены напряжений N_{H0} ; выбирается по табл. 8.2 в зависимости от материала венца колеса, способа отливки и твердости рабочих поверхностей червяка; $K_{НЛ}$ — коэффициент долговечности при расчете на контактную прочность,

$$K_{НЛ} = \sqrt[3]{N_{H0} / N_{HE}}, \quad (8.3)$$

где N_{HE} — эквивалентное число циклов перемены напряжений. При постоянной нагрузке $N_{HE} = N_{\Sigma} = 60 t_4 n_2$. При ступенчатой циклограмме нагружения

$$N_{HE} = N_{\Sigma} \sum_i [(T_{2i} / T_2)^4 n_{wi} / N_{\Sigma}]. \quad (8.4)$$

Предельные значения $K_{НЛ}$ ограничиваются для колес, изготовленных из материалов I группы (мягкие бронзы с $\sigma_b < 300$ МПа), с $N_{H0} = 10^7$ — $0,67 \leq K_{НЛ} \leq 1,7$. Для червячных колес, изготовленных из материалов II ($\sigma_b > 350$ МПа) и III групп (чугун), $K_{НЛ} = 1$, т. е. $\sigma_{НР} = \sigma'_{НР}$.

В проектировочном расчете рекомендуется ориентировочно принимать $q = 10 \dots 15$, η — по табл. 8.5. [30] и при выборе $\sigma_{НР}$ (материал II и III групп) скорость скольжения (м/с) $v_s = (3,7 \dots 4,6) 10^{-4} n_1 \sqrt[3]{T_2}$.

Полученную по формуле (8.1) величину a_w для червячных редукторов общего назначения округляют до ближайшего стандартного значения в соответствии с ГОСТ 2144—76 (см. табл. 6.9). У нередук-

торных червячных передач и у передач специальных редукторов желательно применение межосевых расстояний a_w , измеряемых числами, оканчивающимися на 0 или 5.

Для вписывания в заданное и стандартное межосевое расстояние (облегчает унификацию корпусных деталей) при выбранных m , z_2 и q червячные передачи выполняют со смещением. Коэффициент смещения ($-1 \leq x \leq 1$)

$$x = (a_w/m) - 0,5 (q + z_2), \quad (8.5)$$

где a_w — стандартное, заданное или округленное межосевое расстояние, мм.

Модуль зацепления предварительно определяют по зависимости (8.5) при $x = 0$ и округляют до стандартного значения. Затем по формуле (8.5) определяют значение x .

Если величина x не укладывается в указанные пределы, то выбирают другое значение q , соответствующее принятому модулю, или варьируют числом зубьев колеса z_2 в пределах ± 2 единиц вследствие некоторого отклонения от передаточного числа.

У червячных передач, встраиваемых в машины, и в передачах специальных редукторов обычно определяют делительный диаметр колеса d_2 (мм) по формуле

$$d_2 = 640 \sqrt[3]{T_2 z_2 / (\sigma_{HP}^2 q)}. \quad (8.6)$$

Определив по формуле (8.6) величину $d_2 = m z_2$, устанавливают модуль передачи и округляют его значение до ближайшего стандартного. Для червячных передач с числом зубьев колеса $z_2 \geq 90$, а также открытых и ручных проектировочный расчет ведется исходя из прочности зубьев на изгиб по модулю (мм):

$$m = 12,5 \sqrt[3]{Y_F T_2 / (z_2 q \sigma_{FP})}, \quad (8.7)$$

где Y_F — коэффициент, учитывающий форму и повышенную прочность зуба червячного колеса вследствие его дуговой формы и выполненного во всех сечениях, кроме среднего, как бы с положительным смещением; выбирается по табл. 8.6 [30] в зависимости от числа зубьев эквивалентного колеса $z_v = z_2 / \cos^3 \gamma$ (для предварительных расчетов $\gamma \approx 10^\circ$);

Таблица 8.5

| Число витков червяка $a z_1$ | 1 | 2 | (3) | 4 |
|--------------------------------------|------------|-------------|-------------|-------------|
| $\eta = \eta_o \eta_z \eta_p \eta_w$ | 0,7...0,75 | 0,75...0,82 | 0,82...0,87 | 0,87...0,92 |

Таблица 8.6

| Число зубьев эквивалентного колеса $z_v = z_2 / \cos^3 \gamma$ | 20 | 24 | 26 | 28 | 30 | 32 | 35 | 37 | 40 | 45 | 50 | 60 | 80 | 100 | 150 |
|--|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|
| Y_F | 1,98 | 1,88 | 1,85 | 1,80 | 1,76 | 1,71 | 1,64 | 1,61 | 1,55 | 1,48 | 1,45 | 1,40 | 1,34 | 1,30 | 1,27 |

σ_{FP} — допускаемое напряжение на изгиб, МПа, соответствующее эквивалентному числу циклов перемены напряжений N_{FE} ,

$$\sigma_{FP} = \sigma'_{FP} K_{FL}, \quad (8.8)$$

где σ'_{FP} — допускаемое напряжение на изгиб, МПа, соответствующее базовому числу циклов перемены напряжений N_{F_0} ; выбирается по табл. 8.2 в зависимости от материала венца колеса, способа отливки, твердости рабочих поверхностей червяка и вида нагрузки;

K_{FL} — коэффициент долговечности при расчете на изгибную прочность

$$K_{FL} = \sqrt[9]{N_{F_0}/N_{FE}}, \quad (8.9)$$

где N_{FE} — эквивалентное число циклов перемены напряжений. При постоянной нагрузке $N_{FE} = N_{\Sigma} = 60 t_{ch} n_2$. При ступенчатой циклограмме нагружения

$$N_{FE} = N_{\Sigma} \sum_i [(T_{2i}/T_2)^9 n_{2i}/N_{\Sigma}]. \quad (8.10)$$

Предельные значения K_{FL} ограничиваются для колес, изготовленных из материалов I и II групп, т. е. бронз или латуней с $N_{F_0} = 10^6$, $0,54 \leq K_{FL} \leq 1$; для колес из чугуна $K_{FL} = 1$, т. е. $\sigma_{FP} = \sigma'_{FP}$.

8.2. Проверочный расчет

Расчет на контактную выносливость рабочих поверхностей зубьев червячного колеса. Действующие на зубья червячного колеса контактные напряжения определяют по формуле (8.11) и сравнивают с допускаемыми σ_{HP} :

$$\sigma_H = Z_m \sqrt{F_{t_2} K_H / (d_{w1} d_2 K_{\delta})} \leq \sigma_{HP}, \quad (8.11)$$

где Z_m — коэффициент, зависящий от контактирующих материалов червячной пары (венец колеса—червяк) и угла зацепления α_w (угол профиля в осевом сечении). При $\alpha_w = 20^\circ$ для материалов сопряженной пары бронза — сталь коэффициент $Z_m = 380 \text{ МПа}^{1/2}$ и чугун — сталь $Z_m = 410 \text{ МПа}^{1/2}$; $d_{w1} = m(q + 2x)$ — начальный, а при $x = 0$ $d_{w1} = d_1$ — делительный диаметры червяка, мм; F_{t_2} — окружная сила на червячном колесе, Н, определяемая по наибольшему крутящему моменту на валу колеса T_2 , Н·м, или по передаваемой мощности $N_2 = N_1 \eta$, кВт, т. е.

$$F_{t_2} = 2 \cdot 10^3 T_2 / d_2 = 1,91 \cdot 10^7 N_2 / (d_2 n_2). \quad (8.12)$$

К. п. д. червячной передачи определяют по зависимости

$$\eta = \eta_o \eta_3 \eta_p \eta_b. \quad (8.13)$$

Здесь η_o , η_3 , η_p , η_b — коэффициенты, учитывающие соответственно потери мощности в опорах, червячном зацеплении, на разбрызгивание и размешивание смазки и на привод вентилятора, если последний предусмотрен конструкцией для обдува корпуса; $\eta_o = 0,96 \dots 0,99$ — меньшее значение принимается для передачи на подшипниках сколь-

жения, большее — на подшипниках качения. При выборе значений коэффициентов или углов трения по табл. 8.8 потери на трение в опорах, выполненных на подшипниках качения, не следует учитывать, т. е. $\eta_0 = 1$;

$$\eta_3 = \operatorname{tg} \gamma_w / \operatorname{tg} (\gamma_w + \rho), \quad (8.14)$$

где $\operatorname{tg} \gamma_w = z_1 / (q + 2x)$ — начальный угол подъема линии витка червяка; при $x = 0$ $\gamma_w = \gamma$ — делительному углу подъема линии витка; выбирается по табл. 8.7 и практически не превышает 28° ; $\rho = \operatorname{arctg} f$ — приведенный угол трения, а f — коэффициент трения скольжения в червячном зацеплении; определяется по табл. 8.8 [39] в зависимости от выбранного материала венца колеса, твердости и шероховатости рабочих поверхностей червяка, а также скорости скольжения v_s , м/с,

$$v_s = v_1 / \cos \gamma_w = \pi d_{w1} n_1 / (6 \cdot 10^4 \cos \gamma_w). \quad (8.15)$$

Для самотормозящих червячных передач $\gamma_w \leq \rho$, для несамотормозящих $\gamma_w > \rho$;

$$\eta_p = 1 - \psi_p = 1 - 0,75 v b_1 \sqrt{v_1 v} / (10^3 N_1), \quad (8.16)$$

где v — окружная скорость погруженной в масло нарезанной части червяка v_1 или червячного колеса v_2 , м/с; b_1 — длина нарезанной части червяка (для колеса его ширина венца b_2), мм; определяется по зависимостям, приведенным в табл. 8.9 или табл. 8.10 (см. ГОСТ 2144—76); v_1 — кинематическая вязкость масла, $\text{м}^2/\text{с}$, при рабочей температуре.

Таблица 8.7

| Число витков червяка z_1 | Углы подъема γ линии витка червяка на делительном цилиндре при коэффициенте диаметра червяка q | | | | | | |
|----------------------------|---|-----------|-----------|-----------|-----------|-----------|-----------|
| | 16 | 14 | 12 | 12,5 | 10 | 9 | 8 |
| 1 | 3°34'35'' | 4°05'08'' | 4°45'49'' | 4°34'26'' | 5°42'38'' | 6°20'25'' | 7°07'30'' |
| 2 | 7 07 30 | 8 07 48 | 9 27 44 | 9 5 25 | 11 18 36 | 12 31 44 | 14 02 10 |
| 4 | 14 02 10 | 15 56 43 | 18 26 06 | 17 44 41 | 21 48 05 | 23 57 45 | 26 33 54 |
| (3)* | 10 37 11 | 12 05 41 | 14 02 10 | 13 29 45 | 16 41 57 | 18 26 05 | 20 33 22 |

*Для червячных редукторов общего назначения не стандартизован.

Рекомендуемые вязкости масла для червячных передач и способы подачи смазки указаны в табл. 8.11 [39]. Масла, применяемые для смазки червячных пар, с указанием их вязкости при рабочей температуре приведены в табл. 8.12 [39].

При смазке поливанием или разбрызгиванием от крыльчаток значение коэффициента ψ_p следует принимать в 1,5...2 раза меньшим. Обычно $\eta_p = 0,98...0,99$. При больших окружных скоростях червяка ($v_1 > 5$ м/с) рекомендуется червяк располагать над колесом, а при $v_1 \geq 10$ м/с применять циркуляционную смазку поливанием;

$$\eta_v = 1 - (45 D_v^3 / N_1) (n_1 / 1500)^3, \quad (8.17)$$

где D_v — наружный диаметр крыльчатки вентилятора, м; $D_v = (0,6...0,8) d_2$;

Таблица 8.8

| Скорость скольжения v_s , м/с | Группа материалов венца червячного колеса | | | | | | | | | |
|---------------------------------|---|-------|------------------|-------|-----------------|--------|-----------------|--------|------------------|--------|
| | I | | | II | | | III | | | |
| | Твердость поверхностей витков червяка | | | | | | | | | |
| | HRC $\geq 45^*$ | | Остальные случаи | | HRC $\geq 45^*$ | | HRC $\geq 45^*$ | | Остальные случаи | |
| f | ρ | f | ρ | f | ρ | f | ρ | f | ρ | |
| 0,01 | 0,110 | 6°17' | 0,120 | 6°51' | 0,180 | 10°12' | 0,180 | 10°12' | 0,190 | 10°45' |
| 0,05 | 0,090 | 5 09 | 0,100 | 5 43 | 0,140 | 7 58 | 0,140 | 7 58 | 0,160 | 9 05 |
| 0,10 | 0,080 | 4 34 | 0,090 | 5 09 | 0,130 | 7 24 | 0,130 | 7 24 | 0,140 | 7 58 |
| 0,25 | 0,065 | 3 43 | 0,075 | 4 17 | 0,100 | 5 43 | 0,100 | 5 43 | 0,120 | 6 51 |
| 0,50 | 0,055 | 3 09 | 0,065 | 3 43 | 0,090 | 5 09 | 0,090 | 5 09 | 0,100 | 5 43 |
| 1,0 | 0,045 | 2 35 | 0,055 | 3 09 | 0,070 | 4 00 | 0,070 | 4 00 | 0,090 | 5 09 |
| 1,5 | 0,040 | 2 17 | 0,050 | 2 52 | 0,065 | 3 43 | 0,065 | 3 43 | 0,080 | 4 34 |
| 2,0 | 0,035 | 2 00 | 0,045 | 2 35 | 0,055 | 3 09 | 0,055 | 3 09 | 0,070 | 4 00 |
| 2,5 | 0,030 | 1 43 | 0,040 | 2 17 | 0,050 | 2 52 | — | — | — | — |
| 3 | 0,028 | 1 36 | 0,035 | 2 00 | 0,045 | 2 35 | — | — | — | — |
| 4 | 0,024 | 1 22 | 0,031 | 1 47 | 0,040 | 2 17 | — | — | — | — |
| 5 | 0,022 | 1 16 | 0,029 | 1 40 | 0,035 | 2 00 | — | — | — | — |
| 8 | 0,018 | 1 02 | 0,026 | 1 29 | 0,030 | 1 43 | — | — | — | — |
| 10 | 0,016 | 0 55 | 0,024 | 1 22 | 0,025 | 1 25 | — | — | — | — |
| 15 | 0,014 | 0 48 | 0,020 | 1 09 | — | — | — | — | — | — |
| 24 | 0,013 | 0 45 | — | — | — | — | — | — | — | — |

*Шероховатость поверхности витков червяка $1,25 \sqrt{0,32}$ (по ГОСТ 2309—73).

Таблица 8.9

| Число витков червяка z_1 | Коэффициенты | $b_1=(c_1+c_2z_2) m+k$ при коэффициенте смещения инструмента x | | | | | Примечание |
|----------------------------|--------------|--|------|------|------|-----|---|
| | | 0 | -1 | -0,5 | +0,5 | +1 | |
| 1 и 2 | c_1 | 11 | 10,5 | 8 | 11 | 12 | Для шлифуемых и фрезеруемых червяков: $m < 10$ мм, $k=25$ мм; $m=10...16$ мм, $k=35...40$ мм; $m > 16$ мм, $k=50$ мм |
| | c_2 | 0,06 | 0,06 | 0,06 | 0,1 | 0,1 | |
| (3) и 4 | c_1 | 12,5 | 10,5 | 9,5 | 12,5 | 13 | |
| | c_2 | 0,09 | 0,09 | 0,09 | 0,1 | 0,1 | |

Таблица 8.10

| Число витков червяка z_1 | Наибольший диаметр колеса d_{aM_2} , мм | Ширина венца червячного колеса b_2 , мм |
|----------------------------|---|---|
| 1 | $\leq d_{a_2} + 2 m$ | $\leq 0,75 d_{a_1}$ |
| 2 (3) | $\leq d_{a_2} + 1,5 m$ | $\leq 0,75 d_{a_1}$ |
| 4 | $\leq d_{a_2} + m$ | $\leq 0,67 d_{a_1}$ |

Таблица 8.11

| | | | | | | | |
|---|-------------|-------------|-------------|-------------------------------------|--------------------|---------|---------|
| Скорость скольжения v_s , м/с | 0...1* | 0...2,5* | 0...5** | 5...10 | 10...15 | 15...25 | Св. 25 |
| Кинематическая вязкость масла $\nu_t \cdot 10^{-6}$, м ² /с, при 50°С (при 100°С) | 450 (55) | 300 (35) | 180 (20) | 120 (12) | 80 — | 60 — | 45 — |
| Способ смазки | Окунанием | | | Струй- ный или окуна- нием | Под давлением, МПа | | |
| | | | | | 0,07 | 0,2 | 0,3 |

* Тяжелые условия работы.
** Средние условия работы.

Таблица 8.12

| Масло | Вязкость масла $\nu_t \cdot 10^{-6}$, м ² /с, при t °С | | | | | | | |
|---|--|-----|-----|-----|-----|----|-----|-----|
| | 40 | 50 | 60 | 70 | 80 | 90 | 100 | 110 |
| Цилиндровое 24 (вискозин) | 550 | 270 | 140 | 76 | 48 | 35 | 24 | 17 |
| Цилиндровое 52 (вапор) | 1400 | 680 | 360 | 200 | 120 | 78 | 56 | 38 |
| Трансмиссионное автотракторное летнее (нигрол летний) | 850 | 400 | 220 | 95 | 65 | 47 | 32 | 23 |
| Трансмиссионное с присадкой, летнее | 850 | 400 | 220 | 95 | 65 | 47 | 32 | 23 |
| Тракторное АК-15 (автол 18) | 230 | 115 | 70 | 43 | 28 | 22 | 16 | 12 |
| Автотракторное АКЗп-10 | 68 | 44 | 30 | 22 | 16 | 13 | 9 | 4 |
| Автотракторное АКЗп-6 | 37 | 28 | 21 | 15 | 13 | 11 | 5 | 3 |

$K_\delta = \delta / (85 \cos \gamma_w)$ — коэффициент, учитывающий условный угол обхвата червяка колесом и угол подъема линии витков червяка. Условный угол обхвата δ определяется точками пересечения окружности диаметром d_{a1} — 0,5 м с торцовыми (контурными) линиями венца червячного колеса, т. е.

$$\delta = 2 \arcsin b_2 / (d_{a1} - 0,5m), \quad (8.18)$$

где $d_{a1} = d_{w1} + 2m$ — диаметр вершин витков червяка, мм; $K_H = K_v K_\beta$ — коэффициент нагрузки; K_v — коэффициент динамической нагрузки, зависящий от скорости скольжения v_s и принятой степени точности изготовления червячной пары (табл. 8.13 [39]); K_β — коэффициент неравномерности распределения нагрузки по ширине венца колеса,

$$K_\beta = 1 + (z_2/\theta)^3 (1 - T_{2cp}/T_{2 \max}), \quad (8.19)$$

где θ — коэффициент деформации червяка, зависящий от z_1 и q (табл. 8.14 [30]); $T_{2\max}$ — максимальный длительно действующий (расчетный) крутящий момент на валу червячного колеса; $T_{2cp} = \Sigma T_{2i} t_{qi} n_{2i} / \Sigma (t_{qi} n_{2i})$ — средний по времени действия крутящий момент на валу колеса; T_{2i} , t_{qi} , n_{2i} — соответственно крутящий момент, время работы (ч) и частота вращения червячного колеса (мин⁻¹) при режиме i .

При постоянной нагрузке $K_\beta = 1$.

Допускаемое напряжение σ_{HP} определяют по формуле (8.2).

Таблица 8.13

| Степень точности по ГОСТ 3675-56 | Коэффициент динамической нагрузки K_α при скорости скольжения v_s , м/с | | | | | |
|----------------------------------|--|-----------|-----------|---------|--------|--------|
| | до 1,5 | св. 1,5 | св. 3 | св. 7,5 | св. 12 | св. 18 |
| 6 | — | — | 1 | 1,1 | 1,3 | 1,4 |
| 7 | 1 | 1 | 1,1 | 1,2 | — | — |
| 8 | 1...1,1 | 1,1...1,2 | 1,2...1,3 | — | — | — |
| 9 | 1,2...1,3 | — | — | — | — | — |

Примечание. Для 8-й и 9-й степеней точности меньшее из двух значений коэффициента K_α принимается в случае работы при средних и низких (для данного диапазона) скоростях, а также тогда, когда предусматриваются меры по увеличению пятна контакта путем приработки передачи или пришабривания зубьев колеса.

Таблица 8.14

| Число витков червяка z_1 | Коэффициент деформации червяка θ при коэффициенте диаметра червяка q | | | | | | |
|----------------------------|---|----|-----|-----|-----|------|-----|
| | 8 | 9 | 10 | 11 | 12 | 12,5 | 14 |
| 1 | 72 | 89 | 108 | 127 | 147 | 157 | 190 |
| 2 | 57 | 71 | 86 | 102 | 118 | 125 | 152 |
| (3) | 51 | 61 | 76 | 89 | 104 | 110 | 134 |
| 4 | 47 | 58 | 70 | 82 | 95 | 101 | 123 |

Расчет на контактную выносливость зубьев червячного колеса при действии максимальной нагрузки. Отсутствие значительных пластических деформаций или хрупкого разрушения зубьев червячного колеса при действии максимальной нагрузки определяется неравенством (6.22), где допускаемое контактное напряжение $\sigma_{HP\max}$ принимается: для бронзы (I группа, $\sigma_b < 300$ МПа) $\sigma_{HP\max} \leq 4\sigma_T$; для бронзы и латуни (II группа, $\sigma_b > 350$ МПа) $\sigma_{HP\max} \leq 2\sigma_T$; для чугуна серого или модифицированного (III группа) $\sigma_{HP\max} = 1,5 \sigma_{HP}$.

Расчет на изгибную выносливость зубьев колеса. Проверочный расчет зубьев венца червячного колеса на изгибную выносливость производят по формуле

$$\sigma_F = Y_F F_{t_2} K_F / (K_\delta q m^2) \leq \sigma_{FP}, \quad (8.20)$$

где значения F_{t_2} , q , m и K_δ те же, что и в формуле (8.4); Y_F — коэффициент, учитывающий форму и повышенную прочность зуба колеса (см. табл. 8.6); $K_F = K_H = K_\alpha K_\beta$ — коэффициент нагрузки.

Допускаемое напряжение σ_{FR} определяют по формуле (8.8).

Расчет на изгибную выносливость зубьев червячного колеса при действии максимальной нагрузки. Отсутствие пластической деформации у зубьев червячного колеса (пластичные материалы) или их поломка (хрупкие материалы) при действии максимальной нагрузки определяются неравенством (6.23), где допускаемое напряжение на изгиб $\sigma_{FR \max}$ принимается: для бронз и латуни (I и II группы) $\sigma_{FR \max} = 0,8 \sigma_B$; для чугунов (III группа) $\sigma_{FR \max} = 0,6 \sigma_B$.

По результатам проверки по формулам (8.11) и (8.20), а при действии максимальных нагрузок по удовлетворению неравенств (6.22) и (6.23) окончательно устанавливается согласно табл. 8.2 материал червячной пары.

Расчет червячной пары на теплостойкость. а) Для червячных передач, работающих в непрерывном или повторно-кратковременном режиме без искусственного охлаждения, по формуле (8.21) определяют рабочую температуру масла t_p и сравнивают с допускаемой $[t_{\max}]$:

$$t_p = t_0 + 10^3 (1 - \eta) N_1 / [K_T S (1 + \psi) \beta] \leq [t_{\max}], \quad (8.21)$$

где t_0 — температура окружающего воздуха, °С; при отсутствии специальных указаний принимается равной 20° С; K_T — коэффициент теплопередачи корпуса, Вт/(м²·°С); при естественном охлаждении в зависимости от циркуляции воздуха в помещении и масла в масляной ванне $K_T = (8,7 \dots 17,5)$ Вт/(м·°С). Большие значения K_T следует принимать при хорошей циркуляции воздуха, незагрязненной поверхности корпуса, отсутствии внутри него ребер, препятствующих подвижности масла, интенсивной циркуляции и малой вязкости масла; S — площадь свободной поверхности охлаждения корпуса, включая 70% площади поверхности ребер и бобышек, м²; ψ — коэффициент, учитывающий теплоотвод в раму или плиту фундамента; при прилегании корпуса по большой поверхности $\psi = 0,3$; $\beta = t_{ч, \text{цикл}} \left(\sum_i \frac{N_i}{N_{\max}} t_{чi} \right) -$

коэффициент, учитывающий уменьшение тепловыделения в единицу времени цикла работы червячной передачи за счет перерывов и снижения нагрузки; $t_{ч, \text{цикл}}$ — продолжительность цикла, а N_i и $t_{чi}$ — **мощность и продолжительность i-й ступени нагружения. Для передач,** работающих в непрерывном режиме, $\beta = 1$.

Наибольшее значение рабочей температуры масла t_p , полученное расчетом, зависит от марки применяемого масла (см. табл. 8.11) и не должно превышать $[t_{\max}] = 80 \dots 90^\circ \text{С}$.

б) Для тяжелонагруженных червячных передач, работающих с длительными остановками, во время которых корпус успевает остыть, по формуле (8.22) определяют допустимое время непрерывной работы (t) — до достижения маслом предельной температуры $[t]_{\max}$:

$$t = \frac{(G_p C_p + G_m C_m) ([t_{\max}] - t_0)}{3,6 [1000 (1 - \eta) N_1 - K_T S (1 + \psi) t_{cp}]}, \quad (8.22)$$

где G_p и G_m — соответственно масса редуктора и масла в ванне, кг; C_p — удельная теплоемкость металла, $C_p = 0,5$ кДж/(кг·°С); C_m —

удельная теплоемкость масла, $C_m = 1,67$ кДж/(кг·°С); t_{cp} — средняя избыточная температура масла, °С, $t_{cp} = 0,5 (t_{max} - t_0)$.

Если рабочая температура масла $t_p > [t_{max}]$ или время $t_{ч}$ не удовлетворяют условию эксплуатации, то должен быть предусмотрен соответствующий отвод избыточного тепла. Это достигается путем обребрения корпуса редуктора (если это ранее не предусматривалось конструкцией) или применения искусственного (воздушное или водяное) охлаждения.

в) При наличии вентилятора у червячных редукторов, работающих в непрерывном или повторно-кратковременном режиме, рабочую температуру масла t_p определяют по формуле

$$t_p = t_0 + \frac{10^3 (1 - \eta) N_f}{[K_T (S - S_v) (1 + \psi) + K_{T,v} S_v] \beta}, \quad (8.23)$$

где S_v — площадь части поверхности корпуса, обдуваемая вентилятором, м²; $K_{T,v}$ — коэффициент теплопередачи части поверхности корпуса, обдуваемой вентилятором, Вт/(м²·°С); выбирается по табл. 8.15 [39] в зависимости от средней скорости движения воздуха v_v , м/с, у поверхности редуктора,

$$v_v = 0,1 \sqrt{v_{кр}^3},$$

где $v_{кр} = \pi D_v n_1 / (6 \cdot 10^4)$ — окружная скорость крайних точек лопастей центробежного вентилятора, м/с.

Следует отметить, что использование отсасывающих вентиляторов вместо нагнетающих увеличивает теплоотдачу корпуса редуктора примерно на 6%.

Таблица 8.15

| Средняя скорость движения воздуха v_v , м/с | Коэффициент теплопередачи $K_{T,v}$, Вт/(м ² ·°С) | Средняя скорость движения воздуха v_v , м/с | Коэффициент теплопередачи $K_{T,v}$, Вт/(м ² ·°С) |
|---|---|---|---|
| 0 | 10,5 | 10 | |
| 2 | 15,0 | 12 | 33,0 |
| 4 | 19,5 | 14 | 37,5 |
| 6 | 24,0 | 16 | 42,0 |
| 8 | 28,5 | 18 | 46,5 |
| | | | 51,0 |

Определение размерных параметров передач. а) Размеры червяка (мм): $d_{w_1} = m (q + 2x)$ — начальный (при $x = 0$ — делительный) диаметр червяка; $d_{a_1} = (q + 2) m$ — диаметр вершин витков червяка; $d_{f_1} = (q - 2,4) m$ — диаметр впадин червяка; $h = 2,2m$ — высота витка червяка. Длина нарезанной части червяка b_1 определяется по формулам, приведенным в табл. 8.9.

б) Размеры червячного колеса (мм): $d_2 = m z_2$ — делительный диаметр червячного колеса; $d_{a_2} = m (z_2 + 2 + 2x)$ — диаметр вершин зубьев червячного колеса; $d_{f_2} = m (z_2 - 2,4 + 2x)$ — диаметр впадин червячного колеса.

Векторы сил в червячной передаче

| Исполнение червяка | Направление вращения | |
|--------------------|--|--|
| | червяка | колеса |
| Прямой | По часовой стрелке (эскиз а) Против часовой стрелки (эскиз б) | По часовой стрелке (эскиз а) Против часовой стрелки (эскиз б) |
| | | |
| Левый | По часовой стрелке (эскиз в) Против часовой стрелки (эскиз г) | Против часовой стрелки (эскиз в) По часовой стрелке (эскиз г) |
| | | |

Примечание. Сплошными линиями показаны силы, действующие на червяк, пунктирными — на колесо.

Наибольший диаметр червячного колеса d_{aM_2} и ширина венца колеса b_2 определяются по зависимостям, приведенным в табл. 8.10; $a_w = m(q + z_2 + 2x)/2$ — межосевое расстояние, мм.

Определение усилий, действующих в зацеплении червячной передачи:
 $F_{t_2} = F_{x_1} = 2 \cdot 10^3 T_2/d_2$ — окружная сила на червячном колесе или осевая сила на червяке, Н; $F_{x_2} = F_{t_1} = F_{t_2} \operatorname{tg}(\gamma_w + \rho)$ — осевая сила на колесе или окружная сила на червяке, Н; $F_{r_{2(1)}} = F_{t_2} \operatorname{tg} \alpha_w$ — радиальная сила на колесе или червяке, Н.

Векторы сил в элементах червячной передачи, зависящие от исполнения червяка (правый или левый) и направления его вращения, указаны в табл. 8.16.

9. ВОЛНОВАЯ ЗУБЧАТАЯ ПЕРЕДАЧА

Конструкция основных деталей [38, 41]. Основные детали волновой зубчатой передачи схематически изображены на рис. 9.1, где h — генератор волн упругой деформации, g — гибкое зубчатое колесо, b — жесткое зубчатое колесо.

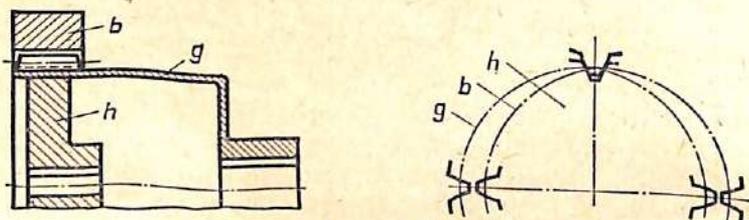


Рис. 9.1

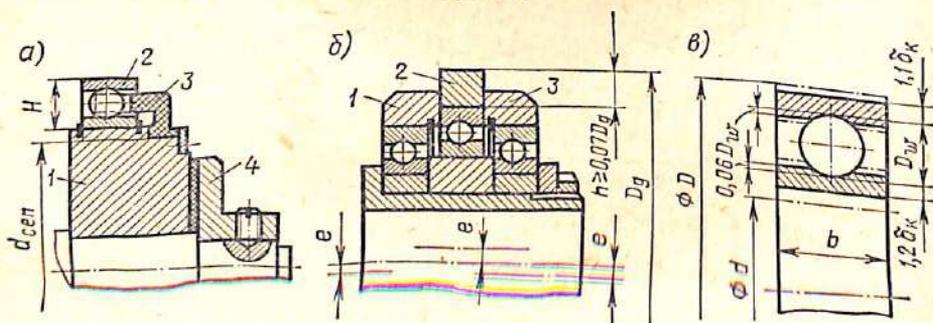


Рис. 9.2

Генераторы волн бывают кулачковые и дисковые. Кулачковый генератор (рис. 9.2, а) состоит из кулачка 1 и надетого на него подшипника качения 2. Кулачок закрепляется на валу генератора, желательнo с возможностью самоустановки, например при помощи резиновой прокладки, привулканизированной к кулачку 1 и ступице 4.

В кулачковых генераторах применяют специальные гибкие подшипники качения, разработанные ВНИИПом (табл. 9.1), или обычные подшипники особо- и сверхлегкой серий, дополнительно обработанные согласно рис. 9.2, в (обрабатываемые поверхности обозначены

Кинематический расчет. На рис. 9.4, а представлена основная схема волновой передачи. Каждое из кинематических звеньев — генератор h , гибкое колесо g и жесткое колесо b — может быть остановленным, ведущим или ведомым. В случае, если остановлен генератор h , передача непланетарная. Ее передаточное отношение

$$i_{g,b}^h = z_b/z_g; \quad i_{b,g}^h = z_g/z_b. \quad (9.1)$$

Здесь и далее i — передаточное отношение; верхний индекс при i — остановленное звено, первый нижний — ведущее, второй индекс — ведомое звено; z — число зубьев; индекс при z — обозначение зубчатого колеса. Ввиду того что z_g и z_b — числа большие и близкие по величине, то $i_{g,b}^h$ и $i_{b,g}^h$ мало отличаются от единицы.

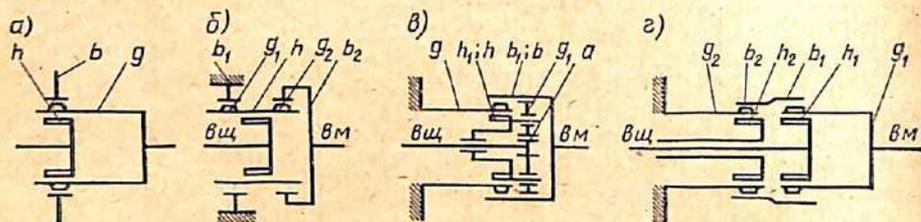


Рис. 9.4

Если остановлено одно из колес, волновая передача — планетарная. При ведущем генераторе (замедляющая передача) ее передаточное отношение

$$i_{h,g}^b = z_g/(z_g - z_b); \quad i_{h,b}^g = z_b/(z_b - z_g), \quad (9.2)$$

при ведомом генераторе (ускоряющая передача)

$$i_{g,h}^b = 1/i_{h,g}^b; \quad i_{b,h}^g = 1/i_{h,b}^g. \quad (9.3)$$

В волновых зубчатых передачах принимают

$$|z_b - z_g| = K_{кр}U, \quad (9.4)$$

где $K_{кр}$ — коэффициент кратности, $K_{кр} = 1, 2, \dots$; обычно $K_{кр} = 1$; U — число волн генератора, $U = 2$.

Из соображения прочности гибкого колеса $\min i_{h,g}^b \approx \min i_{h,b}^g = 50 \dots 60$ и $10 \dots 15$ для стальных и пластмассовых колес соответственно, а из конструктивных и технологических соображений $\max i_{h,g}^b = \max i_{h,b}^g = 300 \dots 400$.

Схема двоянной волновой передачи показана на рис. 9.4, б. Она содержит генератор h , гибкое колесо с двумя зубчатыми венцами g_1 и g_2 и два жестких колеса — неподвижное b_1 и ведомое b_2 . В этом случае передаточное отношение

$$i_{h,g_2}^{b_1} = z_{b_1}z_{b_2}/(z_{g_1}z_{b_2} - z_{g_2}z_{b_1}). \quad (9.5)$$

Двоянная передача исключительно компактна и позволяет получать очень большие передаточные отношения (практически до $16 \cdot 10^4$).

В схеме, показанной на рис. 9.4, *в*, удачно komponуются неволновая (водило h_1 , центральное колесо a , сателлиты g_1 и центральное колесо b_1) и волновая (генератор h , гибкое колесо g и жесткое колесо b) планетарные передачи. Передаточное отношение

$$i_{h,b}^g = \frac{z_b}{z_b - z_g} \cdot \frac{z_g + z_a}{z_a}, \quad i_{h,g}^b = \frac{z_g}{z_g - z_b} \cdot \frac{z_g + z_a}{z_a}. \quad (9.6)$$

Схема передачи на рис. 9.4, *в* обеспечивает получение в 1,3...7 раз больших передаточных отношений, чем схема на рис. 9.4, *а*.

На рис. 9.4, *г* показана схема дифференциальной волновой передачи. Здесь два генератора h_1 и h_2 , два гибких колеса g_1 и g_2 и одно жесткое колесо с двумя зубчатыми венцами b_1 и b_2 . В этом случае частота вращения ведомого звена (колеса g_1)

$$n_{g_1} = n_{h_1} \frac{z_{g_1}}{z_{g_1} - z_{b_1}} \pm n_{h_2} \frac{z_{b_2}}{z_{b_2} - z_{g_2}} \cdot \frac{z_{g_1}}{z_{b_1}}, \quad (9.7)$$

где n_{h_1} , n_{h_2} — частота вращения генераторов h_1 , h_2 . Схема позволяет получить крайне малые частоты вращения выходного звена при больших частотах вращения генераторов.

9.1. Проектировочный расчет

Средний диаметр (мм) гибкого колеса (полусумма внутреннего диаметра и диаметра окружности впадин гибкого колеса)

$$d_c = 16,5 \sqrt[3]{T_\tau E C_\Phi K_K^2 K_\lambda K_n / (i_h \sigma_{FP}^2)}. \quad (9.8)$$

Здесь T_τ — крутящий момент на тихоходном валу передачи, Н·м; E — модуль упругости материала гибкого колеса, для стали $E = 22 \cdot 10^4$ МПа; C_Φ — коэффициент формы деформированного гибкого колеса, при рекомендуемом профиле кулачка генератора $C_\Phi = 1,6$; K_K — коэффициент сечения обода в окружном направлении, а в гибких колесах типа «стакан» и «труба» — краевой эффект в стыке зубчатого венца с оболочкой, $K_K \approx 1,5$; K_λ — коэффициент, учитывающий локальный характер приложения окружных сил в зубчатом зацеплении; $K_\lambda = 4...5$ при кулачковом и 5...6 дисковом генераторах волн (меньшие значения для гибких колес типа «стакан» и «труба», большие — «кольцо»); K_n — коэффициент перегрузок, $K_n = 1,1...2$ при $T_{\tau \max} / T_\tau = 1, 2...3$ соответственно; i_h — передаточное отношение передачи при вращении генератора; σ_{FP} — допускаемое напряжение изгиба, МПа,

$$\sigma_{FP} = \sigma_{-1} K_{FL} / n'_6,$$

причем σ_{-1} — предел выносливости материала гибкого колеса, МПа.

Значения σ_{-1} и рекомендуемая твердость НВ приведены в табл. 9.2. Для не указанных в табл. 9.2 сталей можно принимать $\sigma_{-1} = (0,45...0,55) \sigma_n$, где σ_n — предел прочности на изгиб, МПа; $\tau_{-1} \approx 0,5 \sigma_{-1}$; K_{FL} — коэффициент срока службы — см. табл. 9.3, n'_6 — коэффициент безопасности, $n'_6 = 2,5$.

Таблица 9.2

| Материал | Твердость НВ | δ_{-1} , МПа |
|----------|--------------|---------------------|
| 40Х | 280...300 | 500 |
| 40ХНМА | 310...330 | 550 |
| 30ХГСА | 300...320 | 530 |
| 38ХНЗВА | 310...330 | 550 |
| 38ХМЮА | 220...240 | 550 |
| ШХ15 | 260...280 | 420 |
| Х18Н10Т | 220...240 | 350 |

Таблица 9.3

| $t'_q \cdot 10^{-3}$ | 1 | 2,5 | 5 | 10 | 25 |
|----------------------|------|------|---|-----|-----|
| K_{FL} | 1,15 | 1,05 | 1 | 0,9 | 0,8 |

Примечание. $t'_q = t_q n_h \cdot 10^{-3}$, ч, где t_q — расчетный срок службы, ч; n_h — частота вращения вала генератора, мин⁻¹.

Толщина стенки кольцевого участка (зубчатого обода) гибкого колеса (мм)

$$\delta_k = 23,8 \sqrt{T_t i_h K_n / (d_c E C_\Phi)} \leq 0,016 d_c. \quad (9.9)$$

Расчетная длина (мм) зубьев (меньшая из двух длин контактирующих зубьев)

$$b_p = 10^3 T_t C_p K_n / (d_c^2 p_p) \leq 0,2 d_c. \quad (9.10)$$

Здесь дополнительно: C_p — коэффициент распределения нагрузки между зубьями, $C_p = 12$ для кулачкового и 18 для дискового генераторов волн; K_n — коэффициент распределения нагрузки по длине и высоте зубьев, $K_n \approx 1,5$; p_p — допускаемое среднее давление в наиболее нагруженной паре зубьев; при $t'_q \cdot 10^3 = 1-5-25$ $p_p = 50-35-25$ МПа соответственно; для пластмассовых гибких колес $p_p = 5-10$ МПа при $K_n = 1$.

Модуль зацепления зубьев (мм)

$$m \approx d_c / z_g \quad (9.11)$$

округляют до ближайшего стандартного значения.

Внутренний диаметр гибкого колеса

$$d_{вн} = d_c - \delta_k \quad (9.12)$$

в случае применения кулачкового генератора волн округляют до ближайшего значения D по табл. 9.1, где указаны также значения крутящего момента $T_{пн}$, при котором гибкий подшипник имеет долговечность $t_{пн} \approx 10^4$, ч. Долговечность гибкого подшипника при $T_t \neq T_{пн}$ может быть приближенно определена по зависимости

$$t_q \approx t_{пн} (T_{пн} / T_t)^3.$$

После определения $d_{\text{вн}}$ по формуле (9.12) находят новое значение d_c . Окончательное значение диаметра d_c должно быть:

при нарезании зубьев гибкого колеса червячной фрезой

$$d_c = mz_g - \delta_k - 2m(h_a^* + c^* - x_g), \quad (9.13)$$

при нарезании зубьев гибкого колеса долбяком

$$d_c = 2a_{w0} - d_{a0} - \delta_k. \quad (9.14)$$

В этих зависимостях дополнительно: h_a^* — коэффициент высоты головки зуба, $h_a^* = 1$; c^* — коэффициент радиального зазора, $c^* = 0,35$; x_g — коэффициент смещения гибкого колеса, $x_g = 0,2 \pm 0,05$; a_{w0} — межосевое расстояние в станочном зацеплении,

$$a_{w0} = m(z \pm z_0) \cos \alpha / (2 \cos \alpha_{w0}); \quad (9.15)$$

z_0 — число зубьев долбяка (см. ГОСТ 10059—62); α — угол профиля исходного контура, $\alpha = 20^\circ$; α_{w0} — угол станочного зацепления

$$\text{inv } \alpha_{w0} = [(x \pm x_0) / (z \pm z_0)] 2 \text{tg } \alpha + \text{inv } \alpha. \quad (9.16)$$

Зависимости (9.15) и (9.16) даны в общем виде: верхний знак — для наружных, нижний — для внутренних зубьев; в первом случае при z , x , a_{w0} , d_{a0} и α_{w0} надо добавлять индекс g , во втором — b . Расчет по формуле (9.14) относится к первому случаю; x_0 — коэффициент смещения долбяка,

$$x_0 = \frac{d_{a0}}{2m} - \frac{Z_0 + 2,7}{2};$$

d_{a0} — диаметр вершин зубьев долбяка (см. ГОСТ 10059—62). Таблицы inv — см. [10].

Если условия (9.13) или (9.14) не выполняются, то можно в указанных выше пределах изменять x_g и δ_k , а также в допустимых пределах изменять передаточное отношение передачи (число зубьев z_g). Допускается, как крайнее средство, использование подшипников качения особо- и сверхлегкой серий (после их доработки по рис. 9.2, в).

В случае применения дискового генератора после определения m по формуле (9.11) находят d_c по формуле (9.13) или (9.14) и затем $d_{\text{вн}}$ по формуле (9.12), который можно не округлять.

Подшипники качения генератора волн. Предварительный выбор гибких подшипников ВНИИППа производят по табл. 9.1. В случае применения подшипников, полученных доработкой (подшипников особо- и сверхлегкой серий), их долговечность можно приближенно считать равной долговечности подшипника ВНИИППа ближайшего размера.

Подшипники качения дисковых генераторов рассчитывают по ГОСТ 18854—73 и 18855—73. При этом расчетная частота вращения подшипника

$$n_{\text{расч}} \approx n_h d_{\text{вн}} / (d_{\text{вн}} - 4,5m), \quad (9.17)$$

где n_h — частота вращения вала генератора, мин^{-1} ;

нагрузка на средний подшипник диска (см. рис. 9.2), H : радиальная

$$F_R = 1300T_v / [(3,1m + 1) i_h \eta], \quad (9.18)$$

осевая

$$F_a = 50T_v / (d_{\text{вн.}} - 4,5m), \quad (9.19)$$

где η — к. п. д. передачи.

В среднем к. п. д. передачи по рис. 9.4, a при ведущем, ведомом и остановленном генераторе равен 0,8...0,9; 0,65...0,75 и 0,95...0,97 соответственно.

К. п. д. передачи по рис. 9.4, b

$$\eta_b \approx \eta_a / [i(1 - \eta_a)], \quad (9.20)$$

где i — отношение передаточных отношений конструктивно подобных передач по рис. 9.4, a, b .

К. п. д. передачи по рис. 9.4, b $\eta_b = \eta_1 \eta_n$, где $\eta_n \approx 0,95...0,97$ — к. п. д. неволновой планетарной передачи.

Геометрический расчет зацепления и профиля генератора волн [38]. Профиль зубьев принимается эвольвентным со стандартным (20°) исходным контуром. Нарезание зубьев производится на недеформированном гибком колесе.

Коэффициент смещения исходного контура при нарезании жесткого колеса

$$x_b = x_g - (1 - 0,89C_n), \quad (9.21)$$

где C_n — коэффициент упругого перемещения обода гибкого колеса, $C_n = 1-1,1-1,2$ для мало-, средне- и тяжело нагруженной передачи соответственно ($t'_c \approx 25 \cdot 10^3 - 5 \cdot 10^3 - 1 \cdot 10^3$ ч). Для передач с повышенной крутильной жесткостью коэффициент 0,89 в формуле (9.21) заменяют на 0,84...0,86.

Диаметры зубчатых колес (индекс a — для вершин зубьев, индекс f — для впадин)

$$d_{ag} = mz_g + 2m(1 + x_g - C_{ag}), \quad (9.22)$$

здесь C_{ag} — коэффициент уменьшения диаметра вершин зубьев гибкого колеса; $C_{ag} = C_c a_c$, где C_c — коэффициент суммарного уменьшения наружного диаметра колес; $C_c = 1,0-0,8-0,6$ при $C_n = 1-1,1-1,2$ соответственно; $a_c \approx 0,5$;

$$\begin{aligned} d_{fg} &= mz_g - 2m(h_a^* + C^* - x_g), \\ d_{fg} &= 2a_{x0g} - a_{a0g} \end{aligned} \quad (9.23)$$

(верхняя зависимость при нарезании червячной фрезой, нижняя — долбяком);

$$d_{cb} = mz_b - 2m(1 - x_b - C_{ab}), \quad (9.24)$$

где C_{ab} — коэффициент увеличения диаметра вершин зубьев жесткого колеса;

$$\begin{aligned} C_{ab} &= C_c - C_{ag}, \\ d_{fb} &= 2a_{c0b} + d_{a0b} - 2mC_{ab} \end{aligned} \quad (9.25)$$

(нарезание зубьев — долбяком).

Профиль кулачка генератора волн. Радиус-вектор кулачка в полярной системе координат (полярный угол отсчитывается от большой оси деформации)

$$\rho = 0,5d_{\text{вн}} - b' + mC_n (k_1 \cos 2\varphi - k_2 \cos 6\varphi). \quad (9.26)$$

Здесь b' — высота сечения гибкого подшипника, мм; определяется по данным табл. 9.1; значения коэффициентов k_1 и k_2 приведены в табл. 9.4.

Таблица 9.4

| $i_{h,g}^b, i_{h,g}^g$ | k_1 | k_2 | $i_{h,g}^b, i_{h,g}^g$ | k_1 | k_2 |
|------------------------|-------|-------|------------------------|-------|-------|
| 50 | 0,979 | 0,079 | 200 | 0,942 | 0,057 |
| 75 | 0,961 | 0,068 | 300 | 0,936 | 0,053 |
| 100 | 0,951 | 0,065 | 400 | 0,932 | 0,052 |

Диаметр D_g и эксцентриситет e дисков дискового генератора волн

$$D_g = d_{\text{вн}} - 2(e - \omega_0), \quad e = a\omega_0, \quad (9.27)$$

где $a = 3,75 - 3,5 - 3,1$ для мало-, средне- и тяжело нагруженных передач соответственно; ω_0 — максимальное радиальное упругое перемещение гибкого колеса,

$$\omega_0 = mC_n (k_1 - k_2). \quad (9.28)$$

Геометрические параметры волнового зубчатого соединения. Коэффициент смещения исходного контура жесткого колеса зубчатого соединения (с внутренним зубом)

$$x_{gc} = x_g + C_L \omega_0 / m, \quad (9.29)$$

C_L — коэффициент относительной длины гибкого колеса — см. табл. 9.5.

Таблица 9.5

| L/d_g | $\leq 0,3$ (кольцо) | 0,5 | 0,8 | 1 | $\geq 1,2$ |
|---------|------------------------|------|-----|-----|------------|
| C_L | 1 | 0,75 | 0,4 | 0,1 | 0 |

Примечание. L — длина гибкого колеса.

Дополнительный поворот жесткого колеса соединения относительно долбяка. Угол поворота (град)

$$\xi = C_L [34,4 / (z_g + 2x_{gc})]. \quad (9.30)$$

Диаметры вершин d_{agc} и впадин d_{fgc} зубьев жесткого колеса соединения определяются по зависимостям (9.24), (9.25) при $C_{ab} = 0$.

9.2. Проверочный расчет

Расчет производится по наибольшим напряжениям в продольном сечении гибкого колеса.

Нормальные напряжения при деформировании колеса генератором (МПа)

$$\sigma^{(h)} = \alpha_1 \omega_0 \delta_k / d_c^2, \quad (9.31)$$

где $\alpha_1 = 2 C_\phi k_y E$. Значения $\alpha_1 \cdot 10^{-4}$ приведены в табл. 9.6.

Таблица 9.6

| Генератор | $\alpha_1 \cdot 10^{-4}$ при L/d_c | | | | |
|-----------------------------|--------------------------------------|-----|-----|-----|-----|
| | $\leq 0,3$ (кольцо) | 0,5 | 0,8 | 1 | 1,2 |
| Кулачковый | 115 | 139 | 130 | 123 | 117 |
| Дисковый при e/ω_0 : | | | | | |
| 3,1 | 116 | 149 | 131 | 124 | 118 |
| 3,75 | 95 | 115 | 107 | 102 | 95 |

Касательные напряжения при деформировании гибкого колеса генератором (МПа)

$$\tau^{(h)} = \alpha_2 \omega_0 \delta_k^{1/2} / d_c^{3/2}. \quad (9.32)$$

Значения $\alpha_2 \cdot 10^{-4}$ приведены в табл. 9.7.

Таблица 9.7

| δ_k/d_c | $\alpha_2 \cdot 10^{-4}$ при L/d_c | | | | |
|----------------|--------------------------------------|------|------|------|-----|
| | $\leq 0,3$ (кольцо) | 0,5 | 0,8 | 1,0 | 1,2 |
| 0,016 | 1,4 | 15,2 | 13,5 | 12 | 10 |
| 0,013 | 1,2 | 13,3 | 11,3 | 10 | 8 |
| 0,01 | 0,7 | 10,7 | 9,3 | 10,8 | 6 |

Нормальные напряжения от радиальных сил в зацеплении (МПа)

$$\sigma^{(P)} = 10^3 \alpha_3 T_T / (b_p d_c^2 C_{ж}), \quad (9.33)$$

где α_3 — коэффициент, учитывающий закон распределения нагрузки между зубьями, и угол зацепления зубьев — см. табл. 9.8;

Таблица 9.8

| δ_k/d_c | α_3 при i_h | | | | |
|----------------|----------------------|------|------|------|------|
| | 50 | 75 | 100 | 200 | 400 |
| 0,016 | 34,1 | 30,8 | 25,2 | 22,8 | 21,0 |
| 0,013 | 54,4 | 49,8 | 38,4 | 36,2 | 33,1 |
| 0,010 | 87,6 | 78,2 | 61,1 | 56,9 | 54,1 |

$C_{ж}$ — коэффициент, учитывающий поддерживающее влияние генератора и ужесточающее влияние зубьев, $C_{ж} = 1,6 \dots 1,4$ для кулачкового и дискового генератора соответственно.

Касательные напряжения (МПа) от передаваемого крутящего момента

$$\tau^{(T)} = 640 T_1 K_R K_A / (d^3 \delta_k). \quad (9.34)$$

Амплитуду и среднее значение суммарного нормального напряжения определяют, полагая, что напряжение $\sigma^{(h)}$ изменяется по симметричному, а $\sigma^{(P)}$ — по пульсационному циклам. Аналогичное суммирование касательных напряжений производят, принимая, что напряжение $\tau^{(h)}$ изменяется по симметричному циклу, а напряжение $\tau^{(T)}$ — по пульсационному циклу для нереверсивных и симметричному — для реверсивных передач. Определение запасов прочности см. раздел 10.

10. ВАЛЫ

Основными критериями работоспособности валов являются прочность, жесткость и виброустойчивость.

10.1. Проектировочный расчет

Предварительно диаметры валов для эскизного проекта устанавливают расчетом, базирующимся на простейших зависимостях между диаметром вала, крутящим моментом, условным допускаемым напряжением при кручении или углом закручивания.

Определение диаметра вала (мм). По условному допускаемому напряжению при кручении $[\tau] = 12 \dots 20$ МПа

$$d = (160 \dots 130) \sqrt[3]{N/n_0}, \quad (10.1)$$

где N — мощность, передаваемая валом, кВт; n_0 — частота вращения, мин^{-1} .

При переменном режиме работы расчет вала ведется по наиболее тяжелому режиму.

По допускаемому углу закручивания $[\varphi]$ на 1 м длины вала

$$d = 92 \sqrt[4]{N/(n_0[\varphi])}.$$

Для валов коробок передач машин и редукторов следует ориентировочно принимать $[\varphi] = 0,5^\circ$ на 1 м длины вала, тогда

$$d = 110 \sqrt[4]{N/n_0}. \quad (10.2)$$

Рассчитанный диаметр для длинных ступенчатых валов ($L/d > 8$) является минимальным, для коротких ($L/d \leq 8$) — средним.

Выбор посадочных диаметров. Диаметры принимают стандартными согласно ГОСТ 6636—69.

Материалы валов. Валы выполняют из конструкционных сталей 35, 40, 45, нормализованных и улучшенных.

Для высоконагруженных валов, а также исходя из особенностей конструкции (например, вал, выполненный заодно с шестерней), применяют легированные стали 40Х, 40ХН, 50Г, 35ХГС и др. Валы из этих материалов подвергают улучшению, закалке с высоким отпуском или поверхностной закалке с низким отпуском. Механические характеристики материалов валов даны в табл. 10.1.

Таблица 10.1

| Марка стали | Диаметр заготовки, мм, не менее | Твердость НВ, не ниже | σ_B | σ_T | τ_T | σ_{-1} | τ_{-1} | ψ_σ | ψ_τ |
|--------------|---------------------------------|-----------------------|------------|------------|----------|---------------|-------------|---------------|-------------|
| | | | МПа | | | | | | |
| Ст 5 | Любой | 190 | 520 | 280 | 150 | 220 | 130 | 0 | 0 |
| Сталь 45 | Любой | 200 | 560 | 280 | 150 | 250 | 150 | 0 | 0 |
| | 120 | 240 | 800 | 550 | 300 | 350 | 210 | 0,1 | 0 |
| | 80 | 270 | 900 | 650 | 390 | 380 | 230 | 0,1 | 0,05 |
| Сталь 40Х | Любой | 200 | 730 | 500 | 280 | 320 | 200 | 0,1 | 0,05 |
| | 200 | 240 | 800 | 650 | 390 | 360 | 210 | 0,1 | 0,05 |
| | 120 | 270 | 900 | 750 | 450 | 410 | 240 | 0,1 | 0,05 |
| Сталь 40ХН | Любой | 240 | 820 | 650 | 390 | 360 | 210 | 0,1 | 0,05 |
| | 200 | 270 | 920 | 750 | 450 | 420 | 250 | 0,1 | 0,05 |
| Сталь 20Х | 120 | 197 | 650 | 400 | 240 | 300 | 160 | 0,05 | 0 |
| Сталь 12ХНЗА | 120 | 260 | 950 | 700 | 490 | 420 | 210 | 0,1 | 0,05 |
| Сталь 18ХГТ | 60 | 330 | 1150 | 950 | 665 | 520 | 280 | 0,15 | 0,1 |
| Сталь 30ХГТ | Любой | 320 | 1150 | 950 | 665 | 520 | 310 | 0,15 | 0,1 |

10.2. Проверочный расчет

После выявления в разрабатываемом механизме конструкции вала составляют его расчетные схемы. Вал рассматривают как балку, лежащую на шарнирно-подвижных опорах и нагруженную сосредоточенными силами и моментами. Точки приложения сил и моментов принимаются по середине длины элемента, передающего эти силы и моменты на вал. При установке в одной опоре двух подшипников внешние отбрасываются. Для длинных опор скольжения, расположенных по концам вала, условные шарниры следует располагать примерно на расстоянии 0,5 диаметра вала, но не менее 0,25...0,35 длины подшипника от его кромки со стороны пролета.

Действующие на вал поперечные нагрузки и изгибающие моменты могут создавать в его материале переменные и постоянные напряжения. Нагрузки, вращающиеся относительно вала, например от механических передач, создают переменные напряжения. Не вращающиеся относительно вала нагрузки, например от неуравновешенных масс, нерасцепляемых упругих и компенсирующих муфт, а также нагрузки, действующие по оси вала, создают постоянные напряжения. Схемы и эпюры изгибающих моментов строят отдельно для вращающихся и невращающихся нагрузок.

Расчет на статическую прочность производится для валов, работающих с большими перегрузками. Расчет ведется по

наибольшей кратковременной нагрузке, повторяемость которой (менее 10^3 циклов за весь срок службы) не может вызывать усталостного разрушения.

Порядок расчета следующий: 1. Построение схемы загрузки вала в двух взаимно перпендикулярных плоскостях. В частном случае все усилия, нагружающие вал, могут лежать и в одной плоскости. В приближенных расчетах (если угол между плоскостями действия сил не более 30°) можно считать, что силы действуют в одной плоскости.

2. Определение реакций опор в двух плоскостях.

3. Построение в двух плоскостях эпюр изгибающих моментов и определение суммарных изгибающих моментов.

4. Построение эпюры крутящего момента.

5. Определение опасного сечения. Предварительно составляют схематический чертеж вала с эпюрами суммарных изгибающих и крутящих моментов и определяют опасные сечения. Для этих сечений критерием напряженности могут быть величины суммарных напряжений (МПа)

$$\sigma'_{\text{сум}} = 10^3 \sqrt{M_{\text{кр}}^2 + T_{\text{кр}}^2} / W. \quad (10.3)$$

Здесь $M_{\text{кр}}$ — суммарный изгибающий момент от кратковременных вращающихся и невращающихся наибольших нагрузок, Н·м; $T_{\text{кр}}$ — наибольший крутящий момент от кратковременных нагрузок, Н·м; W — момент сопротивления сечения изгибу, мм^3 . Считаются опасными и подлежат дальнейшему уточненному расчету те сечения, где $\sigma'_{\text{сум}}$ имеет наибольшее значение или составляет не менее 90% от него.

6. Определение напряжений (МПа) в опасных сечениях. Напряжения изгиба под действием суммарного момента, возникающего от всех нагрузок,

$$\sigma'_n = 10^3 M_{\text{кр}} / W. \quad (10.4)$$

Напряжение растяжения или сжатия

$$\sigma'_{\text{ос}} = F_{\text{нкр}} / S, \quad (10.5)$$

где $F_{\text{нкр}}$ — кратковременная наибольшая осевая сила, Н; S — площадь рассчитываемого сечения, мм^2 .

Максимальные нормальные напряжения

$$\sigma'_{\text{max}} = \sigma'_n + \sigma'_{\text{ос}}. \quad (10.6)$$

Касательные напряжения

$$\tau' = T_{\text{кр}} / W_{\text{к}}. \quad (10.7)$$

Здесь $W_{\text{к}}$ — момент сопротивления кручению.

Величины W и $W_{\text{к}}$ для шлицевых и шпоночных валов, а также валов с центральным и поперечными отверстиями см. [16, 33].

7. Определение запасов прочности для опасных сечений: по нормальным напряжениям

$$n_{\text{тс}} = \sigma_t / \sigma'_{\text{max}}, \quad (10.8)$$

по касательным напряжениям

$$n_{\tau\tau} = \tau_t / \tau' \quad (10.8')$$

Здесь σ_t и τ_t — пределы текучести при изгибе и кручении (см. табл. 10.1).
При совместном действии касательных и нормальных напряжений

$$n_{\tau} = n_{\sigma} n_{\tau\tau} / \sqrt{n_{\sigma}^2 + n_{\tau\tau}^2} \geq n_{\tau \min} \quad (10.9)$$

Допускаемый запас прочности $n_{\tau \min}$ принимается в зависимости от степени пластичности материалов и достоверности расчета (табл. 10.2).

Таблица 10.2

| Пластичность материала вала и отношение σ_t / σ_B | Степень точности расчетных нагрузок и схем | $n_{\tau \min}$ |
|---|--|-----------------|
| Весьма пластичный $\sigma_t / \sigma_B \leq 0,6$ | Высокая | 1,2...1,4 |
| Пластичный $\sigma_t / \sigma_B = 0,6...0,8$ | Приближенная (большинство валов общего машиностроения) | 1,4...1,6 |
| Умеренной и малой пластичности $\sigma_t / \sigma_B = 0,8...0,9$ | Пониженная | 1,6...2,2 |
| Для литых валов и валов из хрупких материалов | — | 2,0...3,0 |

В результате расчета уточняются размеры вала и при необходимости снова определяются действительные запасы прочности.

Расчет на усталостную прочность (выносливость) ведется по длительно действующим нагрузкам, повторяемость которых должна быть не менее $10^3...10^4$ циклов за весь срок службы. Расчет вала на выносливость достаточно трудоемкий, поэтому рационально применить критерий необходимости такого расчета для различных сечений вала. В случае, когда кратковременные и наибольшие длительно действующие нагрузки пропорциональны одному параметру и когда отсутствуют невращающиеся нагрузки, значение запаса прочности n_{τ} может быть использовано в качестве необходимости проведения расчета на выносливость [16], записываемого условием

$$n_{\tau} > \nu, \quad (10.10)$$

где ν — критерий, зависящий от материала, отношения σ_t / σ_{-1} , отношения наибольшего кратковременно действующего момента к наибольшему длительно действующему $T_{\text{нб.кр}} / T_{\text{нб.д}}$ и эффективного коэффициента концентрации напряжений K_{σ} — см. табл. 10.3. Если условие (10.10) соблюдается, то обеспечивается запас прочности на выносливость и дальнейшие расчеты для данного сечения не проводят.

Опасные сечения при расчете на выносливость могут не совпадать с опасными сечениями при расчете на статическую прочность, поэтому для сечений с максимальной концентрацией напряжений также опре-

деляют запасы статической прочности n_T . Если условие $n_T > v$ в каком-либо из сечений не соблюдается, то следует выполнять для этого сечения расчет на выносливость.

Таблица 10.3

| Отношение σ_T/σ_{-1} | $T_{\text{нб. кр.}}/T_{\text{нб. д.}}$ | Значение величины v при различных источниках концентрации напряжений | | | | | | | |
|-------------------------------------|--|--|---------------------|--------------------|--------|-------|--|------------------------------------|-------------|
| | | прессовая посадка | напряженная посадка | скользящая посадка | шпонки | шлифы | галтель или выточка $r/d = 0,02$ и поперечн. отверстие | галтель или выточка $r/d \geq 0,1$ | гладкий вал |
| Углеродистые стали | | | | | | | | | |
| 1,2 | 4 | 2 | 1,5 | 1,25 | 1,5 | 2,5 | 2 | 1,5 | — |
| | 3 | 3 | 2 | 1,5 | 2 | 3 | 3 | 2 | 1,5 |
| | 2 | 3,5 | 3 | 3 | 3 | 3,5 | 4 | 3 | 2 |
| 1,5 | 1,5 | 5 | 3,5 | 3,5 | 4 | 5 | 5 | 3,5 | 3 |
| | 1 | 7,5 | 5,5 | 5 | 5,5 | 7,5 | 7,5 | 5,5 | 3,5 |
| | 4 | 2,75 | 2 | 2 | 2 | 2,5 | 2,5 | 1,75 | — |
| | 3 | 3,5 | 3 | 3 | 3 | 3,5 | 3,5 | 2 | 1,5 |
| | 2 | 5,5 | 4 | 3,5 | 4 | 5 | 5,5 | 3,5 | 2 |
| | 1,5 | 7,5 | 5,5 | 5 | 5,5 | 7 | 7 | 5 | 3,5 |
| | 1 | 11 | 8 | 7,5 | 8 | 10 | 10 | 7 | 4 |

Легированные стали

| | | | | | | | | | |
|-----|-----|------|------|------|------|------|------|------|-----|
| 1,5 | 4 | 3 | 2,25 | 2 | 2,25 | 2,5 | 2,75 | 1,75 | — |
| | 3 | 4 | 3 | 3 | 3 | 3,5 | 3,5 | 3 | 1,5 |
| | 2 | 6 | 5 | 4 | 4 | 5,5 | 5,5 | 3,5 | 3 |
| 1,8 | 1,5 | 8 | 6 | 5,5 | 6 | 7 | 7 | 5 | 3,5 |
| | 1 | 12 | 9 | 8 | 9 | 10 | 11 | 7 | 5 |
| | 4 | 4,25 | 3,75 | 3,75 | 3 | 3,5 | 3,5 | 2,5 | — |
| | 3 | 5,5 | 4 | 3,5 | 4 | 5 | 5 | 3,5 | 2 |
| | 2 | 9 | 6 | 5,5 | 6 | 7 | 7 | 5 | 3 |
| | 1,5 | 11,5 | 8 | 7,5 | 8 | 9 | 9 | 6 | 3,5 |
| | 1 | 17 | 13 | 11 | 11,5 | 13,5 | 13,5 | 9,5 | 5,5 |

Примечание. Значения v даны при запасе прочности по выносливости $n = 2$.

Порядок расчета на выносливость сохраняется тот же, что и при расчете на статическую прочность (см. п. 1...5). При определении опасных сечений вала в качестве критерия напряженности принимают величину условных суммарных амплитудных напряжений (M_{Σ}) с учетом их концентрации

$$\sigma_{a \text{ сум}} = K_{\sigma \text{ ср}} (10^3 \sqrt{M_a^2 + T_a^2} / W), \quad (10.11)$$

где $K_{\sigma \text{ ср}}$ — некоторое среднее значение коэффициента концентрации напряжений, величина которого принимается независимо от материала вала (табл. 10.4); M_a — наибольший амплитудный суммарный изгибающий момент, Н·м, в рассчитываемом сечении; T_a — крутящий момент, Н·м, который для неререверсивных валов равен половине расчетного крутящего момента, для реверсивных — расчетному моменту.

| Источник концентрации напряжений | $K_{\sigma\tau}$ |
|---|------------------|
| Галтели $r/d \geq 0,1$ | 1,6 |
| Галтели $r/d \approx 0,02$ и поперечные отверстия | 2,1 |
| Шпоночные канавки | 2 |
| Шлицы | 2,5 |
| Посадки ступицы и кольца подшипника: | |
| прессовая | 3 |
| скользящая | 2 |

Сечения, в которых σ_a сум имеет наибольшую величину или отличается от наибольшей не более чем на 30%, являются опасными и подлежат дальнейшему расчету на выносливость.

6. Определение амплитудных и средних напряжений в опасных сечениях (МПа).

Напряжения изгиба в валах в общем случае изменяются по асимметричному циклу. Создаваемые вращающимися нагрузками амплитудные напряжения

$$\sigma_a = 10^3 M_{вр.д} (1 + \varphi) / W, \quad (10.12)$$

где $M_{вр.д}$ — суммарный изгибающий момент, Н·м, от вращающихся длительно действующих нагрузок; φ — коэффициент динамической нагрузки,

$$\varphi = 0,5 (K_v - 1), \quad (10.13)$$

где K_v — наибольший коэффициент, учитывающий эффект удара в зубьях колес, расположенных на валу (см. разделы 6...8).

Создаваемые невращающимися нагрузками средние напряжения

$$\sigma_m = (10^3 M_{н.д} / W) + (F_{х.д} / S), \quad (10.14)$$

здесь $M_{н.д}$ — суммарный изгибающий момент, Н·м, от невращающихся длительно действующих нагрузок; $F_{х.д}$ — осевая сила, Н.

Касательные напряжения (МПа) для нереверсивных валов принимают изменяющимися по пульсирующему циклу

$$\tau_a = \tau_m = 10^3 T_d (1 + \varphi) / (2 W_k), \quad (10.15)$$

а для реверсивных валов — по симметричному циклу

$$\tau_a = 10^3 T_d (1 + \varphi) / W_k; \quad \tau_m = 0. \quad (10.15')$$

При действии на вал переменных по величине нагрузок напряжения σ_a , σ_m , τ_a , τ_m рассчитывают для каждого режима.

7. Расчет приведенных амплитудных напряжений с учетом коэффициентов долговечности:

$$\sigma_{aпр} = \sigma_{aнб} k_{L\sigma}, \quad (10.16)$$

$$\tau_{aпр} = \tau_{aнб} k_{L\tau}. \quad (10.16')$$

Коэффициент долговечности соответственно при расчете на изгиб и кручение:

$$k_{L\sigma} = \sqrt[m]{\sum \frac{N_{ni}}{N_0} \left(\frac{\sigma_{ai}}{\sigma_{a\text{нб}}} \right)^m}, \quad (10.17)$$

$$k_{L\tau} = \sqrt[m]{\sum \frac{N_{ni}}{N_0} \left(\frac{\tau_{ai}}{\tau_{a\text{нб}}} \right)^m}, \quad (10.17')$$

где N_{ni} — число циклов нагружения данного i -й ступени режима;

$$N_{ni} = 60 t_{qi} k_i,$$

t_{qi} — заданное число часов работы вала на данной ступени режима (ресурс времени работы); k_i — число циклов нагружения в минуту на данной ступени режима (в данном случае — частота вращения n , мин⁻¹); m и N_0 — показатель степени уравнения кривой усталости и число циклов, соответствующее точке излома кривой усталости (табл. 10.5); σ_{ai} , τ_{ai} — амплитудные напряжения данной ступени режима; $\sigma_{a\text{нб}}$, $\tau_{a\text{нб}}$ — наибольшие амплитудные напряжения для рассматриваемого сечения.

Таблица 10.5

| Состояние поверхности вала и виды концентрации напряжений | m | N_0 |
|---|---------|-----------------|
| Валы без концентрации напряжений, полированные | 9...18 | (1...4) 10^3 |
| Валы с концентрацией напряжений, полированные | 6...10 | (1...4) 10^6 |
| Валы с напрессовкой | 6...10 | (6...10) 10^6 |
| Валы с поверхностным упрочнением | 18...20 | (1...5) 10^6 |

При длительно действующих постоянных нагрузках коэффициенты долговечности для нормальных и касательных напряжений

$$k_L = \sqrt[m]{N_u/N_0}, \quad (10.18)$$

где $N_u = 60 t_q k$; t_q — ресурс времени работы вала, ч. Значения k_L ограничиваются пределами $0,6 \leq k_L \leq 1$.

8. Расчеты эффективного коэффициента концентрации напряжений.

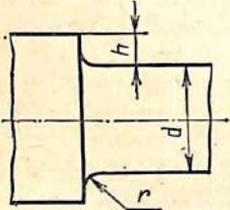
Совместное влияние на предел выносливости абсолютных размеров вала, концентрации напряжений за счет формы и состояния поверхности оценивается эффективным коэффициентом концентрации напряжений:

$$(k_\sigma)_D = (k_\sigma + k_{\sigma n} - 1) / \epsilon_\sigma; \quad (10.19)$$

$$(k_\tau)_D = (k_\tau + k_{\tau n} - 1) / \epsilon_\tau; \quad (10.19')$$

где k_σ и k_τ — коэффициенты концентрации напряжений, зависящие от формы вала соответственно при изгибе и кручении (табл. 10.6...10.8); $k_{\sigma n}$ и $k_{\tau n}$ — коэффициенты, учитывающие состояние поверхности вала при изгибе и кручении (табл. 10.9); ϵ_σ и ϵ_τ — коэффициенты, учитывающие влияние абсолютных размеров вала на предел выносливости при отсутствии концентрации напряжений (табл. 10.10).

Таблица 10.6

| Эскиз | σ_{B^*} МПа | Отношение r/d | | | | | | | | |
|---|-----------------------------|-----------------|------|------|---------------------|---------------------|------|------|------|--|
| | | 0,01 | 0,02 | 0,03 | 0,05 | 0,10 | 0,01 | 0,02 | 0,03 | |
|  | Валы с галтельным переходом | | | | | | | | | |
| | k_{σ} | | | | | | | | | |
| | Отношение $h/r = 1$ | | | | | Отношение $h/r = 3$ | | | | |
| | 400 | 1,34 | 1,41 | 1,59 | 1,54 | 1,38 | 1,86 | 1,90 | 1,89 | |
| | 800 | 1,41 | 1,52 | 1,76 | 1,73 | 1,61 | 2,03 | 2,13 | 2,16 | |
| | 1200 | 1,49 | 1,62 | 1,92 | 1,93 | 1,83 | 2,21 | 2,37 | 2,44 | |
| | Отношение $h/r = 2$ | | | | | Отношение $h/r = 5$ | | | | |
| | 400 | 1,51 | 1,76 | 1,76 | 1,70 | — | 2,07 | 2,09 | — | |
| | 800 | 1,62 | 1,96 | 1,99 | 1,95 | — | 2,28 | 2,38 | — | |
| | 1200 | 1,72 | 2,16 | 2,23 | 2,19 | — | 2,50 | 2,66 | — | |
| | k_{τ} | | | | | | | | | |
| | Отношение $h/r = 1$ | | | | | Отношение $h/r = 3$ | | | | |
| 400 | 1,26 | 1,33 | 1,39 | 1,42 | 1,37 | 1,54 | 1,59 | 1,61 | | |
| 800 | 1,30 | 1,37 | 1,45 | 1,47 | 1,43 | 1,64 | 1,72 | 1,74 | | |
| 1200 | 1,32 | 1,42 | 1,52 | 1,54 | 1,50 | 1,73 | 1,86 | 1,88 | | |
| Отношение $h/r = 2$ | | | | | Отношение $h/r = 5$ | | | | | |
| 400 | 1,37 | 1,53 | 1,52 | 1,50 | — | 2,12 | 2,03 | — | | |
| 800 | 1,43 | 1,61 | 1,61 | 1,62 | — | 2,37 | 2,22 | — | | |
| 1200 | 1,47 | 1,68 | 1,71 | 1,74 | — | 2,60 | 2,40 | — | | |
| Валы с кольцевой полукруглой канавкой | | | | | | | | | | |
| k_{σ} | | | | | | | | | | |
| Отношение $h/r = 0,5$ | | | | | Отношение $h/r = 2$ | | | | | |
| 400 | 1,88 | 1,79 | 1,72 | 1,61 | 1,44 | 2,29 | 2,18 | 2,10 | | |
| 800 | 2,09 | 2,00 | 1,92 | 1,82 | 1,59 | 2,56 | 2,45 | 2,35 | | |
| 1200 | 2,31 | 2,22 | 2,12 | 2,04 | 1,73 | 2,84 | 2,71 | 2,59 | | |
| Отношение $h/r = 1$ | | | | | Отношение $h/r = 3$ | | | | | |
| 400 | 2,09 | 1,99 | 1,91 | 1,79 | — | 2,38 | 2,28 | — | | |
| 800 | 2,37 | 2,20 | 2,14 | 2,03 | — | 2,73 | 2,56 | — | | |
| 1200 | 2,57 | 2,49 | 2,36 | 2,27 | — | 3,07 | 2,84 | — | | |
| k_{τ} | | | | | | | | | | |
| 400 | 1,60 | 1,51 | 1,44 | 1,34 | 1,17 | — | — | — | | |
| 800 | 2,00 | 1,86 | 1,75 | 1,57 | 1,28 | — | — | — | | |
| 1200 | 2,40 | 2,20 | 2,05 | 1,81 | 1,40 | — | — | — | | |

Примечание. Для значений σ_{B^*} , не указанных в таблице, величины k_{σ} и k_{τ} определяются линейной интерполяцией.

Таблица 10.7

| σ_B , МПа | Валы со шлицами | | | Валы со шпоночной канавкой | | | Валы с метрической резьбой | |
|---------------------|-----------------|------------------|-------------------|--------------------------------|----------|----------|----------------------------|----------|
| | k_σ | k_τ | | k_σ | | k_τ | k_σ | k_τ |
| | | прямобо- чные | эволь- вентные | канавка, выполненная фрезой | | | | |
| | | | | дисковой | торцовой | | | |
| 400 | 1,35 | 2,10 | 1,40 | 1,30 | 1,51 | 1,20 | 1,45 | 1,27 |
| 600 | 1,55 | 2,36 | 1,46 | 1,46 | 1,76 | 1,54 | 1,96 | 1,58 |
| 800 | 1,65 | 2,55 | 1,52 | 1,62 | 2,01 | 1,88 | 2,32 | 1,79 |
| 1000 | 1,72 | 2,70 | 1,58 | 1,77 | 2,26 | 2,22 | 2,61 | 1,97 |
| 1200 | 1,75 | 2,80 | 1,60 | 1,92 | 2,50 | 2,39 | 2,90 | 2,14 |

Таблица 10.8

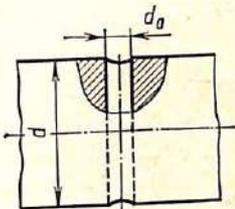
|  | σ_B , МПа | Валы с поперечным отверстием d_0/d | | |
|---|---------------------|--------------------------------------|-------------|-------------|
| | | 0,05...0,15 | 0,15...0,25 | 0,05...0,25 |
| | | k_σ | k_σ | k_τ |
| 400 | 1,90 | 1,70 | 1,70 | |
| 600 | 2,00 | 1,80 | 1,80 | |
| 800 | 2,10 | 1,90 | 1,85 | |
| 1000 | 2,20 | 2,00 | 1,90 | |
| 1200 | 2,30 | 2,10 | 2,00 | |

Таблица 10.9

| Вид механической обработки и шероховатость поверхности | | Значения $k_{\sigma п}$ и $k_{\tau п}$ при σ_B , МПа | | |
|---|-----------------------------------|---|------|------|
| | | 400 | 800 | 1200 |
| Шлифование | $0,32 \sqrt{\dots} \sqrt{0,16}$ | 1 | 1 | 1 |
| Сбточка | $2,5 \sqrt{\dots} \sqrt{0,53}$ | 1,05 | 1,10 | 1,25 |
| Сбдирка | $Rz 80 \sqrt{\dots} \sqrt{Rz 20}$ | 1,20 | 1,25 | 1,50 |
| Необработанная по- верхность | $\sqrt{\quad}$ | 1,30 | 1,50 | 2,20 |

Таблица 10.10

| Вид нагрузки и материал вала | Диаметр вала, мм | | | | | | | |
|---|------------------------|------|------|------|------|------|------|------|
| | 15 | 20 | 30 | 40 | 50 | 70 | 80 | 100 |
| | ε_{σ} | | | | | | | |
| Изгиб для углеродистой стали | 0,95 | 0,92 | 0,88 | 0,85 | 0,81 | 0,76 | 0,73 | 0,70 |
| Изгиб для легированной стали | 0,87 | 0,83 | 0,77 | 0,73 | 0,70 | 0,66 | 0,64 | 0,62 |
| | ε_{τ} | | | | | | | |
| Кручение для углеродистой и легированной сталей | 0,92 | 0,89 | 0,81 | 0,78 | 0,76 | 0,73 | 0,71 | 0,70 |

При наличии посаженной на вал детали коэффициенты $k_{\sigma n}$ и $k_{\tau n}$ в месте посадки не учитываются, а влияющие абсолютных размеров на предел выносливости оказывается более резким [16]. Значения коэффициентов концентрации напряжений $(k_{\sigma})_D = k_{\sigma}/\varepsilon_{\sigma}$; $(k_{\tau})_D = k_{\tau}/\varepsilon_{\tau}$ для вала с посаженными деталями даны в табл. 10.11.

Таблица 10.11

| Диаметр вала, мм | Посадка | $\sigma_n, \text{МПа}$ | | | | | | | |
|---------------------|-----------|------------------------|------|------|------|------|------|------|------|
| | | 400 | 500 | 600 | 700 | 800 | 900 | 1000 | 1200 |
| | | $(k_{\sigma})_D$ | | | | | | | |
| $\leq 30 \dots 50$ | <i>r6</i> | 2,25 | 2,50 | 2,75 | 3,00 | 3,25 | 3,5 | 3,75 | 4,25 |
| | <i>k6</i> | 1,69 | 1,88 | 2,06 | 2,25 | 2,44 | 2,63 | 2,82 | 3,19 |
| | <i>h6</i> | 1,46 | 1,63 | 1,79 | 1,95 | 2,11 | 2,28 | 2,44 | 2,76 |
| $\geq 50 \dots 100$ | <i>s6</i> | 2,75 | 3,05 | 3,36 | 3,66 | 3,96 | 4,28 | 4,60 | 5,20 |
| | <i>k6</i> | 2,06 | 2,28 | 2,52 | 2,75 | 2,97 | 3,20 | 3,45 | 3,90 |
| | <i>h6</i> | 1,80 | 1,98 | 2,18 | 2,38 | 2,57 | 2,78 | 3,00 | 3,40 |
| | | $(k_{\tau})_D$ | | | | | | | |
| $\leq 30 \dots 50$ | <i>r6</i> | 1,75 | 1,90 | 2,05 | 2,20 | 2,35 | 2,50 | 2,65 | 2,95 |
| | <i>k6</i> | 1,41 | 1,53 | 1,64 | 1,75 | 1,86 | 1,98 | 2,09 | 2,31 |
| | <i>h6</i> | 1,28 | 1,38 | 1,47 | 1,57 | 1,67 | 1,77 | 1,86 | 2,06 |
| $\geq 50 \dots 100$ | <i>s6</i> | 2,05 | 2,23 | 2,52 | 2,60 | 2,78 | 3,07 | 3,26 | 3,62 |
| | <i>k6</i> | 1,64 | 1,87 | 2,03 | 2,15 | 2,28 | 2,42 | 2,57 | 2,74 |
| | <i>h6</i> | 1,48 | 1,60 | 1,71 | 1,83 | 1,95 | 2,07 | 2,20 | 2,42 |

Примечание. Значения $(k_{\sigma})_D$ и $(k_{\tau})_D$ для посадки колец подшипников качения принимать по графе, соответствующей прессовой посадке.

При наличии технологического упрочнения (закалка ТВЧ, азотирование, цианирование, цементация и закалка, дробеструйный наклеп и обкатка роликом) эффективные коэффициенты концентрации напряжений определяют по формулам

$$(k_{\sigma})_D = k_{\sigma}/(\beta\varepsilon_{\sigma}) \text{ и } (k_{\tau})_D = k_{\tau}/(\beta\varepsilon_{\tau}), \quad (10.20)$$

где β — коэффициент упрочнения (табл. 10.12).

Таблица 10.12

| Вид поверхностной обработки | Предел прочности средней $\sigma_{в}$, МПа | Коэффициент упрочнения β | | |
|-----------------------------|---|--------------------------------|---------------------------------|--------------------------------------|
| | | гладкие валы | валы с концентрацией напряжений | |
| | | | малой $k_{\sigma} \leq 1,5$ | большой $k_{\sigma} = 1,8 \dots 2,0$ |
| Закалка с нагревом | 600...800 | 1,5...1,7 | 1,6...1,7 | 2,4...2,8 |
| ТВЧ | 800...1000 | 1,3...1,5 | — | — |
| Азотирование | 900...1200 | 1,1...1,25 | 1,5...1,7 | 1,7...2,1 |
| Дробеструйный наклеп | 600...1500 | 1,1...1,25 | 1,5...1,6 | 1,7...2,1 |
| Накатка роликом | — | 1,1...1,3 | 1,3...1,5 | 1,6...1,2 |

Влиянием предшествующей механической обработки при упрочненном поверхностном слое можно пренебречь, поэтому $k_{\sigma n} = k_{\tau n} = 1$ [33].

Если в одном и том же сечении вала действуют несколько источников концентрации напряжений, то при расчете принимается наибольший.

9. Определение запасов прочности по выносливости:

по нормальным напряжениям

$$n_{\sigma} = \sigma_{-1} / [(k_{\sigma})_D \sigma_{a пр} + \psi_{\sigma} \sigma_m], \quad (10.21)$$

по касательным напряжениям

$$n_{\tau} = \tau_{-1} / [(k_{\tau})_D \tau_{a пр} + \psi_{\tau} \tau_m]. \quad (10.22)$$

Здесь ψ_{σ} и ψ_{τ} — коэффициенты чувствительности материала вала к асимметрии цикла (см. табл. 10.1). Значения σ_{-1} и τ_{-1} даны в табл. 10.1.

Определение средних значений и коэффициентов вариации пределов выносливости, а также параметров кривых усталости для уточнения расчетов см. [30; 35].

При совместном действии нормальных и касательных напряжений запас прочности по выносливости

$$n = n_{\sigma} n_{\tau} / \sqrt{n_{\sigma}^2 + n_{\tau}^2} \geq n_{\min}. \quad (10.23)$$

Значения n_{\min} при расчете на выносливость даны в табл. 10.13.

Таблица 10.13

| Степень точности расчетных нагрузок и схем, достоверность механических характеристик | n_{\min} |
|--|------------|
| Высокая | 1,3...1,5 |
| Приближенная (большинство валов общего машиностроения) | 1,5...1,8 |
| Пониженная и для валов большого диаметра ($d > 200$ мм) | 1,8...2,5 |

Если $n < n_{\min}$, то следует изменить конструкцию вала или технологически его упрочнить. Возможно применение стали с более высоким пределом выносливости.

Расчеты на жесткость производят в том случае, когда деформация вала влияет на работоспособность связанных с ним деталей или когда частота вращения вала может оказаться близкой к критической. Углы наклона упругой оси вала определяют под зубчатыми колесами, подшипниками. Прогиб проверяют на максимальное значение в середине вала и под зубчатыми колесами. Определяют прогибы y и углы θ наклона упругой оси вала в двух взаимно перпендикулярных плоскостях (схема загрузки вала — см. расчет на усталостную прочность). Полные перемещения находят, как геометрическую сумму перемещений в этих плоскостях. Определение углов θ и прогибов y производят методами, изложенными в курсе «Сопротивление материалов». Значения величин углов наклона оси вала на опорах с подшипниками качения не должны превышать (рад): для цилиндрических роликоподшипников — 0,0025; для конических — 0,0016; для однорядных шарикоподшипников — 0,005; для сферических подшипников — 0,05. Угол θ наклона оси вала под зубчатыми колесами не должен превышать 0,001 рад.

Допустимые значения максимальных прогибов для валов, осуществляющих передачу движения, лежат в пределах 0,0001...0,0005 длины пролета. Значения прогибов в местах расположения зубчатых колес не должны превышать 0,01...0,03 модуля этих колес.

Расчеты на жесткость ступенчатых валов трудоемки, поэтому целесообразно в качестве критерия необходимости проведения уточненного расчета оценить прогибы y и углы наклона θ приближенным методом (см. [33]). Расчет частот колебаний и виброустойчивости — см. [30].

11. ПОДШИПНИКИ КАЧЕНИЯ

При проектировании механизмов и машин подшипники качения обычно не конструируют, а выбирают из ряда стандартных. Методика выбора подшипников качения стандартизована (см. ГОСТ 18854—73 и 18855—73) и осуществляется по двум критериям: 1) динамическая грузоподъемность C , H ; 2) статическая грузоподъемность C_0 , H . Значения C и C_0 для каждого типоразмера подшипника приводятся в каталогах или справочниках [3; 28].

При выборе типоразмера подшипника для заданных условий работы необходимо учитывать: величину, направление и характер действующей нагрузки; частоту вращения кольца подшипника; необходимую долговечность в часах или миллионах оборотов; особые требования, зависящие от конструкции узла или машины и условий их эксплуатации; стоимость подшипника.

Выбор подшипника рекомендуется проводить в следующем порядке:

1. Предварительно наметить тип подшипника. Предпочтение следует отдавать шарикоподшипникам по сравнению с более трудоемкими и дорогостоящими роликоподшипниками. Если осевая нагрузка составляет 35% от радиальной и более, то рекомендуется применять радиально-упорные подшипники. Если по расчету шарикоподшипники оказываются непригодными, то переходят на роликоподшипники. По-

следние также применяют при необходимости обеспечения высокой жесткости опор или при действии больших динамических нагрузок.

2. Назначить класс точности подшипника. При отсутствии особых требований к точности вращения узла в редукторах общего назначения, коробках передач станков и других машинах применяют подшипники нормального класса точности O . Машины более высоких классов точности (см. ГОСТ 591—71) применяют для узлов, к которым предъявляют требования высокой точности и плавности вращения (шпиндели металлорежущих станков, валы и оси приборов), а также для особо быстроходных валов.

3. Подобрать типоразмер подшипника. При курсовом проектировании габаритные размеры подшипника предварительно подбирают по конструктивным соображениям, исходя из расчетного диаметра вала (см. раздел 10). Конкретный типоразмер подшипника устанавливают расчетом по приведенным ниже зависимостям.

Выбор подшипников по динамической грузоподъемности. Выбор типоразмера подшипника по динамической грузоподъемности выполняют при частоте вращения $n \geq 10 \text{ мин}^{-1}$ (при $n = 1 \dots 10 \text{ мин}^{-1}$ расчет ведут, исходя из $n = 10 \text{ мин}^{-1}$).

Долговечность (ресурс) выбранного типоразмера подшипника соответственно в миллионах оборотов или часах

$$L = (C/P)^p \text{ или } L_h = (10^6/60n) (C/P)^p, \quad (11.1)$$

где P — эквивалентная нагрузка, N (см. ниже); p — показатель степени, равный для шарикоподшипников 3, а для роликоподшипников 3,33.

Для облегчения расчета L или L_h в справочниках приведены таблицы этих величин в зависимости от C/P или C/P и n . Рекомендуемые значения L_h для подшипников различных типов машин и оборудования приведены в табл. 11.1.

Таблица 11.1

| Машины и оборудование | $L_h, \text{ч}$ |
|---|-------------------|
| Неответственные механизмы, используемые в течение коротких периодов времени: механизмы с ручным приводом: подъемные краны в сборочных цехах, легкие конвейеры | $\geq 4\ 000$ |
| Ответственные механизмы, работающие с перерывами: лифты, конвейеры, не часто используемые металлорежущие станки | $\geq 8\ 000$ |
| Машины для односменной работы с неполной нагрузкой: стационарные электродвигатели, редукторы общего назначения, часто используемые металлорежущие станки | $\geq 12\ 000$ |
| Машины, работающие с полной загрузкой в одну смену: машины общего машиностроения, подъемные краны, вентиляторы | $\approx 20\ 000$ |

Эквивалентная нагрузка P для радиальных шарикоподшипников и радиально-упорных шарико- и роликоподшипников

$$P = (XVF_r + YF_a) K_6 K_T, \quad (11.2)$$

где F_r и F_a — соответственно радиальная и осевая нагрузка, Н; X и Y — коэффициенты радиальной и осевой нагрузки, зависящей от типа подшипника: значения X и Y указываются в справочниках [3; 28] для каждого типоразмера подшипника и выбираются: а) для радиальных и радиально-упорных шарикоподшипников с номинальным углом контакта $\alpha \leq 15^\circ$ по отношению $F_a/F_r \geq e$, где e находится по величине F_a/C_0 ; б) для радиально-упорных шарикоподшипников с $\alpha > 15^\circ$, конических роликовых, радиально-упорных шариковых и роликовых подшипников по отношению $F_a/F_r \geq e$, где e находится по углу контакта α ; V — коэффициент вращения, равный 1 при вращении внутреннего кольца относительно вектора нагрузки и 1,2 в случае вращения наружного кольца; K_3 — коэффициент безопасности, учитывающий характер нагрузки (табл. 11.2);

Таблица 11.2

| Характер нагрузки на подшипник | K_3 |
|--|-----------|
| Спокойная, толчки отсутствуют: маломощные редукторы и приводы, ролики ленточных конвейеров | 1 |
| С легкими толчками, кратковременные перегрузки до 125% от основной нагрузки: металлорежущие станки (кроме строгальных и долбежных), электродвигатели малой и средней мощности, малые вентиляторы | 1...1,2 |
| С умеренными толчками, кратковременные перегрузки до 150%: редукторы всех конструкций, коробки передач, центрифуги, мощные электрические машины | 1,3...1,8 |
| С сильными ударами, кратковременные перегрузки до 300%: ковочные машины, копры, валки прокатных станов, строгальные и долбежные станки, мощные вентиляторы | 2...3 |

K_T — температурный коэффициент, равный 1 при $t < 125^\circ\text{C}$ и 1,05; 1,1; 1,25 и 1,4 соответственно при $t = 125$; 150; 200 и 250°C . Для упорно-радиальных подшипников в формуле (11.2) $V = 1$, для радиальных подшипников с короткими цилиндрическими роликами $X = 1$ и $Y = 0$, а для упорных подшипников $X = 0$ и $Y = 1$.

Расчетные осевые нагрузки F_a , действующие на радиально-упорные подшипники, определяют, исходя из схемы установки подшипников (см. рис. в табл. 11.3).

Величина расчетной осевой нагрузки F_a , воспринимаемая каждым из двух подшипников, определяется по соответствующим формулам (см. табл. 11.3), где F_{s_1} и F_{s_2} — осевые силы, возникающие от радиальных нагрузок F_{r_1} и F_{r_2} , **приложенных соответственно** в опорах 1 и 2, F_x — осевое усилие.

Для конических роликоподшипников

$$F_s = 0,83eF_r, \quad \text{где } e = 1,5 \operatorname{tg} \alpha. \quad (11.3)$$

Для радиально-упорных шарикоподшипников

$$F_s = e'F_r, \quad (11.4)$$

Таблица 11.3.

| Схема условия | Случай нагружения | Условия нагружения | Общая осевая нагрузка | |
|---------------|-------------------|--|-------------------------|-------------------------|
| | | | в опоре 1 | в опоре 2 |
| | 1 | $F_{s1} \geq F_{s2};$ $F_x \geq 0$ | $F_{a1} = F_{s1}$ | $F_{a2} = F_{s1} + F_x$ |
| | 2 | $F_{s1} < F_{s2};$ $F_x \geq F_{s2} - F_{s1}$ | $F_{a1} = F_{s2} - F_x$ | $F_{a2} = F_{s2}$ |
| | 3 | $F_{s1} < F_{s2};$ $F_x < F_{s2} - F_{s1}$ | $F_{a1} = F_{s1}$ | $F_{a2} = F_{s1} - F_x$ |
| | 1 | $F_{s1} < F_{s2};$ $F_x > 0$ | $F_{a1} = F_{s2} + F_x$ | $F_{a2} = F_{s2}$ |
| | 2 | $F_{s1} > F_{s2};$ $F_x \geq F_{s1} - F_{s2}$ | $F_{a1} = F_{s1}$ | $F_{a2} = F_{s1} - F_x$ |
| | 3 | $F_{s1} > F_{s2};$ $F_x > F_{s1} - F_{s2}$ | $F_{a1} = F_{s1}$ | $F_{a2} = F_{s1} - F_x$ |

Примечание. Усилия F_x при определении F_s принимаются как положительные величины независимо от направления их действия.

где значения коэффициента $e' = e$ для радиально-упорных шарикоподшипников с углом контакта $\alpha \geq 18^\circ$ приведены в справочниках [3; 28]. Для радиально-упорных шарикоподшипников с углом контакта $\alpha < 18^\circ$ значения коэффициента e' при $\alpha = 12^\circ$ и $\alpha = 15^\circ$ определяют по соответствующим формулам [3; 28] или по табл. 11.4.

Таблица 11.4

| Угол контакта α , град | Коэффициент e' при отношении F_r/C_0 | | | | | | | | | |
|-------------------------------|--|------|------|------|------|------|------|------|------|------|
| | 0,1 | 0,2 | 0,3 | 0,4 | 0,5 | 0,6 | 0,7 | 0,8 | 0,9 | 1,0 |
| 12 | 0,35 | 0,41 | 0,44 | 0,48 | 0,50 | 0,52 | 0,54 | 0,55 | 0,56 | 0,57 |
| 15 | 0,42 | 0,47 | 0,49 | 0,51 | 0,53 | 0,54 | 0,55 | 0,56 | 0,57 | 0,57 |

При переменном режиме работы (см. рис. 6.1) расчет подшипников ведут по условной эквивалентной нагрузке

$$P = \sqrt[3]{\sum_{i=1}^n P_i^3 L_i / \left(\sum_{i=1}^n L_i \right)}, \quad (11.5)$$

где P_i — эквивалентная нагрузка, действующая в течение L_i миллионов оборотов.

Если нагрузка меняется по линейному закону от P_{\min} до P_{\max} , то условная эквивалентная нагрузка

$$P = (P_{\min} + 2P_{\max})/3. \quad (11.6)$$

Быстроходность каждого типоразмера подшипника ограничивается указанной в каталоге предельной частотой вращения $n_{\text{пр}}$, свыше которой его расчетная долговечность не гарантируется.

Выбор подшипников по статической грузоподъемности. Если подшипник воспринимает действующую нагрузку, находясь в неподвижном состоянии или вращаясь с частотой $n < 1 \text{ мин}^{-1}$, то его выбирают, исходя из статической грузоподъемности, по условию

$$P_0 \leq C_0, \quad (11.7)$$

где P_0 — эквивалентная статическая нагрузка, Н. Величина P_0 для радиальных шарикоподшипников, радиально-упорных шарико- и роликоподшипников определяется как **наибольшее значение**, полученное из формул

$$P_0 = X_0 F_r + Y_0 F_a \text{ и } P_0 = F_r, \quad (11.8)$$

где X_0 и Y_0 — соответственно коэффициенты радиальной и осевой нагрузок. Значения X_0 и Y_0 для каждого типоразмера подшипника приведены в справочниках [3; 28].

Для упорных или упорно-радиальных подшипников

$$P_0 = 2,3 F_r \text{ tg } \alpha + F_a. \quad (11.9)$$

12. РЕЗЬБОВЫЕ СОЕДИНЕНИЯ

12.1. Расчет одиночного болта

При затяжке соединения в болте возникают осевая сила P_3 и крутящий момент T_1 . После приложения внешней осевой силы P (рис. 12.1) сила P_3 вследствие упругих свойств материала соединяемых деталей уменьшается до некоторого значения P'_3 . В результате на болт действует суммарная осевая сила (Н)

$$P_c = P'_3 + P. \quad (12.1)$$

Величину силы P'_3 выбирают, исходя из двух условий: 1) отсутствие относительного сдвига соединяемых деталей под действием силы Q

$$P'_3 \geq Q/f_{ст}, \quad (12.2)$$

где $f_{ст}$ — коэффициент трения в стыке соединяемых деталей; $f_{ст} = 0,15$ — металл по металлу, $f_{ст} = 0,35$ — металл по бетону, кирпичу;

2) обеспечение жесткости и прочности стыка

$$\sigma_{см P} \geq \sigma_{см} \geq \sigma_{см min}, \quad (12.3)$$

причем номинальные напряжения смятия в стыке соединяемых деталей

$$\sigma_{см} = P'_3/S_0, \quad (12.3')$$

где S_0 — площадь стыка, приходящаяся на один болт, мм²; $\sigma_{см min} = 1...2$ МПа для стыков металлических деталей повышенной жесткости (стыки составных станин, стыки станина — передняя бабка и т. д.); $\sigma_{см min} = 0,3...0,5$ МПа для стыков металлических деталей нормальной жесткости; $\sigma_{см min} \geq 0$ для стыков металл—бетон, металл—кирпич. Допускаемые напряжения $\sigma_{см P} = 0,7...1$ МПа — кирпичная кладка на известковом растворе; $\sigma_{см P} = 1,5...2$ МПа — кирпичная кладка на цементном растворе; $\sigma_{см P} = 1...2,5$ МПа — бетон. Для стыков металл—металл прочность поверхности стыка не проверяется.

Зависимость (12.1) принимают, если внешняя осевая сила P постоянна. Если внешняя сила переменная, то необходимо суммарную нагрузку представить как явно выраженную сумму постоянной и переменной составляющих;

$$P_c = P_3 + \chi P, \quad (12.4)$$

где

$$P_3 = P'_3 + (1 - \chi) P, \quad (12.5)$$

χ — коэффициент внешней силы (или коэффициент податливости соединения);

$$\chi = \lambda_d / (\lambda_d + \lambda_6). \quad (12.6)$$

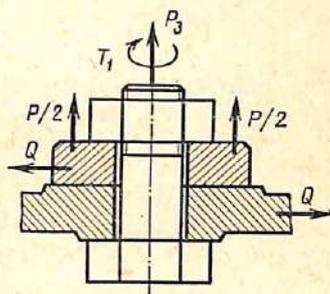


Рис. 12.1

Здесь λ_d — коэффициент податливости соединяемых деталей; λ_b — то же, болта. Усредненные значения коэффициента χ приведены в табл. 12.1.

Расчет болта, винта и шпильки производится в два этапа.

Таблица 12.1

| χ | Материал основания | Материал прикрепляемой детали |
|--------|--------------------|-------------------------------|
| 0,05 | Сталь | Сталь |
| 0,09 | » | Чугун |
| 0,17 | Чугун | » |
| 0,60 | Бетон | » |
| 0,68 | Дерево | » |

Проектировочный расчет:

$$d_1 = a_m \sqrt{P_c}, \quad (12.7)$$

где d_1 — внутренний диаметр резьбы, мм; $a_m = \sqrt{4k_3/(\pi\sigma_{pP})}$ — коэффициент материала; $a_m = 0,44$ для стали с пределом текучести $\sigma_T = 240 \dots 280$ МПа (стали типа Ст3, А12); $a_m = 0,38$ с $\sigma_T = 600 \dots 700$ МПа (стали типа 45); $a_m = 0,32$ с $\sigma_T = 950 \dots 1000$ МПа (стали типа 40ХНМА); при динамической внешней нагрузке на соединение значение коэффициента a_m увеличивают в 1,8...2,2 раза (меньшее значение для менее прочных сталей); k_3 — коэффициент затяжки, учитывающий действие крутящего момента T_1 , возникающего при затяжке соединения; в среднем $k_3 = 1,35$; σ_{pP} — допускаемое напряжение на растяжение, МПа.

Далее по табл. 12.2 выбирают болт с внутренним диаметром резьбы d_1 , близким к расчетному.

Таблица 12.2

| Резьба | M10 | M12 | M14 | M16 | M18 | M20 | M24 | M27 | M30 |
|------------|------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|
| d_1 , мм | 8,38 | 10,11 | 11,84 | 13,84 | 15,29 | 17,29 | 20,75 | 23,75 | 26,21 |

Проверочный расчет. На соединение действует статическая нагрузка. Запас прочности по пределу текучести

$$n_T = \sigma_T / \sigma_b \geq n_{p.T}. \quad (12.8)$$

Здесь σ_T — предел текучести материала болта, МПа (табл. 12.3); $n_{p.T}$ — минимальный запас прочности по пределу текучести (табл. 12.4); σ_b — расчетное напряжение в сечении болта, МПа, причем

$$\sigma_b = 4P_{расч} / (\pi d_1^2), \quad (12.9)$$

$$P_{расч} = k_3 P_c, \quad (12.10)$$

если затяжка соединения производится при действии на него внешней нагрузки, и

$$P_{\text{расч}} = k_3 P_3 + \chi P, \quad (12.11)$$

если при затяжке соединения внешняя нагрузка отсутствует.

Таблица 12.3

| Марка стали | σ_T , МПа | σ_{-1} , МПа | K_σ | Ψ_σ | Термообработка |
|--------------|------------------|---------------------|------------|---------------|---|
| Ст3 | 240 | 130 | 3 | 0,0 | — |
| Сталь А12 | 240 | 160 | 3,9 | 0,05 | Нагрев до 850 °С, |
| Сталь 45 | 650 | 210 | 4,5 | 0,05 | охлаждение в воде |
| Сталь 40ХНМА | 1050 | 440 | 5,5 | 0,15 | Нагрев до 810 °С, охлаждение в масле |

Таблица 12.4

| Тип затяжки болта | Вид напряжения | Материал болта | Минимальный запас прочности в зависимости от типа резьбы | | | |
|-------------------|----------------|--------------------|--|----------------------------|-----------|-----|
| | | | М6...М16 | М16...М30 | М30...М60 | |
| Контролируемая | Постоянное | — | $n_{p, \tau} = 1,2 \dots 1,5$ | | | |
| | Переменное | — | $n_{p, \max} = 1,2 \dots 1,5$ | | | |
| Неконтролируемая | Постоянное | Углеродистые стали | $n_{p, \tau}$ | $n_{p, a} = 1,5 \dots 2,5$ | | |
| | | Легированные стали | 4...3 | 3...2 | 2...1,3 | |
| | Переменное | Углеродистые стали | $n_{p, \max}$ | 5...4 | 4...2,5 | 2,5 |
| | | Легированные стали | 10...6,5 | 6,5 | — | |
| | — | | 7,5...5 | 5 | — | |
| | | | | $n_{p, a} = 2,5 \dots 4$ | | |

На соединение действует динамическая нагрузка. **Запас прочности по максимальным напряжениям**

$$n_{\max} = \frac{2\sigma_{-1p} + [(K_\sigma)_D - \Psi_\sigma] \sigma_3}{[(K_\sigma)_D + \Psi_\sigma] (\sigma_3 + \sigma_p)} \geq n_{p, \max}. \quad (12.12)$$

Запас прочности по амплитуде напряжения

$$n_a = \frac{2(\sigma_{-1p} - \Psi_\sigma \sigma_a)}{[(K_\sigma)_D + \Psi_\sigma] \sigma_p} \geq n_{p, a}. \quad (12.13)$$

В этих зависимостях: σ_{-1p} — предел выносливости материала болта при симметричном цикле напряжения растяжения, МПа (см. табл. 12.3); Ψ_σ — коэффициент чувствительности материала к асимметричным циклам напряжения (см. табл. 12.3);

$$\sigma_3 = 4[k_3 P_3 + (k_3 - 1) P] / (\pi d_1^2), \quad (12.14)$$

если затяжка соединения производится при действии на него внешней нагрузки, и

$$\sigma_3 = 4k_3 P_3 / (\pi d_1^2), \quad (12.15)$$

если при затяжке соединения внешняя нагрузка отсутствует;

$$\sigma_p = 4\chi P / (\pi d_1^2), \quad (12.16)$$

$(K_{\sigma})_D$ — эффективный коэффициент концентрации напряжения,

$$(K_{\sigma})_D = (K_{\sigma} + K_{\sigma n} - 1) / \epsilon_{\sigma}, \quad (12.17)$$

где значение K_{σ} — эффективного коэффициента концентрации напряжений за счет формы (см. табл. 12.3), значение ϵ_{σ} — коэффициента влияния абсолютных размеров (см. табл. 12.5); $K_{\sigma n}$ — коэффициент, учитывающий состояние поверхности резьбы; в среднем для нарезанной резьбы $K_{\sigma n} = 1,2$. При наличии технологического упрочнения

$$(K_{\sigma})_D = K_{\sigma} / (\beta_{\sigma} \epsilon_{\sigma}). \quad (12.18)$$

Значение коэффициента упрочнения β_{σ} — см. табл. 12.6.

Таблица 12.5

| Наружный диаметр резьбы, мм | ϵ_{σ} | Наружный диаметр резьбы, мм | ϵ_{σ} |
|-----------------------------|---------------------|-----------------------------|---------------------|
| ≤ 16 | 1,0 | 24 | 0,76 |
| 18 | 0,88 | 27 | 0,73 |
| 20 | 0,81 | 30 | 0,70 |

Таблица 12.6

| Технологическое упрочнение | β_{σ} |
|----------------------------------|------------------|
| Накатка резьбы | 1,8 |
| Азотирование | 1,9 |
| Закалка с нагревом ТВЧ | 2,5 |

Болтовое соединение с калиброванным стержнем болта. В этом случае болт ставят в отверстия соединяемых деталей с натягом. Калиброванный болт рассчитывается по двум сечениям: по резьбе (см. ранее) и по гладкой части. Кроме того, следует учитывать наличие касательного напряжения $\tau = 4Q / (\pi d_{г.л}^2)$, где $d_{г.л}$ — диаметр гладкой части стержня болта.

12.2. Расчет группового резьбового соединения

На рис. 12.2 показан редуктор, который крепится к основанию несколькими болтами. Число болтов и их размещение, а также форма и размеры опорной плоскости определяются в процессе конструирования корпуса — см. раздел 14.

Рекомендуется следующий порядок расчета:

1. Определение величины и направления внешних силовых факторов, действующих на редуктор. Производится по данным части «Проектирование и проверочные расчеты». Кроме того, масса электродвигателя (кг) устанавливается по каталогу, а масса редуктора — по приближенной зависимости

$$m = (0,002 \dots 0,003) V, \quad (12.19)$$

где V — объем корпуса, см^3 (сила тяжести $G = 9,81 m$, Н).

Центр тяжести электродвигателей можно считать приложенным в середине его длины, а коробок передач и редукторов — в центре тяжести их сечения в плане.

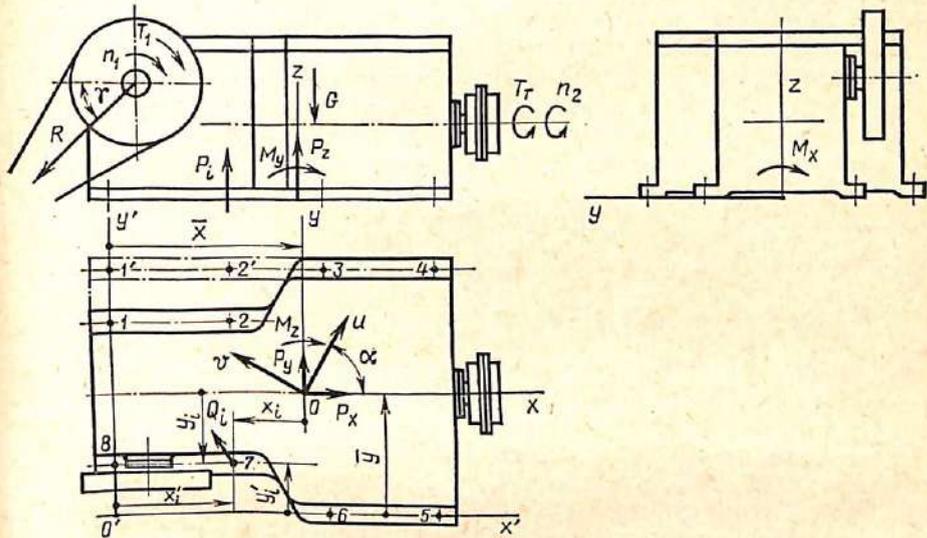


Рис. 12.2

2. Определение центра тяжести опорной плоскости (стыка) соединяемых деталей. В большинстве случаев площадь стыка имеет две оси симметрии и центр тяжести стыка лежит на их пересечении. В случае несимметричного стыка (штрихпунктир на рис. 12.2) координаты центра тяжести определяют, как статический момент, деленный на площадь относительно некоторых осей по известным зависимостям [37].

3. Приведение всех силовых факторов в центр тяжести стыка (точку O). Все внешние силы и моменты раскладываются по осям x , y , z . Затем по правилам статики производят их перенос в точку O . В случае, если стык не имеет ни одной оси симметрии, моменты M_x и M_y , кроме того, раскладывают по осям u , v . В результате в общем случае получают три внешних момента (M_u , M_v , M_z или M_x , M_y , M_z), Н·м, и три внешних силы (P_x , P_y , P_z), Н.

4. Определение осевой силы P_z , приходящейся на каждый болт от внешних моментов M_u , M_v (или M_x , M_y) и внешней осевой силы P_z .

Производят по зависимости

$$P_i = P_{(P_z)} + P_{i(M_u)} + P_{i(M_v)}, \quad (12.20)$$

где i — номер болта, $i = 1, 2, \dots, n$. Индексы в скобках указывают фактор, вызывающий осевую силу.

Учитывая, что сила P_z приложена в центре тяжести плоскости стыка, а моменты M_u и M_v действуют в плоскостях, перпендикулярных соответствующим главным центральным осям, имеем:

$$P_{(P_z)} = P_z/n, \quad P_{i(M_u)} = M_u v_i / \left(\sum_{i=1}^n v_i^2 \right), \quad P_{i(M_v)} = M_v u_i / \left(\sum_{i=1}^n u_i^2 \right), \quad (12.21)$$

где $u_i = y_i \sin \alpha + x_i \cos \alpha$; $v_i = y_i \cos \alpha - x_i \sin \alpha$, причем x_i, y_i — координаты i -го болта в системе x, y .

Если плоскость стыка имеет хотя бы одну ось симметрии, то в зависимостях (12.20) и (12.21) всюду u, v заменяют на x, y соответственно.

5. Определение поперечной силы Q_i , приходящейся на каждый болт от сил P_x, P_y и момента M_z . Производят по зависимости

$$\bar{Q}_i = \bar{Q}_{(P_x)} + \bar{Q}_{(P_y)} + \bar{Q}_{(M_z)} \quad (12.22)$$

(черточка над Q — знак геометрического суммирования), где

$$\begin{aligned} Q_{(P_x)} &= P_x/n; & Q_{(P_y)} &= P_y/n; \\ Q_{(M_z)} &= M_z / \left(\sum_{i=1}^n \sqrt{x_i^2 + y_i^2} \right). \end{aligned} \quad (12.23)$$

Суммирование по зависимости (12.22) может производиться графически.

6. Определение минимально необходимой остаточной силы сжатия стыка под каждым болтом — см. зависимость (12.2).

7. Определение потребной силы затяжки P_3 каждого болта. Для всех болтов силу P_3 выбирают одинаковой и равной наибольшей из всех найденных по зависимости (12.5).

8. Проверка давления в стыке:
минимальное давление

$$\sigma_{\min} = P'_{3 \min} / S_0 \geq \sigma_{\text{см min}}; \quad (12.24)$$

максимальное давление

$$\sigma_{\max} = P'_{3 \max} / S_0 \leq \sigma_{\text{см} \cdot P}. \quad (12.25)$$

Здесь $P'_{3 \min} = P_3 - (1 - \chi) P_{\max}$; $P'_{3 \max} = P_3 - (1 - \chi) P_{\min}$; P_{\max}, P_{\min} — наибольшая и наименьшая осевая сила по зависимости (12.20). Если $P'_{3 \max} < P_3$, то расчет σ_{\max} ведут по силе P_3 .

9. Расчет наиболее нагруженного болта. Предварительно диаметр болта может быть рассчитан по зависимости (12.7) или выбран по эмпирическим нормам. Так, например, в цилиндрических редукторах диаметр (мм) болтов крепления чугунного корпуса редуктора к осно-

ванню принимают по зависимости [23]

$$d = \sqrt[3]{4T_T}, \quad (12.26)$$

где T_T — момент на выходном (тихоходном) валу редуктора, Н·м. Часто диаметр этих болтов берут в функции от толщины δ стенки корпуса редуктора:

$$d = (1,8 \dots 2,4) \delta. \quad (12.27)$$

Диаметр болтов крепления верхнего чугунного корпуса разъемного редуктора к нижнему, расположенных около расточек под подшипники, берут примерно на 20% меньше, чем получается по зависимостям (12.26), (12.27), но не менее 10 мм; диаметр остальных болтов крепления верхнего корпуса к нижнему можно брать еще на 20% меньше.

Для крепления стальных корпусов, кронштейнов и других деталей $d = (2, 3 \dots 3,2) \delta$.

Проверочный расчет болтов производят по данным этого раздела.

Выше при расчете группы болтов предполагалось, что все болты имеют одинаковые диаметр и длину. Предложенный расчет может быть распространен и на случай неодинаковых болтов. В этом случае силу P_3 затяжки болтов можно принимать не одинаковой, а прямо пропорциональной отношению квадрата диаметров болтов и обратно пропорциональной их длине.

13. ДЕТАЛИ ПЕРЕДАЧ

13.1. Валы

Конструктивные формы. Особенностью валов, применяемых в коробках передач и редукторах, является небольшое отношение их длины к диаметру: $l/d \leq 12$. Валы выполняют ступенчатыми по длине (рис. 13.1), что диктуется условиями сборки: при ступенчатой форме вала детали свободно проходят по нему до своего посадочного места. Применяются также валы, выполненные заодно с червяком (рис. 13.2, в) или шестерней (рис. 13.2, а, б).

В качестве заготовок для валов диаметром $d < 150$ мм обычно используют прутки. В крупносерийном и массовом производстве целесообразно получать заготовку методом пластической деформации, что повышает коэффициент использования металла и значительно сокращает трудоемкость механической обработки. Материалы валов и их основная термообработка указаны в разделе 10. Для повышения нагрузочной способности и увеличения долговечности отдельных элементов вала, например шлицев или цапф, возможна их местная термическая обработка.

Размеры вала. Проектировочным расчетом определяют средний диаметр условно гладкого вала. Затем конструктивно назначают диаметры посадочных мест вала в соответствии с ГОСТ 6636—69 (см. [2; 15; 25]). Диаметры посадочных мест под подшипники качения выбирают из стандартного ряда 10, 12, 15, 17, 20, 25 и далее — до 110 мм — через каждые 5 мм.

Разность диаметров ступеней желательно делать наименьшей. Длина посадочных мест и ступеней вала определяется ступицами насаживаемых деталей и шириной колец подшипников. Концы валов выполняют цилиндрическими по ГОСТ 12080—71 или реже коническими по ГОСТ 12081—71 (см. [2; 15]).

Соединение вала с насаживаемыми деталями. Для передачи вращающего момента обычно используют шпоночные либо зубчатые (шлицевые) соединения. В мало ответственных соединениях (крепление разбрызгивателей, вилок переключения на валиках управления и др.) можно применять штифты и установочные винты.

Наиболее распространены в машиностроении соединения с помощью призматических закладных шпонок. Так как их трудно демонтировать из пазов, то конструируют вал так, чтобы высота его уступов допускала съем деталей без вынимания шпонок (рис. 13.3, а, б).

Для сидящих вплотную друг к другу зубчатых колес можно применить одну шпонку (см. рис. 13.1), но лишь в том случае, если колеса передают вращающий момент в одну сторону либо работают по очереди.

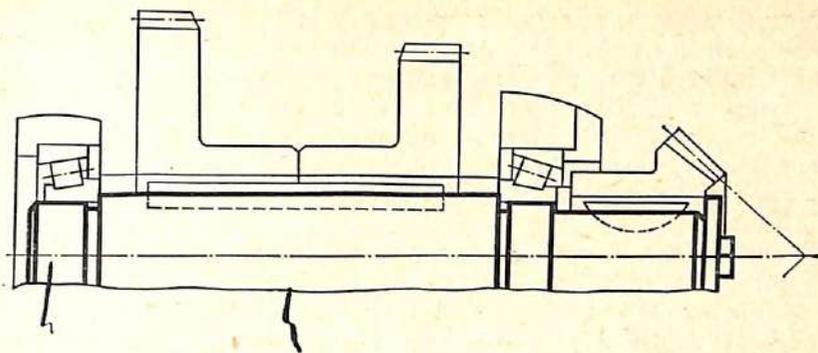


Рис. 13.1

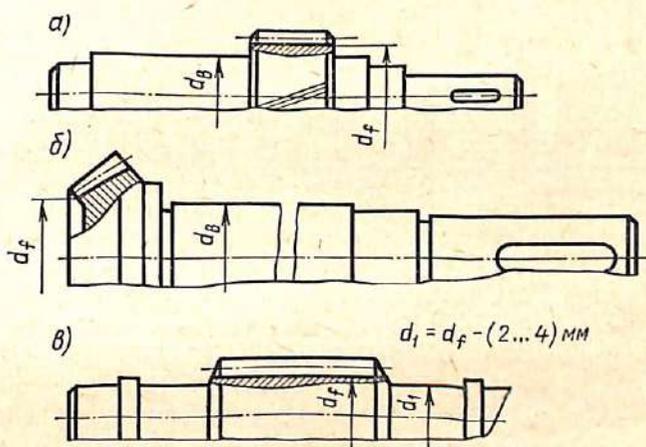


Рис. 13.2

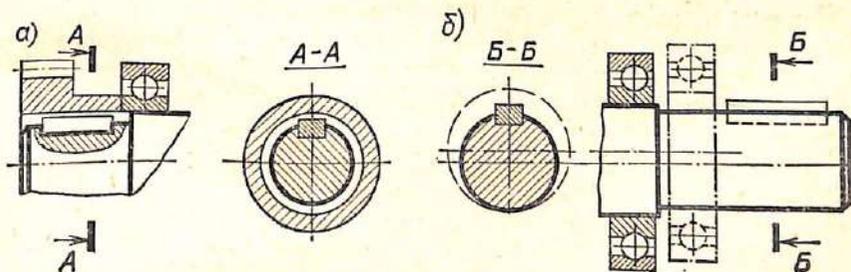


Рис. 13.3

Если позволяют условия прочности вала, то рекомендуется использовать взамен призматических сегментные шпонки (см. рис. 13.1), которые не требуют пригонки. Их устанавливают по одной при коротких ступицах и по две — при длинных ступицах.

При нескольких шпоночных пазах на одном валу следует располагать плоскость симметрии их в одной диаметральной плоскости вала, а поперечные размеры пазов делать по возможности одинаковыми (рис. 13.4).

Зубчатые (шлицевые) участки валов делают сквозными и несквозными. При наличии последних на валу неизбежны участки «выхода» инструмента с неполным профилем шлицев.

Размеры шпоночных пазов для призматических шпонок выбирают по ГОСТ 8788—68, а для сегментных — по ГОСТ 8794—68. Размеры

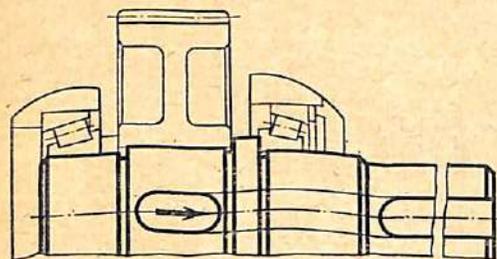


Рис. 13.4

шлицев должны соответствовать ГОСТ 1139—58 (см. 12; 4; 15).

Для закрепления деталей в осевом направлении, а также для передачи осевых усилий применяют:

а) уступы вала (рис. 13.4), которые располагают со стороны действия осевого усилия. Величину уступа делают минимальной, но достаточной для восприятия осевых сил

при заданных радиусах закруглений и размерах фасок. Если высота уступа недостаточна и не обеспечивает надежного упора деталей, то устанавливают упорные кольца [2; 3; 4; 15; 28];

б) распорные втулки (см. рис. 13.1);

в) установочные винты. Ими крепят непосредственно ступицы деталей или установочные кольца (см. рис. 15.29);

г) гайки (см. рис. 15.17 и 15.28). Их обязательно следует стопорить от самоотвинчивания. Для этой цели используют чаще всего стопорные шайбы с язычком, входящим в паз вала. При наличии места применяют для стопорения контргайки, разрезные гайки и др.;

д) пружинные кольца (см. рис. 15.29). Наиболее простой и удобный способ крепления деталей на валу в осевом направлении. Однако канавки под кольца создают концентрацию напряжений. Между пружинным кольцом и насаживаемыми на вал деталями следует предусматривать компенсационное кольцо во избежание ненужного зазора, который может возникнуть из-за погрешностей изготовления деталей по длине;

е) концевые шайбы (см. рис. 13.1). Для их крепления в торце вала делают резьбовое отверстие (при диаметре вала более 50 мм — два отверстия) под винт, который следует надежно стопорить;

ж) штифты, которые могут быть цилиндрическими или коническими. Однако следует помнить, что отверстия под штифты ослабляют вал.

Таблица 13.1

| Поверхности вала | Шероховатость (класс) при номинальном диаметре, мм | |
|--|--|------------|
| | от 10 до 80 | свыше 80 |
| Для посадки подшипников качения классов точности: 0 | 1,25√(7) | 2,5√(6) |
| 5 и 6 | 0,63√(8) | 1,25√(7) |
| У торцов запяточников подшипников качения классов точности: 0 | 2,5√(6) | 2,5√(6) |
| 5 и 6 | 1,25√(7) | 2,5√(6) |
| Для ступиц деталей передач при посадках по 6, 7-му классам точности Под резиновые уплотнения при скоростях, м/с: < 3 | 1,25√(7) | 2,5√(6) |
| > 3 | 0,63√(8) | Полировать |
| Под войлочные уплотнения при скоростях до 4м/с | 0,32√(9) | Полировать |
| Под лабиринтные уплотнения и жировые канавки | 1,25√...0,63√(7...8) | Полировать |
| Канавки, фаски, выточки, закругления и т. п., а также нерабочие поверхности | Rz20√...2,5√(5...6) | |
| | Rz40√...Rz20√(4...5) | |

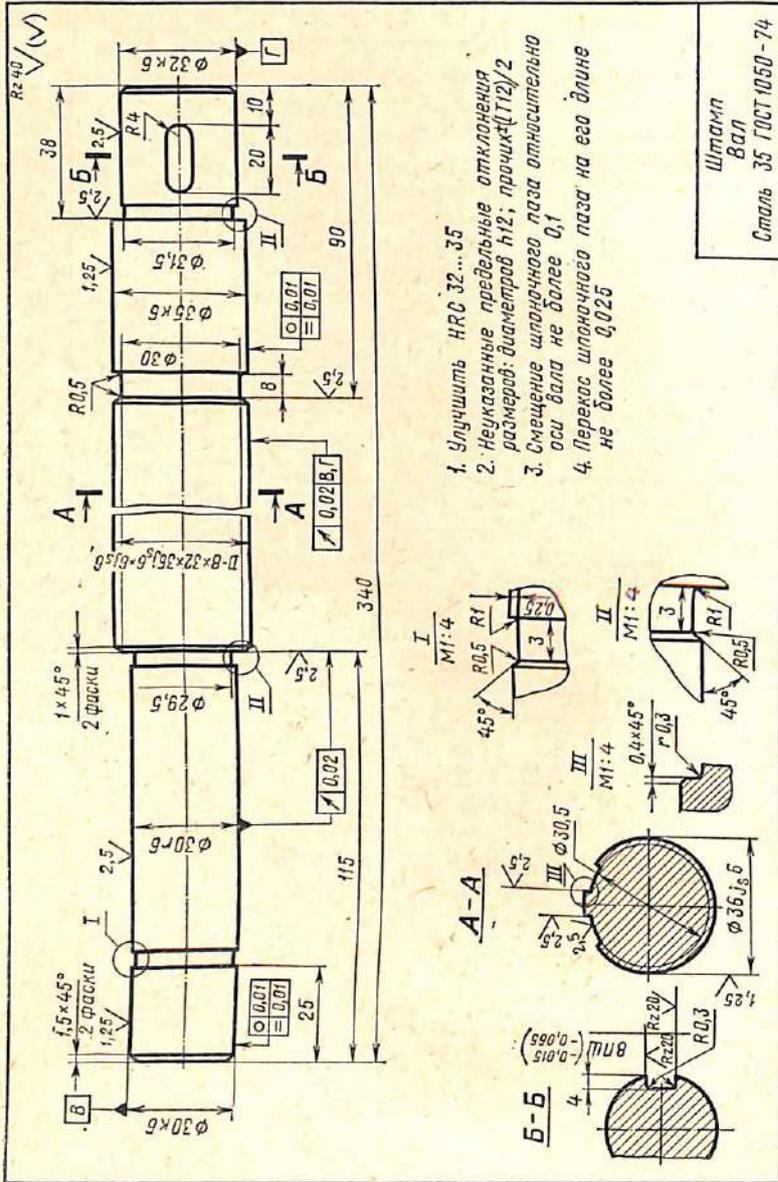


Рис. 13.5

Уступы вала, распорные втулки и гайки наиболее распространены и применимы при любой величине осевых нагрузок. Концевые шайбы, пружинные кольца используются при средних, а установочные винты — при небольших величинах осевых нагрузок. Размеры уступов, упорных колец, гаек, стопорных и концевых шайб, пружинных колец, штифтов, установочных винтов и засверловок см. [2; 3; 4; 15].

Переходные участки валов. В местах перехода от одной ступени к другой делают: галтели различной формы, которые обеспечивают малую концентрацию напряжений; канавки на шлифуемых поверхностях для выхода шлифовального круга по ГОСТ 8620—69, применяемые лишь для прочных по выносливости сечений валов; канавки на концах резьбовых участков для выхода резьбонарезного инструмента по ГОСТ 10549—63. На торцах вала и его уступах делают фаски для удобства надевания деталей. Размеры и форму канавок, галтелей и фасок см. [2; 4; 15; 33].

Шероховатость поверхностей и точность обработки. Шероховатость поверхностей различных участков вала выбирается по табл. 13.1.

Таблица 13.2

| Допускаемые отклонения формы цилиндрических поверхностей вала | | |
|---|---|---|
| для посадки | овальность в любом сечении посадочной поверхности | конусность — разность диаметров в крайних сечениях посадочной поверхности |
| Подшипников качения классов точности: 0 и 6 | Не более $\frac{1}{2}$ допуска на диаметр | Не более $\frac{1}{2}$ допуска на диаметр |
| 5 | Не более $\frac{1}{4}$ допуска на диаметр | Не более $\frac{1}{4}$ допуска на диаметр |
| Деталей передач по 6, 7-му классам точности | Не более допуска на диаметр | Не более допуска на диаметр |

Примечание. Отклонения формы не указываются, если предельная их величина равна допуску на диаметр.

Таблица 13.3

| Номинальные диаметры валов, мм | | Допускаемое биение посадочных поверхностей валов, мм | | | | |
|--------------------------------|-----|--|-------------|--------------------------------------|-------|---------------------------|
| | | радиальное при частоте вращения, мин ⁻¹ | | торцовое для посадки | | |
| | | | | подшипников качения классов точности | | ступеней, деталей передач |
| свыше | до | до 1000 | 1000...3000 | 0 | 6 | |
| — | 50 | 0,020 | 0,012 | 0,020 | 0,010 | 0,020 |
| 50 | 120 | 0,025 | 0,016 | 0,025 | 0,012 | 0,030 |

Точность изготовления вала определяется точностью выполнения его размеров, формы и расположения его поверхностей. Допуски на посадочные размеры вала назначают в зависимости от посадок отдельных деталей. Свободные размеры принимают по 14-му квалитету. Допускаемые отклонения форм даны в табл. 13.2. Рекомендации по выбору допускаемых отклонений расположения: радиальные и торцовое биения см. табл. 13.3; перекос (отклонение от параллельности боковых сторон оси вала) и смещение (несимметричность относительно оси вала) шпоночного пазы — указаны в табл. 13.4. Пример оформления рабочего чертежа вала приведен на рис. 13.5.

Таблица 13.4

| Номинальная ширина пазы, мм | Предельные отклонения, мм | | |
|-----------------------------|---------------------------|-----------------------|---------------|
| | ширины пазы вала (ПШ) | перекос на длине пазы | смещение пазы |
| Св. 3 до 6 | 0,045 | 0,022 | 0,09 |
| Св. 6 до 10 | 0,050 | 0,025 | 0,10 |
| Св. 10 до 18 | 0,055 | 0,028 | 0,11 |

13.2. Зубчатые колеса закрытых передач

Конструктивные формы. Шестерня изготавливается заодно с валом (см. рис. 13.2), если диаметр окружности впадин $d_f < 1, 2d_n$. При раздельном исполнении шестерни наименьший допускаемый размер

а) Из прутка (точное)

б) Из штамповки

в) Из ковки

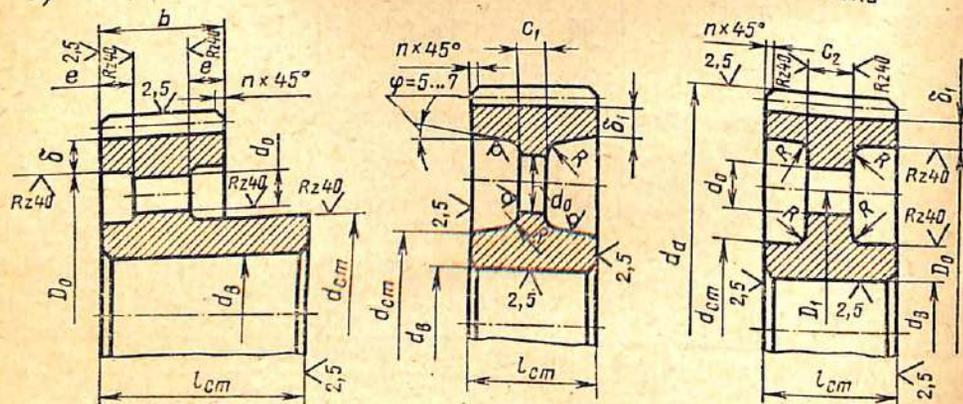


Рис. 13.6

между углом шпоночной канавки и диаметром окружности впадин должен быть не менее $2,5 r$. Материал зубчатых колес — см. разделы 6 и 7.

Зубчатые колеса небольших ($d_n < 150$ мм) и средних ($d_n < 500$ мм) размеров изготавливают точением из прутка (рис. 13.6, а) или из заготовки, получаемых ковкой или штамповкой (рис. 13.6, б, в).

Конструктивные элементы зубчатых колес. Цилиндрические колеса малых и средних диаметров изготавливают либо без ступицы — в форме диска сплошного или с отверстиями, либо чаще со ступицей (рис. 13.6, а, б, в).

Колеса, у которых размер $(D_0 - d_{ст})/2 > \delta$, выполняют с выточками на торцах; их используют для базирования заготовки при обработке наружного цилиндра. Обычно выточки получают механической обработкой, поэтому их не рекомендуется делать глубокими из-за увеличения трудоемкости изготовления.

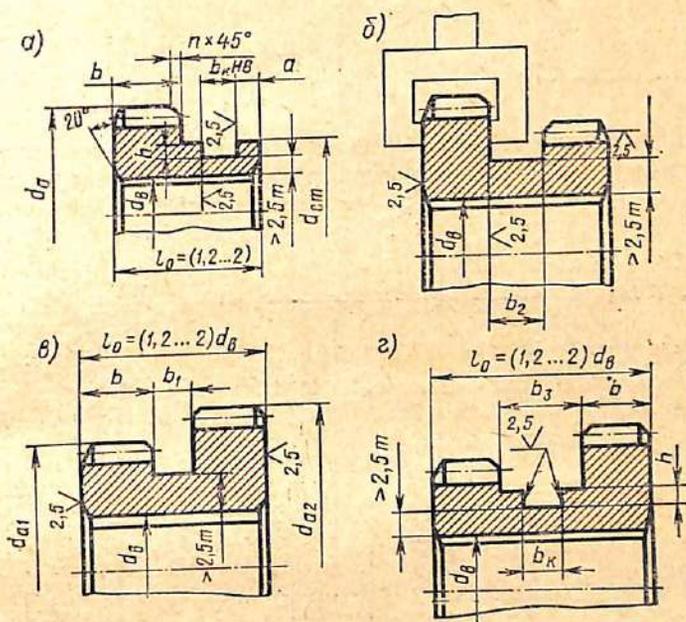
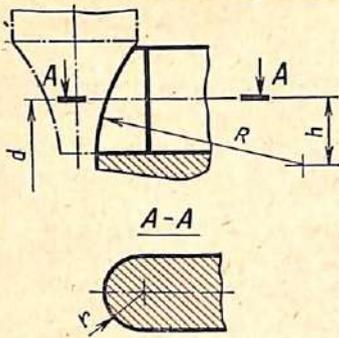


Рис. 13.7

У колес средних и больших размеров обод, несущий зубчатый венец, соединяется со ступицей диском, симметричным или несимметричным относительно обода. Для снижения массы колеса и удобства транспортировки в диске делают отверстия.

Рекомендации по выбору отдельных элементов цилиндрических зубчатых колес с различными типами заготовок (рис. 13.6): $d_{ст} = (1,5 \dots 1,7) d_n$; $l_{ст} = (1,2 \dots 1,7) d_n$; $e = 0,25b$; $c_1 = 0,2b$; $c_2 = (0,2 \dots 0,3) b$; $\delta = (3 \dots 4) m$; $\delta_1 = 2,5 m \geq 10$; $n = 0,5 m$; $d_0 = (D_0 - d_{ст}) / (3 \dots 4)$; $R = 5 \text{ мм}$.

Конструкции на рис. 13.7, а... г используют для блока колес, подвижных вдоль оси вала. Отличительными их особенностями являются: наличие выточки, в которой размещаются элементы механизма передвижения колес (рис. 13.7, а, г); закругление торцов зубьев по высоте зуба для облегчения включения передвижных колес с сопряженными неподвижными (табл. 13.5).



| Модуль m , мм | R , мм | r , мм | h , мм |
|--------------------|----------|----------|----------|
| 1,5 | 7 | 1,2 | 2,3 |
| 2,0 | 9 | 1,6 | 3,0 |
| 2,5 | 11 | 2,0 | 3,8 |
| 3,0 | 14 | 2,4 | 4,5 |
| 3,5 | 16 | 2,8 | 5,3 |
| 4,0 | 18 | 3,1 | 6,0 |

Выбор расстояния между зубчатыми венцами блока зависит либо от технологии изготовления зубьев, либо от конструкции механизма переключения колес. Ширина проточки b_1 (рис. 13.7, в) должна быть

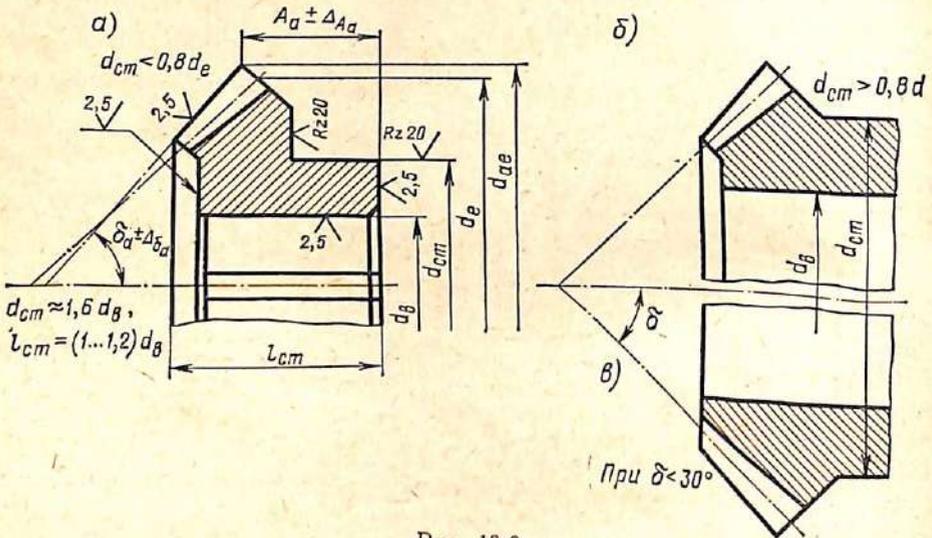


Рис. 13.8

достаточной для выхода долбяка или шевера [4; 15]. Ширину проточки b_3 (рис. 13.7, г) при переключении колес рычагом выбирают конструктивно; при переключении ползуном с реечным приводом $b_3 = b_k + (4 \dots 6)$ мм; b_k зависит от размеров камня. Высота проточки $h = H + 0,5$, где H — высота камня, см. раздел 17. Ширина проточки b_2 должна быть достаточной для размещения вилки, обычно $b_2 \geq 10$ мм.

Если нужен малый промежуток между венцами, то используют сборную конструкцию блока [15; 18].

Конструкции конических колес (малых и средних по величине) и рекомендации по выбору их размеров — см. рис. 13,2, б и рис. 13.8, а, б, в.

Соединение зубчатых колес с валом. Надежное базирование зубчатого колеса на валу обеспечивает достаточная длина посадочного отверстия. Желательно, чтобы $l_{ст} = (1,5...1,7) d_b$. Допускается принимать $l_{ст} = (1...1,2) d_b$.

При малой длине ступицы ($l_{ст} < d_b$) во избежание перекосов зубчатого колеса рекомендуется упереть его торец в буртик вала или в торец другой детали, выполняющей роль буртика, и закрепить колесо в осевом направлении (см. рис. 18.2).

Для передачи вращающего момента отверстие в ступице выполняют либо со шпоночным пазом, либо шлицевым. В торцах шлицевых отверстий необходимы фаски, наибольший диаметр которых превышает наружный диаметр шлицевого отверстия, а угол равен 30° (см. рис. 13.7).

Посадки зубчатых колес. Для неподвижных соединений в механизмах, требующих разборки, в зависимости от величины передаваемых нагрузок применяют одну из переходных посадок $\frac{H7}{n6}$, $\frac{H7}{k6}$. При средних нагрузках применяют посадку $\frac{H7}{k6}$. Для сменных колес при сборке их вручную рекомендуется посадка $\frac{H7}{h6}$. При использовании переходных посадок необходимо крепить зубчатые колеса в осевом направлении. Для зубчатых редукторов используют обычно посадки $\frac{H7}{r6}$, $\frac{H7}{s6}$, $\frac{H7}{p6}$.

Для подвижных соединений применяют посадки $\frac{H7}{h6}$, $\frac{H7}{j6}$, $\frac{H7}{e8}$. Посадка $\frac{H7}{e8}$ используется только при большой длине ступицы блока колес.

Шероховатость поверхностей и точность обработки. Шероховатость поверхности базового отверстия и рабочих поверхностей зубьев назначают в зависимости от степени точности колес (табл. 13.6).

Рекомендации по выбору классов шероховатости прочих поверхностей зубчатых колес — см. рис. 13.6, 13.7, 13.8. При назначении шероховатости необходимо учитывать технологические возможности получения ее различных классов [2; 18; 24].

Точность обработки колес для зубчатых цилиндрических передач принимают по ГОСТ 1643—72; для конических — по ГОСТ 1758—56. Ориентировочные рекомендации по выбору степени точности зубчатых колес рассматриваемых передач указаны в табл. 6.1 и 6.2.

Вид сопряжения зубчатых колес определяется величиной бокового зазора, который задается исходя из условий эксплуатации. ГОСТ 1643—72 предусматривает 6 видов сопряжений: *A*, *B*, *C*, *D*, *E* и *H*. Из них *H* — с нулевым гарантированным зазором; *A* — с увеличенным гарантированным зазором. Чаще всего используется сопряжение вида *B*. Оно обеспечивает минимальную величину бокового зазора, при котором исключается возможность заклинивания стальной и чугуновой передач от нагрева при разности температур колес и корпуса в 25°C .

| Степень точно- сти колес | Шероховатость поверхностей (класс) | | | | | |
|-----------------------------------|---|--------------|----------------------------------|------------------|----------------|--------------|
| | базового отверстия при диаметре > 10 мм | | профилей зубьев | | | выступов |
| | Класс точности отверстия | | цилиндрических и червячных колес | конических колес | витков червяка | |
| | 2 | 3 | | | | |
| 6 | 0,63 √(8) | — | 0,63 √(8) | 0,63 √(8) | 0,63 √(8) | 0,63 √(8) |
| 7 | 1,25 √(7) | — | 1,25 √(7) | 1,25 √(7) | 1,25 √(7) | 1,25 √(7) |
| 8 | 2,5 √(6) | — | Rz20 √(5) | 1,25 √(7) | 1,25 √(7) | 2,5 √(6) |
| 9 | | Rz20 √(5) | Rz40 √(4) | Rz20 √(5) | 2,5 √(6) | Rz20 √(5) |

Для конических передач по ГОСТ 1758—56 наиболее часто применяется сопряжение Х с нормальным гарантированным зазором. Имеются также сопряжения: С — с нулевым, Д — с уменьшенным и Ш — с увеличенным гарантированным зазорами. Уменьшенный зазор назначается для реверсируемых передач. Увеличенный — при больших перепадах температур и разных коэффициентах линейного расширения материалов колес и корпуса.

Стандартами не лимитируются отклонения и допуски на заготовку, технологические и измерительные базы. Однако погрешности, вносимые этими поверхностями, необходимо учитывать. Поэтому у цилиндрических колес следует ограничивать: предельное отклонение диаметра вершин зубьев, если цилиндрическая поверхность их используется как измерительная или технологическая база (табл. 13.7); допускаемое радиальное биение E_{da} диаметра вершин зубьев (табл. 13.8); допускаемое биение E_T торцовой поверхности зубчатого венца, если эта поверхность является базой при нарезании зубьев (табл. 13.9).

Для конических колес указывают предельные отклонения: внешнего диаметра вершин зубьев Δd_{ae} (табл. 13.10); угла конуса вершин $\Delta \delta_a$ и биения конуса вершин E_{da} при $m_{te} \geq 1$ (табл. 13.11); расстояния базового торца до основания дополнительного конуса ΔA_a при $m_{te} > 1$ мм (табл. 13.12); расстояния от базового торца до вершины дополнительного конуса — по h_{11} ; угла дополнительного конуса $\delta = +15'$.

Отверстие является и технологической и конструктивной базой, поэтому для зубчатых колес следует лимитировать предельные отклонения: 1) формы цилиндрической поверхности отверстия — допуски на некруглость и нецилиндричность отверстия принимают не более 0,5...0,8 поля допуска на диаметр отверстия; 2) расположения поверхностей — торцовое биение (табл. 13.13).

Таблица 13.7

| Вид сопряжения | Предельные отклонения диаметра вершин зубьев цилиндрических колес при степени точности | | | |
|---------------------|--|-----------|-----------|------------|
| | 6 | 7 | 8 | 9 |
| <i>C</i> | <i>h6</i> | <i>h7</i> | <i>h8</i> | <i>h8</i> |
| <i>A</i> и <i>B</i> | <i>h7</i> | <i>h8</i> | <i>h8</i> | <i>h10</i> |

Таблица 13.8

| Степень точности | Вид сопряжения | $E_{d\alpha}$ при диаметре колеса, мм | | | |
|------------------|----------------|---------------------------------------|---------------|----------------|----------------|
| | | до 50 | св. 50 до 120 | св. 120 до 200 | св. 200 до 320 |
| 6 | <i>C, B, A</i> | 0,013 | 0,018 | 0,023 | 0,025 |
| 7 | | 0,019 | 0,026 | 0,032 | 0,036 |
| 8 | | 0,024 | 0,032 | 0,039 | 0,041 |
| 9 | | 0,030 | 0,040 | 0,050 | 0,054 |

Таблица 13.9

| Степень точности по нормам контакта | E_T на 100 мм диаметра при ширине колеса или полушестона, мм | | |
|-------------------------------------|--|--------------|---------------|
| | до 30 | св. 30 до 55 | св. 55 до 110 |
| 6 | 0,024 | 0,013 | 0,007 |
| 7 | 0,032 | 0,015 | 0,009 |
| 8 | 0,058 | 0,025 | 0,015 |
| 9 | 0,086 | 0,042 | 0,024 |

Таблица 13.10

| Степень кинематической точности | Вид сопряжения | Предельное отклонение внешнего диаметра Δd_α |
|---------------------------------|-------------------------|---|
| 7...8 9 | <i>B, A</i> <i>B</i> | <i>h8</i> <i>h10</i> |

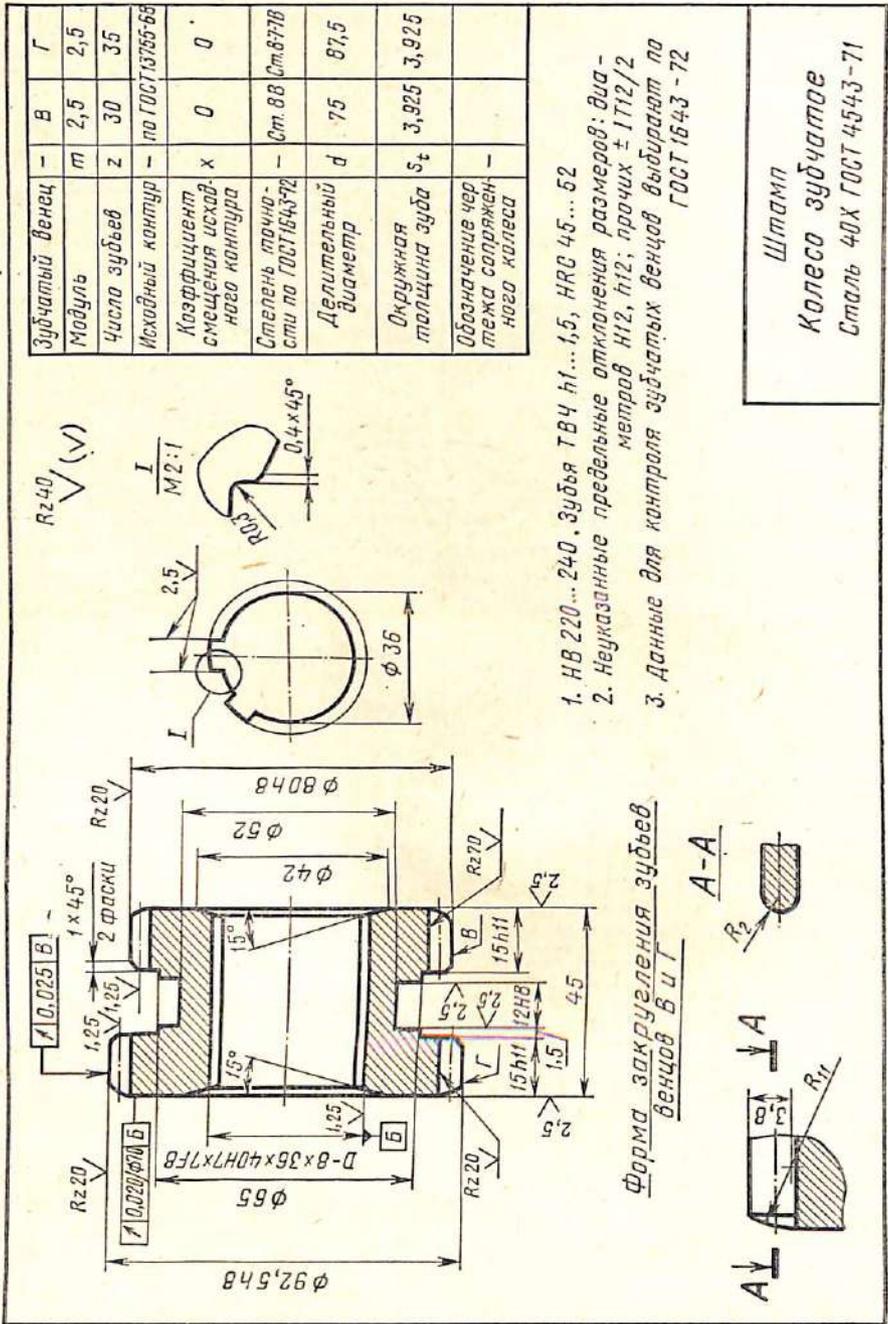


Рис. 13.9

Таблица 13.11

| Степень кинематической точности | Вид сопряжения | Внешний диаметр вершины зубьев, мм | | | |
|---------------------------------|----------------|------------------------------------|---------------------------------------|----------------|----------------|
| | | до 50 | св. 50 до 80 | св. 80 св. 120 | св. 120 до 200 |
| | | E_{da} , мм | | | |
| 7 | H, C, B, A | 0,021 | 0,025 | 0,026 | 0,030 |
| 8 | C, B, A | 0,028 | 0,032 | 0,036 | 0,043 |
| 9 | B, A | 0,034 | 0,044 | 0,053 | 0,065 |
| 7 | | | $\Delta \delta_a$ при $m_{te} \leq 6$ | | |
| 8 | H, C, B, A | | $\pm 10'$ | | |
| 9 | | | | | |

Таблица 13.12

| Степень кинематической точности | ΔA_a при внешнем торцовом модуле, мм | | |
|---------------------------------|--|--------------|-------------|
| | св. 1 до 2,5 | св. 2,5 до 6 | св. 6 до 10 |
| 7 | 0 | 0 | 0 |
| 8 | -0,028 | -0,045 | -0,055 |
| 9 | 0 | 0 | 0 |
| | -0,030 | -0,050 | -0,065 |
| | — | 0 | 0 |
| | | -0,060 | -0,080 |

Таблица 13.13

| Степень кинематической точности | Допускаемое биение торцов ступиц зубчатых и червячных колес, мм, при диаметре отверстия, мм | | |
|---------------------------------|---|--------------|--------|
| | до 50 | св. 50 до 80 | св. 80 |
| 6 | 0,02 | 0,03 | 0,04 |
| 7 | 0,02 | 0,03 | 0,04 |
| 8 | 0,03 | 0,04 | 0,05 |
| 9 | 0,03 | 0,04 | 0,05 |

Ограничиваются также отклонения положения шпоночного паза относительно оси отверстия: перекос на длине паза не более половины допуска, а смещение не более удвоенного допуска на ширину паза. Примеры оформления рабочих чертежей зубчатых колес см. рис. 13.9 и 13.10.

13.3. Червячные колеса

Конструктивные формы. Червячные колеса закрытых передач обычно изготовляют сборными (рис. 13.11, а, б, в). Посадку бронзового венца на чугунную или стальную ступицу выбирают с гарантированным натягом: $\frac{H7}{s6}$, $\frac{H7}{r6}$, $\frac{H7}{p6}$.

Для предупреждения смещения обода относительно ступицы предусматривают дополнительное крепление винтами, а иногда штифтами. Винты располагают с обеих сторон в шахматном порядке, смещая их относительно друг друга на 45° . Вместо винтов используют иногда болты, которые заворачивают до отказа, а затем их выступающую часть срезают. Отверстия под винты сверлят и нарезают в сборе

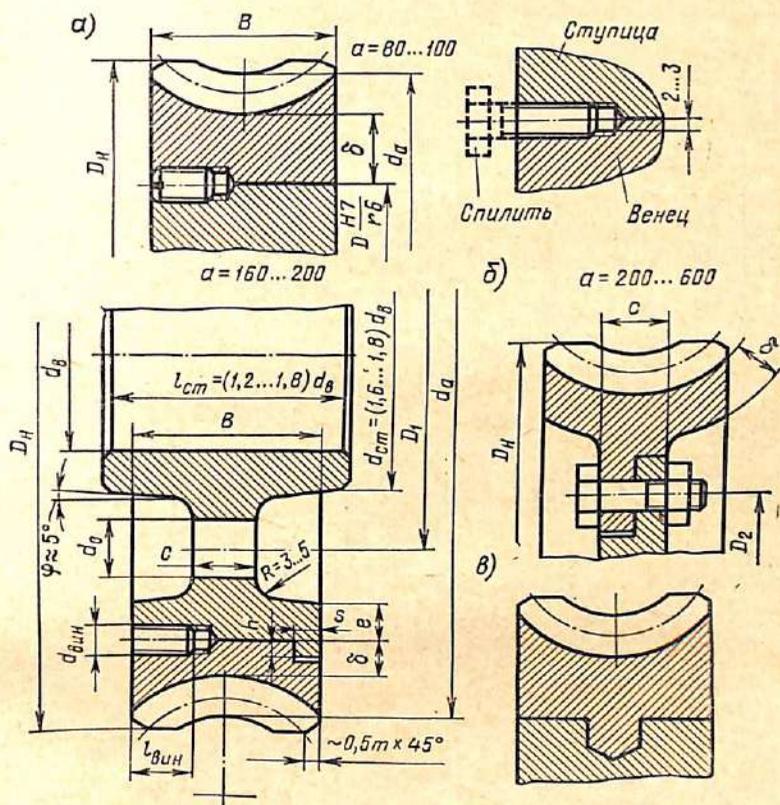


Рис. 13.11

(рис. 13.11, а). Такие бандажированные конструкции (рис. 13.11, а) используют для червячных передач небольших размеров ($a = 80 \dots 200$ мм).

В червячных колесах передач средних и больших размеров ($a = 200 \dots 600$ мм) фланец бронзового венца чаще всего крепят к чугунному центру призонными болтами (4...8) (рис. 13.11, б).

В крупносерийном и массовом производстве обычно используют составную литую биметаллическую конструкцию колеса (рис. 13.11, в). Ее получают отливкой, вставив в кокиль для литья бронзового венца чугунный центр. Для гарантии против проворота венца на боковой поверхности центра делают различной формы пазы [4].

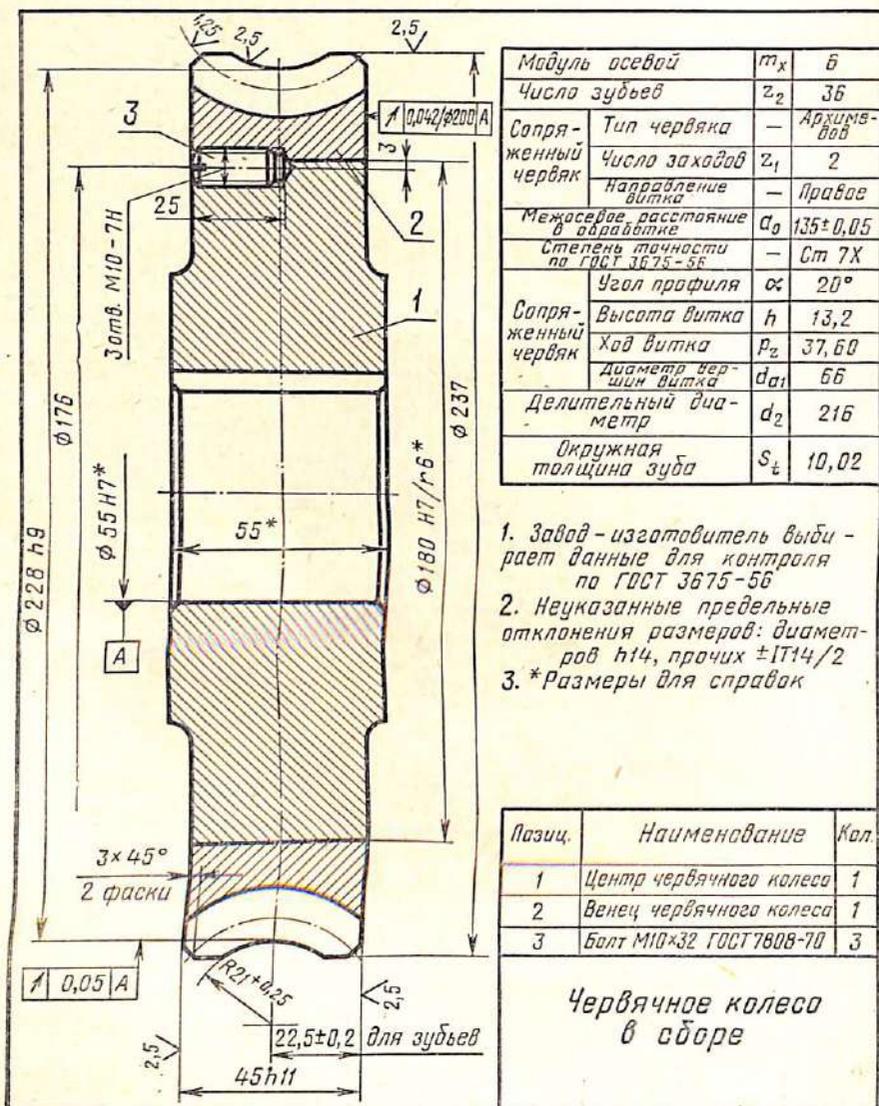


Рис. 13.12

Рекомендации по выбору размеров обода и чугунной ступицы червячных колес (рис. 13.11): $c = (0,2...0,35) B$; $\delta = e = (1,5...2) m > > 10$ мм; $h \approx 0,1B$; $s \approx 1,5h$; $d_{\text{внн}} \approx (1,2...1,5) m$; $l_{\text{внн}} = (0,3...0,4) B$; число винтов — 3 или 4; $D_{\text{н}}, d_{\text{в}}, B$ — см. раздел 7, d_0, D_1 выбираются конструктивно.

Посадки червячных колес. Посадки колеса на вал $\frac{H7}{k6}, \frac{H7}{n6}, \frac{H7}{s6}, \frac{H7}{r6}$, выбор их зависит от передаваемой нагрузки.

Колесо обычно соединяется с валом призматической шпонкой, в осевом направлении закрепляется гайками, распорными втулками, уступами вала (см. рис. 15.18). При этом должна обеспечиваться возможность регулировки червячного зацепления за счет осевого смещения колеса.

Точность изготовления червячных колес регламентирована ГОСТ 3675—56 и выбирается по окружной скорости червяка (см. табл. 8.1). Основным является 7-я степень точности. Основной вид сопряжения — X с нормальным гарантированным боковым зазором.

При использовании окружности и торца венца в качестве технологических или измерительных баз следует ограничивать радиальное биение окружности вершин (табл. 13.14), биение базового торца (табл. 13.13).

Таблица 13.14

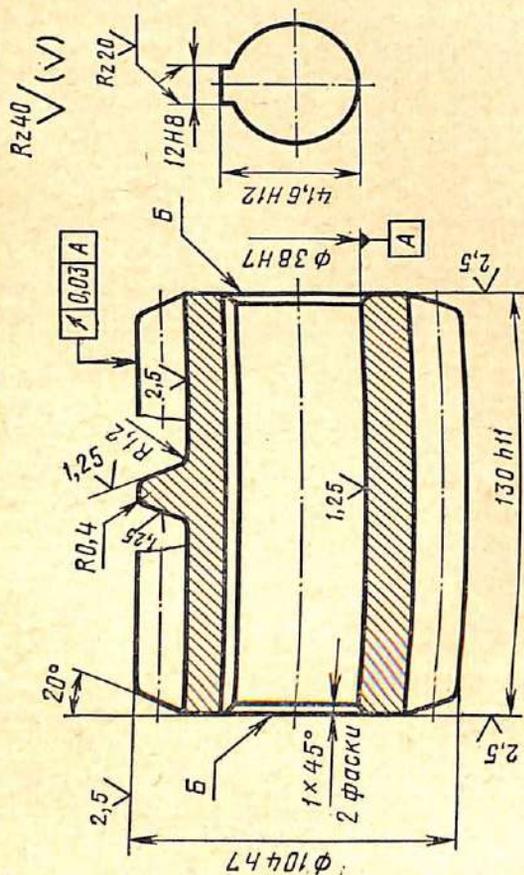
| Степень кинематической точности | Вид сопряжения | $E_{d_{a2}}$, мм, для диаметров колес, мм | | | |
|---------------------------------|----------------|--|---------------|----------------|----------------|
| | | до 50 | св. 50 до 120 | св. 120 до 200 | св. 200 до 500 |
| 7 | X | 0,028 | 0,038 | 0,042 | 0,065 |
| 8 | | 0,038 | 0,055 | 0,065 | 0,075 |
| 9 | | 0,055 | 0,075 | 0,100 | 0,120 |

Допускаемые отклонения формы и расположения поверхностей такие же, как и для цилиндрических колес зубчатых передач.

Пример выполнения чертежа червячного колеса в сборе дан на рис. 13.12.

13.4. Цилиндрические червяки

Конструктивные формы. Существуют две конструктивные формы червяков: сделанные заодно с валом и насадные, менее распространенные и применяемые лишь в случаях, когда червяк большого диаметра располагается на длинном валу или когда червяк должен быть изготовлен из дорогой легированной стали. Червяки, сделанные заодно с валом, выполняют с канавками для выхода инструмента и без них (см. рис. 13.2, в). Насадные червяки соединяются с валом призматической шпонкой. В осевом направлении с одной стороны обычно фиксируются уступами вала или буртом, а с другой — гайками, проштиф-



1. НВ 220... 240. Витки ТВЧ h 2... 2,5, НРС 50... 55
2. Перекос шпоночного паза относительно оси отв. Ф38Н7 не более 0,02
3. Смещение шпоночного паза относительно оси поверхности А не более 0,03 на диаметре 50мм
4. Торцевые биевые поверхности Б относительно оси поверхности А не более 0,03 на диаметре 50мм
5. Запад - изготовитель выбирает данные для контроля по ГОСТ 3675-56

| | | |
|---------------------------------------|----------|---------------------|
| Модуль осевой | m_x | 8 |
| Число заходов | z_1 | 2 |
| Тип червяка | | Архимедов |
| Угол подъема линии витка | γ | $15^{\circ}15'18''$ |
| Направление витка | | Правое |
| Хов зуба | R_z | 50,255 |
| Параметры профиля витка | Угол | α |
| | высота | h_1 |
| Степень точности по ГОСТ 3675-56 | | Ст. 7Х |
| Делительный диаметр | d_1 | 72 |
| Делительная толщина на па хорде витка | S_a | 12,12 |

Штамп
Червяк

Сталь 40Х ГОСТ 4543-71

Рис. 13.13

тованными стопорными кольцами, распорными втулками. Торцы червяков выполняют с большими фасками под углом 20° к торцу.

Рабочие витки червяков должны иметь высокий класс шероховатости поверхности (рис. 13.13). Обычно их шлифуют и полируют. Если внешняя поверхность червяка используется как измерительная база, то необходимо ограничивать отклонения ее размеров (табл. 13.15), радиальное (табл. 13.16) и торцовое (см. табл. 13.9) биения.

Таблица 13.15

| Степень кинематической точности | Δd_{a1} при виде сопряжения | |
|---------------------------------|-------------------------------------|-----------|
| | X | Ш |
| 7 | <i>h7</i> | <i>h7</i> |
| 8 | <i>h7</i> | <i>h8</i> |
| 9 | <i>h7</i> | <i>h8</i> |

Таблица 13.16

| Вид сопряжения | $E_{d_{a1}}$ мм, при степени точности | | |
|----------------|---------------------------------------|-------|-------|
| | 7 | 8 | 9 |
| X | 0,026 | 0,030 | 0,034 |
| Ш | 0,036 | 0,040 | 0,045 |

Примечание. Делительный диаметр от 25 до 100 мм.

Конструкция насадного червяка — см. рабочий чертеж рис. 13.13.

13.5. Шкивы

Конструктивные формы. Конструктивно шкивы различного типа ременных передач отличаются друг от друга в основном формой обода (рис. 13.14, *a...д*). Шкивы изготавливают литыми, сварными или сборными. Наиболее употребительны литые шкивы. В индивидуальном производстве более экономичны сварные шкивы, а в крупносерийном и массовом — сборные из штампованных элементов. Материал шкивов для плоско- и клиноременных передач — см. табл. 1.11. Для шкивов передачи зубчатым ремнем применяют стали, легкие сплавы и пластмассы.

Ниже рассмотрены шкивы малых и средних диаметров ($D < 350$ мм), работающие при окружных скоростях $v < 30$ м/с. Такие шкивы обычно выполняют цельными — точечными или литыми. У шкивов с $D > 90$ мм обод соединяется со ступицей посредством диска. Для уменьшения массы шкива и удобства транспортировки в диске делают отверстия, форма и количество которых могут быть различными. Ступица может располагаться симметрично или несимметрично относительно обода шкива. В широких шкивах ступицу можно делать короче обода.

Посадки шкивов на вал $\frac{H7}{k6}$, $\frac{H7}{n6}$. Для фиксации шкива в осевом направлении используют стопорные винты, торцевые шайбы, прижимаемые винтом, гайки.

Шероховатость поверхности и точность обработки. Механической обработке подвергают наружные, соприкасающиеся с ремнем, и торцевые поверхности; у ступицы — посадочное отверстие и торцы; острые кромки на шкивах не допускаются. Рекомендуемая шероховатость этих поверхностей указана на рис. 13.14.

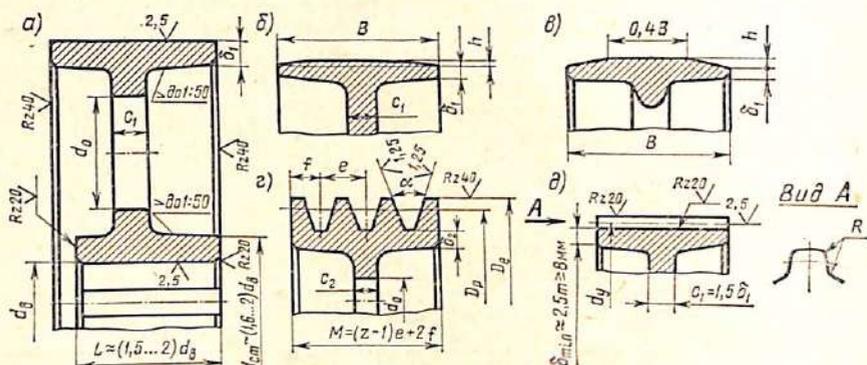


Рис. 13.14

Предельные отклонения посадочного отверстия в ступице по $H7$ или $H8$ в зависимости от посадки на вал. Предельные отклонения размеров отливки для шкивов из чугуна и стали назначают по III классу точности согласно ГОСТ 1855—55 и 2009—55, а для шкивов из алюминиевых сплавов — по 16-му качеству (СТ СЭВ 144—75). Формовочные уклоны — по ГОСТ 3212—57 [1; 2].

Ограничиваются также предельные отклонения формы и взаимного положения поверхностей: от цилиндричности — базового отверстия, так же как и для зубчатых колес; от перпендикулярности — торцов ступицы (см. табл. 13.13), перекос и смещение шпоночного паза — так же, как и для зубчатых колес. Допуски на радиальное биение рабочей поверхности обода и биение торцов указаны далее для каждого типа шкива. Все шкивы, работающие со скоростью $v > 5$ м/с, подвергают статической балансировке (табл. 13.17). Шкивы быстроходных передач, особенно при большой ширине, проходят динамическую балансировку.

Таблица 13.17

| Окружная скорость шкива v , м/с | Допускаемый дисбаланс, г·см | Окружная скорость шкива v , м/с | Допускаемый дисбаланс, г·см |
|-----------------------------------|-----------------------------|-----------------------------------|-----------------------------|
| От 5 до 10 | 6 | От 15 до 20 | 2 |
| Св. 10 до 15 | 3 | Св. 20 до 40 | 1 |

Особенности конструкции шкивов для плоских ремней. Рабочая поверхность обода шкива может быть цилиндрической или выпуклой (рис. 13.14, а...в). Последняя способствует центрированию ремня на шкиве и применяется лишь на одном, обычно ведомом, шкиве.

Размеры шкива выбирают в соответствии с расчетом по ГОСТ 17383—73, который устанавливает диаметр и ширину шкива, их предельные отклонения, стрелу выпуклости (табл. 13.18). Соотношение размеров литых шкивов (рис. 13.14, а, б, в): $\delta_1 \geq 4...5$ мм; $c_1 = (1,25...1,5) \delta_1$; d_0 — конструктивно.

Для обода шкива ограничивают радиальное биение рабочей поверхности и биение торцов (табл. 13.19). Рабочий чертеж шкива см. рис. 13.15.

Таблица 13.18

| | | | | | | | | | | | | | | | |
|--|-----------|---------|---------|-----------|-----|-----|-----------|-----|-----------|-----|-----|-----------|-----|-----------|-----|
| Диаметр шкива D , мм... | 63 | 71 | 80 | 90 | 100 | 112 | 125 | 140 | 160 | 180 | 200 | 224 | 250 | 280 | 315 |
| Предельное отклонение, мм | $\pm 0,8$ | ± 1 | | $\pm 1,2$ | | | $\pm 1,6$ | | ± 2 | | | $\pm 2,5$ | | $\pm 3,2$ | |
| Стрела выпуклости h , мм... | | | 0,3 | | | | 0,4 | | 0,5 | | | 0,6 | 0,8 | 1 | |
| Ширина шкива $B \leq D$, мм... | 25 | 32 | 40 | 50 | 63 | 71 | 80 | 90 | 100 | 112 | 125 | 140 | 160 | 180 | 200 |
| Предельное отклонение, мм | | | ± 1 | | | | | | $\pm 1,5$ | | | | | ± 2 | |
| Рекомендуемая ширина ремня b , мм... | 20 | 25 | 32 | 40 | 50 | 63 | 71 | 80 | 90 | 100 | 112 | 125 | 140 | 160 | 180 |

Таблица 13.19

| Наружный диаметр D (D_e), мм | Предельные отклонения радиального и торцевого биения, мм, обода шкивов для ремней | |
|------------------------------------|---|----------|
| | плоских | клиновых |
| Св. 60 до 120 | 0,04 | 0,10 |
| Св. 120 до 260 | 0,05 | 0,12 |
| Св. 260 до 400 | 0,06 | 0,16 |

Особенности конструкции шкивов для клиновых ремней. Конструкция шкива и размеры обода зависят от числа и размеров канавок для ремней. Тип ремней и их число определяют расчетом, размеры профиля канавок назначают по ГОСТ 20898—75 (см. табл. 2.10), а типоразмер шкивов — по ГОСТ 20889—75...20897—75. Стандартизованы три основных типа шкивов, каждый из которых имеет три исполнения ступиц: 1) монолитные шкивы для ремней с сечениями O и A (ГОСТ 20889—75...20891—75); 2) шкивы с диском для ремней с сечениями $O...Г$ (ГОСТ 20892—75...20894—75); 3) шкивы со спицами для ремней с сечениями $O...Г$ (ГОСТ 20893—75...ГОСТ 20894—75). Число канавок для каждого типоразмера шкива ограничено.

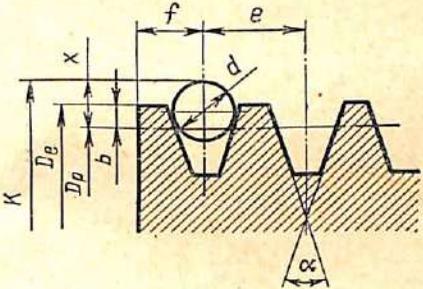
Размеры посадочного отверстия (d_n и L , рис. 13.14, а, г), которое может быть цилиндрическим или коническим, зависят от типоразмера шкива и также регламентированы указанными стандартами (табл. 13.20).

| Профиль ремня (см. рис. 13.14) | О | А | Б | В | Размеры посадочного отверстия, мм | | | | |
|---|---|----|----|----|-----------------------------------|-------|---------|---------|------------|
| | | | | | d_B | L | d_2 | c_2 | δ_2 |
| δ_2 , мм | 6 | 8 | 10 | 14 | 20,22 | 25,28 | 32...38 | 48...55 | 60,65 |
| c_2 , мм | 8 | 12 | 14 | 16 | 38 | 45 | 60 | 85 | 110 |

При изготовлении шкивов важно с достаточной точностью выдерживать расчетный диаметр D_p отдельных канавок, угол профиля канавки α , глубину и шаг канавок e . Предельные отклонения этих и других размеров назначают в соответствии с ГОСТ 20898—75 (табл. 13.21). Указывают также предельные отклонения расположения поверхностей: радиальное и торцовое биения (см. табл. 13.19), биение конусной рабочей поверхности канавок, измеряемое перпендикулярно образующей конуса: на каждые 100 мм диаметра при частоте вращения шкива n , мин^{-1} :

| | |
|----------------------------|---------|
| $n < 500$ | 0,20 мм |
| $n = 500 \dots 1000$ | 0,15 мм |
| $n > 1000$ | 0,10 мм |

Таблица 13.21

|  | Предельные отклонения размеров шкивов для клиновых ремней сечений, мм | | | |
|--|---|-----------------|-----------------|-----------------|
| | О | А | Б | В |
| Размеры: | | | | |
| D_p | $\pm 1^\circ$ | $\pm 1^\circ$ | $\pm 1^\circ$ | $\pm 30'$ |
| D_e | $\pm 0,3$ | $\pm 0,3$ | $\pm 0,4$ | $\pm 0,5$ |
| α | ± 1 | ± 2 | ± 2 | ± 3 |
| e | | -1 | -1 | -1 |
| f | | | | |
| Размеры для проверки канавки роликом: | | | | |
| d | $9,0_{-0,030}$ | $11,6_{-0,035}$ | $14,6_{-0,035}$ | $20,0_{-0,045}$ |
| X | 6,0 | 7,6 | 9,6 | 13,1 |

Контроль всех канавок шкива проводят одним из следующих способов: 1) измерением размера b для каждой канавки с помощью глубиномера. Измерительной базой является наружный цилиндр.

Расчетный диаметр подсчитывают по формуле $D_p = D_e - 2b$; 2) измерением размера K для каждой канавки при помощи двух роликов. Тогда $D_p = K - 2X$. Размеры d и X см. табл. 13.21.

Размеры шкивов для поликлиновых ремней см. раздел 2.

Особенности конструкции шкивов для зубчатых ремней. На ободе шкива нарезаны прямолинейные зубья. В мелкосерийном производстве зубья нарезают методом обкатки, а в серийном производстве более выгодно получать их точным литьем под давлением.

Основные конструктивные параметры шкивов принимают по табл. 3.7, а предельные отклонения размеров — по табл. 13.22.

Шероховатость обрабатываемых поверхностей указана на рис. 13.14, д.

Предельные отклонения положения поверхностей — радиальное биение зубчатого венца и торцов — берут так же, как и для зубчатых колес.

Таблица 13.22

| Наименование предельных отклонений размеров | Обозначение отклонений | Модуль, мм | Предельные отклонения параметра, мм, при диаметре шкива, мм | | | | | |
|---|------------------------|-------------|---|--------------|---------------|----------------|----------------|----------------|
| | | | до 50 | св. 50 до 80 | св. 80 до 120 | св. 120 до 200 | св. 200 до 320 | св. 320 до 500 |
| Диаметр окружности выступов | ΔD_k | От 2 до 10 | -0,050 | -0,060 | -0,070 | -0,080 | -0,090 | -0,120 |
| Разность соседних окружных шагов по условной окружности измерения | δ_{cty} | До 2 | 0,020 | 0,022 | 0,025 | 0,028 | 0,032 | 0,036 |
| | | Св. 2 до 5 | 0,023 | 0,027 | 0,030 | 0,033 | 0,037 | 0,042 |
| | | Св. 5 до 10 | 0,025 | 0,028 | 0,032 | 0,036 | 0,040 | 0,045 |
| Отклонение толщины зуба по условной окружности | Δs_y | До 2 | -0,100 | -0,130 | -0,130 | -0,160 | -0,200 | -0,300 |
| | | До 10 | -0,190 | -0,240 | -0,280 | -0,340 | -0,420 | -0,500 |

13.6. Звездочки для приводных роликовых и втулочных цепей

Звездочки состоят из зубчатого обода, ступицы, диска или режущих спиц, соединяющих обод и ступицу. Выбор материала звездочек см. табл. 4.6. Заготовками для стальных звездочек являются прокат или поковки, а чугунные звездочки и стальные из сталей 40Л и 45Л изготовляют из литья.

Конструктивные формы. Звездочки обычно изготовляют цельными (рис. 13.16, а), а в некоторых случаях сборными (рис. 13.16, б, в). У сборной звездочки при необходимости (например, из-за износа) легко произвести замену зубчатого венца. Обод звездочек выполняют с одним или несколькими зубчатыми венцами в зависимости от типа цепи. Рекомендации по выбору размеров обода даны в табл. 4.8. Про-

филь зубьев звездочек изготовляют в соответствии с ГОСТ 591—69. Ступицы звездочек располагаются относительно обода симметрично или чаще несимметрично. Конструктивное оформление ступиц звездочек, расположенных на концах валов, аналогично оформлению ступиц шкивов. Диск, соединяющий обод и ступицу, выполняют гладким или с выточками у звездочек больших диаметров. Для облегчения в нем предусматриваются 3, 4 или 6 отверстий, размеры которых выбирают конструктивно. Способы крепления звездочек на валах и их посадки такие же, как для зубчатых колес и шкивов.

Таблица 13.23

| Наименование параметра | Обозначение отклонения | Классы точности | | | | | | | | | |
|---|------------------------|---|----------------|--------|---|----------------|--------|---|----------------|-------|-------|
| | | 1 | | | 2 | | | 3 | | | |
| | | Предельные отклонения, мм, при диаметре звездочки, мм | | | | | | | | | |
| | до 120 | св. 120 до 260 | св. 260 до 500 | до 120 | св. 120 до 260 | св. 260 до 500 | до 120 | св. 120 до 260 | св. 260 до 500 | | |
| Разность шагов одной звездочки при шаге: | δ_t | до 20 . . . | 0,025 | 0,032 | 0,040 | 0,060 | 0,080 | 0,100 | 0,160 | 0,200 | 0,250 |
| св. 20 до 35 | | 0,032 | 0,040 | 0,050 | 0,080 | 0,100 | 0,120 | 0,200 | 0,250 | 0,320 | |
| Диаметр окружности выступов D_e . . . | — | h_{11} | | | h_{12} | | | h_{14} | | | |
| Диаметр окружности впадин D_i и наибольшая хорда L_x | — | h_{10} | | | h_{11} | | | h_{12} | | | |
| Радиальное биение окружности впадин и осевое биение зубчатого венца | δ_r | 0,080 | 0,100 | 0,120 | 0,200 | 0,250 | 0,320 | 0,500 | 0,630 | 0,800 | |
| Область применения звездочек | — | При работе с прецизионными приводными цепями со скоростью движения цепи $v > 8$ м/с | | | При работе с приводными цепями нормальной точности со скоростью $v \leq 8$ м/с. Отсутствие реверсирования и ударных воздействий | | | При скорости движения цепи $v \leq 3$ м/с | | | |

Точность изготовления звездочек определяется отклонениями основных параметров профиля зуба и его поперечного сечения от их номинальных значений (табл. 13.23).

Допуск на диаметр отверстия ступицы назначается в зависимости от посадки ступицы на вал. Предельные отклонения от цилиндричности базового отверстия, торцевое биение ступицы, перекося и смещение

шпоночного паза выбирают по аналогии с зубчатыми колесами. Свободные размеры берут по 14-му качеству (СТ СЭВ 144—75). Класс

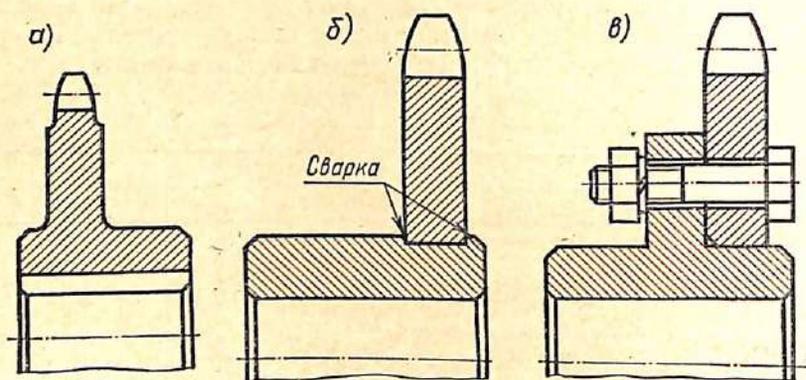


Рис. 13.16

шероховатости поверхностей зубьев звездочки — не грубее 4-го (R_z от 40 до 20 мкм), профиля зубьев — не грубее 5-го (R_z от 20 до 10 мкм).

13.7. Общие указания по оформлению рабочих чертежей деталей передач

При курсовом проектировании выполняют рабочие чертежи наиболее характерных деталей передач в соответствии с заданием: вала, зубчатого или червячного колеса, червяка, одного из шкивов, звездочки и др.

Чертежи выполняют в соответствии с требованиями стандартов ЕСКД. Требования к рабочим чертежам установлены ГОСТ 2.107—68.

Основные этапы разработки рабочих чертежей:

- 1) выбор основных проекций и разрезов, дополнительных видов и сечений в соответствии с ГОСТ 2.305—68;
- 2) простановка размеров и их предельных отклонений по ГОСТ 2.307—68;
- 3) обозначение шероховатостей поверхностей по ГОСТ 2.309—73;
- 4) нанесение предельных отклонений формы и взаимного положения поверхностей по ГОСТ 2.308—68;
- 5) составление технических требований по ГОСТ 2.316—68. Технические требования размещают обычно над штампом в нижней правой части чертежа. Заголовок «Технические требования» не пишут. Пункты технических требований нумеруют, каждый пункт записывают с абзаца.

Технические требования на рабочих чертежах должны содержать:

1. Сведения о термической и термохимической обработке — вид обработки, ее глубина и твердость материала после обработки. Правила составления этого пункта требований даны в ГОСТ 2.310—68. Например, «Улучшить НВ 210...240. Зубья ТВЧ 1...1,5, НРС 45...52».

2. Сведения о требованиях, предъявляемых к материалу заготовки, к свойствам материалов готовой детали (если необходимо). Например, «Технические требования на поковку по ГОСТ 8479—70».

3. Сведения о требованиях к качеству поверхностей и их отделке или указания о покрытии (по ГОСТ 2.310—68). Например, «Покрытие необработанных поверхностей: эмаль молотковая НЦ-221, серый — П».

4. Сведения о предельных отклонениях формы и взаимного расположения поверхностей, если таковые не указаны на чертеже условными обозначениями; при этом следует записывать единицы измерения размеров и предельных отклонений. Например, «Нецилиндричность по длине отверстия $\varnothing 30H7$ не более 0,02 мм».

5. Указания о допусках на «свободные» размеры. Например, «Неуказанные предельные отклонения размеров: диаметров $H14$, $h14$, остальных $\pm IT 14/2$ ».

6. Указания о балансировке и допускаемом дисбалансе. Например, «Балансировать статически. Допускаемый дисбаланс не более 6,0 г·см».

7. Дополнительные указания. Например, «* Размер для справок». Рекомендуется излагать технические требования в указанной последовательности. Содержание текста должно быть кратким и точным. Сокращения слов не допускают, за исключением общепринятых или установленных данным стандартом.

Особенности оформления рабочих чертежей отдельных деталей.

1. Рабочие чертежи шлицевых валов и отверстий выполняют по ГОСТ 2.409—74. Размеры шлицев и их предельные отклонения указывают на чертеже условным обозначением (см. рис. 13.5).

2. Правила выполнения рабочих чертежей деталей с элементами зацепления даны: для цилиндрических колес — в ГОСТ 2.403—75; для конических — в ГОСТ 2.405—75; для цилиндрических червяков и червячных колес — в ГОСТ 2.406—68.

Особенностью чертежей этих деталей является таблица параметров, которая размещается в верхнем правом углу чертежа и состоит из трех частей: 1-я часть содержит данные для изготовления зубчатого венца, 2-я — данные для контроля точности; 3-я — справочные данные. При учебном проектировании деталей машин отсутствуют данные об условиях производства и контроля, поэтому разрешается 2-ю часть таблицы не помещать. Тогда вносят в 3-ю часть таблицы дополнительные справочные данные (см. рис. 13.9 и 13.10), а в технические требования — пункт: «Завод-изготовитель выбирает данные для контроля по ГОСТ...».

Примеры выполнения рабочих чертежей зубчатых и червячного колес и червяка см. рис. 13.9, 13.10, 13.12, 13.13.

3. На рабочем чертеже шкива плоскозубчатой передачи в правом верхнем углу размещают таблицу параметров, в которую записывают: а) данные для изготовления зубчатого венца шкива — модуль m , число зубьев z , диаметр условной окружности измерения d_z , окружной

шаг t_y по условной окружности измерения; б) данные для контроля зубчатого венца — допуск $\delta_c t_y$ на разность соседних шагов по условной окружности, накопленную погрешность окружных шагов $\delta_{\Sigma} t_y$, отклонение толщины зуба Δs_y ; в) справочные данные — ширину сопрягаемого ремня. Кроме того, на чертеже изображают профиль зуба в увеличенном масштабе.

4. На рабочем чертеже звездочки, который оформляется в соответствии с ГОСТ 2.408—68, в правом верхнем углу размещают таблицу параметров. Таблица содержит основные данные, необходимые для изготовления и контроля точности, а также справочные данные.

14. КОРПУСНЫЕ ДЕТАЛИ

14.1. Конструктивные особенности

Корпуса редукторов и коробок передач достаточно сложны по форме и в большинстве случаев отливаются из чугунов. Стальное литье применяется редко и лишь в ответственных конструкциях, работающих в условиях вибрационных и ударных нагрузок. Кроме литых корпусов применяют также сварные и сварно-литые.

Ниже рассматриваются литые чугунные корпуса специальных редукторов и коробок передач. Рекомендации по конструированию разъемных корпусов стандартизованных зубчатых и червячных редукторов приведены в работах [15, 23].

Для корпусов обычно используют серые чугуны марок СЧ 15—32 и СЧ 18—36 по ГОСТ 1412—70. При конструировании литья в первую очередь следует продумать возможность получения простой и технологической литейной формы с минимальными количеством разъемов, числом отъемных частей и числом внутренних стержней. Для беспрепятственного удаления модели из формы стенки литых корпусов выполняют с уклоном 1 : 20 или 1 : 30. Величина уклона зависит от высоты детали в соответствии с ГОСТ 3212—57; подробнее см. [1].

Минимальная толщина стенок определяется как прочностью детали, так и литейными свойствами чугуна, в первую очередь жидкотекучестью. Конкретные рекомендации по определению толщины стенки корпусной детали, исходя из ее конструкции, даны на рис. 14.1. Стенки литых деталей во избежание появления коробления, трещин и внутренних напряжений должны иметь плавные переходы [1, 15]. Минимальная величина радиусов закруглений для отливок средних размеров должна быть не менее 5 мм. Наиболее часто встречающиеся случаи сопряжения стенок и рекомендуемые радиусы закруглений даны в [15].

Корпусные детали имеют на наружных и внутренних поверхностях различные приливы — опорные пластики, бобышки, бурты и прочее, число их следует делать возможно меньшим.

Указания по оформлению наружных и внутренних приливов:

1. Отдельные близко расположенные друг к другу пластики следует объединять в общий пластик, форма которого должна быть удобной для извлечения модели из формы. Минимальные расстояния между

смежными приливами принимают не менее двойной толщины стенки ($\geq 2\delta_n$).

2. При литье платики и бобышки несколько смещаются относительно своих ссей, поэтому их размеры следует делать на 3...5 мм больше габаритных размеров сопряженных с ними деталей — крышек, фланцев и т. п.

3. Механически обработанные поверхности платиков следует отделять от необработанных (литых) поверхностей (см. рис. 14.1). Высота приливов должна быть не менее 5 мм. Переходы приливов к стенкам выполняют по радиусам. Все механически обрабатываемые приливы, располагаемые на одной поверхности, должны иметь одинаковую высоту, что позволит произвести их обработку «на проход» (см. рис. 14.1).

4. Рекомендуются опорные поверхности под шайбы, головки болтов и гайки обрабатывать зенкованием (см. рис. 14.1).

Рекомендуемые соотношения размеров для внутренних и наружных бобышек указаны в [15].

Неразъемные корпуса редукторов и коробок передач сверху закрываются крышками. Вверху внутренняя поверхность для увеличения жесткости корпуса оформляется отбортовкой, предотвращающей появление в отливке трещин. Крышка крепится к корпусу винтами и для их размещения в корпусе делают приливы (см. рис. 14.1). Для крепления корпуса к станине, раме, фундаменту и т. п. делают фланцы (лапы); их располагают обычно вдоль длинной стороны корпуса. Рекомендуемые размеры отбортовки, приливов под винты для крепления крышки, фланцев, болтов и других даны на рис. 14.1.

Для слива масла предусматривают сливное отверстие ($d \geq 14...20$ мм); которое закрывают пробкой — цилиндрической или конической. Дно корпуса делают наклонным (уклон $1...2^\circ$) в сторону сливного отверстия (см. рис. 14.1).

При конструировании литых деталей необходимо учитывать нормальный вход и выход режущего инструмента. Так, при сверлении отверстий во избежание поломки инструмента поверхность детали в начале и конце сверления должна быть перпендикулярной оси сверла. Отверстия по возможности следует делать сквозными и простой формы, при этом обработку их желательно вести с одной стороны. При расположении нескольких отверстий на одной оси целесообразно для одновременной последовательной обработки располагать их «елочкой» (рис. 14.1).

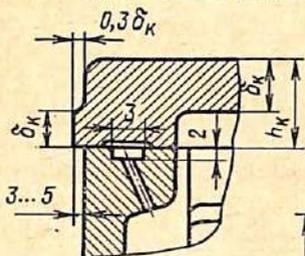
14.2. Оформление рабочего чертежа корпуса

Конструктивная разработка первых двух листов проекта является основой для выполнения и оформления рабочего чертежа корпусной детали. Общие указания по оформлению рабочих чертежей см. раздел 13.

Последовательность выполнения рабочего чертежа корпуса червячного редуктора (см. рис. 18.6) изложена ниже.

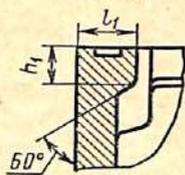
Выбор основных видов и разрезов. В первую очередь устанавливают главный вид, а затем определяют нужное число проекций изображения

Стык крышка - корпус



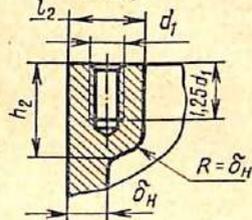
Б-5

М2:1

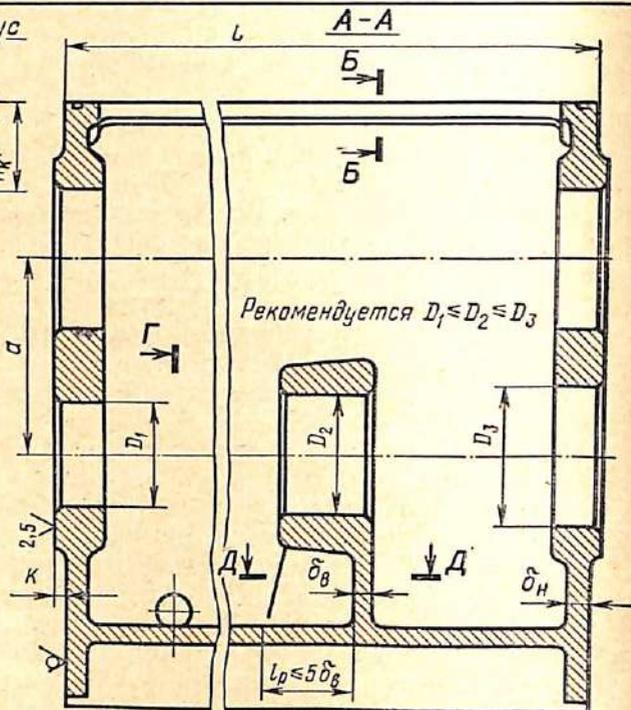
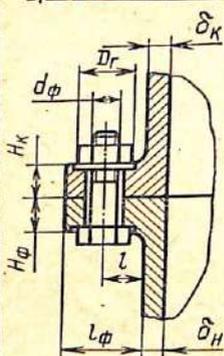


В-В

М2:1

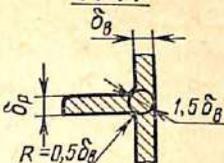


Крепление крышки
разъемного корпуса



Вид Ж

Д-Д



Другие варианты оформления
сливного отверстия

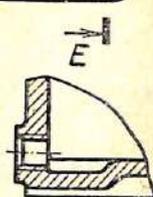
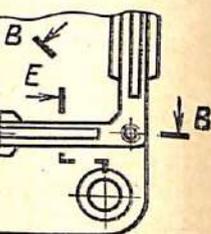
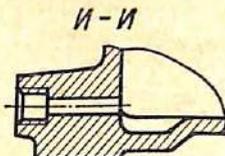
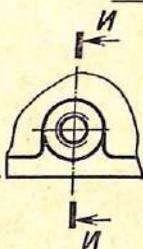


Рис. 1

Рекомендуемые
соотношения размеров

Стенок

Толщина наружных стенок
 $\delta_H = 0,03 a_{\max} + 5 \geq 8 \dots 10 \text{ мм}$
 Толщина внутренних стенок
 $\delta_B = 0,8 \delta_H > 6 \text{ мм}$
 Толщина внутренних ребер
 $\delta_P = 0,7 \delta_H$

Отбортовки и прилив

Ширина отбортовки $L_1 = 1,5 \delta_H$
 Высота $h_1 = \delta_H$
 Прилив под винты $L_2 = 2\delta_H + d_1$
 Крепления крышки $h_2 = 2,5 d_1$
 Диаметр винтов крышки $d_1 = (0,8 \dots 1) \delta_H$
 Диаметр бабышки $d_n = d_k + 3 \dots 5 \text{ мм}$
 Наименьшая высота бабышки
 $K = 3 \dots 5 > 0,3 \delta_H$
 Расстояние между бабышками
 $S \geq (1,5 \dots 2) \delta_H$

Опорного фланца

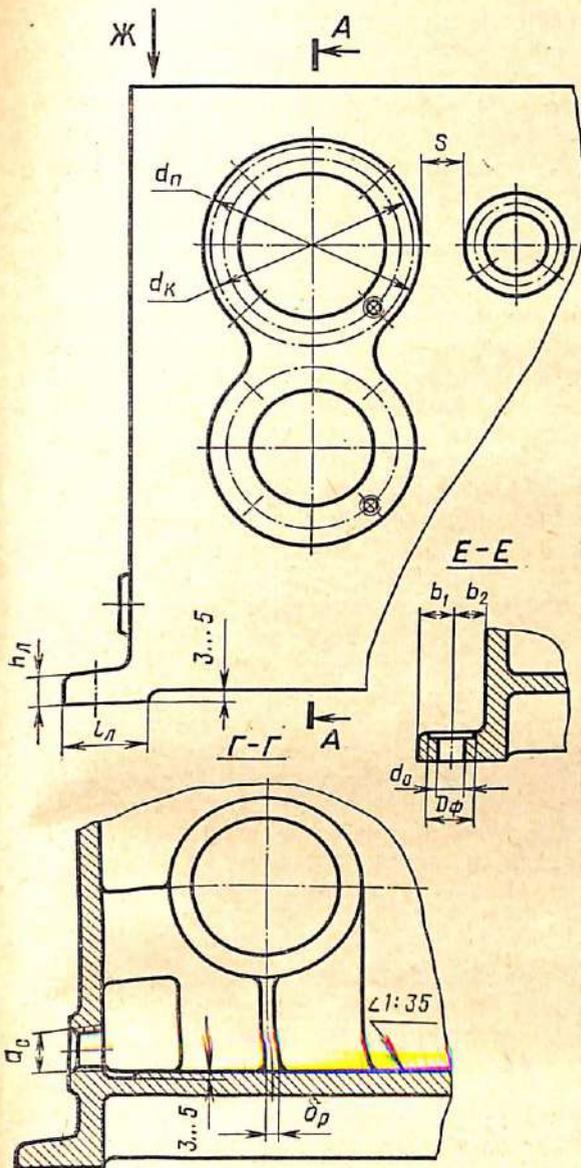
Толщина $h_n \geq 1,5 d_\phi$
 Ширина $L_n = (2,7 \dots 3) d_\phi$
 Диаметр болтов крепления
 d_ϕ см. раздел 5
 Диаметр отверстия под
 болты крепления $d_\phi = d_\phi + 1 \text{ мм}$
 Диаметр зенковки $D_\phi \geq 2,4 d_\phi$
 Прочие размеры $b_1 \geq 1,7 d_\phi$
 $b_2 \geq D_\phi / 2 + 5$

Крышки

Толщина стенок $\delta_k = 0,8 \delta_H$
 Высота крышки $h_k = (3 \dots 5) \delta_k$

Разъемного корпуса

Толщина фланца крышки
 $H_k = 1,3 d_\phi$
 Толщина фланца корпуса
 $H_\phi = 1,5 d_\phi$
 Ширина фланца $L_\phi \approx (2,5 \dots 3) d_\phi$
 Диаметр стяжных болтов
 $d_\phi \approx 0,9 d_\phi$
 Расстояние от стенки до оси
 болта $l \geq D_\phi / 2 + 5$



Штамп

корпуса, после чего выявляют необходимые разрезы и сечения — полные и частичные — и дополнительные виды.

При выполнении разрезов следует руководствоваться следующими правилами: не рекомендуется выполнять ступенчатый разрез, в котором при совмещении секущих плоскостей контуры отверстий накладываются друг на друга; частичный вырыв применим при условии, что он не уничтожает какую-либо особенность внешней конфигурации детали; соосные отверстия, предназначенные под опоры одного вала, следует показывать на одной проекции. Недопустимо изображать такие отверстия по одному на разных разрезах.

При разработке рабочего чертежа корпуса коробки передач (см. рис. 19.6) в качестве главного вида обычно выбирают вид на стенку с рукоятками.

Все виды, разрезы и сечения нужно расположить так, чтобы на листе осталось место для нанесения размеров и надписей. Масштаб выполнения основной проекции обычно 1 : 2 или 1 : 2,5. Отдельные виды и разрезы по возможности следует изображать в натуральную величину.

Для корпуса выбранного редуктора приняты: для полного отображения наружной конфигурации детали — четыре основных вида (спереди, сверху, слева и справа) и дополнительный полный вид по стрелке Г; для выявления внутренней формы (отверстий, бобышек, стенок и т. п.) — два разреза А—А и Б—Б, дополнительный частичный разрез Д—Д и сечение В—В (рис. 14.2).

Нанесение размеров и их предельных отклонений. По служебному назначению наносимые на рабочий чертеж размеры можно разбить на следующие группы: а) размеры, устанавливающие габариты и форму собственно литой детали; б) размеры, определяющие положение выбранных базовых плоскостей относительно литых плоскостей корпуса отверстий и координата их расположения относительно выбранных базовых плоскостей, а при связи этих отверстий друг с другом координата их взаимного расположения; г) размеры и характеристики расположения на установочных плоскостях отдельных групп резьбовых и гладких отверстий под «крепеж» (крепление фланцевых крышек, основной крышки коробки и т. п.). Для всех размеров указывают предельные отклонения.

Разберем последовательно простановку каждой группы размеров. Сначала на чертеже проставляют все размеры, относящиеся к самому литью (рис. 14.2). Предельные отклонения этих размеров назначают по 14-му качеству и указывают их в технических требованиях соответствующей надписью. Данные размеры являются исходными для конструктора литейной модели, который разрабатывает ее чертеж с учетом необходимых припусков на механическую обработку тех или иных поверхностей.

Далее задают основные — конструкторские — базы (три взаимно перпендикулярные плоскости, рис. 14.2), которые в дальнейшем используют при простановке размеров для механической обработки корпуса. Класс шероховатости базовых плоскостей не ниже 6-го (Ra от 2,5 до 1,25 мкм).

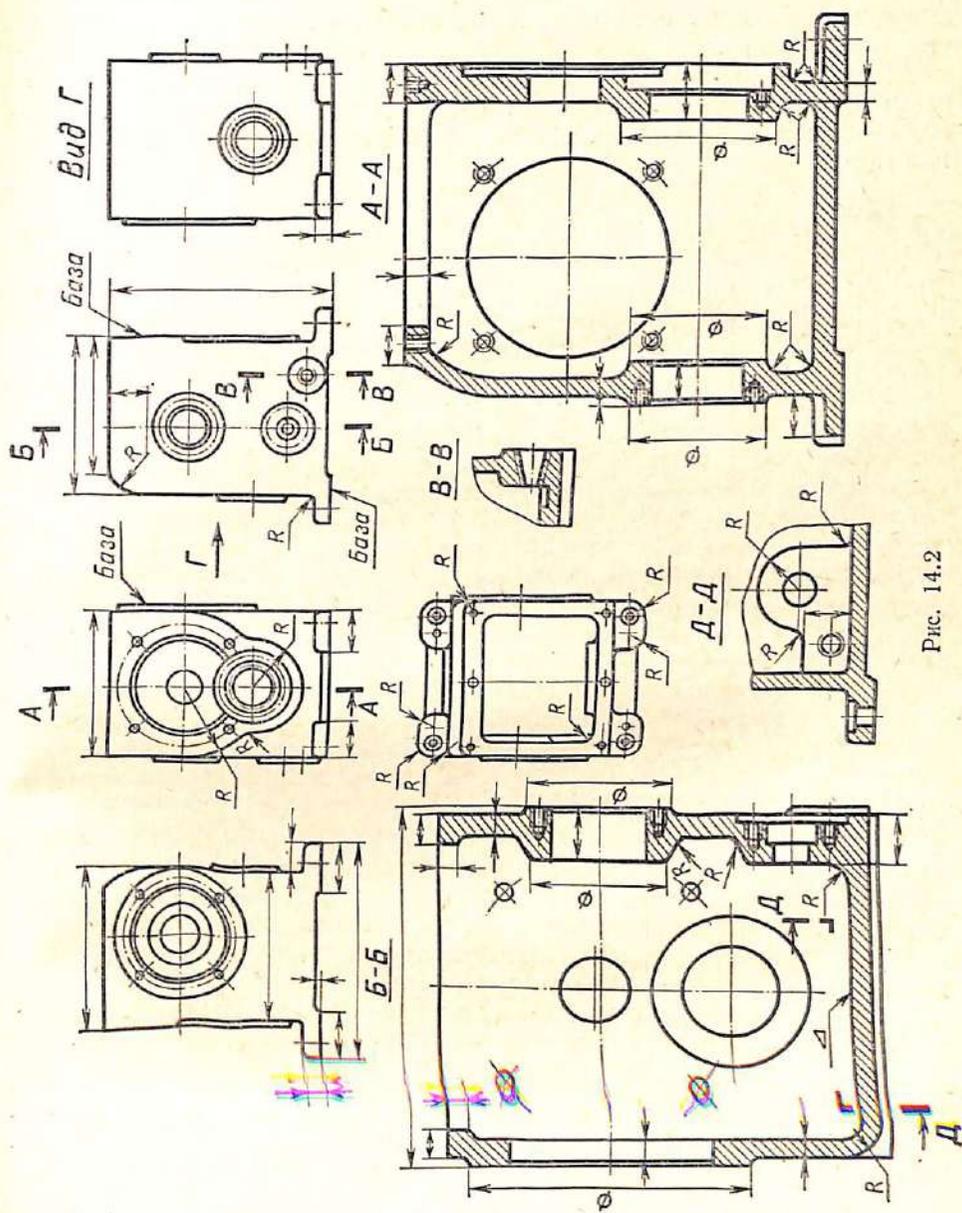


Рис. 14.2

Затем переходят к простановке размеров, относящихся к основным обрабатываемым отверстиям (см. рис. 14.9). Размеры диаметров отверстий размещают на тех разрезах, где полностью выявляются конструктивные формы отверстия (разрезы А—А и Б—Б). Размеры, определяющие положение осей отверстий, задают от трех основных баз, указанных ранее.

Предельные отклонения размеров отверстий обусловлены выбранными посадками деталей в корпус (см. рис. 18.6), а межосевых расстояний — точностью зубчатых передач; рекомендации по их выбору см. ниже.

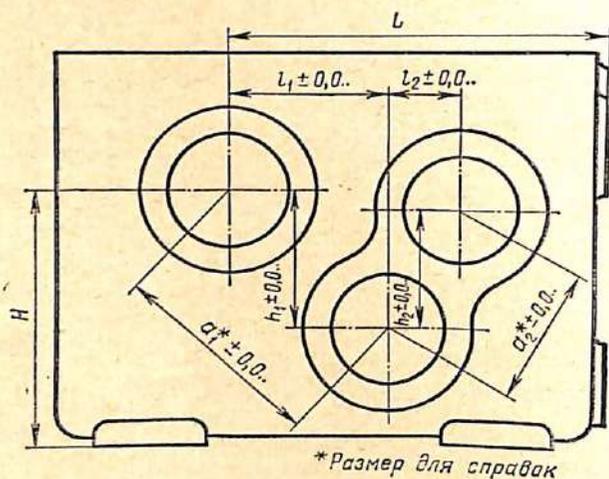


Рис. 14.3

В сложных редукторах и коробках передач на одну стенку корпуса может выходить несколько взаимосвязанных отверстий под опоры валов. Тогда способ координирования осей отверстий выбирают, исходя из условий обработки отверстий. Так, при мелкосерийном производстве отверстия обрабатывают на координатно-расточных станках, в которых обеспечивается отсчет заданных координат в двух взаимно перпендикулярных направлениях с корректировкой по масштабным линейкам станка или при помощи специальных измерительных инструментов. Для этого случая удобно поставить размеры, как указано на рис. 14.3.

Одно отверстие координировано относительно обработанных базовых плоскостей корпуса свободными размерами (L и H), затем от зафиксированной новой базы — оси отверстия — указывают с допусками координаты двух других осей (l_1 и h_1 , l_2 и h_2). Размеры межосевых расстояний a и a_1 с допусками, которые назначают в зависимости от предусматриваемой точности зацепления зубчатых передач, задают как справочные. Координаты осей отверстий тщательно подсчитывают из прямоугольных треугольников. Допускаемые предельные отклоне-

ния координатных размеров рассчитывают, исходя их допусков на межосевое расстояние.

Другой метод координации осей отверстий представлен на рис. 14.4.

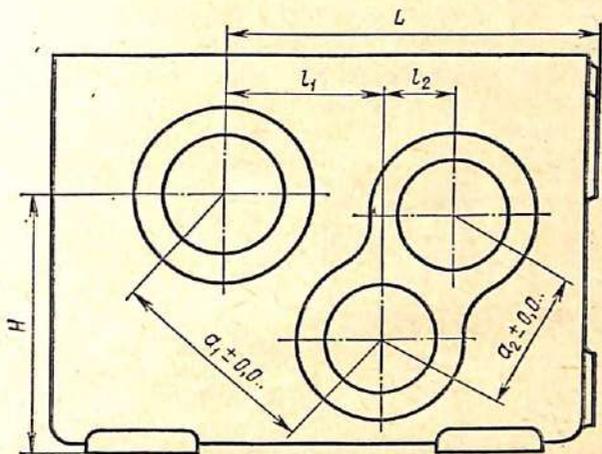


Рис. 14.4

Далее проставляют размеры, относящиеся к резьбовым и гладким отверстиям под детали крепления, — диаметры, глубина, координаты осей отверстий (см. рис. 14.9). Для резьбовых отверстий глубину, как

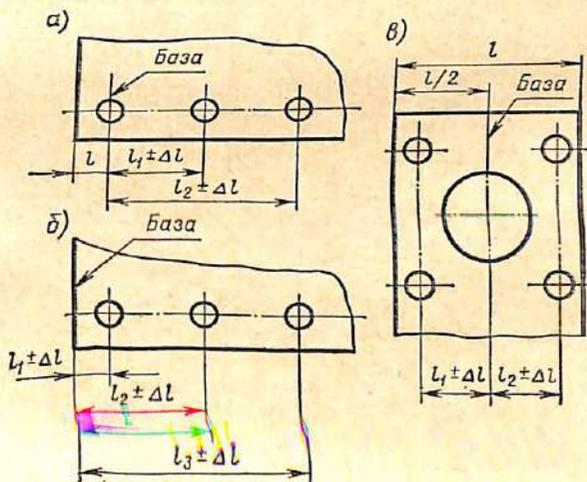


Рис. 14.5

полную, так и нарезанной части, указывают на разрезе, а размер самого отверстия с обозначением типа резьбы и класса точности дают надписью на полке размерной линии. Все размеры на цилиндрические ступенчатые отверстия — диаметры и длину — задают на разрезе. Исключения

представляют гладкие отверстия (например, под штифты), размеры которых можно указывать надписью на полке выносной линии.

Координирование осей крепежных отверстий зависит от способа их обработки. При сверлении по накладным кондукторам задают координаты осей всех крепежных отверстий с допускаемыми предельными отклонениями. Этим способом обеспечивается полная взаимозаменяемость деталей. Наиболее часто координирование осей отверстий ведут

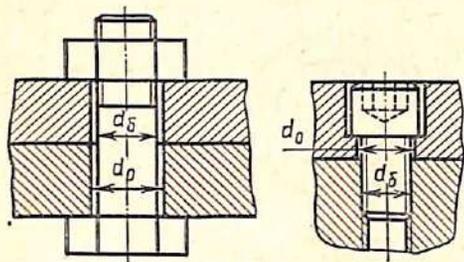


Рис. 14.6

по схемам рис. 14.5, а, б, в, задавая предельные отклонения для расстояний l_1 , l_2 и т. д. Подробнее см. [2,24]. На рис. 14.5, б отсчет координат ведут от торцовых баз; на рис. 14.5, а за базу взята ось отверстия, а на рис. 14.5, в координаты указаны от оси центрального отверстия, являющейся одновременно осью симметрии. Допускаемые отклонения на расстояние от базы до центра отверстия Δl определяют с учетом типа соединения, исходя из величины наименьшего зазора: при болтовом соединении $\Delta l \approx \pm 0,35S_m$; при винтовом соединении $\Delta l \approx 0,18S_m$, где $S_m = d_0 - d_5$ — наименьший зазор в соединении (рис. 14.6).

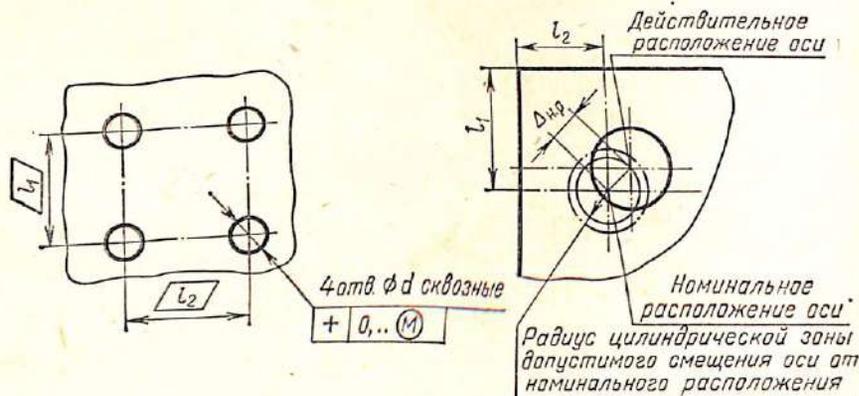


Рис. 14.7

Диаметры сквозных отверстий под крепеж указаны в соответствии с ГОСТ 11284—75 в табл. 14.1.

Допускаемые отклонения на расстояния Δl при винтовом соединении можно принимать по следующим рекомендациям: при резьбе М6...М8 $\Delta l \approx \pm 0,12$ мм; при М10...М18 $\Delta l \approx \pm 0,16$ мм; при М20...М30 $\Delta l \approx \pm 0,35$ мм, при этом размер отверстия выполняют с предельным отклонением Н12.

Оси отверстий для крепления крышек подшипников располагают по окружности. Отверстия под «крепеж» сверлят по накладным кон-

Диаметры d_0 сквозных отверстий и их допуски при номинальных диаметрах крепежных деталей, мм

| 6 | 8 | 10 | 12 | 14 | 16 | 18 | 20 | 22 | 24 |
|------------------|------------------|------------------|------------------|------------------|------------------|------------------|----------------|----------------|----------------|
| 6,4H12 6,6H14 | 8,4H12 8,6H14 | 10,5H12 11H14 | 12,5H12 13H14 | 14,5H12 15H14 | 16,5H12 17H14 | 18,5H12 19H14 | 21H12 22H14 | 23H12 24H14 | 25H12 26H14 |

дукторам, базой для которых являются отверстия под подшипники. В этом случае удобно ограничивать расстояние между осями, задавая предельным смещением осей отверстия от номинального расположения (рис. 14.7). Предельное смещение осей от номинального расположения при равных зазорах во всех соединениях подсчитывают из условий: при болтовом соединении $\Delta_p = 0,5 S_m$; при винтовом соединении $\Delta_p = 0,25 S_m$; S_m определяют, используя данные табл. 14.1. Расчетные значения Δ_p округляют до ближайшей величины из следующего ряда: 0,08; 0,1; 0,12; 0,16; 0,20; 0,25.

При использовании системы полярных координат расположение осей отверстий задают радиусом или диаметром окружности, на которой находятся оси отверстий, и углами между осями с указанием их предельных отклонений (рис. 14.8, а, б). Выбор предельных отклонений ΔD , $\Delta \varphi$ см. [25].

Для изделий индивидуального и мелкосерийного производства при отсутствии требований взаимозаменяемости отверстия сверлят по разметке и вместо нанесения координат осей отверстий на рабочем чертеже делают соответствующую надпись. Например, «4 отв. М8 разметить по крышке № ...». Этот способ допускается использовать одновременно с координатным в чертеже одной и той же корпусной детали для неотвественных соединений (например, для привертывания мелкими винтами табличек-указателей) (рис. 14.8, б).

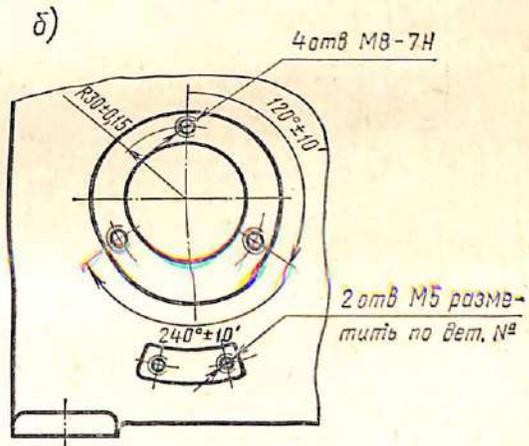
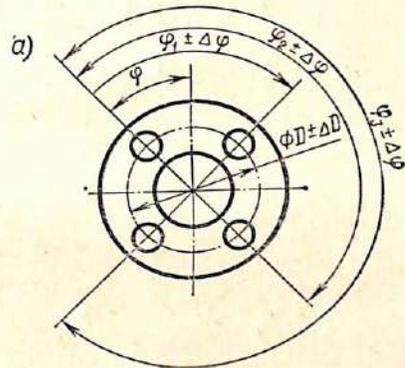


Рис. 14.8

Обозначение шероховатости поверхностей. Параметры шероховатости поверхностей назначают по ГОСТ 2789—73. Знаки шероховатости наносят на чертеже в соответствии с ГОСТ 2.309—73 и располагают их на линиях контура и выносных линиях возможно ближе к размерной линии (рис. 14.9) или на полках линий-выносок.

На литой детали преобладающей (по количеству поверхностей) является шероховатость литых поверхностей. Ее обозначение наносят в верхнем правом углу чертежа знаком ∇ .

Назначение шероховатости механически обработанных поверхностей следует увязывать с качеством изготовления сопряжения, его размерами, с возможным способом обработки конкретной поверхности и технологическими возможностями этого способа.

Для несопрягаемых поверхностей шероховатость назначается в зависимости от требований, предъявляемых к внешнему виду таких поверхностей и детали в целом.

Указания по выбору классов шероховатости приводятся в [2, 15, 24]. Рекомендуемая шероховатость поверхностей отверстий корпусов для наружных колец подшипников качения дана в табл. 14.2. Примеры применения классов шероховатости типовых поверхностей корпуса даны в табл. 14.3 и 14.4.

Нанесение предельных отклонений формы и взаимного расположения поверхностей. Возникающие в процессе обработки корпуса погрешности геометрической формы и взаимного расположения поверхностей вредно влияют на работу подшипников, передач и всего механизма. Для ограничения величины погрешностей назначают их предельные значения. Предельные отклонения формы и взаимного расположения поверхностей предпочтительнее указывать условными обозначениями на изображении детали. При необходимости допускается давать их текстом в технических требованиях.

Рассмотрим все виды погрешностей, которые следует ограничивать на рабочем чертеже корпусной детали.

Нецилиндричность (овальность и конусность) отверстий: а) под подшипники качения — см. табл. 13.2; б) для посадки стаканов — не более половины допуска диаметра посадочного отверстия. Если на чертеже не указана величина допускаемой нецилиндричности, то ее принимают равной допуску диаметра посадочного отверстия.

Неперпендикулярность торцовых платиков под крышки для подшипников. Точную величину предельного отклонения от перпендикулярности определяют в результате расчета размерных цепей, учитывая погрешности изготовления отдельных элементов [18, 24]. При выполнении курсового проекта ориентировочно можно принимать предельное отклонение от перпендикулярности равным 0,02 мм на длине 100 мм.

Для корпусов коробок передач и редукторов с цилиндрическими зубчатыми передачами по ГОСТ 1643—72 ограничивают следующие погрешности.

Непараллельность и перекос осей отверстий для подшипников вала. Их задают предельными отклонениями,

Таблица 14.2

| Посадочные места | Класс точности подшипников | Шероховатости посадочных поверхностей при диаметрах, мм | |
|------------------------------|----------------------------|---|-------------------|
| | | до 80 | св. 80 до 500 |
| Отверстия корпусов | 0 | $1,25 \sqrt{(7)}$ | $0,53 \sqrt{(8)}$ |
| | 6 и 5 | $0,63 \sqrt{(8)}$ | $1,25 \sqrt{(7)}$ |
| У торцов заплечиков корпусов | 0 | $2,5 \sqrt{(6)}$ | $2,5 \sqrt{(6)}$ |
| | 6 и 5 | $1,25 \sqrt{(7)}$ | |

Таблица 14.3

| Вид поверхности | Квалитет точности | Шероховатость цилиндрических поверхностей корпусов |
|---|-------------------|--|
| Цилиндрические отверстия: до 10 мм | 6,7 | $0,63 \sqrt{(8)}$ |
| св. 10 до 180 мм | | $1,25 \sqrt{(7)}$ |
| до 18 мм | 8,9 | $2,5 \sqrt{(6)}$ |
| св. 18 до 300 мм | | |
| Фаски наружные и в отверстиях . . . | — | $Rz 80 \sqrt{(3)}$ |
| Отверстия под детали крепления . . . | 12,14 | |
| Резьбовые отверстия | — | $Rz 40 \sqrt{(4)}$ |

подсчитывая по формулам

$$f'_x = 0,8f_x L_k / b \text{ и } f'_y = 0,8f_y L_k / b,$$

где f_x — допуск на непараллельность осей (табл. 14.5); f_y — допуск на перекос осей, $f_y = 0,5 f_x$; L_k — расстояние между серединами опорных участков корпуса; b — ширина венца зубчатого колеса; 0,8 — поправочный коэффициент.

Таблица 14.4

| Вид поверхности | Шероховатость плоских поверхностей |
|---|---|
| Плоскости под крышки подшипников качения | $2,5 \sqrt{(5)}$ |
| Базовые поверхности | $Rz 20 \sqrt{\dots} \sqrt{(5 \dots 6)}$ |
| Привалочные плоскости плотных соединений | |
| Привалочные плоскости, прикрепляемые к металлическим основаниям (под крышки, стаканы и др.) | $Rz 80 \sqrt{\dots} \sqrt{(3 \dots 6)}$ |
| Подошвы корпусов, лап | |
| Грубо обработанные привалочные поверхности для крепления к бетонному фундаменту | $Rz 80 \sqrt{(3)}$ |
| Несопрягаемые поверхности | |
| Торцовые поверхности под крепежные детали | |

Таблица 14.5

| Степень точности | Модуль передачи, мм | f_x при ширине венца колеса (или длине контактной линии), мм | | |
|------------------|---------------------|--|---------------|----------------|
| | | до 40 | св. 40 до 100 | св. 100 до 160 |
| 6 | Св. 1 до 16 | 0,010 | 0,012 | 0,016 |
| 7 | Св. 1 до 25 | 0,012 | 0,016 | 0,020 |
| 8 | Св. 1 до 50 | 0,020 | 0,025 | 0,032 |

Предельные отклонения межосевых расстояний $\pm f_a$ между отверстиями и подшипников валов. Значения даны в табл. 14.6.

Отклонения от соосности (эксцентриситет) отверстий под опоры валов принимают не более половины допуска на диаметр меньшего отверстия.

Для корпусов, в которых размещаются конические передачи, в соответствии с ГОСТ 1758—56 указывают следующие погрешности.

Таблица 14.6

| Вид сопряжения | Предельные отклонения межосевых расстояний, мм | | | | | |
|----------------|--|---------------|----------------|----------------|----------------|----------------|
| | до 80 | св. 80 до 125 | св. 125 до 180 | св. 180 до 250 | св. 250 до 315 | св. 315 до 400 |
| <i>H, E</i> | $\pm 0,015$ | $\pm 0,018$ | $\pm 0,020$ | $\pm 0,023$ | $\pm 0,026$ | $\pm 0,028$ |
| <i>G</i> | $\pm 0,023$ | $\pm 0,027$ | $\pm 0,032$ | $\pm 0,036$ | $\pm 0,040$ | $\pm 0,045$ |
| <i>C</i> | $\pm 0,037$ | $\pm 0,043$ | $\pm 0,050$ | $\pm 0,058$ | $\pm 0,065$ | $\pm 0,070$ |
| <i>B</i> | $\pm 0,060$ | $\pm 0,070$ | $\pm 0,080$ | $\pm 0,092$ | $\pm 0,105$ | $\pm 0,115$ |
| <i>A</i> | $\pm 0,095$ | $\pm 0,110$ | $\pm 0,125$ | $\pm 0,145$ | $\pm 0,160$ | $\pm 0,180$ |

Предельные отклонения угла между осями отверстий для валов конических зубчатых передач

$$\Delta'_\Sigma = \Delta_\Sigma l_k / R_e,$$

где Δ_Σ — предельные отклонения межосевого угла передачи, см. табл. 14.7; R_e — внешнее конусное расстояние; $l_k = 100K$ — условная (измерительная) длина, кратная 100; K — любое целое число.

Предельные отклонения межосевого угла конической передачи удобно указывать текстом в технических требованиях. Например, «Предельные отклонения межосевого угла $\pm 0,12 : 200$ ».

Таблица 14.7

| Вид сопряжения | Δ_Σ при длине образующей делительного конуса, мм | | | |
|----------------|--|--------------|---------------|----------------|
| | до 50 | св. 50 до 80 | св. 80 до 120 | св. 120 до 200 |
| <i>C</i> | $\pm 0,018$ | $\pm 0,024$ | $\pm 0,028$ | $\pm 0,032$ |
| <i>D</i> | $\pm 0,028$ | $\pm 0,038$ | $\pm 0,045$ | $\pm 0,050$ |
| <i>X</i> | $\pm 0,045$ | $\pm 0,058$ | $\pm 0,070$ | $\pm 0,080$ |

Допускаемое непересечение осей δ_a отверстий — это кратчайшее расстояние между реальными осями колес. Допускаемую величину выбирают по табл. 14.8 и указывают в технических требованиях надписью: «Допуск на непересечение осей *G* и *D*...».

Таблица 14.8

| Степень точности по нормам контакта | Модуль торцовый, мм | δ_a при длине образующей делительного конуса $R_e = 200$ мм |
|-------------------------------------|---------------------|--|
| 6 | Св. 1 до 16 | 0,015 |
| 7 | | 0,019 |
| 8 | | 0,024 |

Для корпусов червячных редукторов в соответствии с ГОСТ 3675—55 задают:

Перекас осей отверстий для опор червяка и вала колеса

$$\Delta_y = 0,8\delta_y L/b,$$

где δ_y — допуск на перекас осей червяка и вала червячного колеса по ГОСТ 3675—56 (табл. 14.9); b — ширина венца червячного колеса; L — расстояние между платиками под крышки подшипников вала червячного колеса. Допускаемый перекас указывают условными обозначениями или текстом в технических требованиях: «Перекас осей Γ и D не более 0,090 мм на длине 300 мм».

Таблица 14.9

| Степень точности по нормам монтажа | δ_y , мм, при осевом модуле, мм | | | |
|------------------------------------|--|--------------|-------------|--------------|
| | св. 1 до 2,5 | св. 2,5 до 6 | св. 6 до 10 | св. 10 до 16 |
| 7 | 0,013 | 0,018 | 0,026 | 0,036 |
| 8 | 0,017 | 0,022 | 0,034 | 0,045 |
| 9 | 0,021 | 0,028 | 0,042 | 0,055 |

Предельные отклонения межосевого расстояния Δa приведены в табл. 14.10 (см. ГОСТ 3675—56).

Таблица 14.10

| Степень точности | Модуль осевой, мм | Предельные отклонения $\pm \Delta a$ межосевых расстояний, мм | | |
|------------------|-------------------|---|---------------|----------------|
| | | св. 40 до 80 | св. 80 до 160 | св. 160 до 320 |
| 6 | Св. 1 до 30 | $\pm 0,026$ | $\pm 0,036$ | $\pm 0,045$ |
| 7 | | $\pm 0,042$ | $\pm 0,055$ | $\pm 0,070$ |
| 8 | | $\pm 0,065$ | $\pm 0,090$ | $\pm 0,110$ |
| 9 | | $\pm 0,0105$ | $\pm 0,140$ | $\pm 0,180$ |

В некоторых случаях ограничивают также непараллельность оси базового отверстия относительно базовой плоскости. Предельное отклонение от параллельности принимают равным 0,05 на длине 300 мм. В качестве базового выбирают то из отверстий входного или выходного валов, к положению оси которого предъявляют наиболее жесткие требования. Обычно это отверстие вала, соединяемого муфтой, допускающей малое отклонение от соосности. Например, в редукторе по рис. 18.6 базовым является выходное отверстие.

Неплоскостность. Величины предельных отклонений назначают в соответствии с ГОСТ 10356—63. Рекомендуется для плоскостей разъема корпуса редуктора 0,02 на длине 300 мм; для основания корпуса, при установке редуктора или коробки передач на плиту или раму — 0,05...0,1 на длине 300 мм.

Технические требования. Указания по их составлению и оформлению см. раздел 13. Полностью оформленный рабочий чертеж корпуса червячного редуктора дан на рис. 14.9.

15. ОПОРЫ КАЧЕНИЯ

В конструкциях, проектируемых в курсе «Детали машин», обычно применяют опоры качения и реже опоры скольжения. Ниже рассмотрены устройства только опор качения. Конструкция и качество опор определяются типом подшипника, схемой установки, способом крепления подшипников в корпусе и на валу и зависят: от условий работы — величины, направления и характера нагрузки, частоты вращения, длины и жесткости вала, вида смазки и способа ее подачи к подшипникам, нагрева подшипников и наличия их охлаждения, защиты от загрязнения; технологии изготовления и сборки — точности изготовления деталей и корпуса (соосности отверстий), точности монтажа, необходимости регулировки и демонтажа подшипников; долговечности — срока службы подшипников до замены; экономичности — стоимости подшипников и опор в целом.

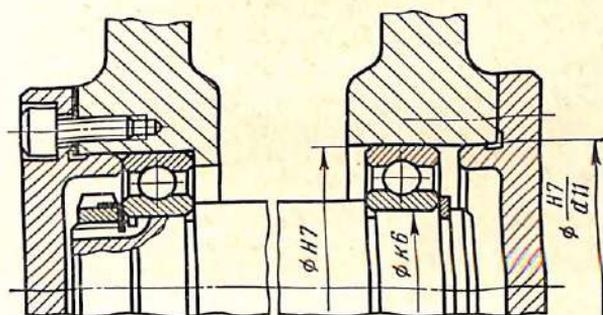


Рис. 15.1

Общие положения о конструкции опор. 1. Выбор схемы установки подшипников в опорах. Существуют две основные схемы: установка с фиксированной и «плавающей» опорами и установка «враспор». Их выбор и применение рассмотрены ниже.

2. Тепловые деформации и неточности изготовления вала и деталей подшипниковых опор. Эти факторы могут привести к нарушению нормальной работы. Для устранения этого явления конструкция должна предусматривать компенсирующее устройство. Простой способ компенсации — свободное осевое перемещение подшипника в одной из опор (рис. 15.1, 15.2, 15.3, 15.4, 15.5).

3. Обеспечение жесткости опор. Жесткость зависит от: количества подшипников в одной опоре [например, при постановке двух специально подобранных подшипников жесткость увеличивается (см. рис. 15.7, 15.8 и 15.9)]; зазоров в подшипниках, которые определяются типом и классом точности подшипника [27]; деформации вала, зависящей от его длины, диаметра и нагрузки; соосности отверстий корпуса под опоры вала, которая обеспечивается их чистовой расточкой с одной установки и за один проход.

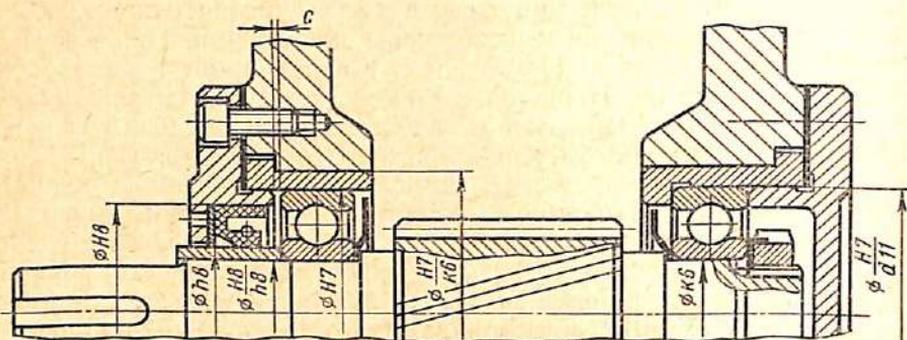


Рис. 15.2

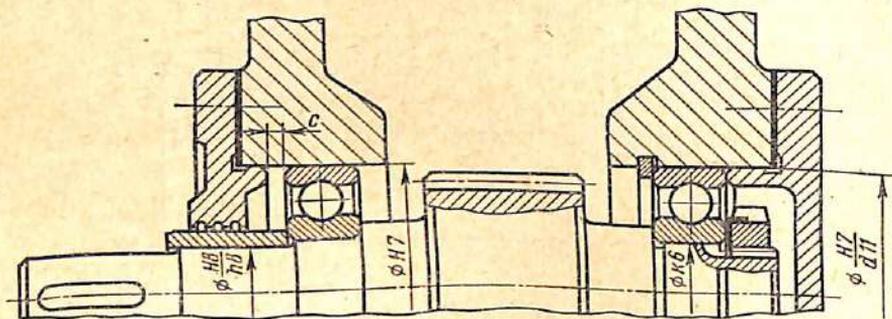


Рис. 15.3

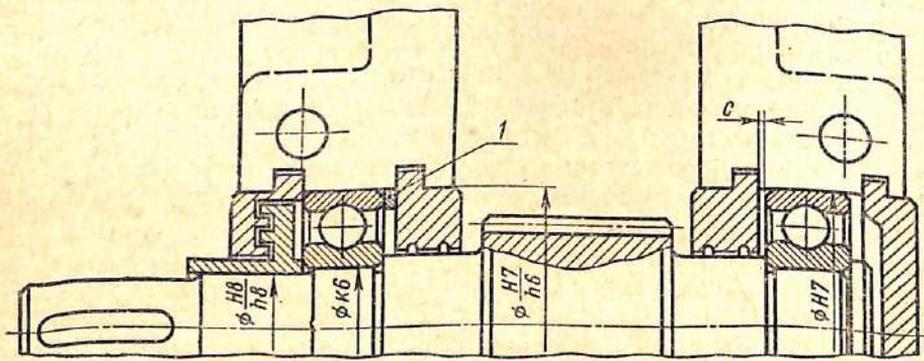


Рис. 15.4

ют в машинах и механизмах, где нет больших осевых нагрузок ($F_a/F_r < < 0,35$) и где радиальная и осевая «игра» вала не отражается на точности работы. При больших радиальных и незначительных осевых нагрузках могут применяться и радиальные роликовые подшипники. Оба кольца радиального подшипника фиксированной опоры крепят в обоих направлениях как на валу, так и в корпусе (см. рис. 15.1, 15.2, 15.3, 15.4 и 15.6).

В конструкциях, где действуют значительные осевые нагрузки, например от червячных передач, конических с круговым зубом, косозубых с большим углом наклона зубьев ($\beta \geq 20^\circ$), применяют конические роликоподшипники или радиально-упорные шарикоподшипники. В этом случае фиксированная опора осуществляется двумя подшипниками, закрепленными наружными кольцами в одном стакане

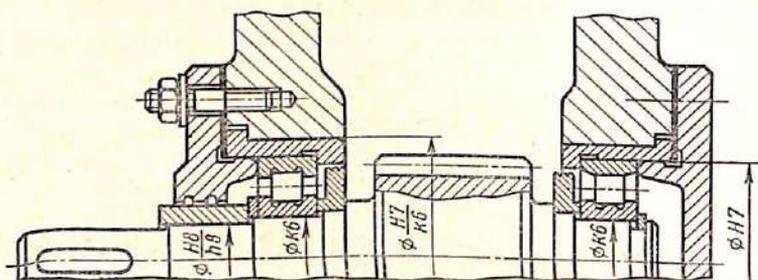


Рис. 15.6

враспор, а внутренними — на валу с обеих сторон (см. рис. 15.7, 15.8, 15.9). Такая конструкция позволяет легко регулировать радиальные и осевые зазоры в подшипниках, увеличить жесткость опоры и устранить «игру» вала. Для предохранения от трения сепараторов друг о друга между внутренними кольцами подшипников устанавливают кольцо. Если при эксплуатации регулировка сдвоенных подшипников не предусматривается, то их устанавливают с точными дистанционными кольцами как на валу, так и в корпусе (см. рис. 15.9). Плавающая опора компенсирует тепловые деформации вала и погрешности изготовления и требует двустороннего крепления только внутреннего (т. е. вращающегося) кольца подшипника; наружное кольцо (невращающееся) радиального подшипника вообще не крепится (см. рис. 15.1, 15.2, 15.3, 15.4, 15.9, 15.28 и 15.29).

При нагреве или охлаждении вал удлиняется и укорачивается, а плавающая опора перемещается вместе с ним по расточке корпуса. Для этого наружное кольцо должно стоять в корпусе с подвижной посадкой (например, H7) и иметь по торцам с до защитных крышек (см. рис. 15.2, 15.3, 15.4 и 15.10). Из двух опор плавающей следует выбирать опору с меньшей радиальной нагрузкой. Тогда при перемещении преодолевается меньшая сила трения и обеспечивается меньший износ расточки корпуса.

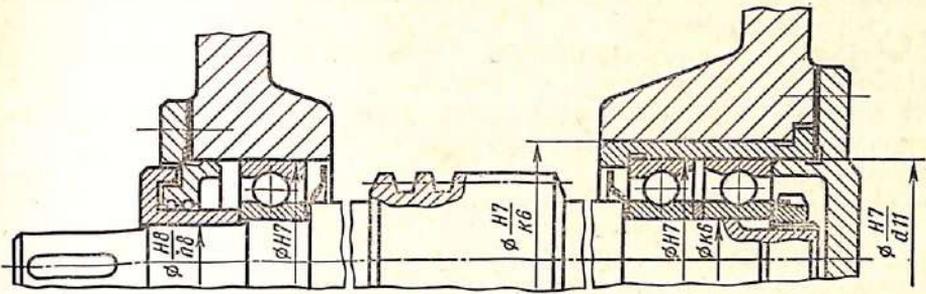


Рис. 15.7

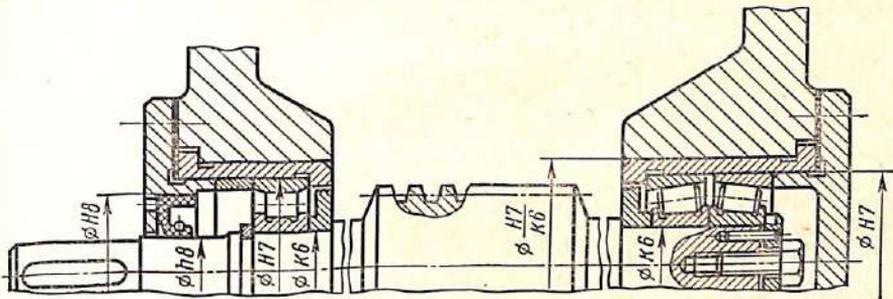


Рис. 15.8

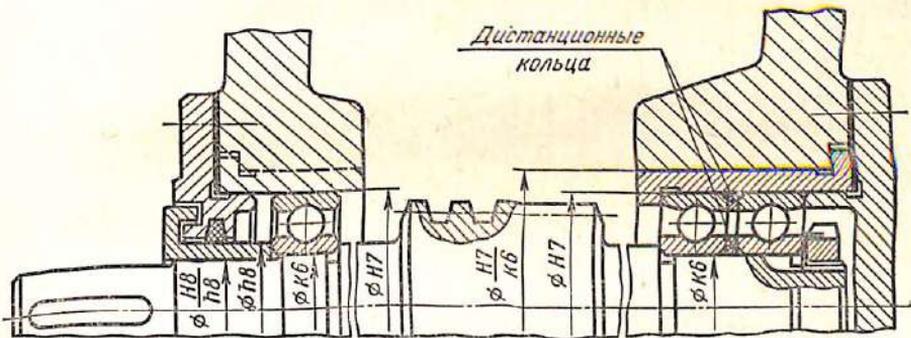


Рис. 15.9

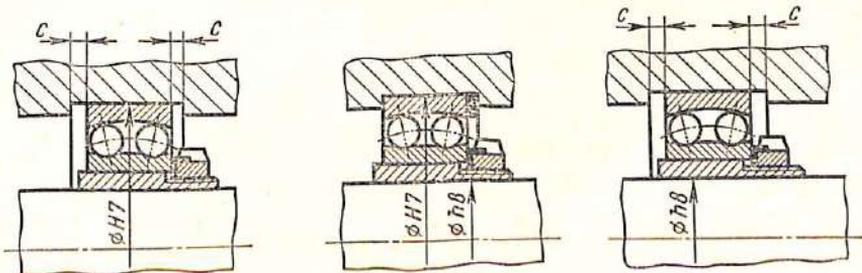


Рис. 15.10

При конструировании опор с радиально-упорными подшипниками необходимо предусматривать в них регулировку осевого зазора (осевой «игры»). Допускаемые пределы осевой игры даны в табл. 15.1 [27]. Регулировку зацепления конической зубчатой пары и червячного колеса с червяком рекомендуется производить совместным двусторонним осевым перемещением опор и вала.

Таблица 15.1

| Тип подшипника и его характеристика | Интервалы внутренних диаметров $d_{\text{опор}}$, мм | | Способы крепления радиально-упорных подшипников | | | | |
|---|---|----|--|-------|---|--|-------|
| | | | 1-й способ — в фиксированной и плавающей опорах при любом расстоянии между опорами | | 2-й способ — враспор | | |
| | от | до | Допускаемые пределы осевой «игры», мкм | | Наибольшее расстояние между опорами L | Допускаемые пределы осевой «игры», мкм | |
| | | | наим. | наиб. | | наим. | наиб. |
| Радиально-упорный шариковый с углом контакта $\alpha = 12^\circ$, ГОСТ 831—75 | 10 | 30 | 20 | 40 | $8d_{\text{опор}}$ $6d_{\text{опор}}$ $4d_{\text{опор}}$ | 30 | 60 |
| | 30 | 50 | 30 | 50 | | 30 | 80 |
| | 50 | 80 | 40 | 70 | | 40 | 100 |
| Радиально-упорный шариковый с углом контакта $\alpha = 26...36^\circ$, ГОСТ 831—75 | 10 | 30 | 20 | 30 | Не рекомендуется устанавливать враспор* | | |
| | 30 | 50 | 20 | 40 | | | |
| 50 | 80 | 30 | 50 | | | | |
| | | | | | | | |
| Конический роликовый радиально-упорный с углом контакта $\alpha = 10...16^\circ$, ГОСТ 333—71 | 10 | 30 | 20 | 30 | $12d_{\text{опор}}$ $8d_{\text{опор}}$ $7d_{\text{опор}}$ | 20 | 80 |
| | 30 | 50 | 40 | 40 | | 40 | 110 |
| | 50 | 80 | 60 | 140 | | 60 | 140 |
| Конический роликовый радиально-упорный с углом контакта $\alpha = 25...29^\circ$, ГОСТ 7260—70 | 10 | 30 | 20 | 40 | Не рекомендуется устанавливать враспор* | | |
| | 30 | 50 | 20 | 40 | | | |
| | 50 | 80 | 30 | 60 | | | |

* Применяется в автомобилестроении.

2 - я с х е м а. Крепление подшипников враспор.

Этот способ применяют для двухопорных валов небольшой длины — до 300...350 мм [$L \leq (6...8) d_{\text{опор}}$]. Такое крепление является наиболее простым и самым дешевым, так как расточки корпуса гладкие и сквозные. Вал фиксируется от перемещений в корпусе в обоих направлениях с двух концов фланцами (рис. 15.11, 15.12, 15.14, 15.15 и 15.30) или закладными крышками, поставленными в разъем корпуса (рис. 15.13).

Отсутствие заклинивания при нагреве или ошибках изготовления и сборки гарантируется зазором a . Он устанавливается на одном конце вала между торцом крышки (фланца) и наружным кольцом подшипника. Так как зазор очень мал, то на чертежах не указывается. Величина зазора a принимается на 0,2...0,3 мм больше величины теплового удлинения вала Δl [26] при радиальных подшипниках и на величину осевой

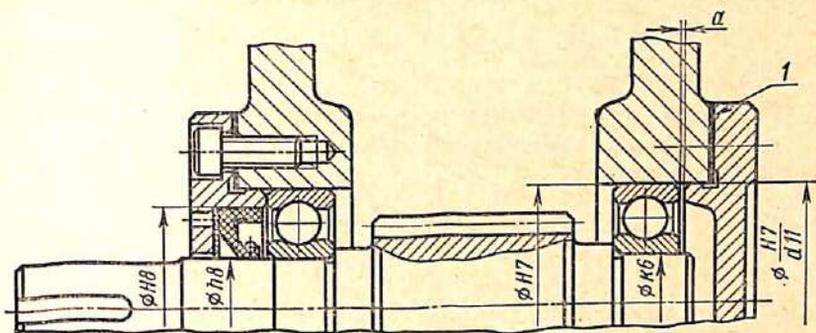


Рис. 15.11

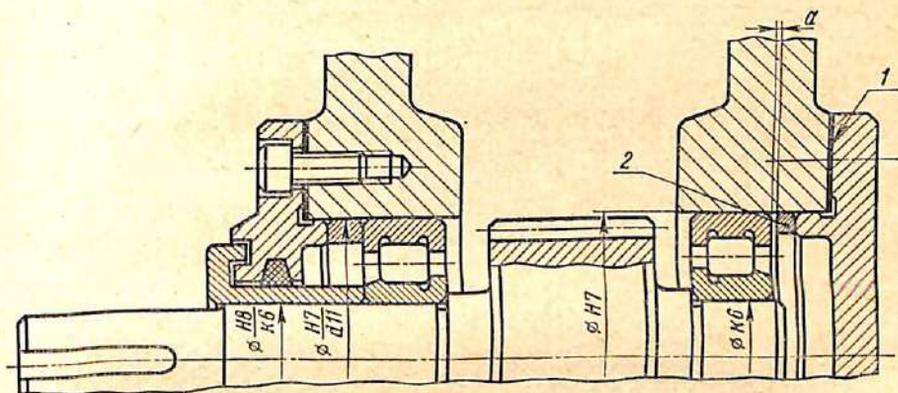


Рис. 15.12

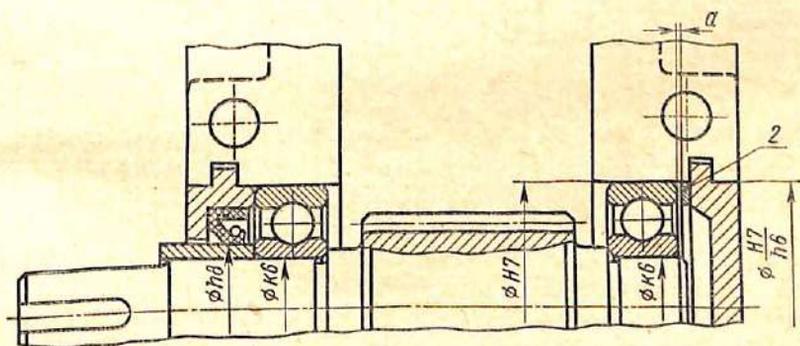


Рис. 15.13

«игры» (см. табл. 15.1) при радиально-упорных:

$$\Delta l = [\alpha_{\text{в}}(t_{\text{к.в}} - t_{\text{н.в}}) - \alpha_{\text{к}}(t_{\text{к.к}} - t_{\text{н.к}})]L,$$

где $\alpha_{\text{в}}$, $\alpha_{\text{к}}$ — коэффициенты линейного расширения материала вала и корпуса; $t_{\text{к.в}}$, $t_{\text{к.к}}$ — конечная температура нагрева вала и корпуса; $t_{\text{н.в}}$, $t_{\text{н.к}}$ — начальная температура нагрева вала и корпуса; L — расстояние между опорами.

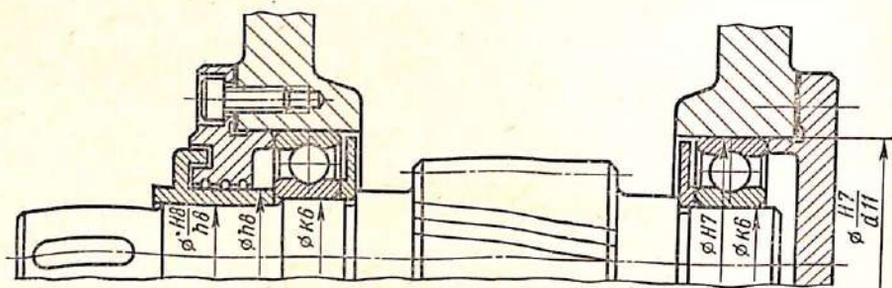


Рис. 15.14

Зазор a устанавливают при сборке опор путем подбора комплекта регулировочных металлических прокладок 1 между торцом бобышек корпуса и упорной поверхностью крышек (см. рис. 15.11, 15.14, 15.15 и 15.16), подшлифовки и подбора по толщине компенсаторных колец 2 (см. рис. 15.12, 15.13 и 15.17) или за счет перемещения установочным

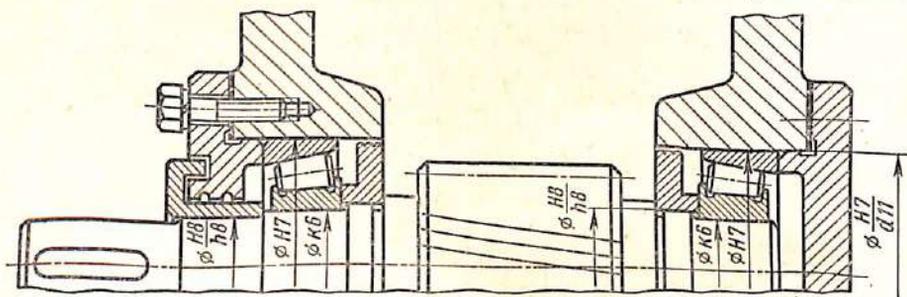


Рис. 15.15

винтом промежуточной шайбы и вала относительно упорной прижимной крышки (рис. 15.18). Наиболее простой и надежный способ регулировки осевых зазоров подшипников и зацепления передач показан на рис. 15.18.

Схему крепления враспор можно применять как для радиальных шарикоподшипников (одно- и двухрядных), так и для радиальных роликовых, имеющих на кольцах борта (тип 42000) или борта и специально упорные шайбы (типы 62000 и 92000).

Радиально-упорные шарикоподшипники и конические роликоподшипники крепят враспор обычно при небольшом угле контакта $\alpha \leq 16^\circ$ (см. табл. 15.1) и реже при $\alpha > 16^\circ$.

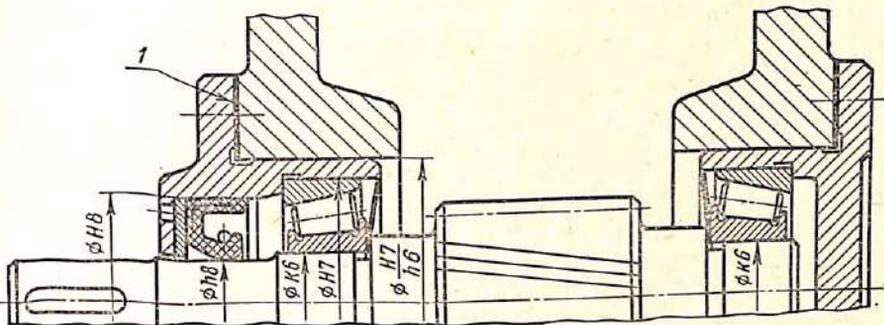


Рис. 15.16

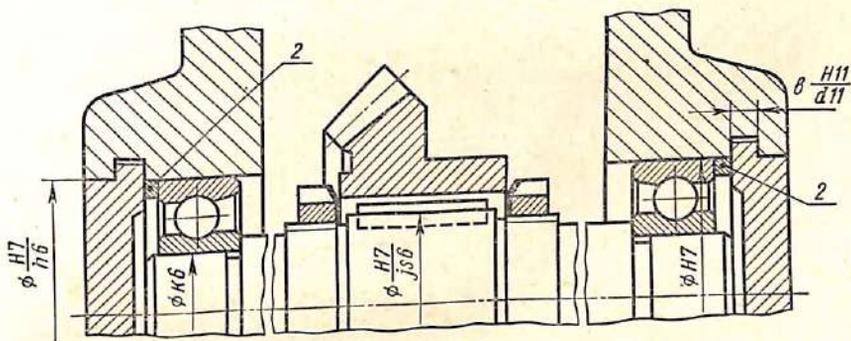


Рис. 15.17

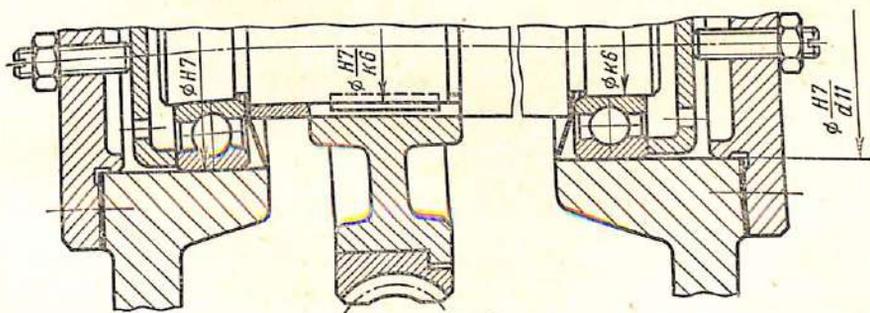


Рис. 15.18

Разновидность крепления подшипников враспор применена в конструкциях опор, показанных на рис. 15.19, 15.20 и 15.21. Наружные кольца подшипников своими широкими торцами упираются в бурта стаканов (см. рис. 15.19 и 15.21) или в заплечики расточек с внутренней

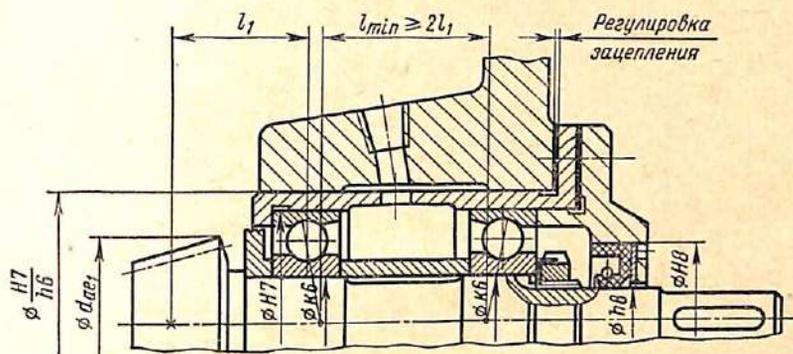


Рис. 15.22

стороны корпуса (см. рис. 15.20). Регулировка подшипников производится гайкой (см. рис. 15.19), перемещающей внутреннее кольцо подшипника. Последнее в этом случае должно устанавливаться на валу с подвижной посадкой j_6 , а гайку после регулировки следует фиксировать от самоотвинчивания. Конструкция подшипниковых опор

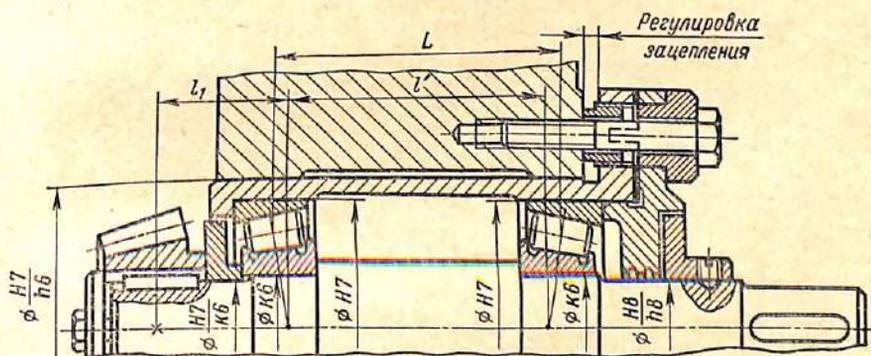


Рис. 15.23

с регулировкой по внутренним кольцам (см. рис. 15.19 и 15.20) исключает опасность защемления тел качения даже при валах значительной длины. Однако на практике она встречается редко и обычно применяется для консольно расположенной конической передачи на коротких валах (см. рис. 15.21, 15.31). Сравнивая подшипниковые опоры рис. 15.21 и 15.23, можно отметить, что при одном и том же расстоянии L между подшипниками конструкция рис. 15.21 имеет большую базу ($l'' > l'$), а следовательно, и большую жесткость опор.

Для уменьшения радиальных нагрузок, действующих на подшипники вала с конической консольно расположенной шестерней (см. рис. 15.21, 15.22 и 15.23), необходимо принимать расстояние L между опорами не меньше удвоенной длины консоли [$L \geq (2 \dots 2,5) l_1$]. В этих конструкциях регулировка зацепления конической шестерни осуществляется путем подгонки разъемного кольца (из двух половин),

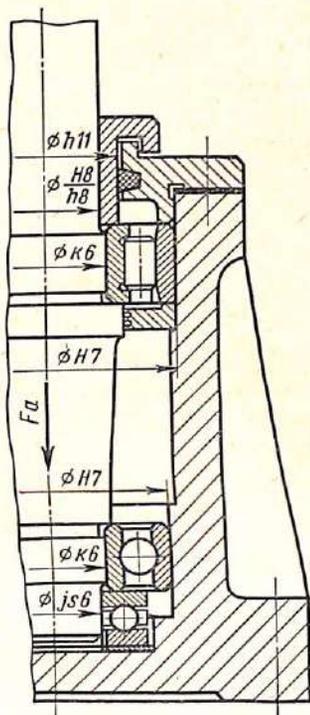


Рис. 15.24

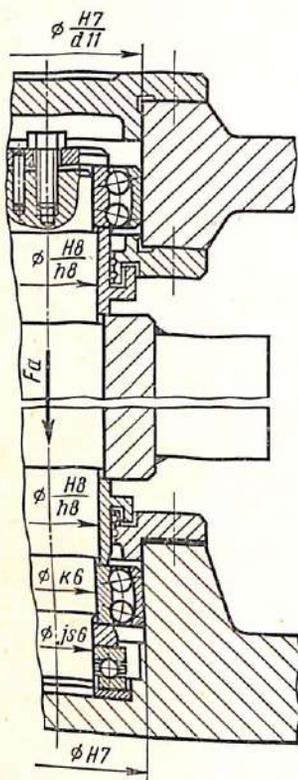


Рис. 15.25

поставленного между наружным торцом расточки корпуса и буртом стакана. Наружный диаметр стакана должен выбираться с расчетом постановки в корпус заранее собранной опоры.

Отдельные замечания о конструкциях. При наличии разъемного корпуса и закладных крышек в фиксированной опоре (см. рис. 15.4) для компенсации неточности изготовления ставят кольца I , которые подгоняют по толщине при сборке.

На рис. 15.5 представлена конструкция опор червячного вала. Значительные двусторонние осевые нагрузки воспринимаются двойным упорным подшипником. Он же фиксирует вал от осевых перемещений в обоих направлениях. Радиальные подшипники в левой и правой опорах устанавливаются обязательно плавающими.

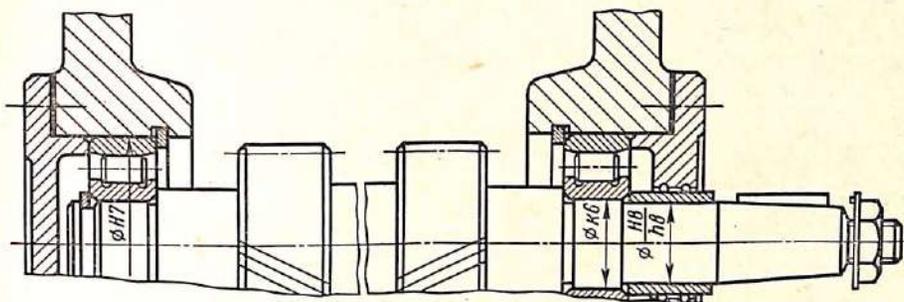


Рис. 15.26

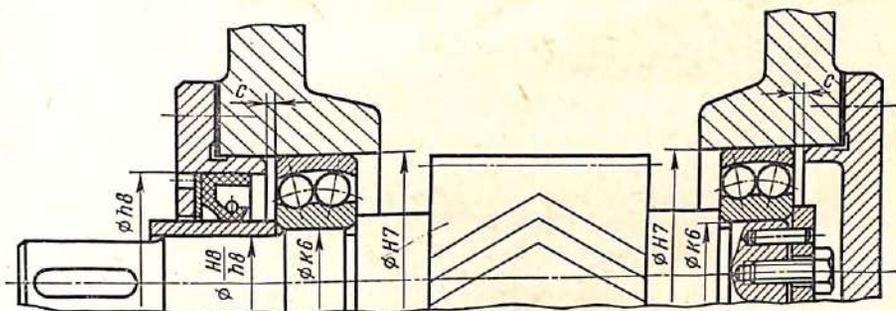


Рис. 15.27

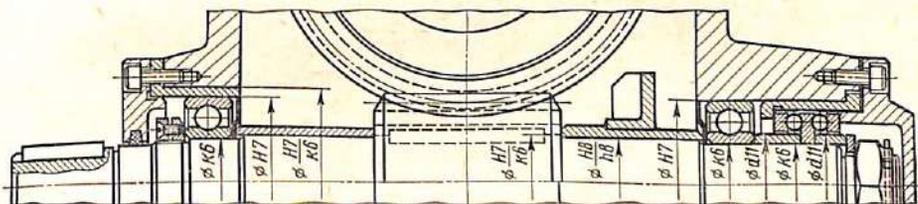


Рис. 15.28

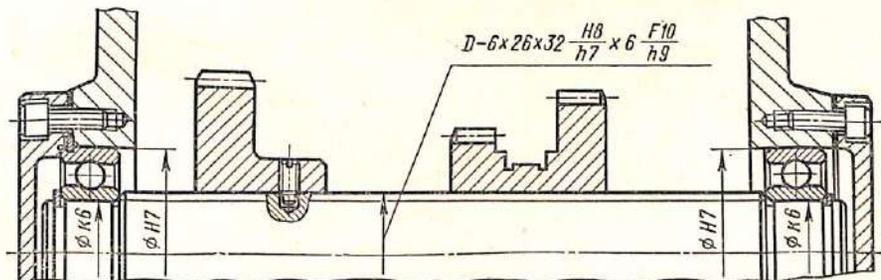


Рис. 15.29

Вал на рис. 15.6 смонтирован на радиальных роликовых подшипниках. В левой фиксирующей вал опоре стоит подшипник типа 92000, в правой плавающей опоре установлен подшипник типа 2000. Его

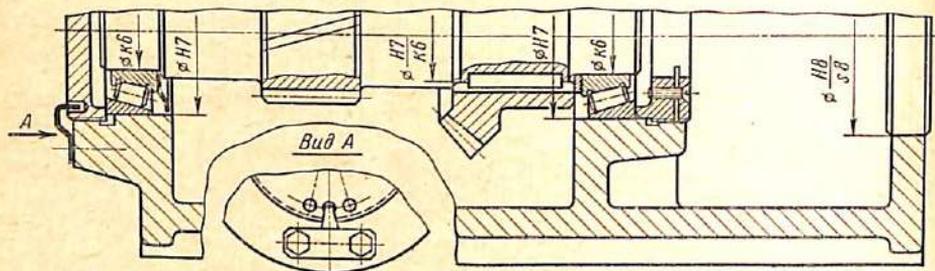


Рис. 15.30

наружное кольцо не имеет буртов, что и обеспечивает внутреннему закреплённому на валу кольцу и роликам осевое перемещение. Для устранения возможности произвольного перемещения наружное кольцо плавающей опоры крепится с двух сторон. Плавающая опора изображена также на рис. 15.24 (верхний подшипник).

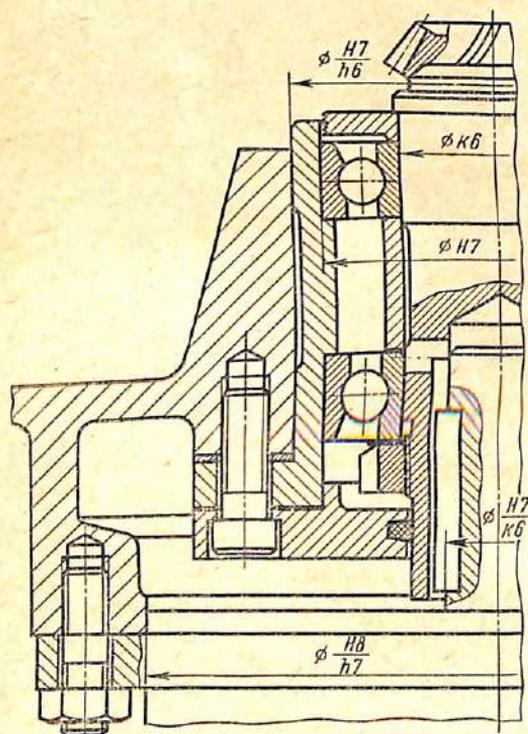


Рис. 15.31

На рис. 15.25 изображен вертикальный вал. Односторонняя осевая нагрузка воспринимается упорным подшипником; радиальные нагрузки — радиальными шарикоподшипниками. Подшипниковые опоры этого вала установлены в отдельных корпусах. Для компенсации перекоса (несоосности отверстий) в плавающих опорах установлены радиальные сферические шарикоподшипники, а под упорным подшипником поставлена специальная прокладка из мягкого металла.

Частным случаем установки вала на двух плавающих опорах являются конструкции на рис. 15.26 и 15.27. Они применяются для валов, несущих

сдвоенные косозубые (рис. 15.26) или шевронные шестерни (рис. 15.27). Плавающий вал способствует самоустановке шестерни по колесу. Лучше плавающий вал устанавливать на роликовых под-

| Номер рисунка | Способы крепления колец подшипников | Применение |
|--|---|---|
| Крепление внутренних колец | | |
| 15.11 и 15.15 | Кольцо подшипника посажено на вал с гарантированным натягом до упора в буртик или промежуточную деталь, сидящую на том же вале. Способ простой, не требующий дополнительного крепления | Для радиальных и радиально-упорных подшипников, когда требуется их одностороннее осевое крепление враспор |
| 15.2, 15.3 и 15.4 | Один торец кольца упирается в заплечико вала, ко второму торцу подшипника прижимается втулка ступицей муфты, шкива или звездочки | а) Для радиальных или радиально-упорных подшипников, поставленных в фиксированной или плавающей опоре. б) Для ограничения осевого положения консольно расположенных деталей: шкива, муфты, звездочки, шестерни и т. д. |
| 15.1, 15.6 и 15.26 | Кольцо подшипника крепится на валу между его заплечиком и упорным пружинным кольцом, вставленным в специальную проточку вала. Для удобства демонтажа и уменьшения точности изготовления канавки часто ставят между торцом подшипника и упорным кольцом специальную регулирующую шайбу. Постановка пружинного кольца — простой и надежный способ, рекомендуемый к применению | Для радиальных подшипников или когда необходимо предохранить подшипники от случайных перемещений |
| 15.2, 15.7, 15.9, 15.19, 15.21 и 15.22 | Кольцо подшипника поджимается к заплечико вала гайкой, навинчиваемой на конце. От самоотвинчивания гайка стопорится шайбой, внутренний язычок которой входит в специальный паз вала, а наружный выступ отгибается в один из пазов гайки. Способ надежный, но дорогой. Иногда вместо стопорной шайбы ставят две гайки | Для крепления радиальных, радиально-упорных и упорных подшипников при наличии двусторонних осевых нагрузок. При установке радиально-упорных подшипников враспор по 2-му варианту для регулировки по внутренним кольцам |
| 15.28 | Подшипник прижимается к заплечико вала упорным резьбовым кольцом с прорезью и зажимным винтом, предохраняющим от самоотвинчивания | Применяется, когда фрезерование канавки под стопорную шайбу [4] нежелательно или при больших диаметрах резьб |
| 15.28 | Подшипник крепится корончатой гайкой с шайбой и шплинтом | Для упорных и радиально-упорных подшипников, на которые действуют двусторонние большие осевые и ударные нагрузки, а также при малом диаметре конца вала |
| 15.4, 15.8, 15.27 | Подшипник крепится плоской или фасонной торцовой шайбой с болтами и фиксатором. Надежный и простой способ | Применяется, когда габаритные размеры не позволяют поставить резьбовые кольца. Величина осевого усилия, воспринимаемого таким способом, зависит от конструктивных особенностей крепления шайбы к торцу вала |

| Номер рисунка | Способы крепления колец подшипников | Применение |
|---------------------------------|---|---|
| 15.10 | Крепление подшипников на гладком трансмиссионном валу с помощью конической разрезной крепежной втулки, гайки и стопорной шайбы | Применяется для двухрядных сферических подшипников, там, где осевые нагрузки отсутствуют или незначительны |
| Крепление наружных колец | | |
| 15.29 | Подшипник крепится упорным пружинным кольцом, заложеным в канавку наружного диаметра и крышкой. Простой, дешевый способ, рекомендуется к применению | Для крепления радиальных шариковых подшипников типа 50 000 (ГОСТ 2893—73) в фиксированной опоре при отсутствии или незначительной осевой нагрузке |
| 15.2, 15.8, 15.9 и 15.24 | Наружное кольцо подшипника зажимается между торцом крышки и упорным буртиком корпуса. Крепление надежное, но усложнена расточка корпуса. Для устранения этого недостатка в гладкую расточку корпуса ставят стакан с отбуртовкой | Для радиальных подшипников, стоящих в фиксированной опоре, или для радиально-упорных, установленных попарно в одной фиксированной опоре и воспринимающих значительные осевые нагрузки |
| 15.3 и 15.26 | Кольцо подшипника зажимается между крышкой и упорным пружинным кольцом, вставленным в канавку корпуса | Для радиальных подшипников при отсутствии или при незначительных осевых нагрузках |
| 15.30 | Подшипник поджимается упорным кольцом с наружной резьбой, кольцо стопорится от отвинчивания фиксатором. Часто во избежание нарезки резьбы в корпусе ставят стакан | Для точной регулировки радиальных и радиально-упорных подшипников и для регулировки зацепления. Допускает значительные осевые нагрузки |
| 15.30 | Подшипник крепится упорным кольцом с наружной резьбой и прорезью. Кольцо фиксируется от отвинчивания зажимным винтом. Этот способ, как и предыдущий, относительно дорог, особенно если резьба нарезается в корпусе | Допускает значительные осевые нагрузки. Применяется для крепления радиальных и радиально-упорных подшипников, когда нельзя закрепить обычным фланцем. Хорошо регулируется осевой зазор и зацепление передач |
| 15.16 | Установка наружного кольца непосредственно в крышке. Способ относительно дорогой. Осевой зазор регулируется за счет прокладок | Для радиально-упорных конических подшипников, воспринимающих осевые нагрузки и крепящихся враспор. Этот способ обычно применяется, когда отверстие в корпусе должно быть больше наружного кольца |
| 15.18 | Подшипник крепится и регулируется с помощью шайбы и винта, ввернутого в упорную прижимную крышку. Надежный способ крепления с простой регулировкой | Для радиально-упорных подшипников, требующих регулировки осевых зазоров, и для осевого смещения вала в целях регулирования зацепления передач |

| Номер рисунка | Способы крепления колец подшипников | Применение |
|---------------|---|---|
| 15.4 и 15.17 | Наружное кольцо крепится в разъемном корпусе закладной крышкой. Для регулировки и компенсации неточности изготовления между торцом кольца и торцом крышки ставят регулировочные шайбы | Для радиальных и радиально-упорных подшипников, воспринимающих значительные осевые нагрузки |

шипниках (рис. 15.26). Это уменьшает износ корпуса. Конструкции подшипниковых узлов в коробках передач показаны на рис. 15.28, 15.29, 15.30.

В конструкциях на рис. 15.2, 15.5, 15.6, 15.14, 15.15, 15.16 предусмотрена защита подшипников от масла, залитого в корпус. Она применяется в двух случаях: а) когда требуется различная смазка передач и подшипников (рис. 15.6, 15.8, 15.15, 15.20, 15.22, 15.24, 15.25 и 15.31); б) когда на валу посажена косозубая шестерня или червяк малого диаметра и возможна подача масла по спирали, направленная в торец подшипника, что вызывает излишний его нагрев при затоплении (см. рис. 15.2, 15.5, 15.8, 15.14).

Крепление подшипников на валу и в корпусе [18]. В табл. 15.2 рассматриваются наиболее распространенные способы крепления внутренних и наружных колец подшипников.

Посадки подшипников качения. Посадки колец подшипников на вал и в корпус зависят от режима работы, вида нагружения, типа подшипника и характера его регулировки. Существуют два основных вида нагружений*.

Ц и р к у л я ц и о н н о е н а г р у ж е н и е, при котором кольцо вращается относительно нагрузки, например внутреннее кольцо подшипника, сидящее на валу с зубчатыми передачами. Оно должно соединяться с вращающейся деталью с натягом. В противном случае при постановке с зазором оно начинает обкатываться или проскальзывать по посадочному месту, что приводит к износу.

М е с т н о е н а г р у ж е н и е — кольцо не вращается относительно нагрузок (тот же случай — наружное кольцо подшипника) и его ставят с небольшим зазором или малым натягом. Такая посадка позволяет кольцу под действием толчков и вибраций периодически поворачиваться вокруг оси и вступать в работу новым участком.

Допуски на вал под подшипник выбирают по системе отверстия, хотя само отверстие внутреннего кольца имеет допуск в минус от номинала (т. е. не по системе отверстия). Допуск в отверстиях корпуса под наружное кольцо подшипника выбирают по системе вала.

* Имеется еще колебательное нагружение, когда суммарная нагрузка колеблется на определенном участке невращающегося кольца.

| Условия, определяющие выбор посадок | | Режим работы | Посадки на вал | Посадки в корпус | Применение и характеристика соединения | | |
|-------------------------------------|----------------------|---|----------------------------|------------------------|--|-------------------------|--|
| Вращается | Вид нагружения колец | | | | | | |
| | вал | | | | | корпус | внутренних |
| Вращается | Не вращается | Циркуляционное | Местное | Легкий или нормальный | $j_5 6 (j_5 5)$ $k_6 (k_5)$ | $J_5 7 (J_5 5)$ | Сельхозмашины, электродвигатели, редукторы, коробки скоростей. Подшипники ставят без нагрева, наружное кольцо не тормозится Двигатели, машины общего машиностроения, станки (коробки передач и шпиндели), редукторы. При посадке m_6 и k_6 внутреннее кольцо нагревается при монтаже. Наружное кольцо при посадках K_6 и M_7 не перемещается вдоль оси Коленчатые валы двигателей, дробильные машины, ходовые колеса мостовых кранов, ролики рольгангов пресса. Подшипники нагреваются при монтаже до 80° . Наружное кольцо не перемещается вдоль оси |
| | | | | Нормальный или тяжелый | $k_6 (k_5)$ $m_6 (m_5)$ | H_7 K_6 M_7 | |
| | | Нормальный или тяжелый (ударная нагрузка) | $m_6 (m_5)$ $n_6 (n_5)$ | $K_6; M_7$ | | | |
| Не вращается | Вращается | Местное | Циркуляционное | Легкий или нормальный | g_6 | K_6 M_7 | Ролики ленточных транспортеров, конвейеров, натяжные ролики ременных передач. Шкивы и звездочки в конструкциях, разгружающих вал. Сельхозмашины. Наружное кольцо при монтаже не охлаждается Натяжные ролики, блоки ПТУ, ролики рольгангов, шкивы и звездочки в конструкциях, разгружающих вал. Наружное кольцо при монтаже охлаждается |
| | | | | Нормальный или тяжелый | h_6 | N_7 | |

Примечания: 1. В скобках указаны посадки для подшипников повышенных классов точности — 5-го и 4-го. 2. Упорные подшипники устанавливаются по посадке $j_5 6; J_5 7$. 3. Игольчатые подшипники в тонкостенных корпусах ставятся с посадками $J_5 7$, на шейках вала — $h_6; j_5 6; k_6$. Сферические подшипники на закрепительных втулках устанавливают на трансмиссионных валах, имеющих допуск h_8 и h_{11} . 5. При колебательном нагружении для всех режимов применяют посадку на вал $j_5 6$ и в корпус — $J_5 7$.

Шероховатость и отклонения от геометрической формы посадочных поверхностей отверстий корпусов и опорных диаметров валов см. разделы 13 и 14.

Кольца подшипников, которые должны при регулировке передвигаться по валу или корпусу, сажаются по подвижной посадке. На прочность соединения оказывают влияние пустотелость вала и толщина стенок корпуса. Для полых валов и тонкостенных корпусов следует выбирать посадки с относительными большими натягами. Рекомендуется назначать посадку колец радиальных и радиально-упорных подшипников, руководствуясь данными табл. 15.3.

16. МУФТЫ

Ниже рассматриваются наиболее распространенные муфты двух классов: первого — муфты нерасцепляемые, упругие и компенсирующие и второго — муфты управляемые, механические, синхронные (цепные кулачковые) и асинхронные (фрикционные сухого трения и масляные) [22]. Предохранительные муфты см. [36].

16.1. Нерасцепляемые упругие и компенсирующие муфты

Упругие и компенсирующие муфты служат для передачи крутящего момента с одного вала на другой. В процессе работы они должны в определенных пределах компенсировать ошибки изготовления, монтажа и возникающие деформации соединяемых валов. При монтаже проектируемого механизма с двигателем или исполнительным органом машины возможны осевые, радиальные, угловые или комбинированные смещения осей соединяемых муфтой валов.

Так как компенсирующие муфты не могут полностью компенсировать все возможные ошибки монтажа, то возникающие перекосы и силы трения в деталях муфт вызывают дополнительные радиальные нагрузки и изгибающие моменты, нагружающие валы и их опоры сверх действующих.

Рассмотрим отдельные конструкции нерасцепляемых муфт.

Муфта упругая (нелинейная) втулочно-пальцевая (МУВП) по нормам МН 2096—64 (рис. 16.1, основные размеры — табл. 16.1). МУВП находит значительное применение в машиностроении для соединения быстроходных валов.

Муфта состоит из двух чугунных полумуфт, стальных пальцев с числом от 4 до 10 и упругих резиновых втулок. Посадочные отверстия полумуфт выполняют цилиндрическими или коническими, сами полумуфты закрепляют на валах шпонками, а в осевом направлении — винтами или с торца гайками. В пределах каждого габарита допускается соединение валов разных диаметров; при этом муфту выбирают по наибольшему диаметру вала.

Характеристика муфт нелинейная — жесткость муфт является функцией угла закручивания, который не пропорционален крутящему моменту.

| Обозначение муфты | Т, Н·м | Общие данные | | | | | | | | | | Деталь I (рис. 16.1) | | | | |
|-------------------|--------|--------------|---------|-----|-----|----------------|----------------|--------|----------------|----------------|----------------|----------------------|----------------|----------------|----|----------------|
| | | d | | D | L | D ₁ | D ₀ | B | B ₁ | d ₃ | l ₃ | d ₁ | d ₂ | L ₁ | l | l ₁ |
| | | 1-й ряд | 2-й ряд | | | | | | | | | | | | | |
| МУВП-18 | 32 | 18 | — | 90 | 84 | 84 | 58 | 1...4 | 28 | 30 | 10 | 30 | 32 | 40 | 13 | 25 |
| МУВП-20 | 55 | 20 | — | 100 | 104 | 94 | 68 | 1...4 | 28 | 34 | 12 | 40 | 42 | 50 | 13 | 25 |
| МУВП-22 | | 22 | | | | | | | | | | | | | | |
| МУВП-25 | 130 | 25 | — | 120 | 125 | 112 | 84 | 1...5 | 42 | 42 | 16 | 52 | 55 | 60 | 16 | 32 |
| МУВП-28 | | 28 | | | | | | | | | | | | | | |
| МУВП-30 | 240 | — | 30 | 140 | 165 | 130 | 100 | 1...5 | 42 | 55 | 20 | 70 | 72 | 80 | 16 | 32 |
| МУВП-32 | | 32 | — | | | | | | | | | | | | | |
| МУВП-35 | | — | 35 | | | | | | | | | | | | | |
| МУВП-36 | | 36 | — | | | | | | | | | | | | | |
| МУВП-38 | | — | 38 | | | | | | | | | | | | | |
| МУВП-40 | 450 | 40 | — | 170 | 228 | 158 | 120 | 2...6 | 55 | 68 | 25 | 80 | 84 | 110 | 22 | 42 |
| МУВП-42 | | — | 42 | | | | | | | | | | | | | |
| МУВП-45 | | 45 | — | | | | | | | | | | | | | |
| МУВП-48 | 700 | — | 48 | 190 | 226 | 178 | 140 | 2...6 | 55 | 80 | 25 | 100 | 104 | 110 | 22 | 42 |
| МУВП-50 | | 50 | — | | | | | | | | | | | | | |
| МУВП-55 | | 55 | — | | | | | | | | | | | | | |
| МУВП-60 | 1100 | 60 | — | 220 | 286 | 208 | 170 | 2...6 | 55 | 105 | 32 | 120 | 130 | 140 | 22 | 42 |
| МУВП-65 | | — | 65 | | | | | | | | | | | | | |
| МУВП-70 | 2000 | 70 | — | 250 | 288 | 238 | 190 | 2...8 | 70 | 120 | 32 | 135 | 145 | 140 | 28 | 58 |
| МУВП-75 | | — | 75 | | | | | | | | | | | | | |
| МУВП-80 | 4000 | 80 | — | 320 | 350 | 305 | 242 | 2...10 | 85 | 145 | 35 | 175 | 180 | 170 | 36 | 75 |
| МУВП-85 | | — | 85 | | | | | | | | | | | | | |
| МУВП-90 | | 90 | — | | | | | | | | | | | | | |

Таблица 16.1

мм

| Деталь 2 (рис. 16.1) | | Деталь 3 (рис. 16.1) | | | | | | | | Деталь 4 (рис. 16.1) | | Деталь 5 (рис. 16.1) | | | | | Масса G , кг | GD^2 , $H \cdot м^2$ |
|-------------------------|-------|----------------------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-----------|-------------------------|-----|----------------------|-------|-----|-------|-------|----------------------|---------------------------|
| l_2 | l_4 | d_n | d_p | D_2 | L_2 | l_5 | l_6 | l_7 | кол. 2 | d_4 | b | D_3 | d_5 | t | l_8 | l_9 | | |
| 22 | 10 | 10 | M8 | 15 | 45 | 28 | 19 | 2 | 4 | 15 | 4 | 19 | 14 | 5 | 15 | 2,5 | 1,60 | 0,05 |
| 22 | 15 | 10 | M8 | 15 | 45 | 28 | 19 | 2 | 6 | 15 | 4 | 19 | 14 | 5 | 15 | 2,5 | 2,15 | 0,08 |
| 35 | 18 | 14 | M10 | 20 | 66 | 45 | 33 | 2 | 4 | 20 | 5 | 27 | 20 | 7 | 28 | 3,5 | 4,5 | 0,25 |
| | | | | | | | | | | | | | | | | | | 0,54 |
| 35 | 20 | 14 | M10 | 20 | 66 | 45 | 33 | 2 | 6 | 20 | 5 | 27 | 20 | 7 | 28 | 3,5 | 7,3 | 0,55 |
| 45 | 30 | 18 | M12 | 25 | 85 | 59 | 42 | 3 | 6 | 25 | 6 | 35 | 25 | 9 | 36 | 4,5 | 13,3 | 1,55 |
| 45 | 30 | 18 | M12 | 25 | 85 | 59 | 42 | 3 | 8 | 25 | 6 | 35 | 25 | 9 | 36 | 4,5 | 16,0 | 2,54 |
| 45 | 40 | 18 | M12 | 25 | 85 | 59 | 42 | 3 | 10 | 25 | 6 | 35 | 25 | 9 | 36 | 4,5 | 28,0 | 5,20 |
| 55 | 40 | 24 | M16 | 32 | 106 | 75 | 52 | 3 | 10 | 32 | 8 | 45 | 32 | 11 | 44 | 6,6 | 38,0 | 9,60 |
| 70 | 50 | 30 | M24 | 38 | 140 | 95 | 66 | 4 | 10 | 38 | 10 | 56,5 | 40 | 14 | 56 | 7,5 | 83,0 | 32,5 |

При угловых ($> 1^\circ$) и радиальных ($> 0,2 \dots 0,5$ мм) смещениях валов происходит быстрый износ упругих втулок. Неточное расположение осей пальцев и отверстий вызывает радиальную нагрузку на валы порядка $(0,1 \dots 0,3) F$, где F — окружная сила, действующая на пальцы муфты.

Муфта упругая со звездочкой по ГОСТ 14084—68. Муфта применяется на быстроходных валах с небольшим крутящим моментом и рекомендуется для соединения вала двигателя с валом механизма. Две полумуфты имеют на торцах кулачки, которые входят во впадины упругой звездочки. Материал звездочки — резина маслобензостойкая.

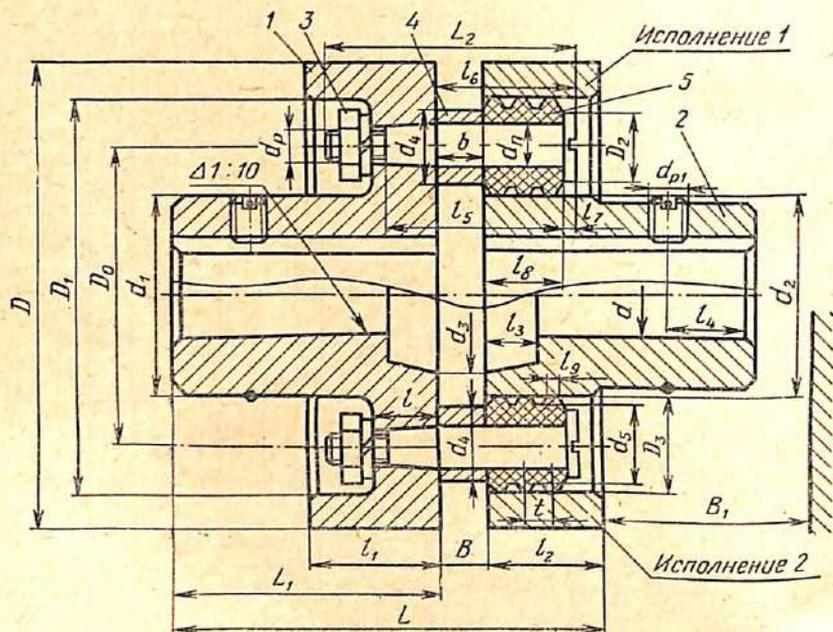


Рис. 16.1

Муфта изготавливается двух типов: для малых диаметров валов (до 18 мм) звездочка имеет четыре луча, полумуфты стальные; для больших диаметров валов (до 45 мм) звездочка имеет шесть лучей. В пределах каждого габарита муфты в полумуфтах допускается любое сочетание диаметров посадочных отверстий.

Муфты имеют малые габариты, нелинейную характеристику жесткости, обладают хорошими демфирующими свойствами, компенсируют радиальные смещения валов до 0,2 мм и угловые до $1^\circ 30'$.

Муфта компенсирующая радиальная кулачково-дисковая по ГОСТ 20720—75. Применяется на тихоходных валах при значительных крутящих моментах. Можно рекомендовать эту муфту для соединения выходного вала редуктора с приводным валом конвейера или другой

машины, не имеющей резко колеблющихся и ударных нагрузок. Муфта состоит из двух полумуфт, имеющих по торцам фланцев призматические пазы, и среднего диска с двумя поперечными выступами, расположенными с двух сторон под прямым углом друг к другу. Материал полумуфт — сталь или высокопрочный чугун; материал диска — сталь.

При работе выступы диска скользят по пазам фланцев полумуфт, чем и обеспечивается компенсация значительного радиального смещения соединяемых валов (до 0,04 от диаметра вала). Угловое смещение соединяемых валов возможно до 30'. Для уменьшения износа предусматривается смазка.

Недостатками муфты являются повышенная жесткость и значительные сопротивления, возникающие при относительном движении деталей муфты, отчего возможны защемление диска и передача на валы значительной радиальной нагрузки.

Муфты компенсирующие универсальные зубчатые общего назначения по ГОСТ 5006—55. Муфты широко используют в промышленности для соединения быстроходных и тихоходных валов. Они обладают большой несущей способностью при небольших габаритах и массе, просты в монтаже, надежны в работе. Широко применяются в грузоподъемных машинах.

По ГОСТ 5006—55 предусматриваются два типа муфт. Первый тип — МЗ-муфты, состоящие из двух зубчатых втулок с внешними зубьями и эвольвентным профилем и двух соболченных между собой обойм с внутренними зубьями. Второй тип — МЗП-муфты, представляющие собой комплект из двух муфт. Каждая муфта комплекта состоит из одной зубчатой втулки и одной обоймы, которая крепится болтами к фланцу. Муфты МЗП служат для соединения механизмов с применением промежуточного вала.

Твердость рабочей поверхности зубьев не ниже 40HRC. Отверстия втулок могут быть расточены под цилиндрический или конический конец вала. На торцах втулок имеются резьбовые отверстия для удобства демонтажа. По точности зубчатые муфты делятся на два вида: нормальные — при окружной скорости < 15 м/с и повышенные — при скорости > 15 м/с.

Зубчатые муфты обеспечивают значительную компенсацию смещения валов (радиальные, угловые или их комбинацию), при этом перекося оси каждой втулки относительно оси обоймы допускается до 30'.

При несоосности валов происходит скольжение профилей зубьев, вызывающее их износ. Неравномерность распределения нагрузки между зубьями и по их длине создает дополнительные нагрузки на валы в пределах $(0,2...0,4) F$, где F — окружная сила на делительном диаметре зубчатого венца втулки. Для уменьшения износа внутреннюю полость муфты заливают жидким маслом. Для устранения утечек масла предусматривают уплотнения между обоймами и втулками, а при наличии шпонок — шпоночного паза.

16.2. Управляемые механические синхронные и фрикционные муфты

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

Муфта сцепная кулачковая (рис. 16.2). Кулачковая муфта состоит из двух полумуфт, на торцах которых имеются выступы-кулачки. Одна полумуфта свободно вращается относительно вала и закреплена лишь в осевом направлении, другая, перемещаясь по шлицам или направляющим шпонкам вала, производит включение и выключение муфты. При небольших размерах зубчатого колеса допускается изготовление кулачковой полумуфты за одно целое с ним (1-й вариант).

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

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

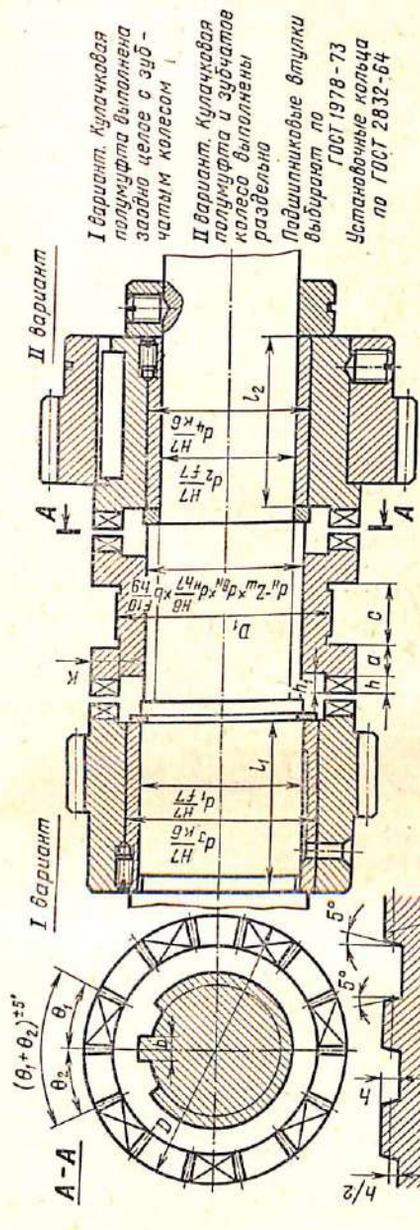
Расчет муфт строго не разделяется на проектировочный и проверочный, так как первый в основном диктует выбор минимально допустимого внешнего диаметра муфты, возможно близкого к диаметру вала. Эта зависимость определяется соотношением $D_m = (1,4...1,6) d_n$.

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

$$p = 2 \cdot 10^3 T / (Dzbh) \leq |p|, \quad (16.1)$$

где D — средний диаметр расположения кулачков; z — число кулачков; b и h — соответственно ширина (измеряемая по радиусу) и высота кулачка, мм.

Для муфт, не включаемых на ходу, при закаленных поверхностях кулачков $|p| = 80...120$ МПа. Для муфт, включаемых на ходу, $|p| = 30...40$ МПа.



I вариант. Кулачковая полумуфта выполнена заодно целое с зубчатым колесом I

II вариант. Кулачковая полумуфта и зубчатое колесо выполнены раздельно

Подшипниковые втулки выбираются по ГОСТ 1978-73

Установочные кольца по ГОСТ 2832-64

| D ₁ мм | z | K | h | h ₁ | θ ₁ | θ ₂ | Размеры шлиц | | | | Примечание | | | |
|----------------------|---|------|---|----------------|----------------|----------------|--------------|----|----------------|---|------------|----|----|--|
| | | | | | | | a | c | D ₁ | b | | | | |
| 40 | 5 | 5 | 4 | 5 | | | 6 | 12 | 30 | 6 | 16 | 20 | 4 | Посадочные диаметры полумуфт d ₁ ...d ₄ и длину полумуфт L _{1,2} выбирают конструктивно |
| 45 | 5 | 5 | 4 | 5 | 36°-40' | 36°+10' | 6 | 12 | 35 | 6 | 18 | 22 | 5 | |
| 50 | 5 | 7 | 4 | 5 | 36°-20' | 36°+20' | 8 | 12 | 40 | 6 | 23 | 28 | 6 | |
| 55 | 5 | 8 | 4 | 5 | | | 8 | 12 | 45 | 6 | 26 | 32 | 6 | |
| 60 | 7 | 8 | 6 | 7 | | | 10 | 16 | 45 | 6 | 28 | 34 | 7 | |
| 70 | 7 | 10 | 6 | 7 | 25°-30' | 25°+10' | 10 | 16 | 55 | 8 | 32 | 38 | 6 | |
| 80 | 7 | 10 | 6 | 7 | 25°-20' | 25°+20' | 12 | 16 | 65 | 8 | 36 | 42 | 7 | |
| 90 | 7 | 10 | 6 | 7 | | | 12 | 20 | 72 | 8 | 46 | 54 | 9 | |
| 100 | 9 | 12,5 | 8 | 9 | 20°-40' | 20°+10' | 14 | 20 | 82 | 8 | 52 | 60 | 10 | |
| 110 | 9 | 12,5 | 8 | 9 | 20°-20' | 20°+20' | 14 | 20 | 92 | 8 | 56 | 65 | 10 | |

Трапециевидальный профиль кулачка. Автоматическое и ручное включение

Прямоугольный профиль кулачка. Ручное включение

Рис. 16.2

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

$$\sigma_{и} = 2 \cdot 10^3 Th / (DzW) \leq \sigma_t / n, \quad (16.2)$$

где W — момент сопротивления кулачка изгибу, мм^3 ; n — запас прочности, учитывающий неравномерную нагрузку кулачков, принимается $n \geq 3 \dots 6$.

Муфты управляемые фрикционные. Исходными данными для выбора муфт являются: 1) режим работы — крутящий момент T и частота вращения; 2) характер работы — назначение машины, вид нагрузки, частота включения, — оцениваемый коэффициент запаса β (табл. 16.2); 3) место расположения (внутри или снаружи корпуса); 4) габаритные размеры; 5) условия монтажа; 6) наличие готовых нормализованных муфт и их стоимость.

Таблица 16.2

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

В настоящее время рядом отраслей промышленности разработаны нормали типовых конструкций фрикционных муфт, которыми и рекомендуется пользоваться. В редких случаях, когда нормализованные муфты не удовлетворяют проектанта по габаритным размерам или условиям управления, допускается проектирование оригинальной конструкции муфты.

По характеру работы фрикционные дисковые муфты делятся на муфты сухого трения и масляные. Последние помещают внутри закрытого корпуса. Муфты для приводов стационарных машин применяют в состоянии покоя разомкнутыми. По конструктивному оформлению многодисковые муфты бывают двух видов: муфты, выполненные в нескольких размерах (габаритах) и позволяющие изменять число дисков в конструкции; муфты нескольких размеров, но с определенным числом дисков (см. рис. 16.5 и 16.6).

Тип муфты выбирают после ознакомления с существующими конструкциями с учетом их работы в проектируемом механизме. Выбор размера (номера) нормализованной муфты производят по двум параметрам: расчетному диаметру ступени шлицевого или шпоночного вала, на котором должна монтироваться муфта; расчетному передаваемому крутящему моменту T [часто в виде отношения N/n или $(N/n) 100$].

Муфты с небольшим числом дисков и большим диаметром лучше охлаждаются и поэтому применяются при частом включении. Однако с ростом диаметра муфты растет ее момент инерции. Допустимая тем-

пература нагрева большинства конструкций масляных муфт не выше 100° С. Перегрев муфты вызывает деформацию металлических дисков, что приводит к их заеданию. Неметаллические диски теряют при нагреве пропитку и могут даже обугливаться.

К недостаткам многодисковых муфт следует отнести плохую расцепляемость при выключении. Используя постановку между дисками распорных пружин или упругие свойства самих дисков, можно значительно улучшить их расцепляемость. Диски в этом случае изготовляют неплоскими: конусными (типа тарельчатых пружин) или волнистыми с синусной поверхностью.

Фрикционные многодисковые муфты сухого трения. Обычно эти муфты встраивают в шкивы ременных передач, расположенных на входных валах механизмов. Все муфты сухого трения имеют значительные габариты в радиальном направлении, так как число трущихся поверхностей в большинстве случаев не превосходит четырех и редко достигает восьми.

Наружные диски муфты соединяются со шкивами штифтами (см. рис. 16.3) или посредством промежуточной втулки, имеющей внутренние пазы—шлифы (см. рис. 16.4). Эти диски состоят из плоского стального кольца толщиной 4...6 мм и двух асбофрикционных кольцевых обкладок марок НСФ-4; НСФ-5; НСФ-6, выпускаемых автомобильной промышленностью. Обкладки приклеивают специальным клеем. Упорный диск изготовляют за одно целое с корпусом-втулкой, которая устанавливается на конце входного вала. Внутренние и нажимной диски соединяются с корпусом-втулкой посредством трех штифтов. Каждый из штифтов передает долю крутящего момента, определяемую выражением $\frac{1}{3} T (1 - 1/i)$, где i — число пар трущихся поверхностей. Расцепляемость дисков обеспечивают три пружины, расположенные между нажимным и упорным дисками.

Муфта фрикционная сухого трения, вариант 1-й (рис. 16.3, основные размеры — табл. 16.3 и 16.4). Муфта имеет пять габаритов и выбирается в зависимости от диаметра конца вала и передаваемого момента (N/n), взятого с учетом коэффициента запаса сцепления β . Включение и выключение муфты осуществляют рукояткой, расположенной на передней стенке корпуса механизма.

Расчет усилия включения выполняют по формулам:

$$N = \frac{Q}{3} \cdot \frac{c + \mu(b+r)}{a - \mu(r+m)},$$

$$S = 3N \frac{\sin \alpha + \mu \cos \alpha}{1 + \mu \operatorname{tg} \alpha},$$

где $\alpha = 30^\circ$.

Муфта фрикционная сухого трения, вариант 2-й (рис. 16.4, основные размеры — табл. 16.3 и 16.4). Эта муфта имеет основные размеры 1-го варианта. Отличается конструкцией рычагов и кулачков, управляющих замыканием муфты.

Расчет усилий включения производят по формулам:
начало включения

$$S_{II} = Q \frac{c + (b+r)\mu}{m - a\mu},$$

конец включения

$$S_k = Q \frac{(b+r)\mu}{m-a\mu},$$

где $\mu = 0,12 \dots 0,18$.

Фрикционные многодисковые масляные муфты. Эти муфты размещаются внутри закрытого корпуса механизма и смазываются путем разбрызгивания или подачи масла от насоса. Масляные муфты могут

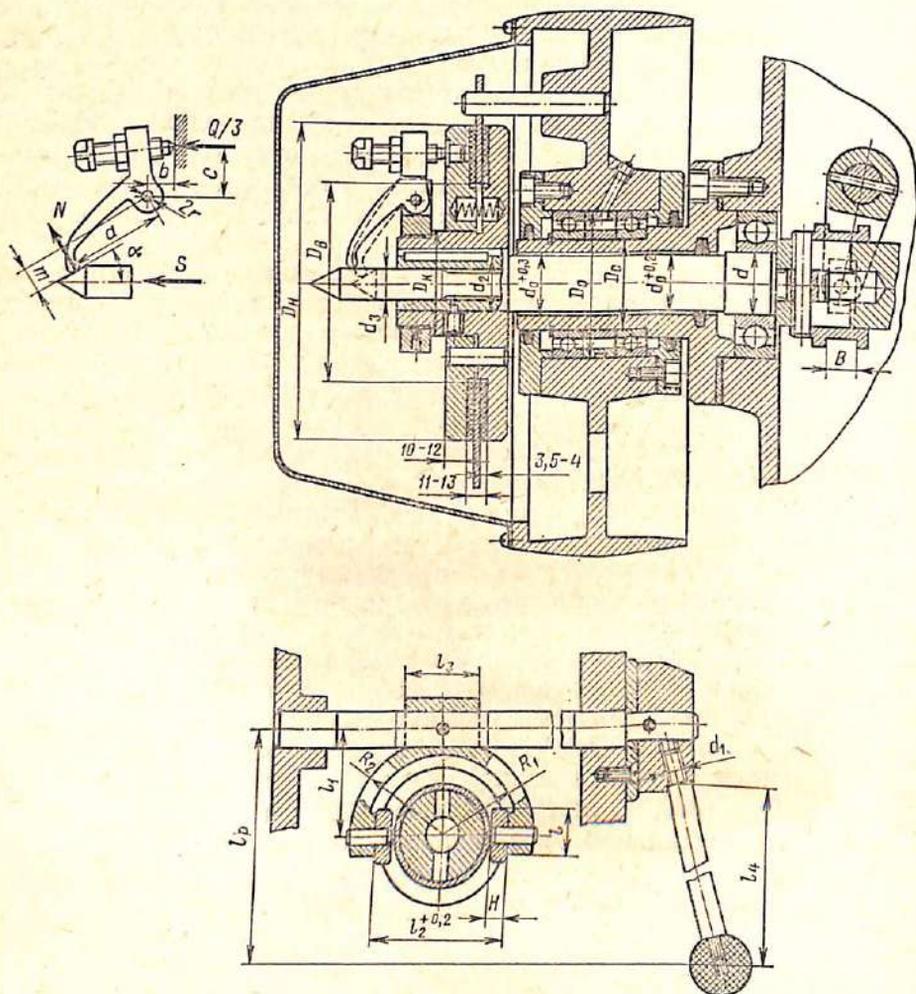


Рис. 16.3

иметь одно- или двустороннее (сдвоенное) исполнение. В сдвоенных муфтах один и тот же механизм управления поочередно включает то одну, то другую половину муфты (рис. 16.5).

Муфта фрикционная многодисковая по нормам МН 5664—65 и МН 5656—65 (рис. 16.5, основные размеры — табл. 16.5). Эти муфты отличаются наибольшей компактностью и про-

Размеры, мм

| Муфта | Диски | | | Стакан | | | Концев вала под муфтой | | | | | Штифты муфты | | Корпус муфты | | | | | |
|-------|------------------------------|-------|-------|-----------|-------------|---|--------------------------------------|-----------------------------|-----------------------------|------------------|---|---|--------------------------|--------------|--------------------------------------|-----------|--------------------------------------|--------------------------------------|--------------------------|
| | № | D_H | D_B | толщина | | D_c (допускаемое отклонение $\pm 0,1$) | D_a (допускаемое отклонение $M7$) | № подшипника (ГОСТ 8338—75) | Упор кольца (ГОСТ 13942—68) | d_p | | | расположение на диаметре | нижние | D_k (допускаемое отклонение $H8$) | $d_{p,k}$ | | | |
| | | | | наружного | внутреннего | | | | | число пар трения | d (допускаемое отклонение $\pm 0,2$) | d_a (допускаемое отклонение $\pm 0,2$) | | | | | d_s (допускаемое отклонение $H8$) | d_z (допускаемое отклонение $H8$) | расположение на диаметре |
| | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| | $N7$, кВт/мин ⁻¹ | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 1 | 0,004 | 140 | 85 | 11 | 10 | 40 | 68 | 108 | НК-40 | 30 | 30 | 15 | М27×1,5 | 5×5 | 10 | 165 | 8 | 60 | М42×1,5 |
| 2 | 0,006 | 160 | 95 | 13 | 12 | 50 | 80 | 110 | НК-50 | 35 | 34 | 16 | М30×1,5 | 6×6 | 12 | 190 | 10 | 75 | М52×2 |
| 3 | 0,010 | 160 | 95 | 13 | 12 | 50 | 80 | 110 | НК-50 | 35 | 34 | 16 | М30×1,5 | 6×6 | 12 | 190 | 10 | 75 | М52×2 |
| 4 | 0,014 | 200 | 140 | 13 | 12 | 65 | 100 | 113 | НК-65 | 45 | 44 | 20 | М36×1,5 | 8×7 | 16 | 230 | 12 | 110 | М52×2 |
| 5 | 0,019 | 200 | 140 | 13 | 12 | 65 | 100 | 113 | НК-65 | 45 | 44 | 20 | М36×1,5 | 8×7 | 16 | 230 | 12 | 110 | М68×2 |

Таблица 16.4

| Муфта № | Отводная втулка | | | Камень (нормальное станкостроение) | | | Рычаг | | | | | Кулачки включения | | | | | | | | | | | |
|---------|--------------------------------------|-----------|-----------|------------------------------------|-----|-----|-------|--|-------|---|-------|-------------------|-------|------------------|-----|-----|---------------------------------|-----|-----|-----|-----|-----|-----|
| | $D_{вн}$ допускаемое отклонение $H8$ | $D_{нар}$ | $D_{отб}$ | диаметр штифта | B | H | l | $D_{отв}$ (допускаемое отклонение $H8$) | l_1 | l_2 (допускаемое отклонение $\pm 0,2$) | l_3 | R_1 | R_2 | кулачок с винтом | | | плоский кулачок (см. рис. 16.4) | | | | | | |
| | | | | | | | | | | | | | | a | b | c | m | r | a | b | c | m | r |
| 1 | 35...38 | 50 | 60 | 4 | 12 | 6 | 22 | 6×15 | 18 | 62 | 85 | 36 | 41 | 40 | 12 | 18 | 3 | 7 | 18 | 0,5 | 50 | 3 | |
| 2 | 40...42 | 55 | 69 | 5 | 16 | 8 | 28 | 8×18 | 20 | 72 | 40 | 42 | 48 | 42 | 14 | 21 | 26 | 4 | 8 | 20 | 1,0 | 64 | 4 |
| 3 | 40...42 | 55 | 69 | 5 | 16 | 8 | 28 | 8×18 | 20 | 72 | 40 | 42 | 48 | 42 | 14 | 21 | 26 | 4 | 8 | 20 | 1,0 | 64 | 4 |
| 4 | 50...55 | 70 | 88 | 6 | 20 | 10 | 36 | 10×22 | 22 | 90 | 45 | 50 | 60 | 48 | 16 | 25 | 38 | 5 | 10 | 22 | 1,5 | 80 | 5 |
| 5 | 50...55 | 70 | 88 | 6 | 20 | 10 | 36 | 10×22 | 22 | 90 | 45 | 50 | 60 | 48 | 16 | 25 | 38 | 5 | 10 | 22 | 1,5 | 80 | 5 |

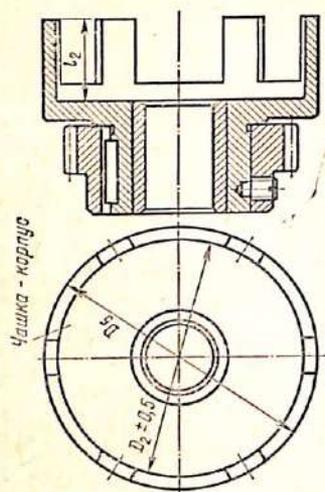
Размеры в мм

| № | Муфта | Посадочное отверстие | | | | | | Диск наружный | | | | | | Диск внутренний | | | | | | Число дисков в муфте | l | γ |
|----|-------|----------------------|---|----|---------|----------------|----------------|----------------|------|----------------|--------------------|------|-----------------|-----------------|----------------|-----|----------------|---------------------------------|-----------------|----------------------|----|-------|
| | | шлицевое | | | гладкое | | | D ₁ | S | S ₁ | b ₀ × h | n | D _{ав} | m | z ₁ | dA | S ₂ | | | | | |
| | | количество шлицев z | d | D | b | d ₀ | b ₁ | | | | | | | | | | | d ₀ + t ₁ | D _{вн} | | | |
| | | T, Н·м | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 06 | | 25 | 6 | 21 | 25 | 5 | 22 | 6 | 24,3 | 84 | 1,0 | 1,26 | 12 × 2,5 | 6 | 60 | 2,5 | 22 | 55 | 1,0 | 6 | 25 | 57,5 |
| 07 | | 40 | 6 | 26 | 30 | 6 | 25 | 8 | 27,6 | 94 | 1,2 | 1,46 | 12 × 2,5 | 6 | 65 | 2,5 | 24 | 60 | 1,0 | 6 | 29 | 65,0 |
| 08 | | 63 | 6 | 28 | 34 | 7 | 30 | 8 | 32,6 | 104 | 1,2 | 1,49 | 12 × 2,5 | 6 | 100 | 2,5 | 28 | 70 | 1,2 | 7 | 34 | 67,5 |
| 09 | | 100 | 8 | 36 | 40 | 7 | 35 | 10 | 37,9 | 118 | 1,2 | 1,53 | 16 × 4,5 | 6 | 110 | 80 | 2,5 | 75 | 1,2 | 7 | 34 | 75,0 |
| 10 | | 160 | 8 | 42 | 46 | 8 | 40 | 12 | 42,9 | 133 | 1,6 | 1,92 | 16 × 4,5 | 6 | 125 | 90 | 2,5 | 85 | 1,6 | 7 | 42 | 87,5 |
| 11 | | 250 | 8 | 46 | 54 | 9 | 50 | 16 | 53,6 | 148 | 1,6 | 1,95 | 16 × 4,5 | 8 | 140 | 100 | 2,5 | 95 | 1,6 | 7 | 43 | 87,5 |
| 12 | | 400 | 8 | 56 | 65 | 10 | 60 | 18 | 64,0 | 168 | 1,6 | 2,00 | 20 × 4,5 | 8 | 160 | 110 | 2,5 | 105 | 1,6 | 9 | 53 | 105,0 |

Размеры в мм

| Муфта № | Втулка-корпус | | | Кольцо переборное | | | | Чашка | | Маховой момент GD ² , Н·м ² | | |
|---------|--------------------------|--------------------------------------|----------------|-------------------|----------------|----------------|----------------|----------------|-------------------------|---|----------------------|---------------------|
| | L (одно-сторонняя муфта) | L ₁ (дву-сторонняя муфта) | d _p | D ₃ | D ₄ | b ₂ | b ₃ | D ₈ | f ₂ не менее | f | одно-сторонняя муфта | дву-сторонняя муфта |
| 06 | 72 | 115 | M60 × 1 | 70 | 80 | 10 | 25 | 90 | 31 | 10 | 3,7 | 6 |
| 07 | 82 | 130 | M65 × 1,5 | 78 | 90 | 10 | 30 | 100 | 35 | 12 | 7,0 | 11,1 |
| 08 | 85 | 135 | M75 × 1,5 | 86 | 100 | 12 | 30 | 110 | 40 | 10 | 12,9 | 20,9 |
| 09 | 95 | 150 | M80 × 1,5 | 95 | 110 | 12 | 35 | 125 | 40 | 13 | 19,8 | 32,0 |
| 10 | 110 | 175 | M90 × 1,5 | 105 | 125 | 16 | 40 | 140 | 48 | 14 | 35,9 | 58,6 |
| 11 | 110 | 175 | M100 × 1,5 | 115 | 140 | 16 | 40 | 155 | 49 | 13 | 56,2 | 91,3 |
| 12 | 130 | 210 | M110 × 1,5 | 130 | 160 | 20 | 45 | 175 | 59 | 14 | 113,7 | 186,6 |

Продолжение табл. 16.5



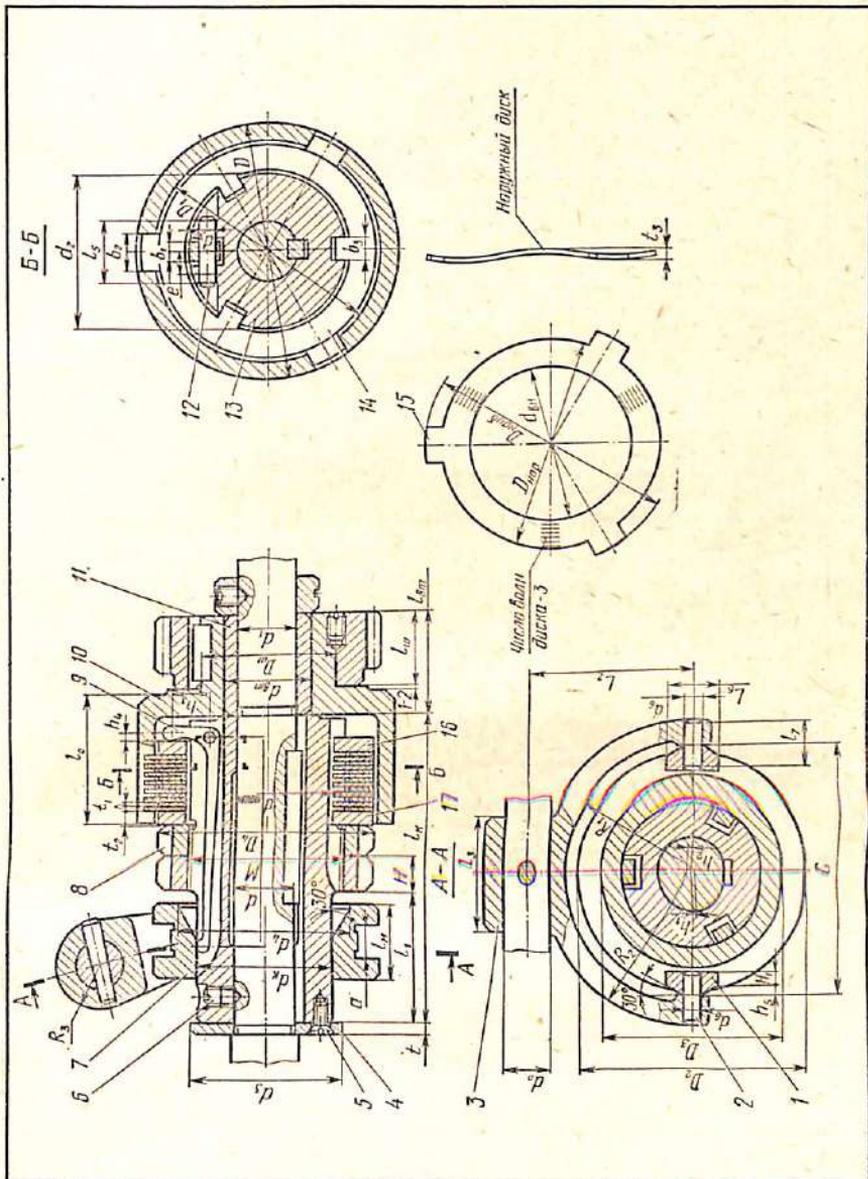


Рис. 16.6

Размеры в мм

| № муфты | $(N/n) 100,$ кВт/мин ⁻¹ | d | d_1 | № детали | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
|---------|---------------------------------------|---------|---|----------|-------|-------|-------|-------|-----|-------|-------|---------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-----|-----|-------|-------|-------|-------|-------|--------|
| | | | | 1 | | | 2 | | | 3 | | | 4 | | | 7 | | | 8 | | | | | | | | |
| | | | | H_1 | h_6 | l_6 | d_0 | l_7 | c | d_0 | h_1 | h_2 | h_3 | l_2 | l_3 | R_1 | R_2 | R_3 | d_3 | t | a | D_2 | D_3 | d_4 | l_M | D_4 | H |
| 1 | 0,37 | 16...22 | 15...20 или 18...25 | 5 | 3 | 18 | 5 | 15 | 77 | 16 | 1 | 1,5 | 55 | 36 | 42 | 49 | 14 | 50 | 3 | 10 | 75 | 60 | 57 | 24 | 72 | 10 | M52×2 |
| 2 | 1,1 | 20...32 | 18...30 | 5 | 3 | 28 | 8 | 18 | 102 | 20 | 2 | 2,5 | 70 | 50 | 56 | 63 | 18 | 72 | 4 | 16 | 100 | 85 | 82 | 32 | 100 | 10 | M76×2 |
| 3 | 2,6 | 30...45 | 22...35 или 28...40 или 32...50 | 7 | 5 | 45 | 13 | 25 | 145 | 24 | 2,5 | 3...3,5 | 95 | 60 | 78 | 87 | 22 | 105 | 6 | 25 | 140 | 120 | 115 | 40 | 135 | 12 | M105×3 |

Размеры в мм

Продолжение табл. 16.6

| b_1 | h_2 | h_3 | h_4 | № детали | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
|-------|-------|-------|-------|----------|-------|---------|---------|-------|---------|---------|-------|-------|-------|-----------|----------|----------|-----------|-----------|-----------|-----------|-----------|-----------|-----------|-----------|-----------|-----------|
| | | | | 9 | | | 10 | | | 11 | | | 12 | | | 13 | | | 14 | | | 15 | | | | |
| | | | | D | D_1 | D_2 | D_3 | D_4 | D_5 | D_6 | D_7 | D_8 | D_9 | $D_{нар}$ | $d_{вн}$ | $d_{вн}$ | $d_{нар}$ |
| 7 | 12 | 3 | 71 | 85 | 78 | 40...48 | 20...25 | 47 | 22...30 | 30...35 | 5 | 20 | 52 | 45 | 100 | 42 | 8 | 72 | 53 | 43 | 1,5 | 5 | 1,9 | 12 | 82 | |
| 9 | 15 | 4 | 79 | 120 | 104 | 50...60 | 30...38 | 55 | 28...42 | 40...50 | 6 | 26 | 76 | 65 | 120 | 52 | 10 | 102 | 77 | 66 | 1,75 | 6 | 2,2 | 16 | 115 | |
| 12 | 20 | 6 | 99 | 100 | 140 | 65...80 | 45...55 | 80 | 38...55 | 55...70 | 8 | 30 | 105 | 100 | 162 | 72 | 12 | 138 | 106 | 96 | 2 | 10 | 2,5 | 20 | 155 | |

стой конструкции. Выполняются односторонними (рис. 16.5, а) и двусторонними (рис. 16.5, б), со шлицевым посадочным отверстием и гладким отверстием и шпоночным пазом. Предназначаются в основном для работы в масле с предельной температурой нагрева до 50° С, реже всухую.

Муфта фрикционная многодисковая масляная (рис. 16.6, основные размеры — табл. 16.6). Принцип работы и устройства аналогичен предыдущей муфте. Муфта имеет постоянное число пар трущихся поверхностей, равное 14. Муфта компактна, проста по конструкции и регулировке.

16.3. Порядок расчета муфт

Муфта нормального исполнения с постоянным числом дисков (см. рис. 16.5, 16.6).

1. Определение действительного давления на поверхностях трения муфты:

$$p = \frac{1,2 \cdot 10^4 \beta T}{\pi i f (D_n^2 - D_v^2)} \leq [p_p], \quad (16.3)$$

где i — число пар трущихся поверхностей (равно удвоенному количеству наружных дисков z_n); f — коэффициент трения между дисками (табл. 16.7); $[p_p]$ — допускаемое расчетное давление на поверхностях трения,

$$[p_p] = [p] k_v, \quad (16.4)$$

где $[p]$ — значение допускаемого давления, МПа (см. табл. 16.7); k_v — скоростной коэффициент

$$k_v = \sqrt[3]{2,5/v_{cp}} \leq 1, \quad (16.5)$$

где $v_{cp} = \pi D_{cp} n / (6 \cdot 10^4)$ и $D_{cp} = (D_n + D_v) / 2$ — окружная скорость, в м/с, на среднем диаметре поверхности трения; D_n ; D_v — наружный и внутренний диаметры поверхностей трения (указаны в чертежах и таблицах муфт), мм.

Таблица 16.7

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

2. Определение общей силы нажатия Q на диски муфты:

$$Q = (\pi/4) p (D_n^2 - D_b^2). \quad (16.6)$$

Сила S на толкателе (поводковой втулке) в несколько раз меньше Q за счет выигрыша в рычажной системе.

Расчетные зависимости для замыкающих элементов фрикционных дисковых муфт следующие (рис. 16.7):

$$N = Q_1 \frac{c + f(b+r)}{a - f(r+m)},$$

$$S = nQ_1 \frac{c + f(b+r)}{a - f(r+m)} \frac{\sin \alpha + f \cos \alpha}{1 - f \operatorname{tg} \alpha},$$

где S — сила включения замыкающих элементов, N ; n — число замыкающих элементов; Q_1 — сила нажатия на диски от одного замыкающего элемента, N , $Q_1 = Q/n$; f — коэффициент трения в шарнирах и

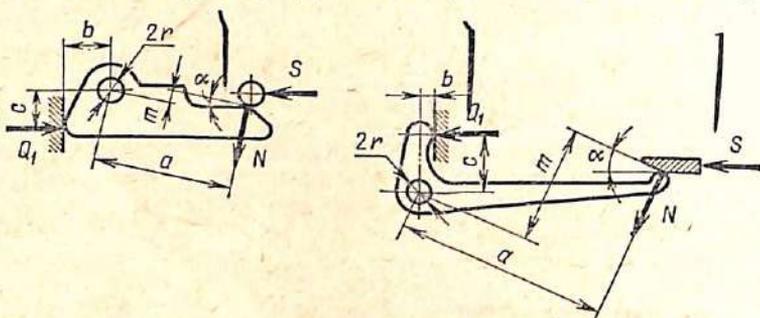


Рис. 16.7

парах трения; α — угол включения замыкающих элементов. В конце включения приближается к величине угла трения. В расчете можно принимать $\alpha = 8 \dots 12^\circ$.

Размеры кулачков, замыкающих диски сухих и масляных муфт, даны соответственно в табл. 16.8 и 16.9.

Муфта нормального исполнения с переменным числом дисков.

1. Предварительное определение необходимого числа пар трущихся поверхностей:

$$i_{\text{пред}} = 1,2 \cdot 10^4 \beta T / [\pi | p | p_f (D_n^2 - D_b^2)]. \quad (16.7)$$

Найденное значение $i_{\text{пред}}$ округляют до ближайшего целого четного числа i .

2. Определение чисел наружных дисков z_n и внутренних z_b :

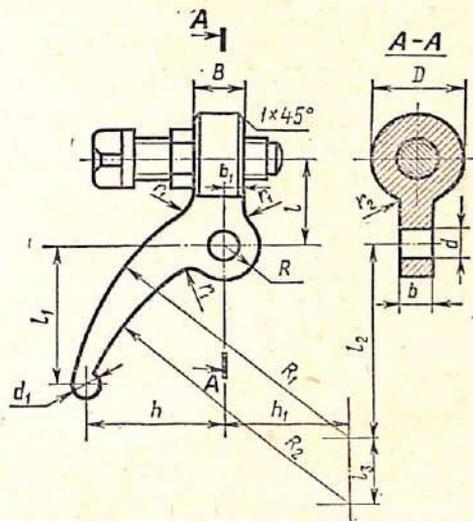
$$z = z_n + z_b = i + 1; \quad z_n = 0,5i; \quad z_b = z_n + 1.$$

3. Определение действительного давления на поверхностях трения (МПа):

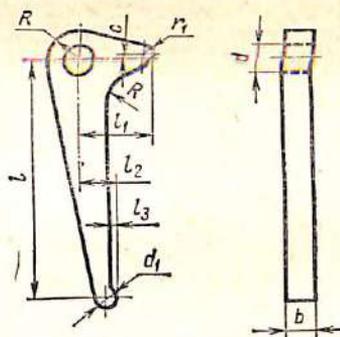
$$p = [p_p] i_{\text{пред}} / i. \quad (16.8)$$

Муфта оригинальной конструкции. Размеры D_n и D_b трущихся поверхностей определяют по табл. 16.10. Расчет аналогичен предыдущему.

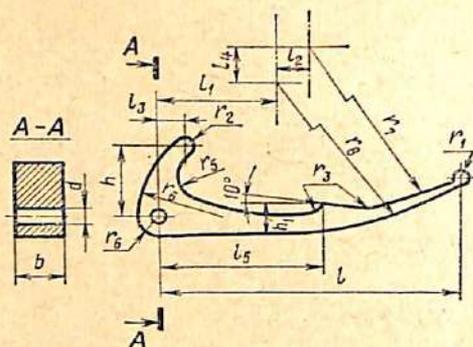
Таблица 16,8



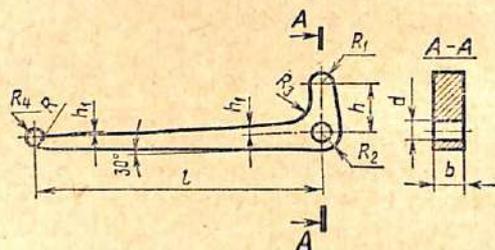
| № муфты | Размеры в мм | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
|---------|--------------|-------|-------|-------|-----|-------|-----|-----|-------|-----|-----|-------|-----|-------|-------|-------|-------|----------------|-----------------|
| | l | l_1 | l_2 | l_3 | h | h_1 | B | b | b_1 | D | d | d_1 | R | R_1 | R_2 | r_1 | r_2 | Винт М× l | Гайка низкая |
| 1 | 18 | 28 | 48 | 11 | 31 | 21 | 10 | 5 | 4 | 20 | 6 | 6 | 6 | 60 | 62 | 6 | 3 | 10×40 | М 10 |
| 2,3 | 21 | 34 | 48 | 17 | 32 | 30 | 12 | 6 | 5 | 22 | 8 | 7 | 8 | 67 | 70 | 8 | 3 | 12×45 | М 12 |
| 4,5 | 25 | 46 | 55 | 25 | 34 | 37 | 16 | 8 | 7 | 25 | 10 | 8 | 10 | 74 | 75 | 10 | 5 | 14×60 | М 14 |



| № муфты | l | l_1 | l_2 | l_3 | R | d | d_1 | r_1 | b | c |
|---------|-----|-------|-------|-------|-----|-----|-------|-------|-----|-----|
| 1 | 50 | 18 | 7 | 1 | 6 | 6 | 5 | 2 | 5 | 0,6 |
| 2,3 | 64 | 20 | 8 | 1,5 | 8 | 8 | 6 | 2,5 | 6 | 1 |
| 4,5 | 80 | 22 | 10 | 2 | 10 | 10 | 8 | 3 | 8 | 1,5 |



| № муфты | d | Размеры в мм | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
|---------|---|--------------|----------------|----------------|----------------|----------------|----------------|----|----|----------------|----------------|----------------|----------------|----------------|----------------|----------------|----------------|----------------|--|--|
| | | l | l ₁ | l ₂ | l ₃ | l ₄ | l ₅ | b | h | r ₁ | r ₄ | r ₅ | r ₆ | r ₇ | r ₉ | r ₁ | r ₂ | r ₃ | | |
| 06 | 4 | 41 | 16 | 0 | 0 | 10,0 | 22 | 10 | 14 | 8 | 23 | 8 | 4 | 45 | 39 | 1,5 | 2 | 3 | | |
| 07 | 5 | 47 | 18 | 3 | 1 | 9 | 25 | 10 | 14 | 6 | 18 | 8 | 4,5 | 59 | 54 | 1,5 | 2 | 3 | | |
| 08 | 5 | 48 | 15 | 5 | 1 | 4 | 28 | 12 | 15 | 8 | 19 | 9 | 5 | 53 | 54 | 1,5 | 2 | 3 | | |
| 09 | 5 | 52 | 19 | 4 | 1 | 4 | 29 | 12 | 16 | 8 | 21 | 9 | 5 | 56 | 57 | 1,5 | 2 | 3 | | |
| 10 | 6 | 61 | 27 | 0 | 2 | 3 | 36 | 12 | 18 | 7,5 | 22 | 9 | 5 | 65 | 62 | 1,5 | 2 | 3 | | |
| 11 | 6 | 60 | 21 | 8 | 2 | 3 | 35 | 15 | 20 | 4,5 | 27 | 11 | 6 | 62 | 66 | 2 | 2 | 5 | | |
| 12 | 6 | 74 | 40 | 0 | 1 | 2,6 | 42 | 15 | 30 | 2 | 29 | 15 | 5 | 87 | 65 | 2 | 2 | 5 | | |



| № муфты | l | h | h ₁ | R | R ₁ | R ₂ | R ₃ | R ₄ | b | d |
|---------|------|----|----------------|----|----------------|----------------|----------------|----------------|----|---|
| 1 | 70 | 12 | 2 | 10 | 3 | 5 | 7 | 2,5 | 7 | 5 |
| 2 | 76,5 | 15 | 3 | 11 | 4 | 6 | 8 | 2,5 | 9 | 6 |
| 3 | 80 | 20 | 4 | 12 | 6 | 8 | 10 | 3 | 12 | 8 |

Проверочные расчеты элементов муфт. Проверочным расчетам подвергаются наиболее нагруженные детали муфты и механизма управления, размеры которых вызывают опасения со стороны их прочности (кулачок и ось его крепления, шлицы дисков, штифты, передающие крутящий момент и т. д.).

| Тип муфты | Монтаж внутренних дисков | | | |
|-------------------------|--------------------------|-------------|---------------------------------|-------------|
| | непосредственно на валу | | на специальной втулке (корпусе) | |
| | D_B | D_B/D_H | D_B | D_B/D_H |
| Масляная | $(1,3 \dots 2) d_B$ | 0,5 ... 0,7 | $(2,2 \dots 3,5) d_B$ | 0,6 ... 0,7 |
| Сухого трения | — | — | $(2,5 \dots 3,5) d_B$ | 0,5 ... 0,7 |

Примечание. d_B — диаметр вала под муфтой.

17. МЕХАНИЗМЫ УПРАВЛЕНИЯ КОРОБОК ПЕРЕДАЧ

Эти механизмы предназначены для осевого перемещения зубчатых колес (см. раздел 13), а также ползушек муфт и тормозов (см. раздел 16) в целях изменения частоты вращения, реверсирования, выключения без остановки двигателя, а иногда и торможения выходного вала коробок передач. Правильно спроектированный механизм управления должен обеспечить быстроту, легкость, удобство, безопасность и высокую эксплуатационную надежность управления при невысокой стоимости механизма.

Механизмы управления коробок передач делятся: по типу управления — на ручные и автоматические (последние срабатывают от упоров, по сигналам от перфоленты и т. д.); по используемым средствам — на механические, электро-, гидро-, пневмомеханические и др. По конструкции — на централизованные и индивидуальные (однорукояточные и многорукояточные — применительно к ручному управлению). В централизованных системах управление несколькими группами передвигаемых деталей (зубчатых колес, ползушек) осуществляется одним механизмом, в индивидуальных — каждая группа передвигаемых деталей имеет отдельный механизм управления.

В соответствии с содержанием курсовых проектов далее рассматриваются только ручные, механические механизмы управления, причем в основном многорукояточные [15].

На рис. 17.1...17.4 показаны конструкции механизмов управления, наиболее часто применяемые в многорукояточных системах. В механизме на рис. 17.1 движение от рукоятки a передается на рычаг b . Последний несет поводок-камень b_1 , который входит в кольцевую канавку, выполненную в передвигаемой детали. Вместо камня на рычаг может быть установлен поводок b_2 , охватывающий зубчатое колесо. Предусмотрен фиксатор z_1 положения рукоятки. На рис. 17.2 показан механизм, в котором вместо рычажной используется зубчато-реечная передача. Рейка закреплена на поводке b_3 , гребень которого входит в кольцевую канавку, выполненную в перемещаемом блоке зубчатых колес. Вместо гребня поводок может быть снабжен пазом.

В механизме управления на рис. 17.3 последовательно установлены зубчатая передача и рычаг (в форме вилки). Рычаг-вилка несет два камня v_1 , которые входят в кольцевую канавку ползушки переключения муфты. На рис. 17.4 приведены два механизма управления, руко-

если угол поворота для переключений не превышает $120...150^\circ$ (до пяти фиксированных позиций). При большем угле поворота применяют маховички. Приводные детали механизмов управления, как правило, располагают на передней стенке коробки передач. Иногда их размещают на боковых стенках или крышке коробки передач, но так, чтобы конец рукоятки выходил на уровень передней стенки. Если коробка передач расположена на машине высоко относительно оператора, то конец рукоятки направляют вниз, если она расположена низко, то вверх. Необходимо располагать приводные детали на достаточном расстоянии от стенок коробки и друг от друга так, чтобы не было опасности повреждения рук оператора при переключениях.

Передаточный механизм предназначен для передачи работы от приводной детали к исполнительной. Следует различать передаточные механизмы силовые и кинематические. Первые применяют для управления соединительными муфтами и тормозами. Они должны обеспечить редуцирование значительных усилий (до $2000...3000$ Н) на детали обычно при небольших (до $15...20$ мм) перемещениях. Кинематические передаточные механизмы применяют для управления скользящими блоками зубчатых колес. Они мало нагружены и предназначены для получения сравнительно больших (до 100 мм) перемещений. В передаточных механизмах применяют рычаги простые (см. рис. 17.1) и в виде вилок (см. рис. 17.3, 17.4). Простые рычаги используются в кинематических передаточных механизмах, так как вызывают несимметричное нагружение передаваемых деталей, что при больших усилиях может вызвать их заклинивание. Вилки применяют в силовых передаточных механизмах. Кроме того, в передаточных механизмах часто используют более дорогие зубчатые (см. рис. 17.3) и зубчато-реечные (см. рис. 17.2, 17.4) механизмы. Последние позволяют получать большие перемещения. Иногда применяют кулачковые, винтовые и другие механизмы.

Исполнительная деталь *в* непосредственно перемещает зубчатые колеса и ползушки муфт. Используется в виде камня v_1 (см. рис. 17.1 и 17.4), охватывающего поводка v_2 (см. рис. 17.1), втулки с гребнем (см. рис. 17.2), иногда ролика, надетого на штифт.

Фиксатор предназначен для быстрой установки передвигаемых деталей в нужное положение и удерживания их в этом положении от самопроизвольных перемещений. Наиболее простой и дешевый — шариковый фиксатор. Обычно его устанавливают в ступице рукоятки и выполняют нерегулируемым (см. рис. 17.4) и регулируемым посредством винта (см. рис. 17.1). Иногда фиксатор устанавливают во втулке с гребнем (см. рис. 17.2), в передвигаемых деталях и т. д. В некоторых случаях, например при действии значительных сил, стремящихся сдвинуть перемещаемые детали из установленного положения, применяют вытяжной фиксатор (см. рис. 17.3).

Блокировочное устройство предохраняет от ошибочного переключения, могущего вызвать аварию. Необходимость блокировки определяется кинематической схемой коробки передач. На рис. 17.5, *а* для примера приведена схема, в которой одновременное включение обоих скользящих блоков ведет к аварии. Для предот-

вращения этого к ступицам рукояток крепят шайбы 1 (рис. 17.5, б, в, г). В шайбах делают цилиндрические проточки (рис. 17.5, б) или гнезда под фиксатор 2. В показанном на рис. 17.5, б положении шайб правая рукоятка поворачиваться не может (управляемый ею блок выведен из зацепления). Левую рукоятку можно поворачивать. Аналогично действуют блокировки по рис. 17.5, в, г. К блокировочным устройствам следует отнести также устройства, исключающие возможность включения скользящих зубчатых колес на ходу. Для этой цели управление зубчатыми колесами связывают с управлением муфтой коробки передач так, что перед каждым включением зубчатых колес муфта отключает привод. Механизмы управления коробок передач снабжаются пояснительными таблицами и указателями для облегчения установки нужной частоты вращения выходного вала (рис. 17.5, д). Основные размеры типовых деталей управления см. [15].

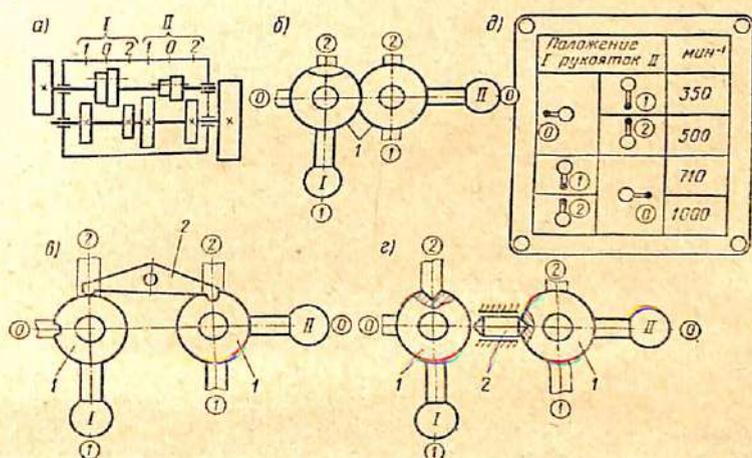


Рис. 17.5

Однорукояточные системы управления обычно содержат те же элементы, что и описанные выше многорукояточные, а кроме того, устройство для осуществления управления одной рукояткой. По принципу действия они делятся на простые, селективные и преселективные. В первом случае при переходе от m -й к n -й частоте вращения необходимо последовательно осуществлять переключения, отвечающие промежуточным частотам вращения. В селективных системах такой переход осуществляется, минуя промежуточные переключения. При преселективном управлении подготовка к включению новой частоты вращения производится при работе машины на ранее установленной частоте.

На рис. 17.6 приведен простейший пример — однорукояточное управление двумя блоками зубчатых колес. Рукоятка 4 закреплена на оси 9. При движении рукоятки «от себя» или «на себя» перемещается валик 7. Это позволяет вводить зубчатое колесо 1 в зацепление с рейками поводков 2 или 3. При повороте рукоятки 4 вокруг оси валика 7

происходит осевое перемещение того блока, с рейкой поводка которого зацеплено зубчатое колесо 1. Этот поворот происходит совместно с фланцем 10, в пазу которого размещается рукоятка 4. Фланец 10 закреплен посредством двух полудисков 5, 5'. Для предотвращения одновременного включения обоих блоков предусмотрена втулка 6,

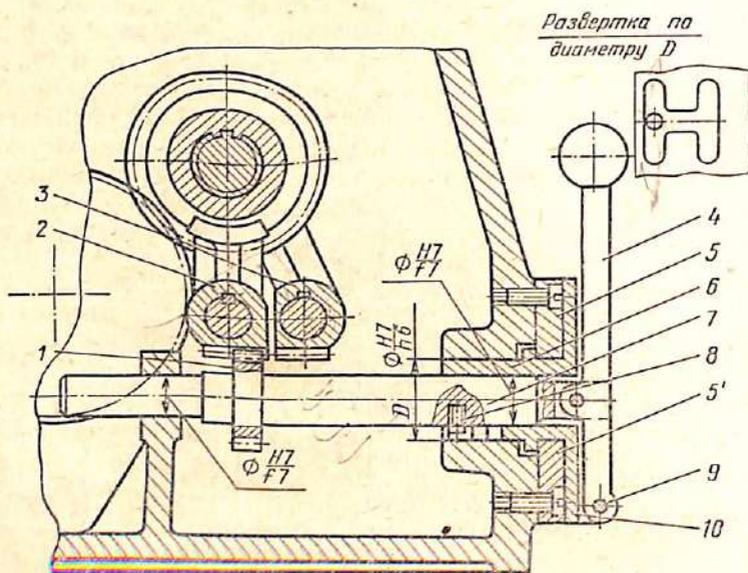


Рис. 17.6

в профильном пазу которой расположен штифт 8. Таким образом, осевое перемещение валика 7 возможно только в среднем положении, когда оба блока зубчатых колес находятся в нейтральном положении (расцеплены).

17.1. Расчет механизмов управления

Кинематический расчет производится по зависимости

$$s_1/k \leq [\alpha_p], \quad (17.1)$$

где s_1 — перемещение блока, ползушки, необходимое для их перехода из нейтрального состояния во включенное, мм (см. рис. 17.1, 17.2); определяется при выполнении конструкции коробки передач (см. раздел 18); $[\alpha_p]$ — допустимый угол поворота рукоятки; $[\alpha_p]_{\min}$ выбирается из сохранения между краями лунок под фиксатор расстояния не менее 2...3 мм (см. рис. 17.1); $[\alpha_p]_{\max} (i - 1) = 120 \dots 150^\circ$, где i — число позиций зубчатого блока, ползушки; для передаточного механизма по рис. 17.1, 17.2 и 17.3 соответственно

$$k = s_1 / (\arcsin s_1 / R), \quad k = R \quad \text{и} \quad k = (s_1 / u) / (\arcsin s_1 / R), \quad (17.2)$$

где дополнительно u — передаточное отношение зубчатой передачи. Силовой расчет производится по зависимости

$$Qk/(l_p \eta) \leq [P_p], \quad (17.3)$$

где Q — осевое усилие на ползушке муфты, тормоза, H ; определяется при расчете муфты (см. раздел 16); $[P_p]$ — допускаемое усилие на рукоятке, $[P_p] = 30 \dots 50$ Н, при редких включениях $[P_p] = 80$ Н; l_p — проекция длины рукоятки на плоскость, перпендикулярную оси ее вращения; l_p выбирается, исходя из удобства управления, обычно не более $200 \dots 300$ мм; η — к. п. д. механизма, в среднем $\eta = 0,93 \dots 0,95$.

Детали механизмов управления (рукоятки, зубчатые колеса и рейки) рассчитывают на прочность, исходя из усилия $P_p = 200 \dots 250$ Н. При конструировании механизма управления следует графически проверить, не задевают ли рычаги (особенно вилки) передвигаемые детали в их крайних позициях, а также не упирается ли в этих положениях рейка поводков в стенки коробок.

Исполнительные детали (камень, схватывающий поводок) не должны перемещаться перпендикулярно оси вращения передвигаемых деталей более чем на $e = (0,2 \dots 0,3) l$ (см. рис. 17.1).

18. СБОРОЧНЫЕ ЧЕРТЕЖИ

Сборочные чертежи коробки передач и редуктора выполняют после разработки кинематической схемы и определения в порядке проектного расчета основных размеров деталей, а также эскизного наброска компоновки общего вида установки. Сборочный чертеж должен давать полное представление о конструкции и взаимодействии деталей, их расположении и служит основой для выполнения рабочих чертежей деталей.

При курсовом проектировании сборочные чертежи редуктора или коробки передач выполняют на двух листах формата А4 и содержат основной вид (или разрез) и необходимое количество разрезов и сечений.

На первом листе вычерчивают основной вид (определяющая проекция). Для многоваловой коробки передач или редуктора с параллельными валами это развертка, т. е. когда все валы, расположенные в пространстве, развертываются в одну плоскость по их осям. Этот вид определяет конструкцию деталей, их истинное расположение на валах, длину последних и расстояние между боковыми стенками корпуса (рис. 18.1 и 18.2). Однако этот лист еще не выявляет полностью конструкцию корпуса и системы управления, условия смазки и монтажа.

Рекомендации по выбору основных размеров:

1. Корпус — $\delta_{нар}$, $\delta_{кр}$, h_d , l_d , k и $h_{кр}$ даны в разделе 14 (рис. 14.1).
2. Зубчатые колеса, шкивы, звездочки и т. д. — $l_{ст}$, $d_{ст}$, Δ , S и x указаны в разделе 13.
3. Взаимное расположение деталей:
 - а) $l_1 \geq 10$ мм — расстояние между торцом вращающейся обработанной детали и необработанной стенкой корпуса;
 - б) $l_2 \geq 2$ мм — расстояние между вращающейся обработанной деталью и обработанной неподвижной деталью;

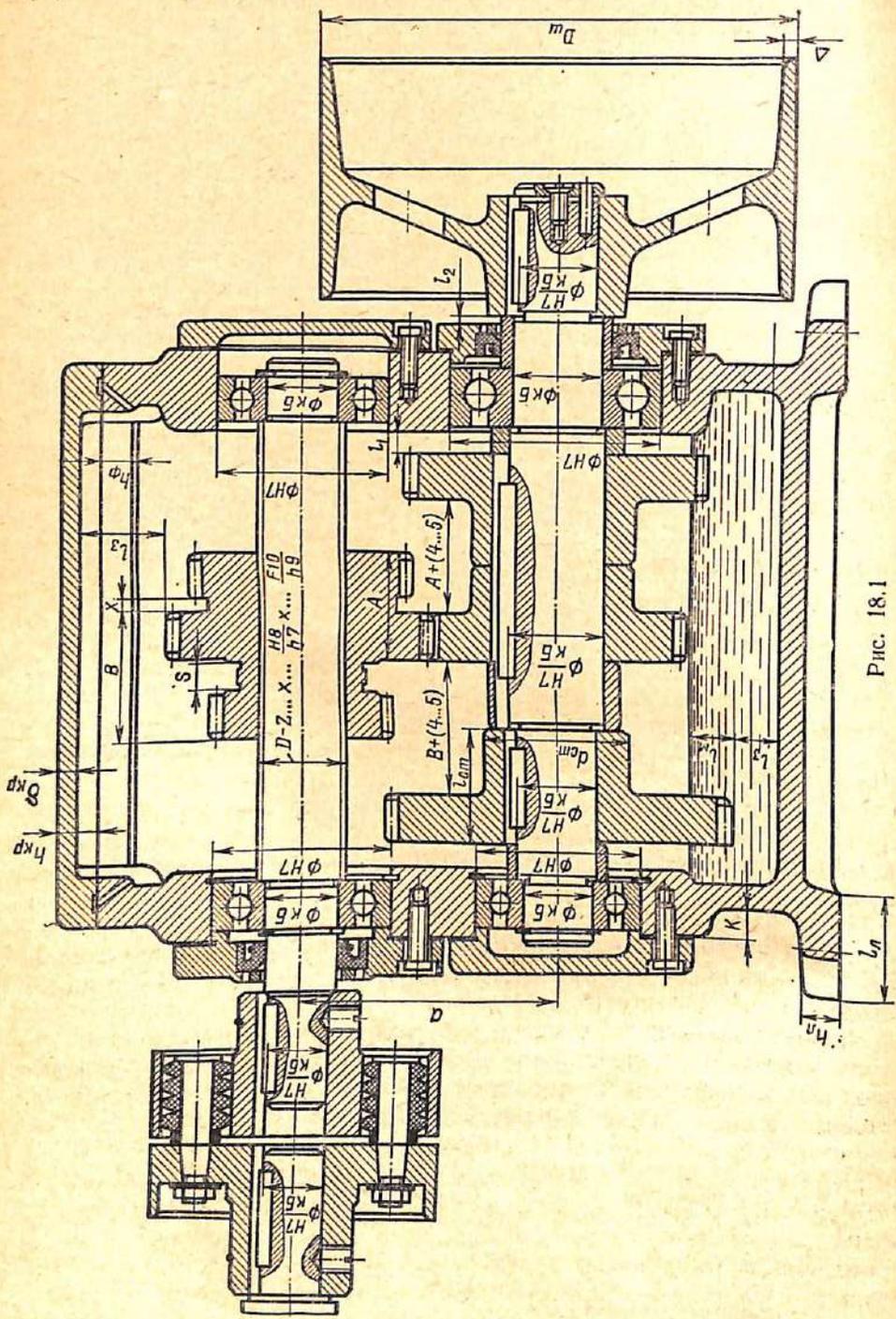
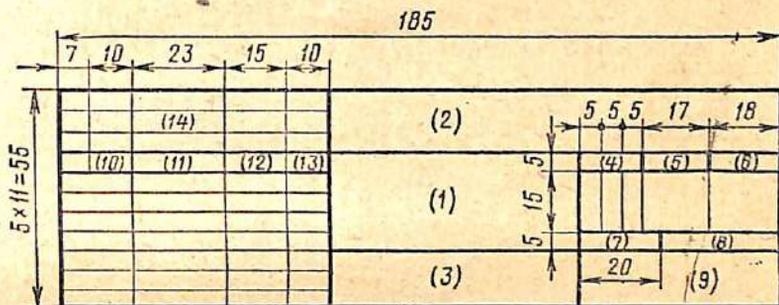


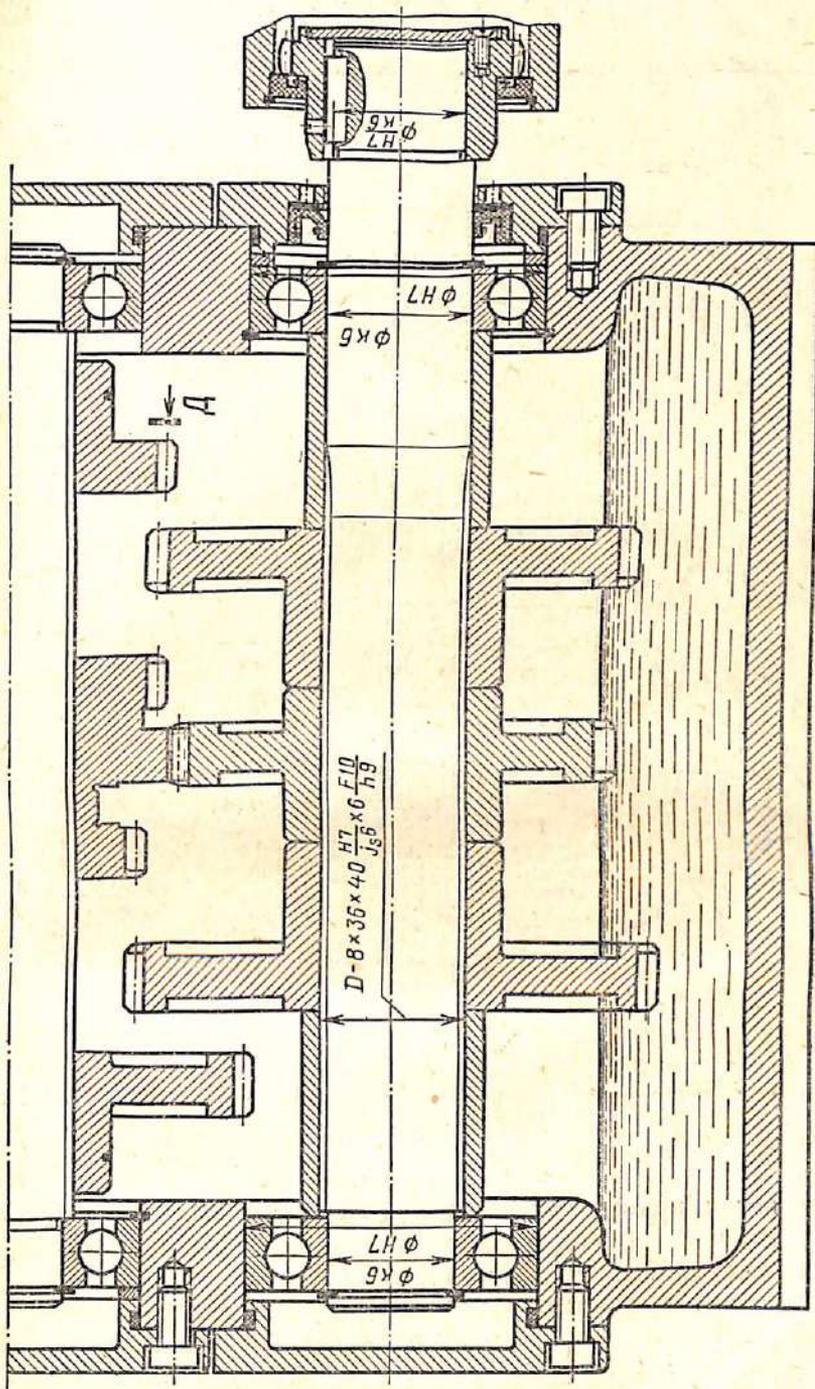
Рис. 18.1

- в) $l_3 \geq 15$ мм — расстояние между наружной поверхностью обработанной детали и необработанной стенкой корпуса;
- г) $l_4 \leq 5$ модулей — погружение шестерни в масляную ванну.
- Надписи и индексация в штампе:
1. Наименование изделия (детали, сборочной единицы, документа).
 2. Обозначение документа согласно спецификации.
 3. Обозначение материала детали и ГОСТу (заполняется только на чертежах деталей).
 4. Литер этапа работы (технич. предложение — «П», эскиз. проект — «Э», техн. проект — «Т»).
 5. Масса изделия (на рабочих чертежах деталей).
 6. Масштаб (в соответствии с ГОСТ 2.302—68).
 7. Порядковый номер листа (на документах, состоящих из одного листа, графу не заполняют).
 8. Общее количество листов документа (указывают только на первом листе).
 9. Наименование предприятия (для вуза указывается название, кафедра, группа).
 10. Исполнитель определенного характера работы (проектант, консультант, проверил, руководил, утвердил и т. д.).
 11. Фамилии лиц, подписавших документ.
 12. Подписи лиц, фамилии которых указаны в индексе 11.
 13. Дата подписания документа.
 14. В учебных вузах не заполняется.



Для многовального редуктора с пересекающимися или перекрещивающимися осями развертку по всем валам обычно на одном виде изобразить не удастся, поэтому на первом листе проекта дается разрез, который наиболее полно определяет конструкцию. Так, для червячного редуктора это разрез по валу червяка, определяющий форму и размеры корпуса (рис. 18.3).

На втором листе окончательно выявляется конструкция всех деталей и системы управления, взаимное расположение валов, условия смазки и регулировки, технология сборки и разборки. Для многовальной коробки передач с параллельными валами это свертка, т. е. поперечный разрез, который устанавливает истинное положение валов в пространстве (рис. 18.4). При проектировании многовального редуктора с пересекающимися валами на втором листе дается разрез по валам, конструкция которых не была выявлена на первом листе, и показывается расположение валов в пространстве. Например, для червячных редукторов на втором листе изображается разрез, перпендикулярный оси червяка и проходящий через ось вала червячного колеса. Если редуктор имеет разъем корпуса по оси червячного ко-



Шпинь

B

Рис. 18.2

располагают в середине листа, а в нижнем правом углу оставляют место для основной надписи, размеры и форма которой должны соответствовать ЕСКД (см. рис. 18.1). На эскизных разработках формы деталей окончательно не устанавливают, а наносят лишь их контуры, что экономит труд и время проектанта при изменении положения детали.

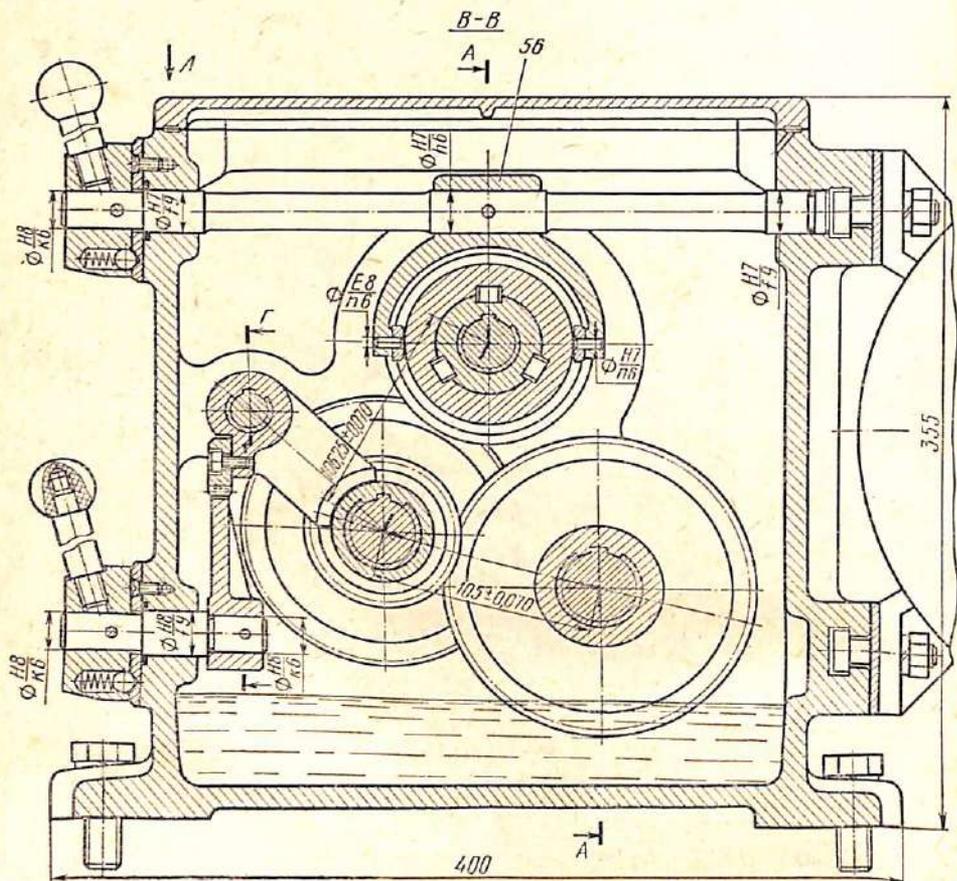
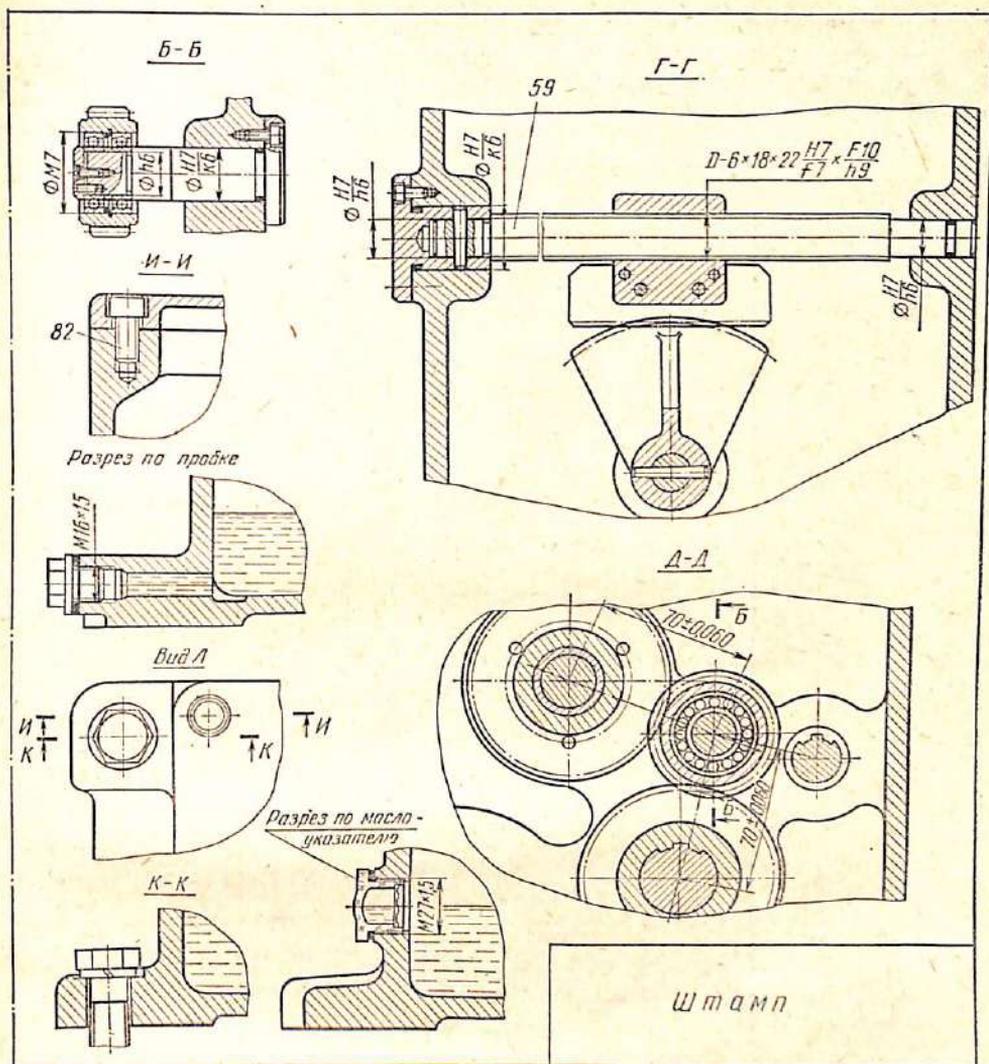


Рис.

Конструктивные размеры при компоновке принимают в соответствии с данными, приведенными на рис. 18.1. Форма корпуса и его размеры зависят от компоновки механизма. Корпуса выполняют с разъемом по осям валов или цельнолитыми, сверху открытыми и при необходимости с одним или несколькими окнами, закрытыми крышками, предназначенными для сборки и регулировки монтируемых комплектов. Разъемный корпус позволяет осуществить заранее сборку всех валов с насаженными на них деталями, а затем установить их в корпус. Но следует помнить, что в этом случае размеры корпуса увеличиваются, уменьшается его жесткость, растет стоимость обработки и ухудшается внешний вид.



18.4

В червячных редукторах разъем корпуса осуществляется чаще всего по оси вала колеса, что связано с трудностью монтажа в корпус червячного колеса. Иногда в червячных редукторах относительно простой конструкции и небольшого размера ($a_w \leq 200$ мм) корпус выполняется цельнолитым. В этом случае в одной или обеих стенках корпуса предусматривают большие цилиндрические окна, через которые монтируют в корпус собранный комплект вала с червячным колесом (рис. 18.6).

В коробках передач при большом числе валов и повышенных требованиях к жесткости и компактности, как правило, корпуса выполняют целыми. Сборка при неразъемном корпусе усложняется. Ее

обычно осуществляют через открытый верх и отверстия под подшипники. В этом случае особенно нежелательны посадки со значительным натягом. Сборка облегчается применением шлицевых соединений вместо шпоночных.

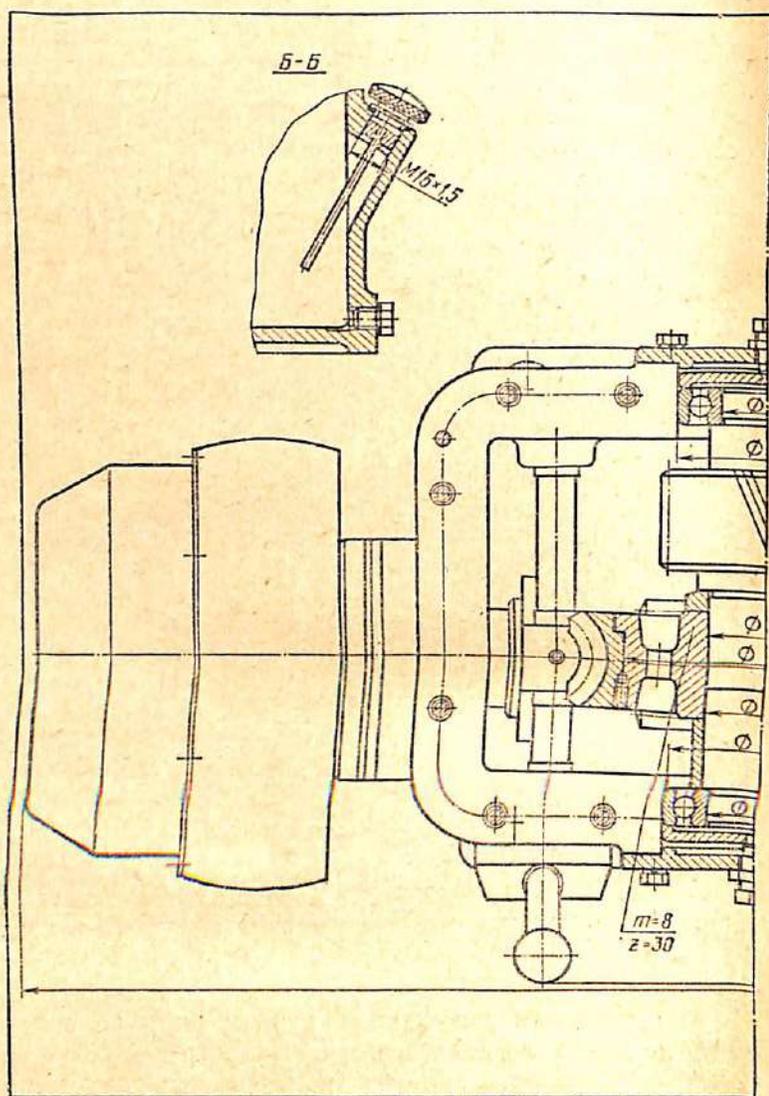
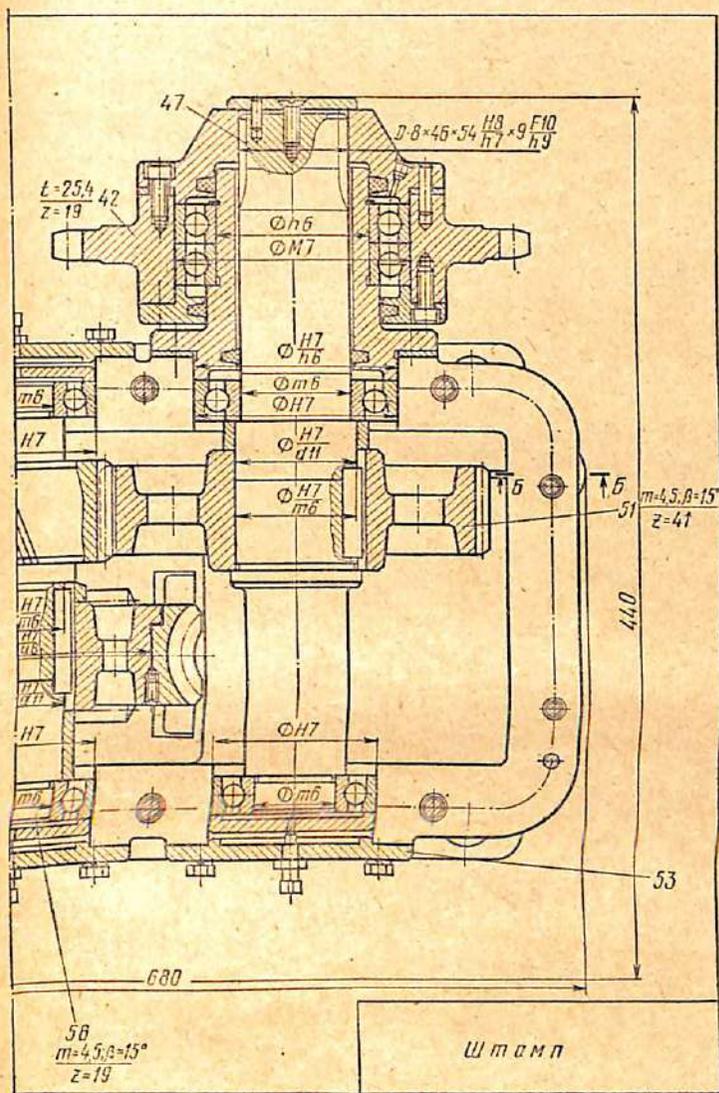


Рис.

Валы с большим количеством деталей лучше собирать вне корпуса, а в корпус монтировать через отверстия подшипников, которые можно увеличить за счет стаканов или специальных крышек (см. рис. 15.7 и 15.21). Размеры, необходимые для конструирования корпуса, приведены в разделе 14.

При выполнении эскизной разработки продумывают и предусматривают систему регулировки положения конических колес (совпадения вершин конусов), червячного колеса (совпадение средней плоскости колеса и оси червяка), глобондного червяка и его колеса (сов-



18.5

падение центра кривизны образующей червяка с центром колеса и оси червяка со средней плоскостью венца колеса) и зазоров в подшипниках качения. Регулировку положения зубчатых и червячных колес осуществляют или смещением этих деталей относительно вала, или их перемещением вместе с валом. Для смещения колес относи-

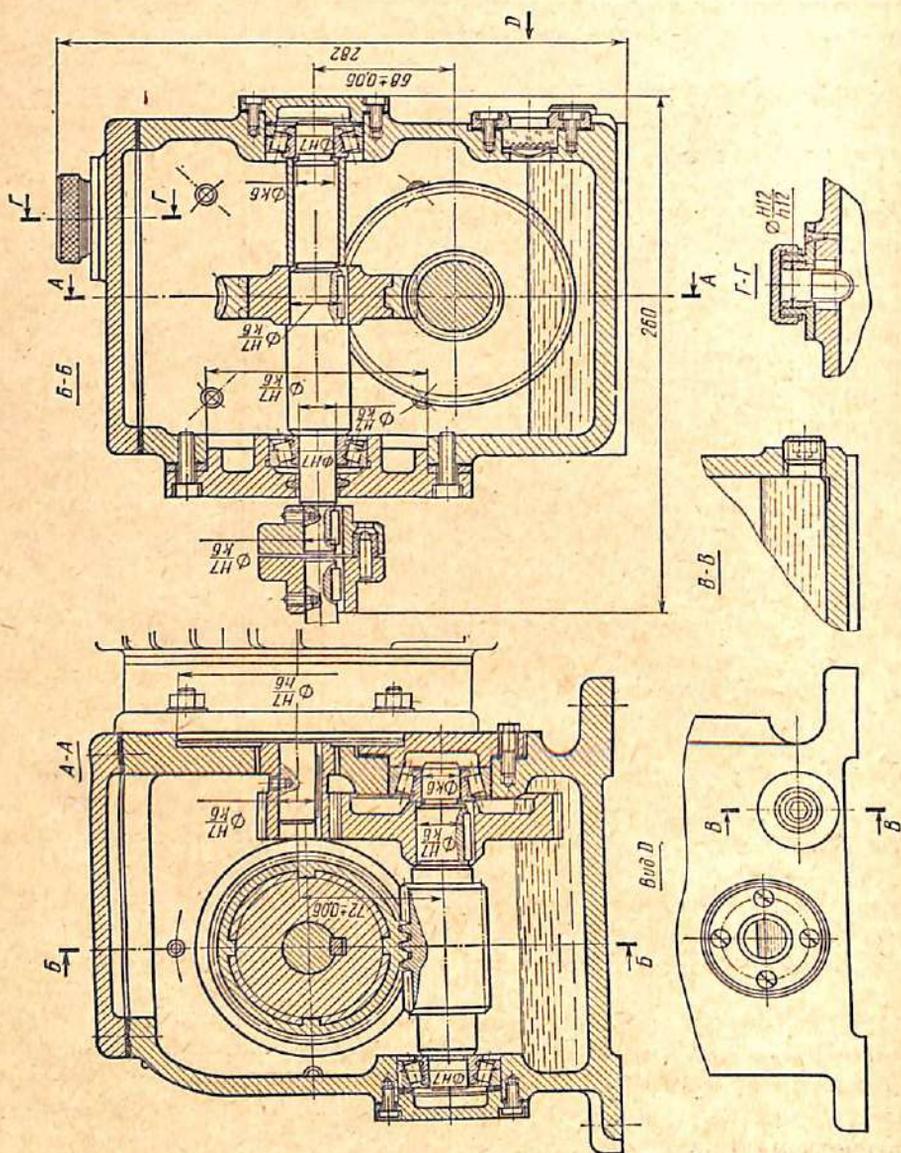


Рис. 18.6

тельно вала чаще всего применяют гайки (см. рис. 15.17). В случае перемещения колеса вместе с валом при одной фиксированной опоре обычно применяют регулировку посредством осевого смещения стакана относительно корпуса путем набора компенсаторных полуколец (см. рис. 15.21 и 15.22) и реже с использованием распорных и затяжных винтов или совмещенных затяжных и распорных винтов (рис. 15.23). Правильность положения колес определяют пятном контакта (по краске).

В зависимости от действующих усилий и условий работы выбирают тип подшипников, способы закрепления их на валах и в корпусе (см. раздел 15). Размеры же подшипников определяют после эскизной разработки второго листа сборочного чертежа, где устанавливают положение всех валов в пространстве. Расположение входного и выходного валов в пространстве относительно опорной поверхности редуктора или коробки передач зависит от намеченной ранее компоновки общего вида установки. Расположение промежуточных валов обуславливается компактностью, системой управления, смазкой и наличием регулируемых деталей на валах. Для трехваловой коробки передач наибольшая компактность достигается расположением осей валов по треугольнику, для четырехваловой — по четырехугольнику.

Валы, на которых находятся управляемые детали, желательно располагать ближе к передней стенке, где обычно размещаются ручки управления. Такое расположение управляемых деталей уменьшает длину валиков и рычагов управления и упрощает конструкцию. Выбор систем управления излагается в разделе 17.

В управляемых фрикционных муфтах регулируется сила нажатия и износ дисков, поэтому в конструкции коробки следует предусмотреть возможность и удобство такой регулировки через верхнюю крышку или специальное окно в боковой стенке корпуса, закрываемое крышкой.

При конструировании особое значение следует уделять вопросам смазки, так как последняя влияет на долговечность и надежность работы деталей не меньше, чем их материал, конструктивные формы и размеры. Выбор смазочного материала, системы подвода и отвода смазки, регулирования подачи масла определяется условиями работы элементов конструкции, т. е. нагрузкой, скоростью скольжения трущихся поверхностей и местом их расположения, тепловым режимом и т. д.

Наиболее часто применяемая система смазки передач зацеплением, подшипников качения и масляных муфт — картерная. Эта система смазки не требует специальных устройств и является весьма надежной. В корпус коробки передач или редуктора масло заливается в объеме из расчета на 1 кВт передаваемой мощности $\approx 0,5$ л для зубчатых и ≈ 1 л для червячных передач. Погруженные в масло венцы зубчатых колес, червяки или специальные разбрызгиватели (цельные — рис. 15.28 или разъемные кольца с лопастями — рис. 18.3), вращаясь, образуют внутри корпуса масляный туман, капли которого покрывают и смазывают все детали.

Этот способ смазки применяется при окружных скоростях колес до 15 м/с и для червяков до 10 м/с. Венцы цилиндрических зубчатых колес, работающих при этих скоростях, следует погружать в масляную ванну на глубину порядка 3...4 модуля, конические колеса от $1/2$ до полной длины зуба и червяки — на высоту витка. Колеса тихоходных валов (второй и третьей ступеней) допустимо погружать в ванну на величину до $1/3$ их радиуса. В быстроходных многоступенчатых передачах, где глубокое погружение колес даже второй и третьей ступеней не рекомендуется, приходится выбирать уровень масла таким, чтобы венцы колес быстроходных ступеней не касались масла. В этом случае для их смазки применяют диски (рис. 18.7, а), кольца (рис. 18.7, б) или вспомогательные узкие смазочные шестерни (обычно неметаллические), сцепляющиеся с колесом передачи, требующей смазки (рис. 18.7, в).

Картерная смазка также надежно обеспечивает работоспособность подшипников качения. Поднимать уровень масла в ванне выше центра нижнего тела качения подшипника, особенно при высоких скоростях вращения вала (>2000 мин⁻¹), не рекомендуется. Если в ванну погружается косозубая, шевронная шестерня или червяк, которые нагнетают масло в подшипник и заливают его, во избежание попадания в подшипник продуктов износа деталей в случае его погружения в масло на значительную глубину подшипник закрывают маслозащитными шайбами (см. рис. 15.2, 15.5 и 15.30) или кольцами (см. рис. 15.8, 15.15 и 15.20). Если смазка разбрызгиванием не обеспечивает доступ масла к опорам качения (скорость колес <4 м/с) или в масляной ванне имеются продукты износа, то применяют индивидуальную смазку подшипников. Последнюю также используют для подшипников вертикально расположенных валов (см. рис. 15.24 и 15.25) и нижних опор, которые обычно изолируют от масляной ванны (рис. 18.7, г). При консистентной смазке в опоре подшипника предусматривают соответствующее пространство для ее заполнения и устанавливают мазедерживающие кольца (см. рис. 15.4, 15.22).

Для заливки масла в крышке корпуса предусматривают окно, закрываемое крышкой или пробкой. Часто в червячных редукторах пробку выполняют в виде отдушины (см. рис. 18.3), которая служит для соединения внутренней полости корпуса с атмосферой, что предотвращает выбрасывание масла через стыки и уплотнения при повышении давления внутри редуктора вследствие нагрева воздуха и масла.

Для контроля за уровнем масла при картерной смазке в корпусе устанавливают маслоуказатель. Спускное отверстие и маслоуказатель следует располагать в легкодоступных местах, обычно на одной из боковых стенок корпуса, где размещены рукоятки управления и отсутствуют вращающиеся детали. Конструкции и размеры пробок, отдушин, крышек и маслоуказателей приведены в работах [2; 4; 15; 18].

Часто в целях предотвращения просачивания масла через стык соединения верхней крышки с корпусом на их плоскостях по всему периметру стыка делают канавки, которые у корпуса отверстиями сообщаются с его внутренней полостью (см. рис. 18.1, 18.2 и 18.4).

При высоких скоростях колес (свыше 15 м/с) применяют струйную или циркуляционную смазку, когда масло от насоса непрерывно подается к местам смазки, проходя при этом через фильтр, а при необходимости и охладитель.

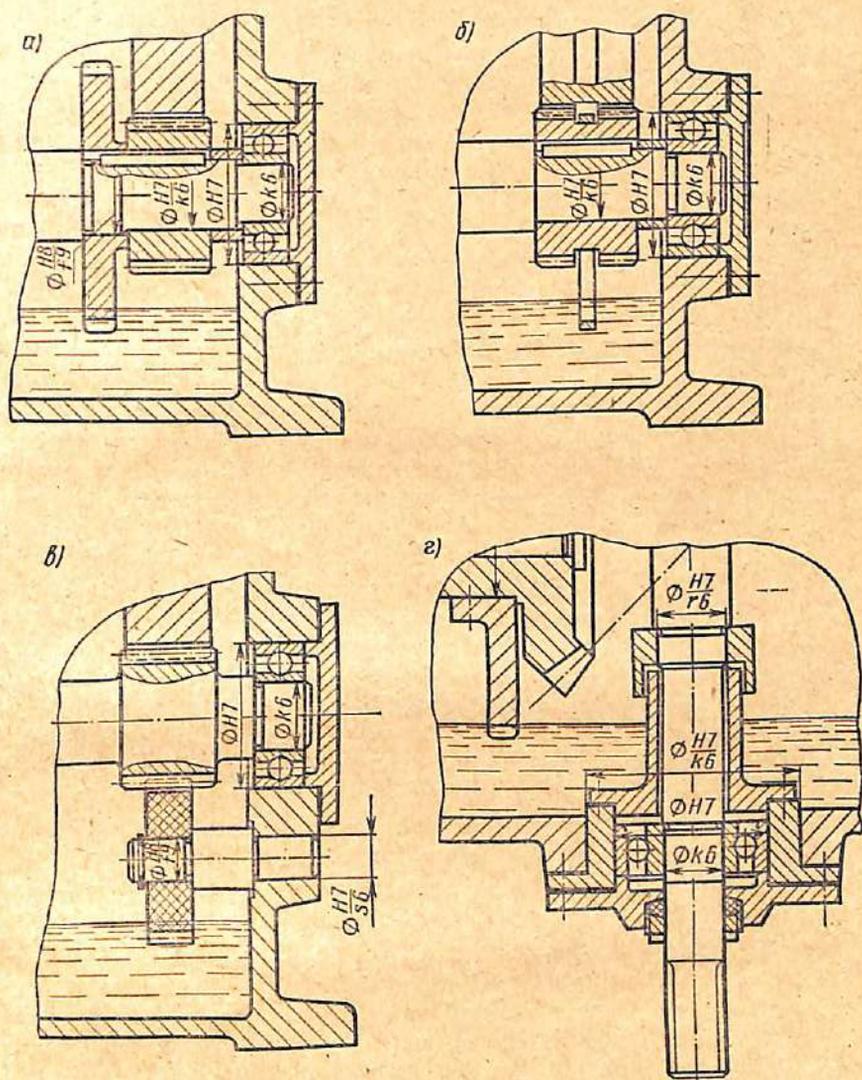


Рис. 18.7

Вязкость масла при картерной и струйной смазках цилиндрических зубчатых и конических передач следует выбирать тем выше, чем больше нагрузка и меньше их скорость. При больших нагрузках и скоростях до 5 м/с целесообразно применять тяжелые промышленные масла — цилиндрическое 11 и 24 (см. ГОСТ 1841—51), а в остальных случаях

средние — индустриальное 12, 20 и 30 (см. ГОСТ 1707—51). Для смазки червячных передач марку масла выбирают в соответствии с данными, приведенными в табл. 8.12.

Для предотвращения утечки смазки из опор качения и защиты их от попадания пыли и грязи из внешней среды необходимо устанавливать уплотняющие устройства. Наиболее совершенными уплотнениями, обеспечивающими работу подшипников при любых скоростях и системах смазки, являются лабиринтные (см. рис. 15.4, 15.6 и 15.19). При окружной скорости вала (поверхность полирована) до 10 м/с наиболее целесообразно применять манжетные уплотнения (см. рис. 15.2, 15.11 и 15.27). Типы и размеры манжет приведены в ГОСТ 8752—70 и работах [2; 4; 15]. При консистентной смазке опор тихоходных валов в качестве уплотнителей обычно используют войлочные и фетровые кольца, пропитанные горячим маслом (см. рис. 15.28). Размеры колец и канавок для них указаны в нормале МН 180—61 и работах [2; 4; 15]. Эффективную защиту создают щелевые (см. рис. 15.6) и различные комбинированные уплотнения (см. рис. 15.5, 15.9 и 15.12).

Выполнив на обоих листах все указанные выше рекомендации, дорабатывают форму корпуса. При этом желательно, чтобы размеры высоты и ширины корпуса, если это не противоречит технической целесообразности, соответствовали составляли 0,6 и 0,4 его длины.

После выполнения эскизных разработок 1- и 2-го листов и их утверждения производят проверочный расчет передач, валов, подшипников (нагрузки известны из расчета валов), муфт и других деталей. Проведенный расчет позволяет уточнить материал и размеры деталей, внести необходимые поправки в конструкцию и окончательно увязать проекции на обоих листах. Далее эскизные разработки оформляют в сборочные чертежи технического проекта. Окончательно оформляется конструкция и форма отдельных деталей с учетом серии их выпуска и технологии изготовления.

Выполнение технического проекта при курсовом проектировании осуществляют в соответствии с требованиями ГОСТов ЕСКД и методическими указаниями по оформлению учебно-конструкторской документации с соблюдением следующих условий:

1) стандартные изделия должны изображаться на сборочных чертежах подробно (не условно). Так, например, подшипники качения должны быть вычерчены в разрезе;

2) при вычерчивании деталей должны быть показаны конструктивные элементы: проточки и пазы для выхода инструмента, зазоры между стержнем болта и отверстием детали, запасы глубины сверления и резьбы и т. д.;

3) шлицевые соединения изображают на чертежах по ГОСТ 2.409—74, а зацепления зубчатых и червячных передач — в соответствии с ГОСТ 2.402—68. На разрезах зубчатых и червячных передач в зоне зацепления показывают зуб одного из колес или виток червяка. Окружности и образующие поверхностей впадин зубьев на видах не показывают. Направление зубьев колес указывают на одном из элементов зацепления (обычно вблизи оси) тремя сплошными тонкими линиями с соответствующим наклоном.

На сборочных чертежах должны быть приведены следующие размеры: габаритные — по трем координатным направлениям; основные — межосевые расстояния зубчатых и червячных передач, внешнее конусное расстояние конических колес; сопряженные — диаметры и посадки на валах зубчатых и червячных колес, подшипников, шкивов, муфт, деталей управления, резьб на валах, стаканов, центрирующих буртиков крышек и т. п.; присоединительные — диаметры и длина выступающих концов валов, расстояние их осей до опорной поверхности, размеры шпонок или шлицев на них, диаметры и координаты отверстий, предназначенных для крепления конструкции к станине, плите или раме.

На обоих листах обозначают все разрезы и сечения (местные вырывы на разрезах не допускаются), уровень масла, числа зубьев, модули и углы наклона зубьев колес, числа зубьев и шаг звездочек, а также наносят номера позиций всех содержащихся сборочных единиц и деталей. Номера располагают параллельно основной надписи чертежа вне контура конструкции, группируя их в строчку или колонку. Шрифт номеров позиций выбирают на один-два размера больше, чем принято для размерных чисел на данном чертеже.

Спецификацию, составленную на все проектируемые детали изделия по форме, указанной в разделе 20, приводят в конце расчетно-пояснительной записки.

19. ОБЩИЙ ВИД УСТАНОВКИ

Основное назначение конструктивного листа общего вида — дать необходимые сведения о внешнем виде, взаимной связи отдельных узлов, размерах, способе монтажа и эксплуатационно-технической характеристике проектируемой установки. Для удовлетворения этих требований в соответствии с ГОСТ 2.701—68 кроме чертежа общего вида, определяющего конструкцию и взаимодействие основных составных частей, а также поясняющего принцип работы изделия, обычно еще выполняют габаритный и монтажный чертежи. В учебных проектах для уменьшения объема графической части работы габаритный и монтажный чертежи, а также чертеж общего вида обычно выполняют на одном листе — общем виде установки.

Чертеж общего вида дается в трех, реже в двух проекциях, на листе стандартного формата в масштабе 1 : 2; 1 : 2,5; 1 : 4 или 1 : 5. За основную проекцию обычно принимают вид на установку со стороны расположения органов управления. Узлы установки выполняют без мелких подробностей, но чертеж должен быть четким и ясным.

Обязательно изображается кинематическая схема и приводится эксплуатационно-техническая характеристика установки. На кинематической схеме в соответствии с ГОСТ 2.703—68 следует указывать: порядковый номер каждого кинематического элемента, начиная от источника движения, причем валы номеруют римскими, а остальные элементы арабскими цифрами; мощность и частоту вращения двигателя и входного вала механизма; частоту вращения выходного вала; числа зубьев и модуль зубчатых передач; диаметры шкивов; числа

зубьев и шаг звездочек. Порядковый номер элемента проставляют на поле линии-выноски, а под ней указывают основные его характеристики и параметры. Валы на кинематических схемах изображают сплошными основными линиями толщиной S , а элементы (зубчатые колеса, червяки, звездочки, шкивы и т. д.), изображаемые в соответствии с ГОСТ 2770—68, упрощенно — сплошными линиями толщиной $S/2$. Контур изделия, в который вписана схема, изображают сплошными тонкими линиями толщиной $S/3$.

В эксплуатационно-технической характеристике установки указывают: тип электродвигателя, передаваемую мощность и частоту вращения; частоту вращения входного и выходного валов; к. п. д. и срок службы; габаритные размеры, способ смазки, тип и сорт масла; особые условия эксплуатации.

Кинематическую схему и техническую характеристику установки рекомендуется размещать в правой части чертежа над основной надписью. Если установка монтируется на фундаменте, то необходимо отдельно показать план фундамента с разметкой колодцев под фундаментные болты или анкерные плиты.

Чертеж общего вида установки кроме изложенного должен содержать: а) габаритные, а также установочные и присоединительные размеры, определяющие правильность монтажа отдельных механизмов при сборке (координаты расположения отверстий под болты и контрольные штифты, числа зубьев и шаг звездочек, диаметры и ширину шкивов и т. д.), т. е. размеры, посредством которых установка связывается с фундаментом, станком или машиной; б) крайние (предельные) положения основных движущихся элементов (например, органов управления); в) **назначение органов, служащих для управления работой механизма** (в случае отсутствия схем управления); г) спецификацию всех узлов и деталей, необходимых для монтажа, если она не выносится в виде отдельного приложения; д) размеры, необходимые для изготовления фундамента и его элементов, если установка смонтирована на нем, плите или раме.

Различные способы монтажа механизмов проектируемой установки. При проектировании необходимо выбирать наиболее рациональное взаимное расположение электродвигателя, редуктора (коробки передач) и других объектов установки, а также указать наиболее правильный способ ее связи с фундаментом или станиной.

В зависимости от назначения, условий работы и компоновки механизмов применяют следующие различные способы монтажа:

1. Крепление механизмов установки непосредственно к фундаменту (рис. 19.1 и 19.2) характерно при компоновке механизмов, не связанных между собой требованиями точности относительного положения, т. е. когда привод осуществляется фланцевым электродвигателем или от электродвигателя через ременную или цепную передачу, а выходной вал редуктора имеет шкив или звездочку.

2. Связь передаточного механизма и электродвигателя с фундаментом посредством общей установочной плиты (рис. 19.3) или сварной рамы (рис. 19.4) весьма удобна в случае, когда входной (выходной) вал механизма соединяется с валом электродвигателя (механизма)

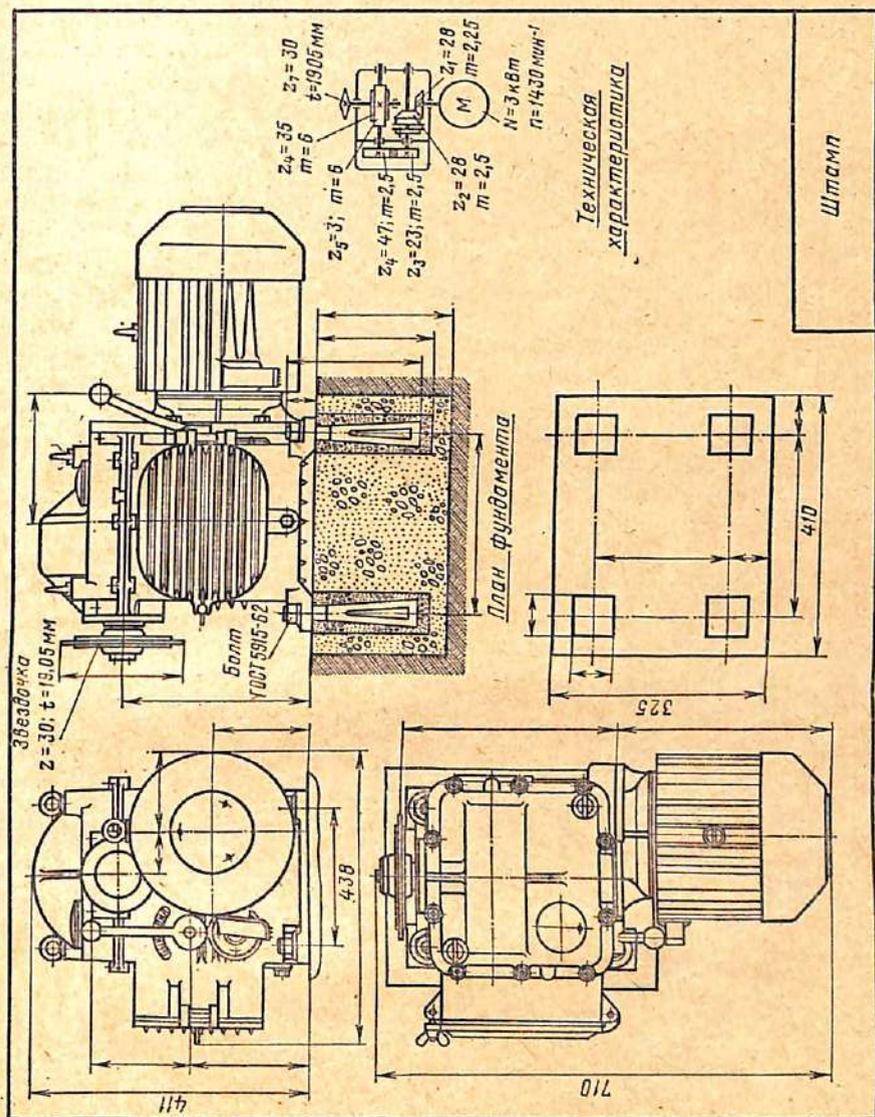


Рис. 19.1

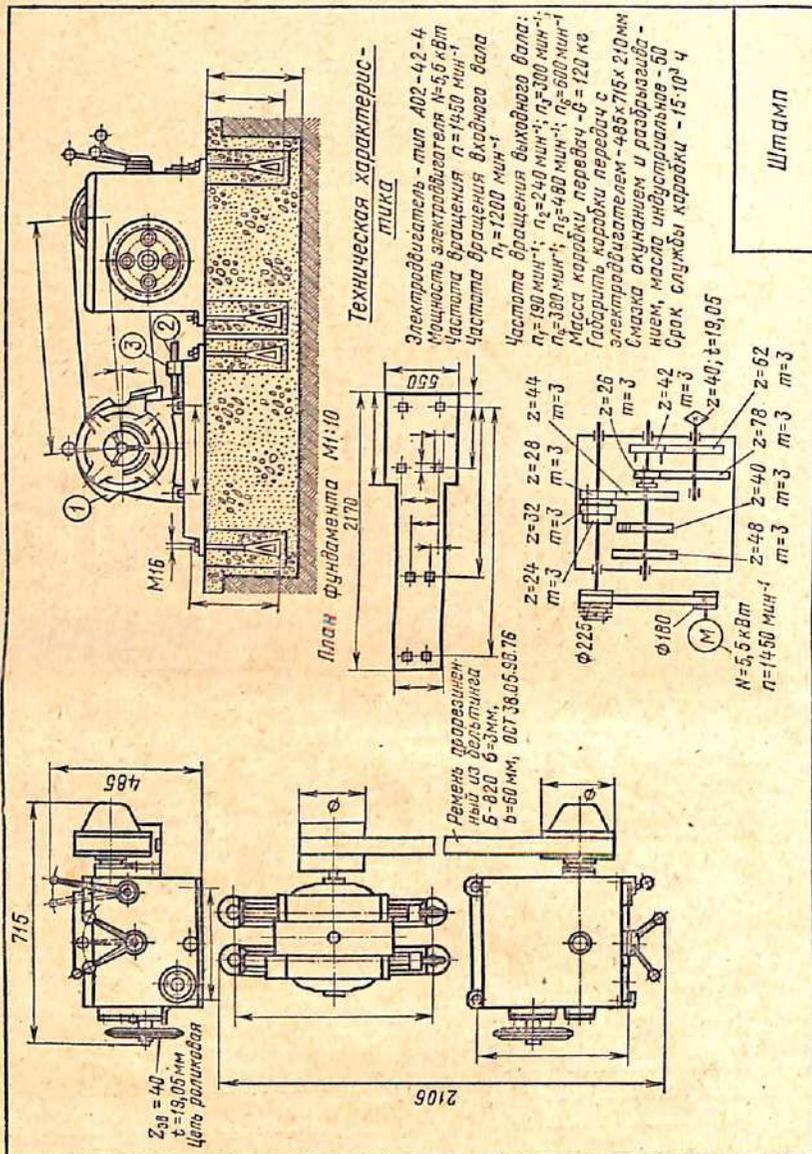


Рис. 19.2

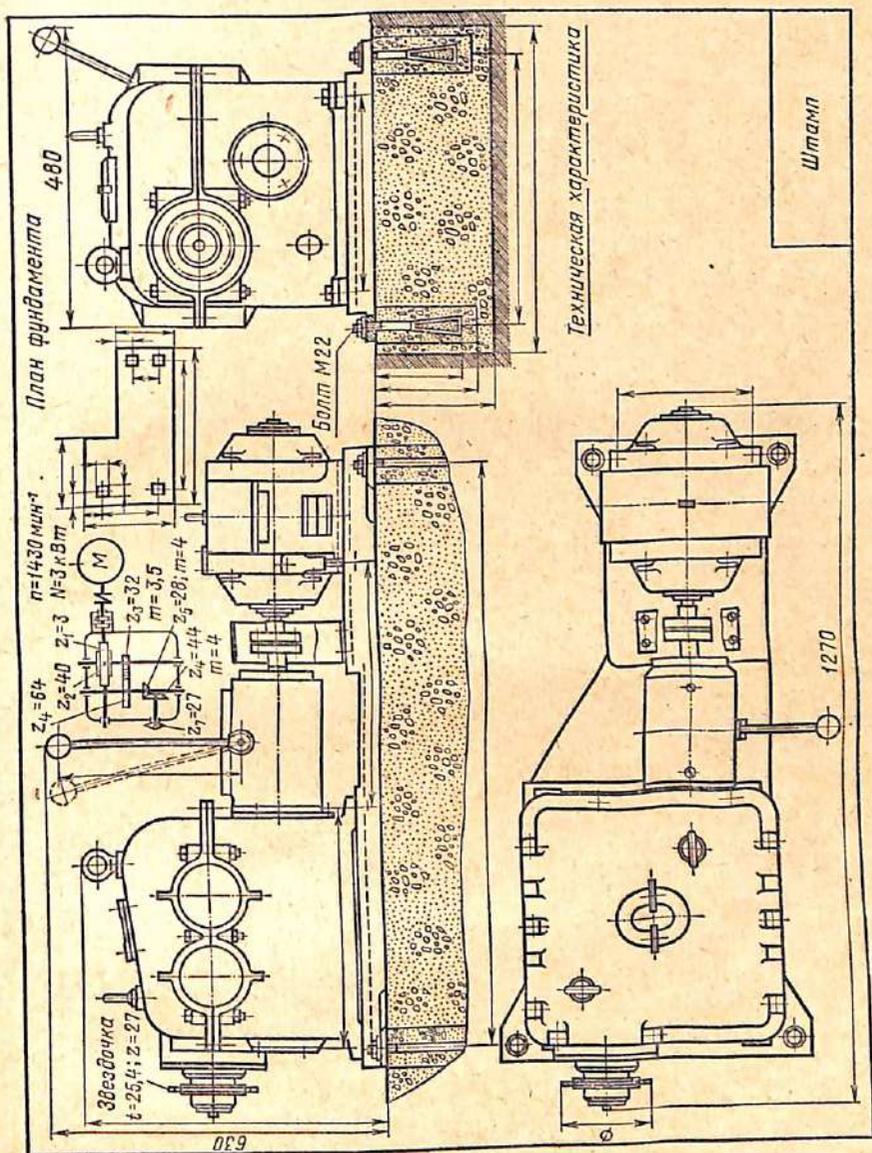


Рис. 19.3

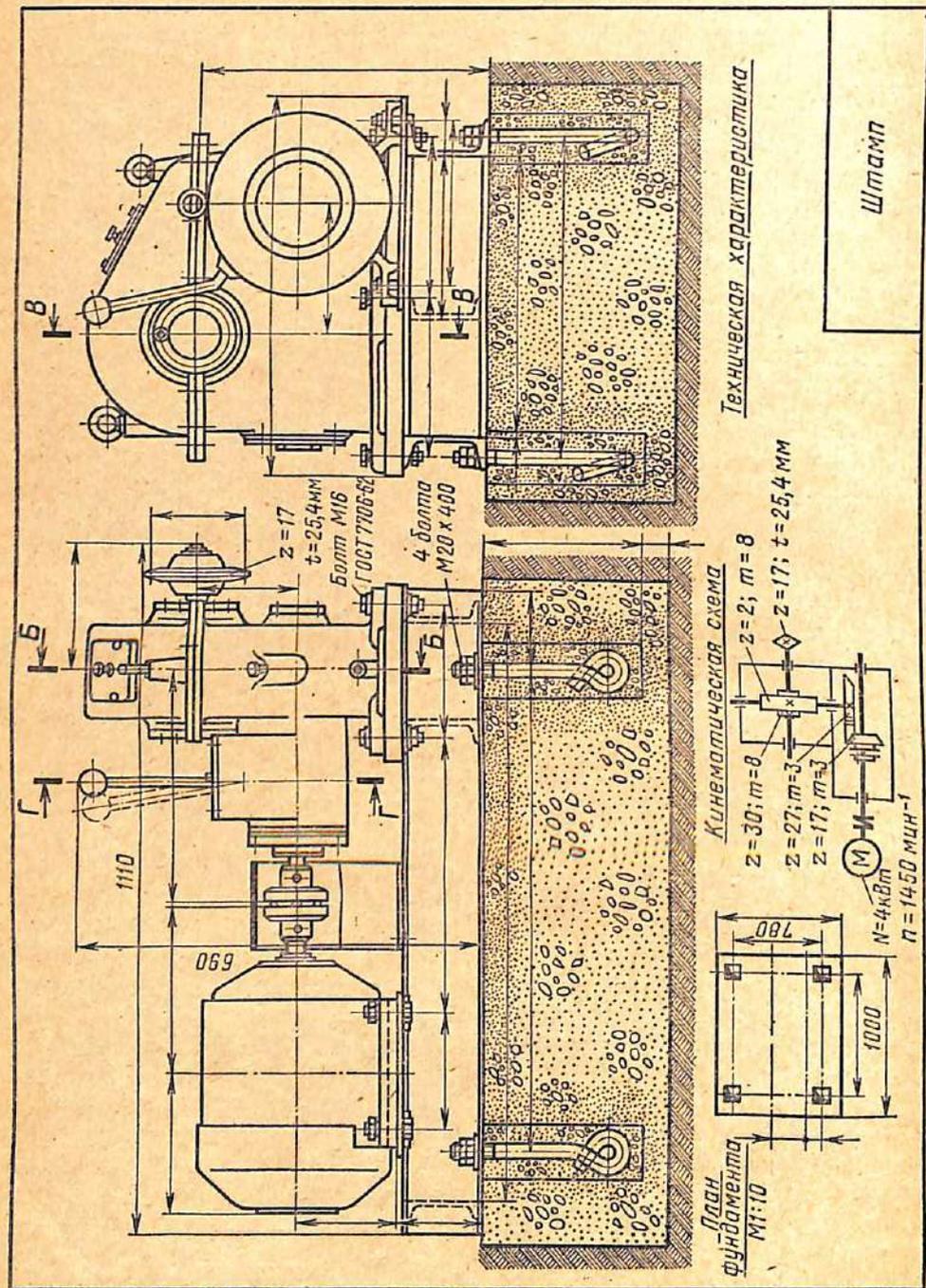


Рис. 19.4

посредством муфты, требующей при монтаже соответствующей соосности валов. Поэтому тип муфты определяет способ, простоту и точность всей установки.

3. Крепление механизмов непосредственно на тумбе, станине или высокой сварной раме, которое обычно характерно: для коробок передач и редукторов, имеющих вертикальное расположение выходного вала (рис. 19.5); когда электродвигатель монтируется в нише тумбы (станины) станка (рис. 19.6) или устанавливается на одной из ее боковых стенок (рис. 19.7); когда согласно техническому заданию на проектируемую установку или из-за ее конструктивных и эксплуатационных особенностей механизм не может непосредственно монтироваться на фундамент или установочную плиту. Так, на рис. 19.8 изображен привод к транспортеру, который смонтирован на сварной высокой раме, выполненной заодно с рамой транспортера. При таком способе крепления тщательно разрабатывается только монтаж проектируемой установки без подробностей разработки на общем виде самой станины или тумбы.

Фундамент и его оформление. Фундамент предназначен для крепления установки и поглощения вибраций и ударов, возникающих при ее работе. Конструкция и размеры фундамента зависят от места монтажа установки (в помещении, непосредственно на грунте, на полу здания, на перекрытиях и т. д.), ее размеров и условий эксплуатации, характеристики грунта, материала фундамента и т. д. Фундамент должен быть прочным, надежным в эксплуатации и удовлетворять требованиям экономики.

В практике применяют следующие способы установки машины:

1. Установки, близкие по массе и характеру динамического воздействия, размещают на отдельных бетонных лентах толщиной от 150 до 700 мм или общем бетонном полотне толщиной 300...400 мм.
2. При значительных динамических нагрузках, а также необходимости изоляции во избежание передачи колебаний другим объектам установки монтируют на отдельных фундаментах.
3. Установки различных типов монтируют на металлических лагах (из швеллеров, уголков, тавров и т. д.), утопленных в бетоне.

В качестве материалов для сооружения фундаментов применяют бетон (смесь цемента, песка, щебня, гравия и воды), бутобетон (добавление к бетону бутокрупных камней или известняков массой 10...30 кг), кирпич, реже железобетон. Основным материалом фундамента для машин общего назначения служит бетон марки 75 или 90, а для тяжелых машин — жесткий бетон марки 70. Непосредственный монтаж на фундамент с точностью, требуемой условиями эксплуатации, без всяких регулировочных приспособлений часто практически невозможен. В этом случае в целях упрощения выверки и увеличения опорной поверхности фундамента и установки последнюю несколько приподнимают над фундаментом, выверяют за счет металлических прокладок или клиньев и в этом положении заливают жидким цементным раствором. Толщина прокладки назначается в зависимости от габаритных размеров монтируемых на фундаменте установок и практически не превышает 100...120 мм. При курсовом проектировании обычно при-

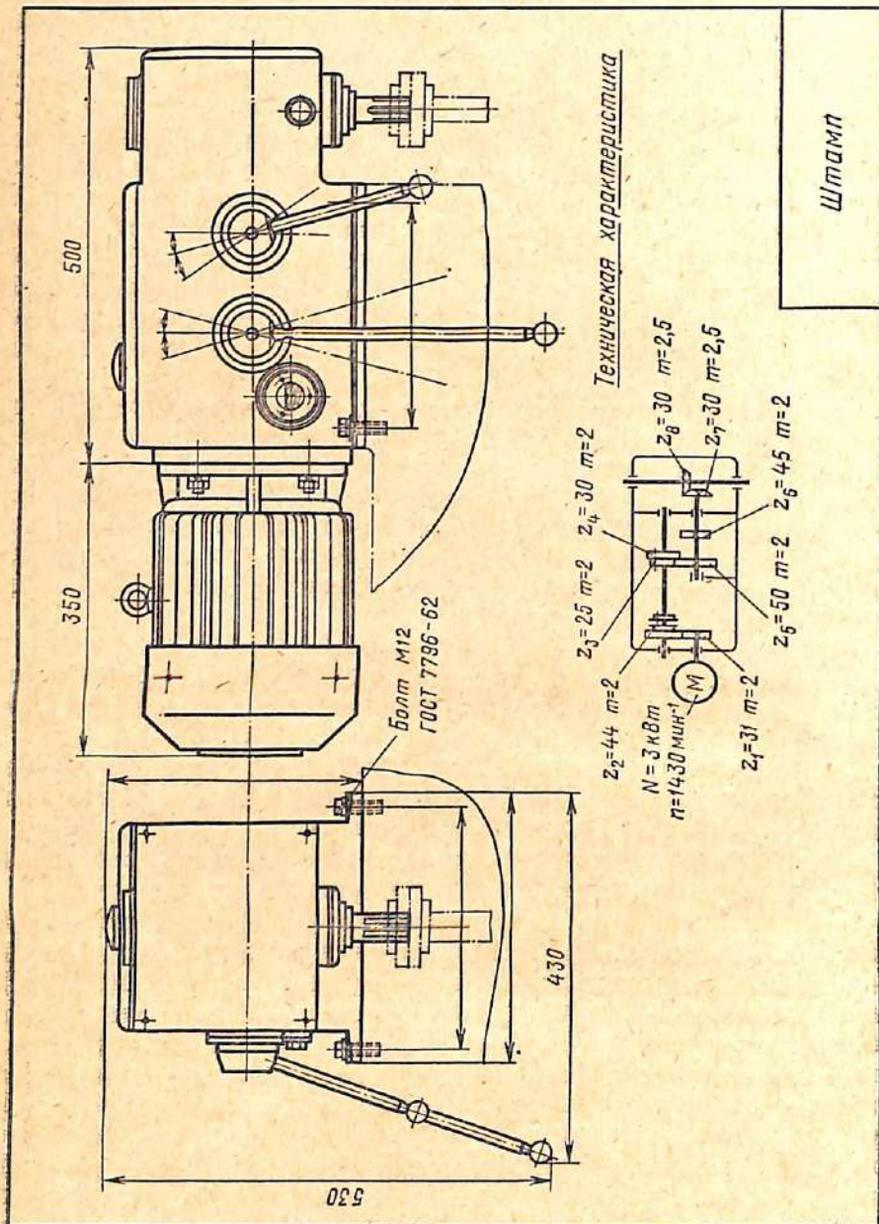


Рис. 19.5

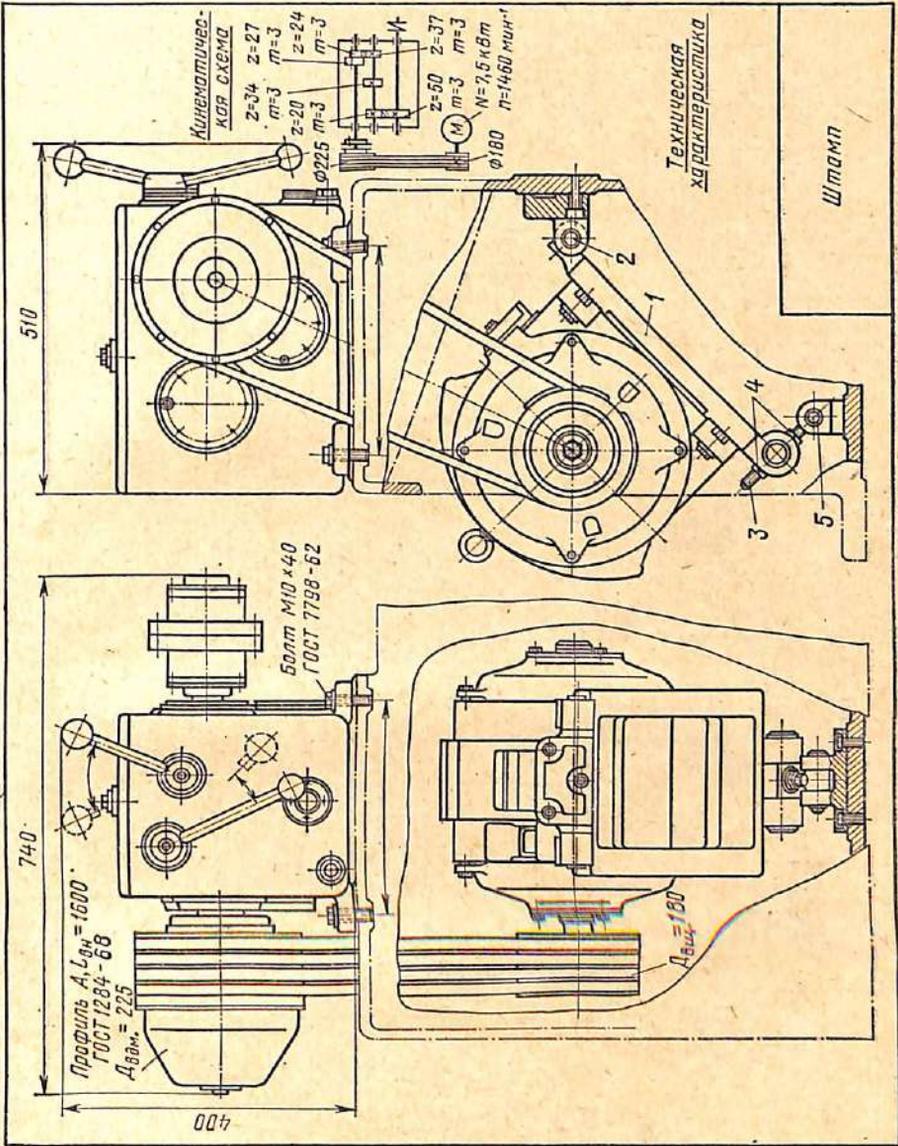


Рис. 19.6

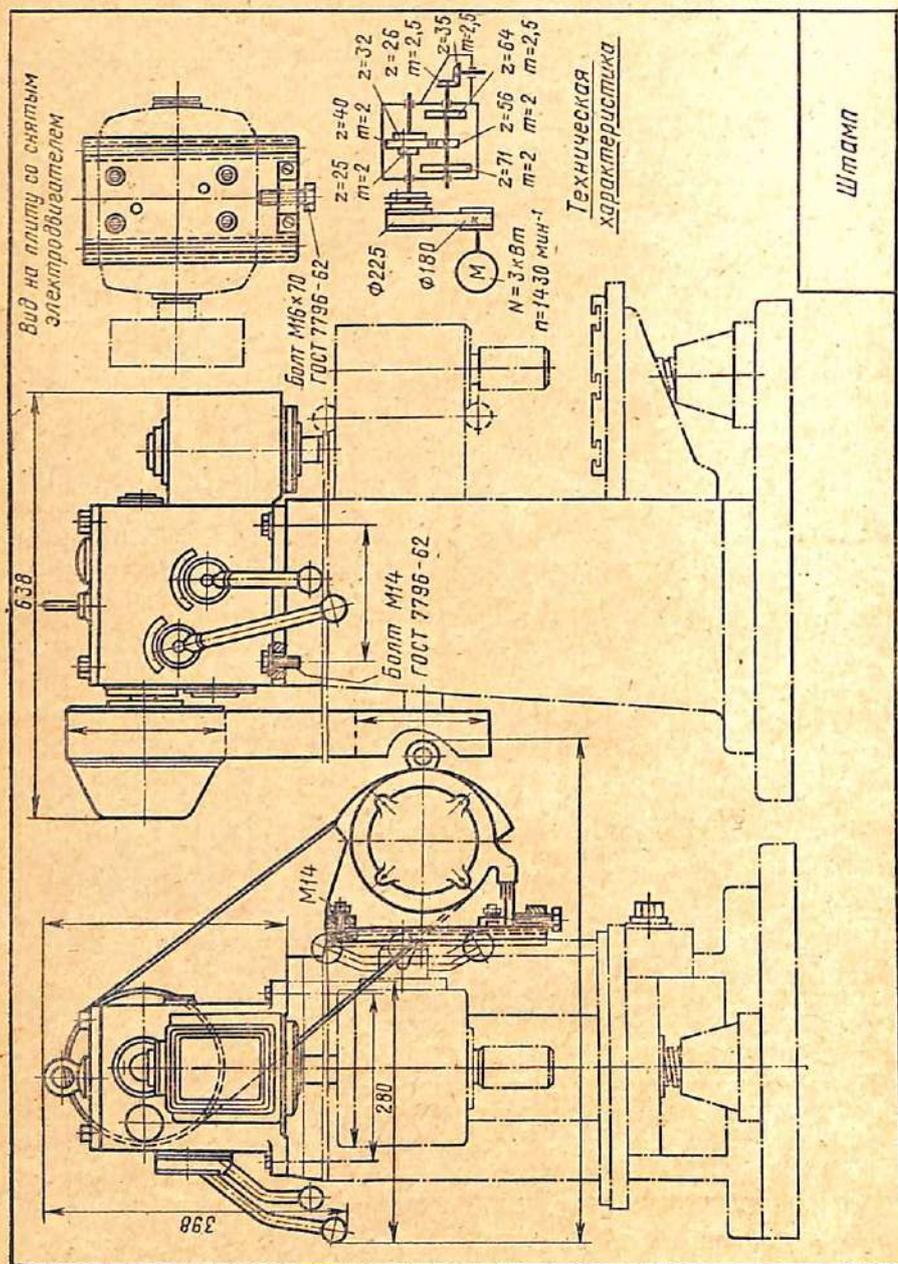


Рис. 19.7

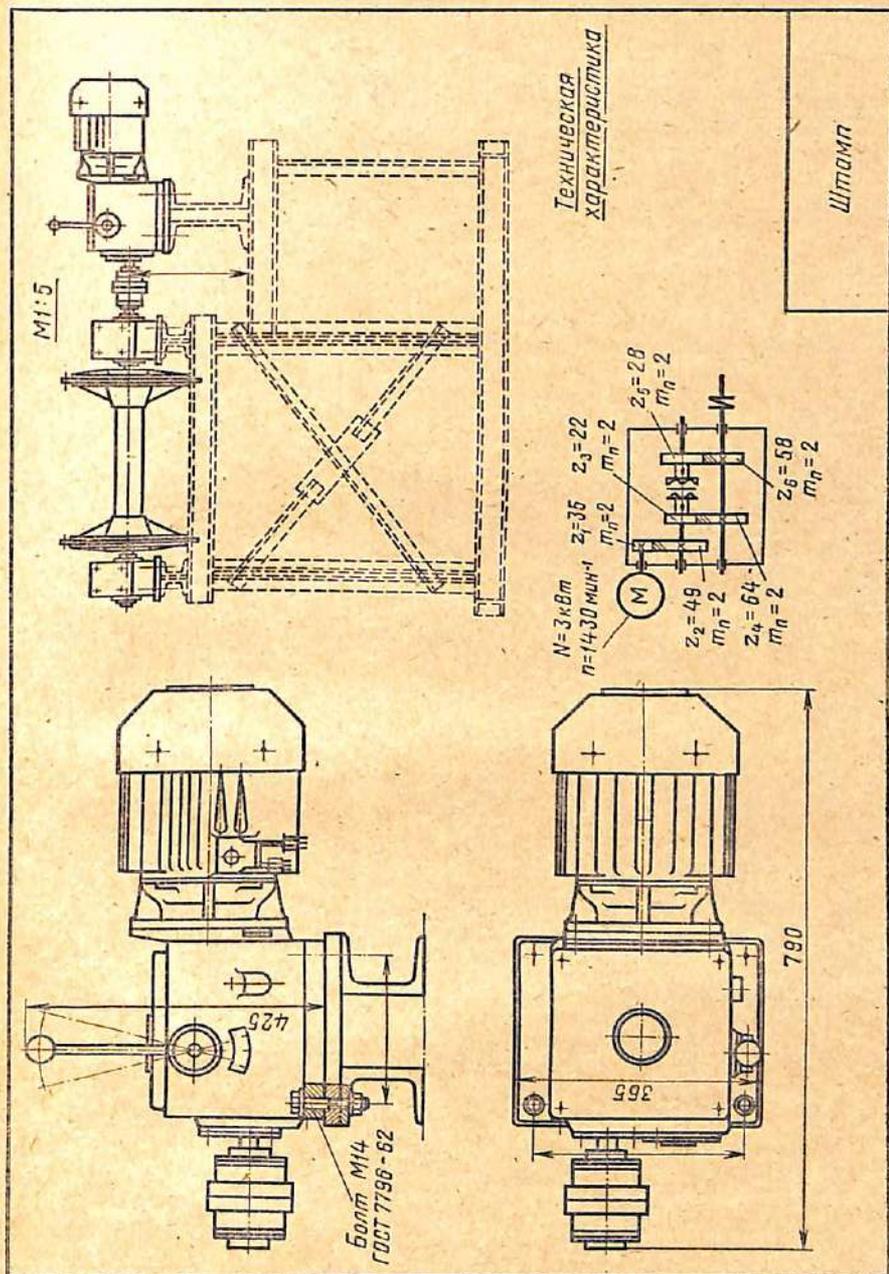


Рис. 19.8

меняют небольшие установки, для которых толщину подливки можно принимать 30...50 мм.

Установки малой и средней мощности крепят к фундаменту фундаментными болтами. Обычно в целях повышения точности расположения болтов в фундаментах предусматривают специальные колодцы, которые после установки болтов заливают бетоном.

Для повышения надежности заделки болтов в фундаменте часто к ушку болта приваривают поперечину. Длину и диаметр поперечины выбирают в зависимости от диаметра болта и рекомендуемых размеров колодца (рис. 19.9, табл. 19.1).

Таблица 19.1

Размеры в мм

| d | d ₁ | C | H | d ₂ | U | E | h | K | T | a | Болт типа А | | | | Болт типа Б | | | |
|-----|----------------|-----|----|----------------|-----|-----|-----|----|----|----|-------------|----------------|----------------|----------------|-------------|----------------|----------------|----|
| | | | | | | | | | | | L | l ₁ | l ₂ | l ₃ | L | l ₁ | l ₂ | R |
| M12 | 14 | 1,8 | 16 | 12 | 90 | 80 | 255 | 50 | 20 | 60 | 250 | 50 | 60 | 15 | — | — | — | — |
| M16 | 18 | 2,0 | 20 | 16 | 100 | 90 | 300 | 55 | 25 | 65 | 300 | 60 | 80 | 20 | 300 | 50 | 235 | 30 |
| M20 | 22 | 2,5 | 25 | 20 | 110 | 100 | 400 | 60 | 25 | 65 | 400 | 70 | 100 | 25 | 400 | 60 | 322 | 30 |
| M24 | 26 | 3,0 | 30 | 24 | 130 | 120 | 440 | 70 | 30 | 70 | 450 | 80 | 120 | 30 | 450 | 70 | 362 | 30 |
| M27 | 29 | 3,5 | 34 | 27 | 140 | 130 | 485 | 75 | 30 | 70 | 500 | 85 | 135 | 35 | — | — | — | — |
| M30 | 32 | 4,0 | 36 | 30 | 150 | 140 | 535 | 80 | 35 | 75 | 550 | 90 | 150 | 35 | 550 | 80 | 442 | 30 |
| M36 | 38 | 4,5 | 42 | 36 | 160 | 150 | 770 | 85 | 40 | 80 | 800 | 100 | 180 | 40 | — | — | — | — |

Примечание. Составлено по материалам НИИХИММАШа и МСЗ.

Длину фундаментных болтов определяют по диаметру фундаментного болта, который находится расчетным путем*. Размеры поперечного сечения колодцев должны допускать свободный монтаж и хорошую заливку фундаментных болтов. Размеры фундамента в плане принимаются по габаритам установки, причем расстояние от наружных сторон фундамента до граней колодцев или шахт должно быть не менее 60...150 мм. Высота фундамента над уровнем пола определяется требуемой компоновкой механизмов установки.

Размеры подошв фундамента обычно принимают равными его размерам в плане. Минимальная высота фундамента зависит от типа и длины фундаментных болтов, т. е. высоты колодцев, днища которых должны отделяться от грунта слоем бетона в 60...150 мм. Выбранные конструктивные размеры фундамента в дальнейшем окончательно уточняются проверочным расчетом и указываются на чертеже общего вида установки.

Некоторые указания о конструировании установочных плит и рам. Если механизмы монтируют на установочных плитах, то последние можно выполнять литыми и сварными. Плиты, выполненные сварными из профильного материала, намного дешевле литых плит, так как не требуют изготовления дорогостоящих моделей и широко применяются в единичном производстве.

*) При курсовом проектировании, если установку монтируют на установочной плите или раме, фундаментные болты не рассчитывают и их диаметр выбирают конструктивно (обычно на два размера больше, чем диаметр болтов крепления механизма к плите).

Сварные плиты требуют обварки всех контуров стыкуемых профилей. Высота плиты обычно соответствует размеру конструктивно выбранного проката. Так как плита в процессе сварки деформируется, то все базовые поверхности окончательно обрабатываются после сварки. Более технологично установочные поверхности, предназначенные для крепления механизмов установки, оформлять в виде платиков, привариваемых к элементам плиты. Прокатные профили плиты обычно располагаются полками наружу, создавая тем самым доступ

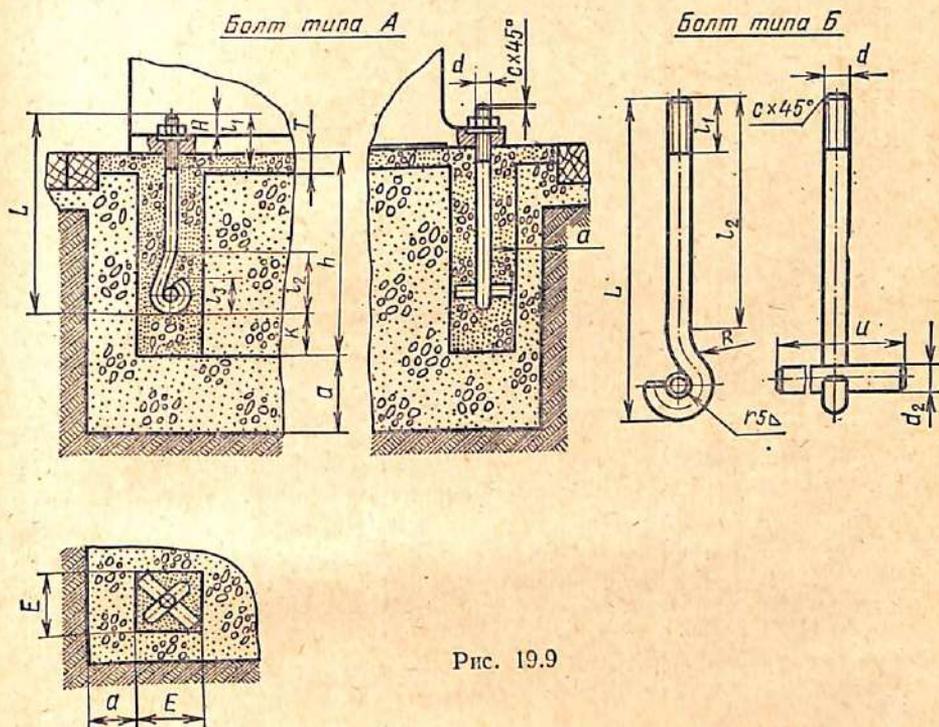


Рис. 19.9

для крепления к плите и последней к фундаменту. К внутренним поверхностям полок в целях их выравнивания приваривают косые шайбы, являющиеся опорными поверхностями головок и гаек болтов.

Сварные плиты представляют собой жесткую конструкцию и в специальных ребрах жесткости обычно не нуждаются. Форма и размеры литых установочных плит зависят от компоновки монтируемых механизмов и определяются по общему виду установки. Минимальная высота литой плиты принимается от $1/12$ до $1/6$ ее наибольшего размера. Плиты изготовляют из серого чугуна марок СЧ 15—32 или СЧ 12—28 в виде внутривольных отливок. Рекомендации по конструированию и выбору стенок и ребер литой детали указаны в разделе 14.

Для устранения трещин, связанных с неравномерным охлаждением жидкого металла, в стенках плиты следует предусматривать прямоугольные окна возможно больших размеров. Для крепления монтируемых на плите механизмов рекомендуется делать резьбовые

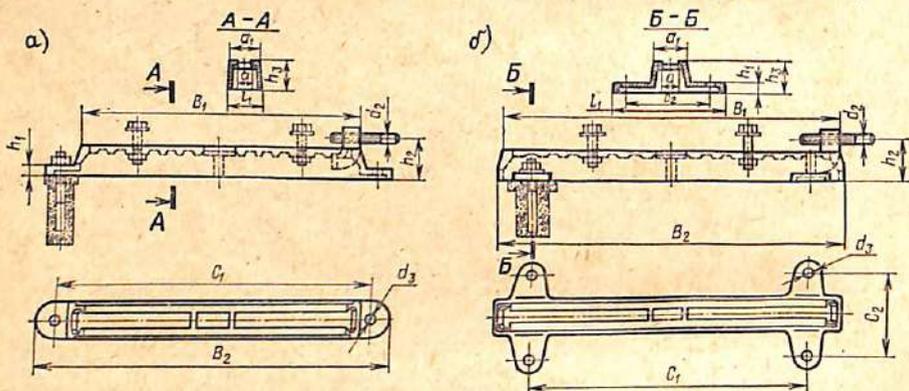
отверстия, что значительно облегчает монтаж и демонтаж оборудования. Места отверстий под болты или шпильки при тонкой стенке усиливают приливами.

Образцы конструкции литой и сварной плит, выполненные для одной и той же установки, представлены на рис. 19.10 и 19.11.

На общем виде установки плита (рама) выполняется с указанием габаритных размеров, а также размеров, необходимых для крепления механизмов к плите и плиты на фундамент.

Различные способы монтажа электродвигателя. При проектировании установки с ременной передачей от электродвигателя необходимо предусмотреть возможность компенсации удлинения ремня. В машинах общего назначения обычно используют периодическую регулировку натяжения ремня (или ремней) вручную. На рис. 19.2, 19.6 и 19.7 изображены широко распространенные конструкции для периодической регулировки натяжения ремня путем перестановки электродвигателя.

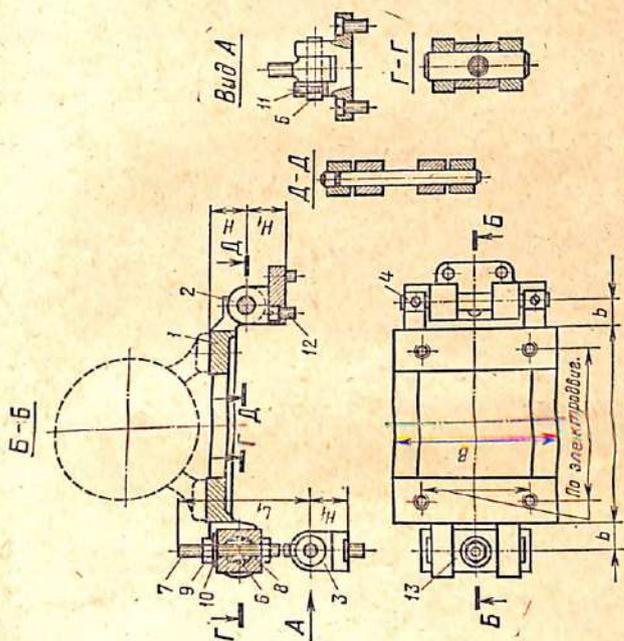
Таблица 19.2



| Тип салазок | Рисунок | Размеры в мм | | | | | | | | | | | Масса комплекта салазок, кг | Болты для крепления лап двигателя | |
|-------------|---------|--------------|----------------|----------------|----------------|----------------|----------------|----------------|----------------|----------------|----------------|----------------|-----------------------------|-----------------------------------|----------------|
| | | a | a ₁ | B ₁ | B ₂ | C ₁ | C ₂ | d ₂ | d ₃ | h ₁ | h ₂ | h ₃ | | | e ₁ |
| С-3 | а | 16 | 38 | 370 | 440 | 410 | — | M12 | 12 | 15 | 44 | 36 | 42 | 3,8 | M10×35 |
| С-4 | а | 18 | 45 | 430 | 510 | 470 | — | M12 | 14 | 18 | 55 | 45 | 50 | 5,3 | M12×40 |
| С-5 | а | 25 | 65 | 570 | 670 | 620 | — | M16 | 18 | 22 | 67 | 55 | 72 | 12,5 | M16×55 |
| С-6 | а | 25 | 65 | 630 | 770 | 720 | — | M16 | 18 | 26 | 74 | 60 | 75 | 17,5 | M16×60 |
| С-7 | а | 30 | 90 | 770 | 930 | 870 | — | M20 | 24 | 30 | 88 | 70 | 105 | 31 | M20×75 |
| С-8 | б | 35 | 100 | 900 | 950 | 700 | 175 | M24 | 28 | 35 | 95 | 75 | 245 | 45 | M24×100 |
| С-9 | б | 35 | 110 | 1030 | 1090 | 800 | 190 | M24 | 28 | 40 | 105 | 85 | 260 | 63 | M24×110 |

В конструкции на рис. 19.2 электродвигатель монтируется на фундаменте через специальные салазки, которые снабжены пазами под болты крепления электродвигателя. Формы и размеры салазок приведены в табл. 19.2. Таким образом, несколько отпустив болты крепления электродвигателя (см. рис. 19.2) за счет перемещения посредством винтов 2 относительно сток салазок 3, можно создать необхо-

Таблица 19.3



| Обозначение плиты 78020 №/п | Типоразмер электродвигателя серии А2 и АО2 | Основные размеры, мм | | | | | | Масса, кг | Литра | Кронштейн | Кронштейн | Кронштейн | Ось 4 | Ось 5 | Ось 6 | Винт 7 | Опора | Гайка 9 (ГОСТ 5927-62) | Шайба 10 (ГОСТ 6959-54) | Винт 11 (ГОСТ 1476-58) | Винт 12 (ГОСТ 5993-62) | Шпindel 13 (ГОСТ 3128-60) |
|-----------------------------|--|----------------------|-----|----------------|----|----|----------------|-----------|-------|-----------|-----------|-----------|-------|-------|-------|--------|-------|------------------------|-------------------------|------------------------|------------------------|---------------------------|
| | | B | L | L ₁ | b | H | H ₁ | | | | | | | | | | | | | | | |
| 001 | 11 | 180 | 180 | | | | 7,41 | | | | | | | | | | | | | | | |
| 002 | 21 | 180 | 210 | 220 | 26 | 40 | 8,62 | | | | | | | | | | | M16 | 16 | M6×12 | M10×25 | 4×45 |
| | 22 | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 003 | 31 | 200 | 250 | | | | 9,47 | | | | | | | | | | | | | | | |
| 004 | 41 | 225 | 280 | 260 | 32 | 50 | 16,1 | | | | | | | | | | | | | | | |
| | 42 | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | M8×15 | M12×35 |

Примечание. Допускается установка плиты без кронштейнов 2.3 с присоединением к частям корпусных деталей.

димое предварительное натяжение в ременной передаче. На рис. 19.7 вертикальная перестановка электродвигателя возможна благодаря двум пазам Т-образного профиля под головки в плите, смонтированной на тумбе или станине машины.

В конструкции на рис. 19.6 натяжение ремня осуществляется вследствие поворота подmotorной плиты 1 относительно шарнира 2 и регулировочного болта 3 с гайками 4, который вращается относительно пальца 5.

Конструкции и размеры подmotorных плит, разработанные ЭНИМСом для монтажа электродвигателей серий А2 и А02, представлены в табл. 19.3.

Иногда ограничиваются только шарнирной подвеской двигателя без дополнительных деталей регулирования его положения. В этом случае составляющая собственной массы двигателя, действующая по линии, соединяющей центры шкивов, должна обеспечивать необходимое наивыгоднейшее начальное натяжение ремня.

Если электродвигатель монтируется на установочной плите или раме и связан с другими механизмами установки ременной передачи, то необходимо в плите для возможности его периодической перестановки предусмотреть пазы или отверстия для крепления салазок.

20. РАСЧЕТНО-ПОЯСНИТЕЛЬНАЯ ЗАПИСКА

Расчетно-пояснительная записка обосновывает графическую часть проекта в отношении назначения размеров, выбора материалов деталей и сборочных единиц разработанной конструкции. Оформляется записка на гладких листах бумаги размером 297×210 (формат И). Изложение текста должно быть кратким и четким. Терминология и символика формул должны соответствовать установленным стандартам или обозначениям, принятым в научно-технической литературе.

В объем записки входят: содержание (оглавление), техническое задание, описание конструкции и ее сборочных единиц, кинематический, проектировочный и проверочный расчеты, используемая литература. Дополнительным самостоятельным разделом расчетно-пояснительной записки является спецификация.

С о д е р ж а н и е состоит из перечня разделов записки с указанием страницы начала каждого раздела.

О п и с а н и е конструкции — в краткой форме объясняются назначение, устройство и принцип работы проектируемого механизма. Более подробно излагаются особенности данного конструктивного решения, отмечается экономичность конструкции. В конце описания указывают срок службы механизма и его передач и дают рекомендации о способе смазки всех деталей и сборочных единиц, количестве и марке заливаемого масла, порядке заливки и смене масла.

К и н е м а т и ч е с к и й расчет — дается кинематическая схема согласно ГОСТ 2.703—63 и 2.770—68 (см. рис. 19.1...19.8).

П р о е к т и р о в о ч н ы й расчет определяет основные параметры деталей разрабатываемой конструкции: зубчатых, червячных, ременных и цепных передач, валов. В соответствии с характером дейст-

вующих нагрузок и условиями работы для каждого вала выбирают тип подшипника. Ориентировочно определяют минимальное значение толщины стенок корпуса, выбирают отдельные параметры вспомогательных элементов: шлицев, шпонок, втулок, крышек и т. д.

Проверочный расчет является наиболее важной частью расчетно-пояснительной записки: он позволяет окончательно установить размеры деталей, уточнить их материал, термическую обработку или определить долговечность и запасы прочности.

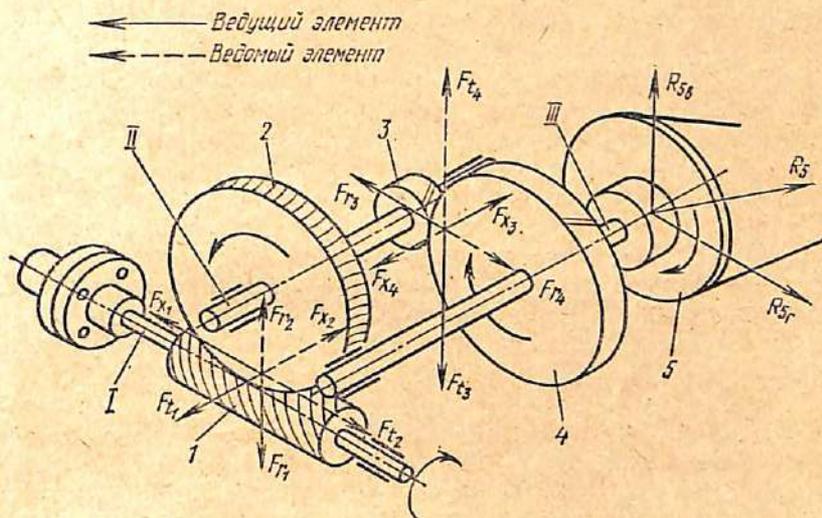


Рис. 20.1

Все виды передач, а также муфты рассчитывают в соответствии с изложенной методикой. Перед расчетом валов на основе сборочных чертежей (1-й и 2-й листы проекта) вычерчивают общую пространственную схему действующих сил (рис. 20.1). Для каждого вала вычерчивают его эскиз с размерами. Под эскизом в том же масштабе в двух взаимно перпендикулярных плоскостях дают схемы действующих на вал нагрузок, определяют реакции опор и строят эпюры изгибающих и крутящих моментов. При наличии нескольких режимов эта работа повторяется для каждого из них.

Полученные при расчете валов нагрузки на опоры используют и для расчета подшипников качения на долговечность. Подшипники скольжения проверяют по давлению и нагреву. Для каждого вала определяют и проверяют на смятие одну наиболее нагруженную шпонку или шлицы.

Для расчета болтов крепления механизма к плите, станине или фундаменту составляют эскиз конструкции в трех проекциях с указанием величины и расположения действующих факторов, номеров болтов и расстояния между ними, размера опорных поверхностей. Усилия и моменты берут из текста записки.

В списке литературы указывают источники, используемые при проектировании и расчете конструкции. В тексте записки делают ссылки на литературу с указанием номера в квадратных скобках.

С п е ц и ф и к а ц и я определяет составные части изделия, необходимые для его изготовления, комплектования конструкторских документов и планирования запуска в производство. Спецификацию выполняют по ГОСТу, но в учебных курсовых проектах по деталям машин она несколько упрощена.

Спецификацию составляют на отдельных листах формата И1 по предлагаемой форме (см. приложение).

В графе «Формат» указывают форматы документов. На детали, которые не требуют чертежа, в графе указывают: «БЧ».

В графе «Позиция» указывают порядковые номера составных частей изделия. Все детали механизма на 1, 2 и 5-м листах проекта нумеруются в соответствии с номерами позиций, указанными в спецификации.

В графе «Обозначение» указывают: в строке «Документация» — обозначения чертежей, например 1-го листа сборочного чертежа коробки передач задания № 16 — КП16—СБ1, 2-го листа — КП16—СБ2, расчетно-пояснительной записки — КП16—РПЗ; в строке «Сборочные единицы» — обозначения частей коробки передач, например неразъемной муфты, — КП16—001, муфты фрикционной сухого трения — КП16—002 и т. д.; в строке «Детали» — обозначения основных конструкторских документов (чертежей) на детали, например для корпуса коробки передач задания № 16, имеющего номер позиции 10 — КП16—010. Обозначение состоит из букв вида конструкции (коробки передач КП, редуктора Р), номера задания на проект и номера сборочной единицы (от 001 до 009) или номера детали (от 010 до 150 и более).

В графе «Наименование» указывают: в строке «Документация» — наименование документов, например «сборочный чертеж (развертка)», «общий вид установки», «расчетно-пояснительная записка» и т. д., в строке «Сборочные единицы» — «муфта фрикционная сухого трения», «корпус сварной», «колесо червячное в сборе» и т. д., в строке «Детали» — их наименование — «корпус», «колесо зубчатое», «вал» и т. д., в строке «Стандартные изделия» — наименование и обозначения изделий в соответствии со стандартами на эти изделия, например «шайба 8, ГОСТ 6960—68», в разделе «Материалы» — наименование и обозначения материалов в соответствии со стандартами и нормами.

В графе «Количество» указывают количество деталей на одно изделие.

В разделе «Материалы» помимо металлов указывают смазочные масла, резиновые, картонные прокладки, пластмассы и т. д.

В графе «Примечание» указывают дополнительные сведения, относящиеся к документам, сборочным единицам и деталям.

Приложение

| | | | | | | | | | | | |
|--------------------------------|---------|---------------------|--------------------------------------|--------------------------|---|--------|------------------------------------|------------|--------|----|--|
| 8 | 15 | Формат | Позиция | Обозначение | Наименование | Кол-во | Материал | Примечание | | | |
| | | <u>Документация</u> | | | | | | | | | |
| | | 24 | | КП16-СБ1 | Сборочный чертеж 1 (развертка) | | | | | | |
| | | 24 | | КП16-СБ2 | Сборочный чертеж 2 (обертка) | | | | | | |
| | | 24 | | КП16-В0 | Общий вид установки | | | | | | |
| | | 11 | | КП16-РПЗ | Расчетно- пояснительная записка | | | | | | |
| | | 20 | | 6 | 8 | 35 | 68 | 10 | 30 | 22 | |
| | | | | <u>Сборочные единицы</u> | | | | | | | |
| | | Б4 | 1 | КП16-001 | Муфта зубчатая ГОСТ 5006 - 55 | 1 | | | | | |
| | | Б4 | 2 | КП16-002 | Муфта фиксационная сухого трения и т.д. | 1 | | | | | |
| <u>Детали</u> | | | | | | | | | | | |
| 24 | 10 | КП16-010 | Корпус | 1 | СЧ16-32 ГОСТ 1412-70 | | | | | | |
| 12 | 11 | КП16-011 | Вал I и т.д. | 1 | Сталь 45 ГОСТ 1050-74 | | | | | | |
| <u>Стандартные изделия</u> | | | | | | | | | | | |
| 72 | | | Шпонка АВХ7х40 ГОСТ 8789-68 и т.д. | 1 | Сталь ВШПОНОК ГОСТ 8787-68 | | | | | | |
| <u>Материалы</u> | | | | | | | | | | | |
| 121 | | | Масло индустриальное 20 ГОСТ 1704-51 | 5 л | | | | | | | |
| Коробка передач Задание №16 | | | | КП16 - РПЗ (С) | | | | | | | |
| Исполн. | Фамилия | Подпись | Дата | Спецификация | | | Лит. | Лист | Листов | | |
| Проект. | | | | | | | Т | 1 | 8 | | |
| Консульт. | | | | | | | | | | | |
| Проверит. | | | | | | | | | | | |
| Утвердил | | | | | | | | | | | |
| | | | | | | | Название ВУЗа Кафедра Группа | | | | |

297

ЛИТЕРАТУРА

1. Анисимов Н. Ф., Благоев Б. Н. Проектирование литых деталей. — М.: Машиностроение, 1967.
2. Ануриев В. И. Справочник конструктора-машиностроителя. — М.: Машиностроение, 1973, т. 1 и 2.
3. Бейзельман Р. Д., Цыкин Б. В., Перель Л. Я. Подшипники качения. Справочник. — М.: Машиностроение, 1975.
4. Справочные таблицы по деталям машин / В. З. Васильев, Н. Н. Георгиевский, Л. Д. Дубяго и др. — М.: Машиностроение, 1965, т. 1 и 2.
5. Волков Д. П., Крайнев А. Ф. Трансмиссии строительных и дорожных машин. — М.: Машиностроение, 1974.
6. Воробьев И. И. Передачи гибкой связью в приводах станков. — М.: Машиностроение, 1971.
7. Воробьев И. И. Передачи с поликлиновым ремнем. — М.: ЭНИМС — ОНТИ, 1973.
8. Воробьев И. И. Расчет, проектирование и эксплуатация передач с зубчатым ремнем. — М.: ЭНИМС, 1972.
9. Воробьев И. В. Цепные передачи. — М.: Машиностроение, 1968.
10. Гавриленко В. А. Основы теории эвольвентной зубчатой передачи. — М.: Машиностроение, 1969.
11. Громан М. Б., Шлейфер М. А. Конические передачи с круговым зубом. — М.: Машиностроение, 1964.
12. Гуревич Ю. Е., Жуков К. П. Расчет передач зубчатым ремнем. — В кн.: Передачи и опоры. — М.: Мосстанкин, 1974.
13. Гуревич Ю. Е. Распределение нагрузки между зубьями ремня, находящимся в зацеплении со шкивом. — В кн.: Механические передачи. — М.: ВНИИНМАШ, 1971.
14. Гуревич Ю. Е. О силовом взаимодействии между зубьями ремня и шкива. — Известия вузов. Сер. Машиностроение, 1972, № 9.
15. Детали машин. Атлас конструкций / Под ред. докт. техн. наук, проф. Д. Н. Решетова. — М.: Машиностроение, 1968.
16. Детали машин. Расчет и конструирование. Справочник / Под ред. докт. техн. наук, проф. Н. С. Ачеркана. — М.: Машиностроение, 1968, 1969, т. 1, 2, и 3.
17. Детали машин / В. А. Добровольский, К. И. Заблонский, С. Л. Мак и др. — М.: Машиностроение, 1972.
18. Дунаев П. Ф. Конструирование узлов и деталей машин. — М.: Высш. школа, 1971.
19. Жуков Е. П. Расчет закрытых цепных передач с роликовыми цепями по критериям их работоспособности. — В кн.: Механические передачи: — Горьковский государственный университет им. Н. И. Лобачевского, 1976.
20. Жуков К. П. Исследование влияния смазки на работоспособность приводных роликовых цепей. — В кн.: Механические передачи. — М.: ВНИИНМАШ, 1971.
21. Журавлев В. Н., Николаева О. И. Машиностроительные стали. Справочник. — М.: Машиностроение, 1968.
22. Иванов Е. А. Муфты приводов. — М.: Машгиз, 1959.
23. Кудряцев В. И., Державин Ю. А., Глухарев Е. Г. Конструирование и расчет зубчатых редукторов. — Л.: Машиностроение, 1971.
24. Мягков В. Д. Допуски и посадки. Справочник. — М.—Л.: Машиностроение, 1966.
25. Мягков В. Д. Краткий справочник конструктора. — М.—Л.: Машиностроение, 1975.
26. Овчинникова В. А. Расчет клиноременных передач с узкими приводными ремнями. — Вестник машиностроения, 1972, № 2.
27. Подшипники качения. Справочное пособие / Под ред. Н. А. Спицина, А. И. Сприншевского. — М.: Машгиз, 1961.

28. Подшипники качения. Каталог-справочник. — М.: НИИНАВТОпром, 1972.
29. Пронин Б. А., Лапина Н. В. Передачи поликлиновыми ремнями. — Вестник машиностроения, 1971, № 1.
30. Решетов Д. Н. Детали машин. — М.: Машиностроение, 1974.
31. Решетов Д. Н., Протусевич Р. М. Расчет на прочность цилиндрических зубчатых колес металлорежущих станков. — М.: ЭНИМС, 1969.
32. Решетов Д. Н., Левина Э. М., Каминская В. В. Табличные расчеты деталей станков. — М.: ЦБТИ, 1952.
33. Валы и оси / С. В. Серенсен, М. В. Громан, В. П. Когаев, Р. М. Шнейдерович. — М.: Машиностроение, 1970.
34. Серенсен С. В., Когаев В. П., Шнейдерович Р. М. Несущая способность и расчеты деталей машин на прочность. — М.: Машгиз, 1963.
35. Серенсен С. В., Когаев В. П. Руководство по определению расчетных характеристик сопротивления усталости деталей машин. — М.: ВНИИНМАШ, 1971.
36. Тепинкичев В. К. Предохранительные устройства от перегрузки станков. — М.: Машиностроение, 1968.
37. Феодосьев В. Н. Сопротивление материалов. — М.: Наука, 1972.
38. Практический расчет и проектирование волновых передач / Н. И. Цейтлин, В. Н. Кареев, А. И. Колесник и др. — В кн.: Волновые передачи. — М.: Мостанкин, 1970.
39. Часовников Л. Д. Передачи зацеплением. — М.: Машиностроение, 1969.
40. Чернавский С. А. Проектирование механических передач. — М.: Машиностроение, 1967.
41. Методика расчета геометрии зацепления волновых зубчатых передач / С. А. Шувалов, М. Н. Иванов, П. К. Попов и др. — Известия вузов. Сер. Машиностроение, 1969, № 9; Конструкция и расчет основных элементов волновых передач. — Известия вузов. Сер. Машиностроение, 1969, № 10.
42. Эрлих Л. Б. Муфты соединительные и сцепные. — М.: ВИНТИ, 1960.

СОДЕРЖАНИЕ

| | |
|---|-----|
| Предисловие | 3 |
| Проектировочные и проверочные расчеты | |
| 1. Плоскоременная передача (А. К. Кузнецова) | 5 |
| 1.1. Проектировочный расчет | 5 |
| 1.2. Проверочный расчет | 12 |
| 2. Клиноременная передача (А. К. Кузнецова) | 15 |
| 2.1. Проектировочный расчет | 15 |
| 2.2. Проверочный расчет | 23 |
| 3. Передачи зубчатым ремнем (К. П. Жуков) | 24 |
| 3.1. Проектировочный расчет | 26 |
| 3.2. Проверочный расчет | 28 |
| 4. Цепные передачи (К. П. Жуков, Г. Б. Столбин) | 32 |
| 4.1. Проектировочный расчет | 33 |
| 4.2. Проверочный расчет | 34 |
| 5. Передачи зацеплением. Общие положения (В. А. Хлунов) | 40 |
| 6. Цилиндрические зубчатые передачи с параллельными осями (А. К. Кузнецова, В. А. Хлунов) | 42 |
| 6.1. Проектировочный расчет | 44 |
| 6.2. Проверочный расчет | 53 |
| 7. Конические зубчатые передачи (К. П. Жуков) | 58 |
| 7.1. Проектировочный расчет | 62 |
| 7.2. Проверочный расчет | 65 |
| 8. Червячные передачи (К. П. Жуков) | 71 |
| 8.1. Проектировочный расчет | 76 |
| 8.2. Проверочный расчет | 78 |
| 9. Волновая зубчатая передача (Н. И. Цейтлин) | 86 |
| 9.1. Проектировочный расчет | 89 |
| 9.2. Проверочный расчет | 94 |
| 10. Валы (А. К. Кузнецова) | 95 |
| 10.1. Проектировочный расчет | 95 |
| 10.2. Проверочный расчет | 96 |
| 11. Подшипники качения (К. П. Жуков) | 106 |
| 12. Резьбовые соединения (Н. И. Цейтлин) | 111 |
| 12.1. Расчет одиночного болта | 111 |
| 12.2. Расчет группового резьбового соединения | 114 |
| Основы конструирования | |
| 13. Детали передач (С. И. Масленникова) | 118 |
| 13.1. Валы | 118 |
| 13.2. Зубчатые колеса закрытых передач | 124 |
| 13.3. Червячные колеса | 132 |
| 13.4. Цилиндрические червяки | 135 |
| 13.5. Шкивы | 137 |
| 13.6. Звездочки для приводных роликовых и втулочных цепей | 142 |
| 13.7. Общие указания по оформлению рабочих чертежей деталей передач | 144 |
| 14. Корпусные детали (С. И. Масленникова) | 146 |
| 14.1. Конструктивные особенности | 146 |
| 14.2. Оформление рабочего чертежа корпуса | 147 |
| 15. Опоры качения (К. П. Жуков, В. А. Хлунов) | 163 |

6/19/91

| | |
|---|-----|
| 16. Муфты (Г. Б. Столбин, В. А. Хлунов) | 181 |
| 16.1. Нерасцепляемые упругие и компенсирующие муфты | 181 |
| 16.2. Управляемые механические синхронные и фрикционные муфты | 186 |
| 16.3. Порядок расчета муфт | 197 |
| 17. Механизмы управления коробок передач (Н. И. Цейтлин) | 201 |
| 17.1. Расчет механизмов управления | 206 |
| 18. Сборочные чертежи (К. П. Жуков, А. К. Кузнецова) | 207 |
| 19. Общий вид установки (К. П. Жуков) | 223 |
| 20. Расчетно-пояснительная записка (В. А. Хлунов) | 240 |
| Литература | 244 |

*Константин Петрович Жуков, Анна Константиновна Кузнецова,
Софья Ивановна Масленникова, Георгий Борисович Столбин,
Виталий Андреевич Хлунов], Наум Исаакович Цейтлин*

**РАСЧЕТ
И ПРОЕКТИРОВАНИЕ
ДЕТАЛЕЙ МАШИН**

Редактор Н. Н. Ещенко. Художественный редактор
Н. К. Гуроров. Технический редактор Э. М. Чижевский.
Корректор Г. И. Кострикова

ИБ 1060

Изд. № ОТ-251/74. Сдано в набор 12.04.78. Подп. в печать
15.09.78. Формат 60×90^{1/16}. Бум. тип. № 2. Гарнитура литературная.
Печать высокая. Объем 15,5 усл. печ. л. Уч.-изд. л. 14,29.
Тираж 100 000 экз. Зак. 1874. Цена 55 коп.

Издательство «Высшая школа»,
Москва, К-51, Неглинная ул., д. 29/14

Ордена Октябрьской Революции, ордена Трудового Красного
Знамени Ленинградское производственно-техническое объедине-
ние «Печатный Двор» имени А. М. Горького Союзполиграфпро-
ма при Государственном комитете Совета Министров СССР по
делам издательств, полиграфии и книжной торговли. 197136,
Ленинград, П-136, Гатчинская ул., 26.



76449

ИЗДАТЕЛЬСТВО МОСКВА

1978 год ВЫСШАЯ ШКОЛА