

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ  
РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ

ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ  
БЮДЖЕТНОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ  
ВЫСШЕГО ПРОФЕССИОНАЛЬНОГО ОБРАЗОВАНИЯ  
«САМАРСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ АЭРОКОСМИЧЕСКИЙ  
УНИВЕРСИТЕТ ИМЕНИ АКАДЕМИКА С.П. КОРОЛЕВА  
(НАЦИОНАЛЬНЫЙ ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ)» (СГАУ)

## **Детали машин и основы конструирования**

Электронный образовательный контент

УДК 621.81 (075)  
ББК 34.44  
Д 38

Автор-составитель: **Керженков Александр Григорьевич**

**Детали машин и основы конструирования** [Электронный ресурс] : электрон. образовательный контент / М-во образования и науки РФ, Самар. гос. аэрокосм. ун-т им. С. П. Королева (нац. исслед. ун-т); авт.-сост. А. Г. Керженков. - Электрон. текстовые и граф. дан. - Самара, 2013. – 1 эл. опт. диск (CD-ROM).

Образовательный контент по курсу «Детали машин и основы конструирования»  
Образовательный контент разработан на кафедре основы конструирования машин.

# Пример расчета соединений

## 1. Соединения с натягом

### 1.1. Подбор посадки с натягом колеса на промежуточном валу.

Исходные данные:

$d=42$  мм;  $d_1=0$  мм;  $d_2=65$  мм;  $l=50$  мм;

$T=203,6$  Н·м;

Материал: сталь-сталь;

Шероховатость поверхностей:

$Ra_1=0,8$ ;  $Ra_2=1,6$ .

1. Среднее контактное давление (МПа):

$$p = \frac{2 \cdot 10^3 K T}{\pi d^2 l f}, \quad [1],$$

где  $K=4,5$  – коэффициент запаса сцепления, для колеса промежуточного вала редуктора [1];

$f$  – коэффициент сцепления (трения), для материала пары сталь-сталь и сборки нагретом  $f=0,14$  [1].

$$p = \frac{2 \cdot 10^3 \cdot 4,5 \cdot 203,6}{3,14 \cdot 42^2 \cdot 50 \cdot 0,14} = 47,26 \text{ МПа}$$

2. Деформация деталей (мкм):

$$\delta = 10^3 p d \left( \frac{C_1}{E_1} + \frac{C_2}{E_2} \right)$$
$$C_1 = \frac{1 + \left(\frac{d_1}{d}\right)^2}{1 - \left(\frac{d_1}{d}\right)^2} - \mu_1 \quad [1, \text{стр. 86,87}]$$
$$C_2 = \frac{1 + \left(\frac{d}{d_2}\right)^2}{1 - \left(\frac{d}{d_2}\right)^2} + \mu_2$$

где  $C_1, C_2$  - коэффициенты жесткости;

$E$  – модуль упругости, для стали  $E_1 = E_2 = 2,1 \cdot 10^5$  МПа;

$\mu$  - коэффициент Пуассона, для стали  $\mu_1 = \mu_2 = 0,3$ .

$C_1=0,7$ ;

$$C_2 = \frac{1+0,646^2}{1-0,646^2} + 0,3 = 2,43$$

$$\delta = 10^3 \cdot 47,26 \cdot 42 \cdot (2,43 + 0,7) / (2,1 \cdot 10^5) = 29,6 \text{ мкм};$$

3. Поправка на обмятие микронеровностей (мкм).

$$u = 5,5(R_{a1} + R_{a2}),$$

где  $R_{a1}, R_{a2}$  - средние арифметические отклонения профиля поверхностей,

$$u = 5,5 \cdot (0,8 + 1,6) = 13,2 \text{ мкм}$$

4. Т.к. редуктор двухступенчатый цилиндрический, небольшие скорости вращения и моменты, редуктор не нагревается до высоких температур, поэтому поправка на температурную деформацию будет равна 0.

5. Минимальный натяг (мкм), необходимый для передачи вращающего момента:

$$[N]_{\min} = \delta + u = 29,6 + 13,2 = 42,8 \text{ мкм};$$

6. Максимальный натяг (мкм), допускаемый прочностью деталей:

$$[N]_{\max} \leq [\delta]_{\max} + u$$

$$[\delta]_{\max} = \frac{[p]_{\max} \delta}{p}$$

$$[p]_{\max 1} = 0,5\sigma_{T1} \left(1 - \left(\frac{d_1}{d}\right)^2\right) \quad [1 \text{ стр. 87}]$$

$$[p]_{\max 2} = 0,5\sigma_{T2} \left(1 - \left(\frac{d}{d_2}\right)^2\right)$$

$[\delta]_{\max}$  - максимальная деформация, допускаемая прочностью деталей соединения,

$[p]_{\max}$  - максимальное давление, допускаемое прочностью охватывающей или охватываемой детали, меньшее из двух;

$\sigma_{T1}$  - предел текучести материала охватываемой детали. Материал сталь 40Х, следовательно  $\sigma_{T1} = 750 \text{ МПа}$ ;

$\sigma_{T2}$  - предел текучести материала охватывающей детали. Материал сталь 40Х, следовательно  $\sigma_{T2} = 750 \text{ МПа}$ .

Для сплошного вала:  $[p]_{\max 1} = \sigma_{T1} = 750$  МПа;

$[p]_{\max 2} = 0,5 * 750 * (1 - 0,646^2) = 218,5$  МПа;

$$[\delta]_{\max} = \frac{[p]_{\max} \delta}{p} = \frac{218,5 \cdot 29,6}{47,26} = 136,8 \text{ мкм};$$

$[N]_{\max} = [\delta]_{\max} + u = 136,8 + 13,2 = 150$  мкм;

### 7. Выбор посадки:

По значениям  $[N]_{\max}$  и  $[N]_{\min}$  выбрана по таблице 6.3 [1] подходящая посадка

H7/u7

*Температура нагрева охватываемой детали:*

$$t = 20^\circ + (N_{\max} + Z_{сб}) / (10^3 * d * \alpha_2);$$

где  $Z_{сб}$  - зазор для удобства сборки,  $Z_{сб} = 10$  мкм;

$$t = 20 + (88 + 10) / (10^3 * 42 * 12 * 10^{-6}) = 234^\circ$$

Посадка подходит, так как температура нагрева должна быть такой, чтобы не происходило структурных изменений в материале, а допускаемая температура для стали  $[t] = 230 \dots 240^\circ$ .

### 1.2. Подбор посадки с натягом колеса на тихоходном валу.

Исходные данные: 2

$d = 75$  мм;  $d_1 = 0$  мм;  $d_2 = 120$  мм;  $l = 54$  мм;

$T = 1030,7$  Н·м;

Материал: сталь-сталь;

Шероховатость поверхностей:

$Ra_1 = 0,8$ ;  $Ra_2 = 1,6$ .

1. Среднее контактное давление (МПа):

$$p = \frac{2 \cdot 10^3 K T}{\pi d^2 l f}, \quad [1],$$

где  $K = 3$  – коэффициент запаса сцепления, для колеса выходного вала редуктора, на конце которого установлена соединительная муфта; [1];

$f$  – коэффициент сцепления (трения), для материала пары сталь-сталь и сборки нагретом  $f = 0,14$  [1].

$$p = \frac{2 \cdot 10^3 \cdot 3 \cdot 1030,7}{3,14 \cdot 75^2 \cdot 54 \cdot 0,14} = 46,31 \text{ МПа}$$

2. Деформация деталей (мкм):

$E$  – модуль упругости, для стали  $E_1 = E_2 = 2,1 \cdot 10^5$  МПа;

$\mu$  – коэффициент Пуассона, для стали  $\mu_1 = \mu_2 = 0,3$ .

$$\delta = 10^3 pd \left( \frac{C_1}{E_1} + \frac{C_2}{E_2} \right)$$

$$C_1 = \frac{1 + \left(\frac{d_1}{d}\right)^2}{1 - \left(\frac{d_1}{d}\right)^2} - \mu_1$$

$$C_2 = \frac{1 + \left(\frac{d}{d_2}\right)^2}{1 - \left(\frac{d}{d_2}\right)^2} + \mu_2$$

где  $C_1, C_2$  – коэффициенты жесткости;

$$C_1 = 0,7;$$

$$C_2 = \frac{1 + 0,625^2}{1 - 0,625^2} + 0,3 = 2,28$$

$$\delta = 10^3 \cdot 46,31 \cdot 75 \cdot (2,28 + 0,7) / (2,1 \cdot 10^5) = 49,3 \text{ мкм};$$

**3. Поправка на обмятие микронеровностей (мкм).**

$$u = 5,5(R_{a1} + R_{a2}),$$

где  $R_{a1}, R_{a2}$  – средние арифметические отклонения профиля поверхностей,

$$u = 5,5 \cdot (0,8 + 1,6) = 13,2 \text{ мкм}$$

**4.** Т.к. редуктор двухступенчатый цилиндрический соосный, небольшие скорости вращения и моменты, редуктор не нагревается до высоких температур, поэтому поправка на температурную деформацию будет равна 0.

**5. Минимальный натяг (мкм), необходимый для передачи вращающего момента:**

$$[N]_{\min} = \delta + u = 49,3 + 13,2 = 62,5 \text{ мкм};$$

**6. Максимальный натяг (мкм), допускаемый прочностью деталей:**

$$[N]_{\max} \leq [\delta]_{\max} + u$$

$$[\delta]_{\max} = \frac{[p]_{\max} \delta}{p}$$

$$[p]_{\max 1} = 0,5 \sigma_{T1} \left(1 - \left(\frac{d_1}{d}\right)^2\right) \quad [1 \text{ стр. } 87]$$

$$[p]_{\max 2} = 0,5 \sigma_{T2} \left(1 - \left(\frac{d}{d_2}\right)^2\right)$$

$[\delta]_{\max}$  - максимальная деформация, допускаемая прочностью деталей соединения,

$[p]_{\max}$  - максимальное давление, допускаемое прочностью охватывающей или охватываемой детали, меньшее из двух;

$\sigma_{T1}$  - предел текучести материала охватываемой детали. Материал сталь 40X, следовательно  $\sigma_{T1} = 750 \text{ МПа}$ ;

$\sigma_{T2}$  - предел текучести материала охватывающей детали. Материал сталь 40X, следовательно  $\sigma_{T2} = 750 \text{ МПа}$ .

Для сплошного вала:  $[p]_{\max 1} = \sigma_{T1} = 750 \text{ МПа}$ ;

$[p]_{\max 2} = 0,5 * 750 * (1 - 0,625^2) = 228,5 \text{ МПа}$ ;

$$[\delta]_{\max} = \frac{[p]_{\max} \delta}{p} = \frac{228,5 \cdot 49,3}{46,31} = 243,2 \text{ мкм};$$

$[N]_{\max} = [\delta]_{\max} + u = 243,2 + 13,2 = 256,4 \text{ мкм}$ ;

### 7. Выбор посадки:

По значениям  $[N]_{\max}$  и  $[N]_{\min}$  выбрана по таблице 6.3 [1] подходящая посадка

H8/u8

*Температура нагрева охватывающей детали:*

$$t = 20^\circ + (N_{\max} + Z_{сб}) / (10^3 * d * \alpha_2);$$

где  $Z_{сб}$  - зазор для удобства сборки,  $Z_{сб} = 10 \text{ мкм}$ ;

$$t = 20 + (134 + 10) / (10^3 * 75 * 12 * 10^{-6}) = 182^\circ$$

Посадка подходит.

## 2. Шпоночные соединения

### 2.1. Шпоночное соединение быстроходный вал – ведущая полумуфта:

Диаметр вала:  $d=28$  мм; Передаваемый момент:  $T=41,4$  Нм. В соединении используем призматическую шпонку со скруглёнными торцами.

По ГОСТ 23360-78 определим размеры шпонки:

$b=8$  мм;  $h=7$  мм;  $t_1=4$  мм;  $t_2=3,3$  мм;  $r_1(s_1)=0,4 \dots 0,6$  мм.

Соединение неподвижное, вал стальной, полумуфта чугунная, поэтому  $[\sigma]_{см}=70$  МПа.

Расчёт рабочей длины шпонки:

$$l_{раб} \geq \frac{2 T_B 10^3}{d k [\sigma_{см}]} = \frac{2 \cdot 41,4 \cdot 10^3}{28 \cdot 3 \cdot 70} = 14,1 \text{ мм}$$

где  $d$  – диаметр вала,  $[\sigma]_{см}$  – допускаемое напряжение смятия,

$k$  – глубина врезания шпонки;

Длина шпонки:

$$l = l_{раб} + b = 14,1 + 8 = 22,1 \text{ мм},$$

где  $b$  – ширина шпонки

Из стандартного ряда выберем длину:  $l=25$  мм.

В результате получим шпонку : Шпонка 8x7x25 ГОСТ 23360-78

### 2.2. Шпоночное соединение тихоходный вал – ведомая полумуфта:

Диаметр вала:  $d=56$  мм; Передаваемый момент:  $T=1030,7$  Нм. В соединении используем призматическую шпонку со скруглёнными торцами.

По ГОСТ 23360-78 определим размеры шпонки:

$b=16$  мм;  $h=10$  мм;  $t_1=6$  мм;  $t_2=4,3$  мм;  $r_1(s_1)=0,4 \dots 0,6$  мм.

Соединение неподвижное, вал стальной, ведомая полумуфта стальная, поэтому  $[\sigma]_{см}=140$  МПа.

Расчёт рабочей длины шпонки:

$$l_{раб} \geq \frac{2 T_T 10^3}{d k [\sigma_{см}]} = \frac{2 \cdot 1030,7 \cdot 10^3}{56 \cdot 4 \cdot 140} = 65,7 \text{ мм}$$

Длина шпонки:  $l = l_{раб} + b = 65,7 + 16 = 81,7$  мм

Из стандартного ряда выберем длину:  $l=90$  мм.

В результате получим шпонку следующих размеров: Шпонка 16x10x90 ГОСТ 23360-78

После определения межосевых расстояний, размеров колес и червяков приступают к разработке конструкции редуктора или коробки передач. Первым этапом конструирования является разработка эскизного проекта. При эскизном проектировании определяют расположение деталей передач, расстояния между ними, ориентировочные диаметры ступеней валов, выбирают типы подшипников и схемы их установки.

Определяются ориентировочные размеры корпуса редуктора.

На рис.1. приведены примеры кинематических схем редукторов.

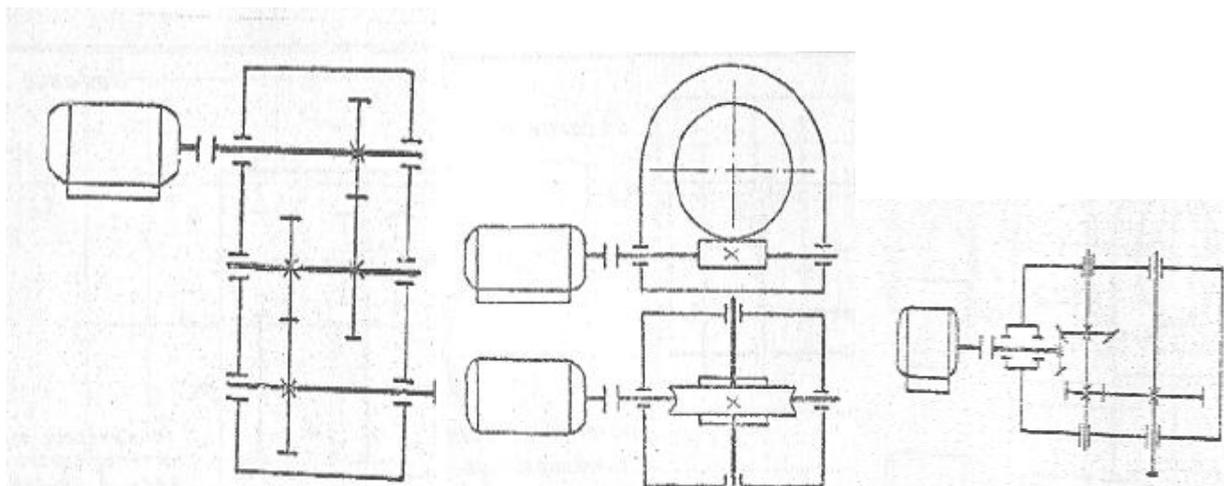
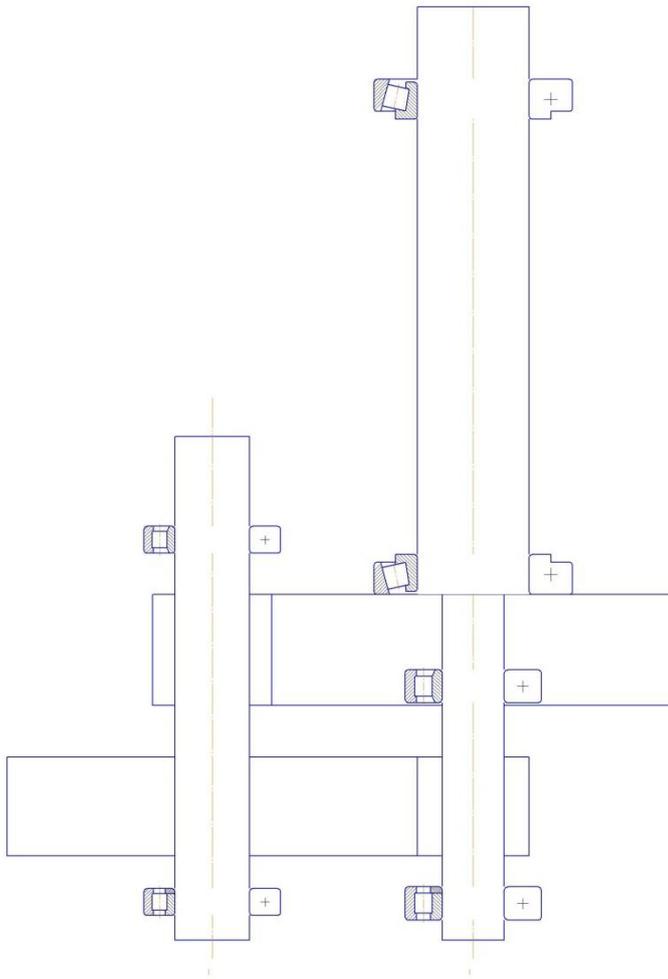


Рис.1.

В результате предыдущих расчётов выбран материал зубчатых колёс, червяка и червячного колеса, определены основные размеры передач. Для цилиндрических передач: межосевое расстояние, диаметры и ширина зубчатых колёс, модуль и числа зубьев. Для конических: конусные расстояния, углы делительных конусов шестерни и колеса, и также диаметры и ширина зубчатых колёс, модуль и числа зубьев. Для червячных передач: диаметры и ширина червячного колёса, модуль и число зубьев, число заходов и коэффициент диаметра червяка.

Предварительно также определены диаметры валов, выбраны типы и серии подшипников, установленных на валах. Это позволяет перейти к разработке эскизного проекта.

На 1 этапе наметим контуры валов, колёс и подшипников (рис.2). Вся необходимая информация для этого имеется.



**Рис.2.**

Как правило, в предлагаемых схемах редукторов имеются три вала: входной –быстроходный вал, промежуточный и выходной - тихоходный. Их ориентировочные размеры нами определены. Валы редукторов практически всегда выполняются ступенчатыми, нередко валы изготавливаются заодно с зубчатыми колёсами, червяками.

Примеры ступенчатых валов и рекомендации по определению их размеров приведены в рекомендуемой литературе

1. Прочертим зубья зубчатых и червячных колёс, червяка.
2. Определим высоту заплечиков в месте установки подшипников.
3. Прочертим концы валов.

### 3.2. РАССТОЯНИЯ МЕЖДУ ДЕТАЛЯМИ ПЕРЕДАЧ

Чтобы поверхности вращающихся колес не задевали за внутренние поверхности стенок корпуса, между ними оставляют зазор « $a$ » (мм):

$$a = \sqrt[3]{L} + 3,$$

где  $L$  — расстояние между внешними поверхностями деталей передач, мм (рис. 3.3).

Вычисленное значение  $a$  округляют в большую сторону до целого числа. В дальнейшем под  $a$  будем понимать также расстояние между внутренней поверхностью стенки корпуса и торцом ступицы колеса.

Расстояние  $b_0$  между дном корпуса и поверхностью колес или червяка для всех типов редукторов и коробок передач принимают:  $b_0 \geq 4a$ .

Расстояние между торцовыми поверхностями колес двухступенчатого редуктора, выполненного по развернутой схеме, принимают  $c = (0,3...0,5)a$ .

В двухступенчатых соосных редукторах между торцовыми поверхностями шестерни быстроходной ступени и колеса тихоходной ступени расположены два подшипника опор соосных валов. Расстояние  $l_s$  между зубчатыми колесами определяют по соотношению  $l_s = 3a + B_1 + B_2$  (рис. 3.4). Здесь  $B_1$  и  $B_2$  — ширины подшипников опор быстроходного и тихоходного валов (табл. 24.10—24.18).

Расстояние  $a$  и  $b_0$  в коническом (рис. 3.5) и червячном (рис. 3.6) редукторах определяют по соотношениям, приведенным выше.

Расстояние  $l_0$  между торцовыми поверхностями колес коробок передач (рис. 3.7) определяют по соотношению  $l_0 = 2,2b + f$ , где  $f = 7...10$  мм.

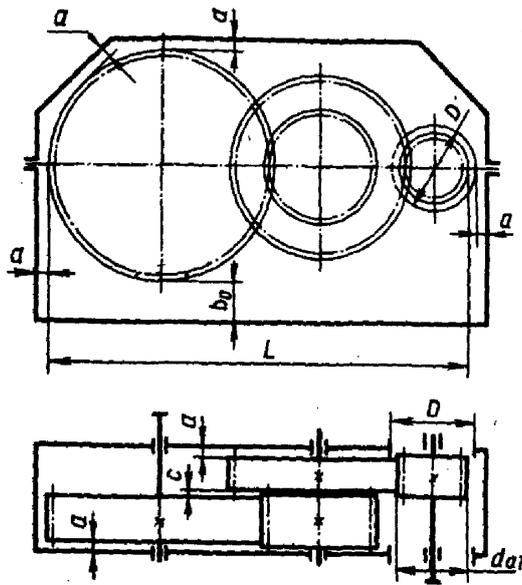


Рис. 3.3

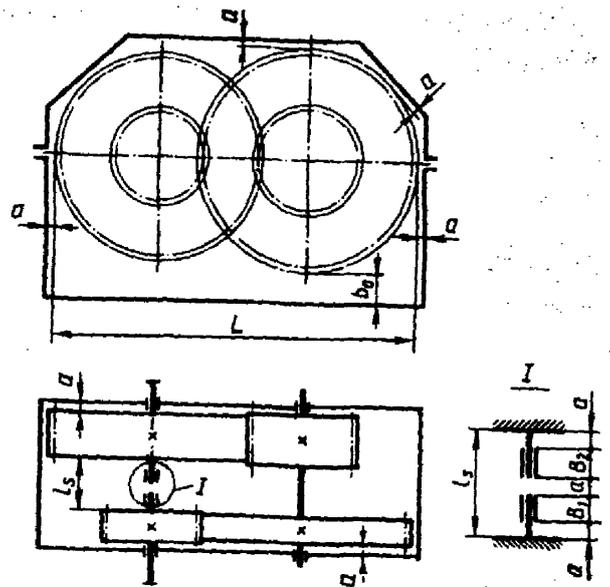


Рис. 3.4

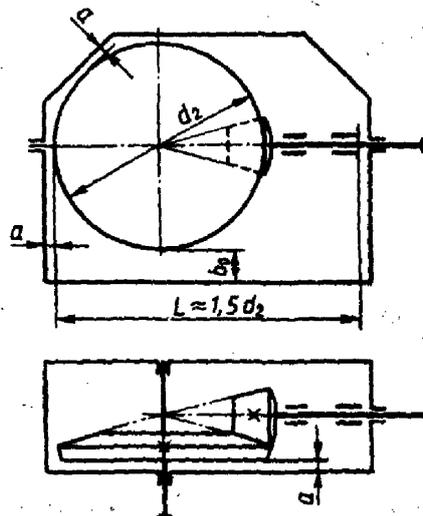


Рис. 3.5

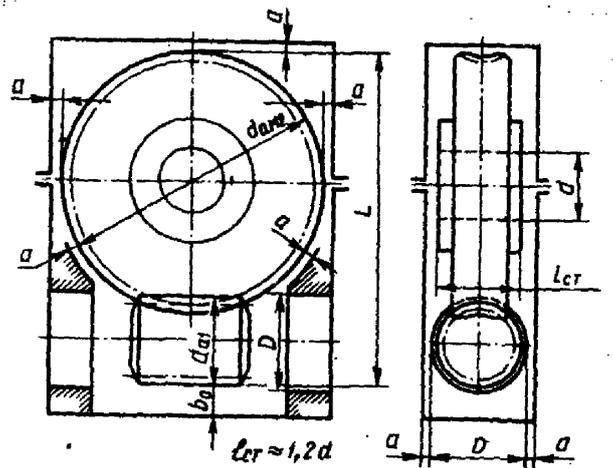


Рис. 3.6

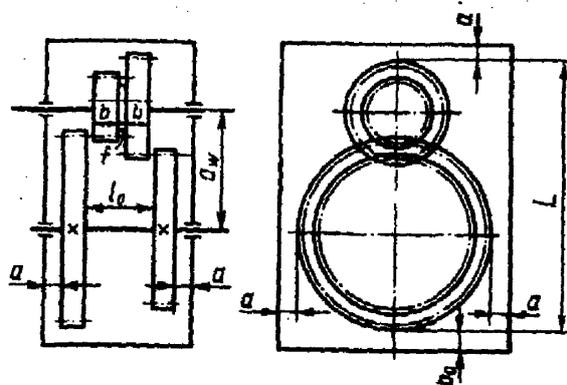


Рис. 3.7

Пример эскизного проекта для одного двухступенчатого цилиндрического редуктора, выполненного по развёрнутой схеме, а также рекомендуемые значения параметров конструкции приведены ниже.

После определения диаметров ступеней валов, расстояний между деталями передачи, после выбора типа подшипников и схемы их установки приступают к вычерчиванию редуктора или коробки передач.

Эскизный проект выполняют в масштабе 1:1 на миллиметровой бумаге. Для получения представления о конструкции, размерах деталей передач и их относительном расположении достаточно двух проекций.

На рис. 3.10 приведен эскизный проект цилиндрического двухступенчатого редуктора, выполненного по развернутой схеме.

Для вычерчивания эскизной компоновки предварительно можно принимать (см. рис. 3.1, а — з и 3.2, а):

- длину ступицы колеса — цилиндрического  $l_{ст} \geq b_2$ , червячного  $l_{ст} \geq d_k$ , конического  $l_{ст} \approx 1,2d_k$ , где  $d_k$  — диаметр отверстия в ступице;
- длину посадочного конца вала  $l_{МБ} = l_{МТ} = 1,5d$ ;
- длину промежуточного участка тихоходного вала  $l_{КТ} = 1,2d_{П}$ , быстроходного вала цилиндрической передачи  $l_{КБ} = 1,4d_{П}$ , червячной передачи  $l_{КБ} = 2d_{П}$ , быстроходного вала конической передачи  $l_{КБ} = 0,8d_{П}$ .

Наружную резьбу конических концов валов принимают:

- диаметр резьбы  $d_p \approx 0,9[d - 0,1l_{МБ}(l_{МТ})]$ ;

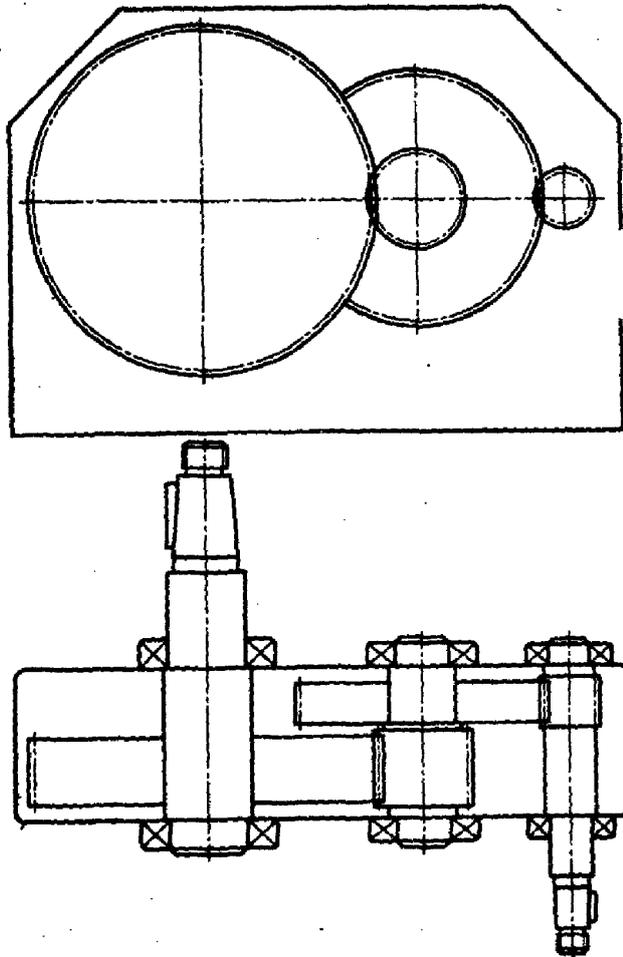


Рис. 3.10

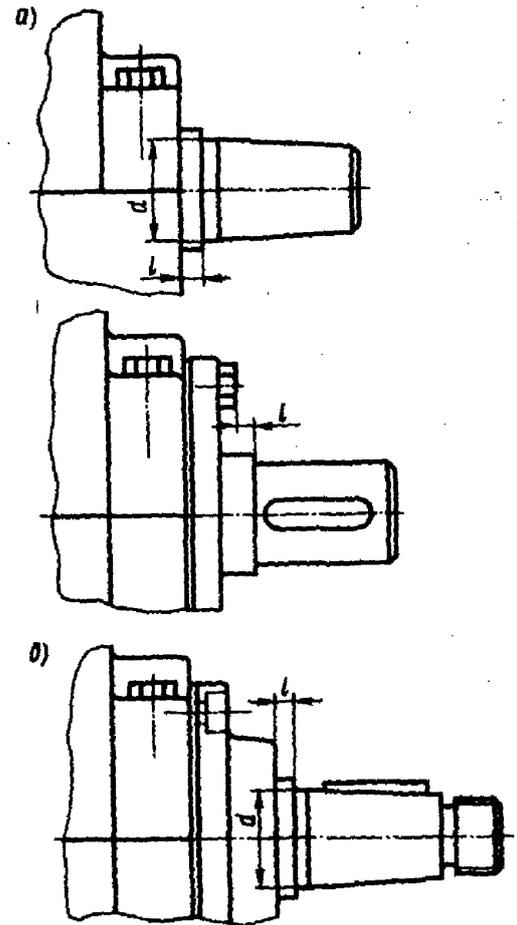


Рис. 3.11

— длину  $l_p$  резьбы в :

и от диаметра  $d_p$ :

$d_p$ , мм . . . . .	27	30	36—42	48—64
$l_p$ , мм . . . . .	$1,1d_p$	$1,0d_p$	$0,8d_p$	$0,7d_p$

Окончательные размеры соединения или после по

деляют после расчета шпоночного (шлицевого) соединения с натягом.

Окончательные размеры  $l_{KB}$  и  $l_{KT}$  определяют при конструировании крышек подшипников, после выбора типа уплотнения и при конструировании корпусной детали. Участок вала диаметром  $d_{II}$  (см. рис. 3.1) и диаметром  $d_I$  (см. рис. 3.2) должен выступать за внешнюю плоскость крышки (или головки болта) на величину  $l$  (рис. 3.11,  $a$  —  $b$ ):  $l = (0,6 \dots 0,8)a$ , где  $a$  — зазор (см. рис. 3.3...3.7).

Окончательные размеры  $l_{MB}$  и  $l_{MT}$  получают после выбора муфты, размеров шкива, звездочки, расчета шпоночного (шлицевого) соединения.

**Цилиндрические, коническо-цилиндрические и конические редукторы** обычно конструируют с разъемом корпуса по осям валов. Для этого последние располагают в одной плоскости. Такое исполнение наиболее удобно для сборки редуктора. Каждый из валов редуктора с опорами и со всеми расположенными на нем деталями можно собрать независимо от других валов и затем поставить в корпус. При необходимости осмотра или ремонта любой комплект вала может быть изъят из корпуса.

На этапе эскизного проектирования (см. гл. 3) ориентировочно была намечена конструкция валов, определены диаметры отдельных участков. Теперь следует уточнить эти размеры, согласовать их с деталями, устанавливаемыми на вал, учесть вид и расположение опор, конструкцию уплотнения, технологию изготовления.

Перед отработкой конструкции вала должны быть решены такие важные вопросы, как способ передачи вращающего момента в соединении вал — ступица и способ крепления деталей на валу от осевого перемещения (гл. 6).

### 10.1. КОНЦЕВЫЕ УЧАСТКИ ВАЛОВ

Входной и выходной валы редукторов, коробок передач имеют цилиндрические или конические концевые участки для установки полумуфт, шкивов, звездочек или зубчатых колес.

Цилиндрические концы валов изготавливают по ГОСТ 12080—66 (табл. 24.28). Деталь, устанавливаемую на цилиндрическом конце вала, доводят до упора в заплечик высотой  $t$  (см. рис. 3.1).

Переходный участок вала между двумя ступенями разных диаметров выполняют галтелью радиуса  $r$ , а при шлифовании выполняют канавку для выхода шлифовального круга (рис. 7.53, а, б). Радиус  $r$  галтели принимают в зависимости от диаметра  $d$  вала (мм):

$d$ .....	20...28	32...45	50...70	80...100
$r$ .....	1,6	2,0	2,5	3,0

Соседним с концевым является участок вала для установки подшипника. Поэтому высота  $t$  заплечика концевой участка должна быть согласована с посадочным диаметром подшипника. При этом желательно предусмотреть возможность установки подшипника без съема призматической шпонки. Ориентировочно диаметр вала (мм) в месте установки подшипника (рис. 10.1):

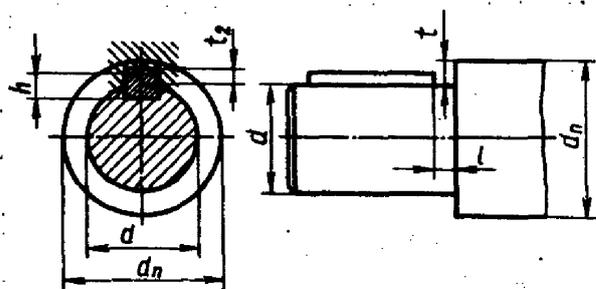


Рис. 10.1

$$d_n \geq d + 2t_2 + 1,$$

где  $t_2$  — глубина паза в ступице (см. табл. 24.29).

Полученное значение округляют в большую сторону до ближайшего стандартного для подшипника размера. Выполнение условия установки подшипника без съема шпонки приводит, как правило, к значительной разности

диаметров  $d_n$  и  $d$ . В тех случаях, когда расстояние  $l$  (рис. 10.1, 10.2) больше ширины  $B$  внутреннего кольца подшипника, отличие в размерах  $d_n$  и  $d$  можно уменьшить за счет обхода шпонки. Последовательность монтажа подшипника в этом случае показана на рис. 10.2.

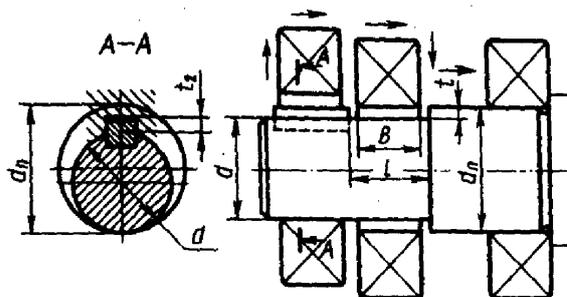


Рис. 10.2

Высоту заплечика получают наименьшей при использовании сегментной шпонки, которую перед монтажом подшипника можно вынуть (рис. 10.3).

Если на концевом цилиндрическом конце вала нарезают шлицы (рис. 10.4), то высота  $t$  заплечика ограничена необходимостью свободного выхода фрезы: для прямоугольных шлицев  $t \leq 0,5h$ , эвольвентных  $t \leq 0,25h$ , где  $h$  — глубина шлица. При этом участок вала, соседний с концевым, будет постоянного диаметра в том случае, если  $d_n = d + 2t$ . Если  $d_n > d + 2t$ , то выполняют переходный участок с диаметром  $(d + 2t)$ , как показано на рис. 10.4. Здесь же показан выход фрезы, нарезающей шлицы. Диаметры  $D_\phi$  шлицевых фрез для прямоугольных шлицев средней серии принимают в зависимости от диаметра  $d$  вала, мм:

$d$ .....	20...22	25...28	32...38	42...48	54...65	72...92
$D_\phi$ .....	63	70	80	90	100	112

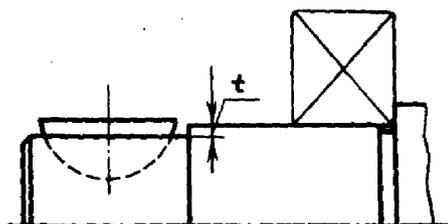


Рис. 10.3

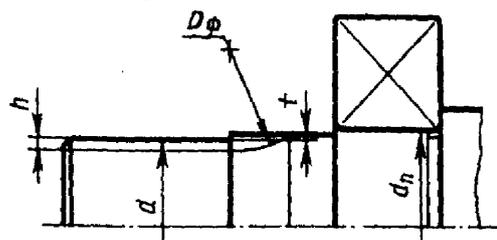


Рис. 10.4

Участок выхода фрезы можно распространять на упорные заплечики (рис. 10.4) и частично на шейку вала для установки подшипника качения.

**Конические** концы валов по ГОСТ 12081-72 (табл. 24.27) изготавливают с конусностью 1:10 двух исполнений: с наружной (тип 1) и с внутренней (тип 2) резьбой. Диаметр вала на участке, соседнем с концевым, определяют так же, как и для цилиндрического, из условия установки подшипника на вал без выема шпонки (рис. 10.5):  $d_n \geq d_{cp} + 2t + 1$  мм, где  $d_{cp} = d - 0,05l$  и  $t_2$  принимают по табл. 24.27.

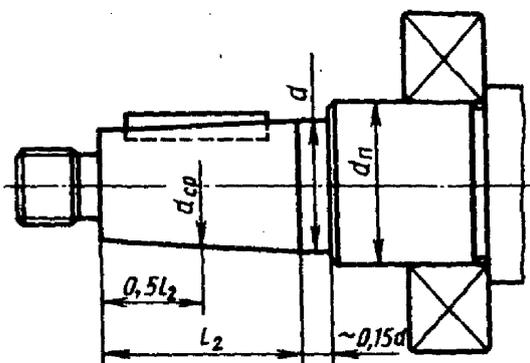


Рис. 10.5.

Преимущественное распространение приобретает коническая форма концевой участка вала, обеспечивающая точное и надежное соединение, возможность легкого монтажа и снятия устанавливаемых деталей.

При наличии на концевом цилинд-

рическом или коническом участке вала наружной метрической резьбы предусматривают проточки по ГОСТ 10549—80 (табл. 10.1). Основное применение имеют проточки типа I.

Таблица 10.1

Шаг резьбы	Тип I			Тип II		$d_3$
	$b$	$r$	$r_1$	$b$	$r$	
1	3	1	0,5	3,6	2	$d-1,5$
1,25	4			4,4	2,5	$d-1,8$
1,5				4,6	2,5	$d-2,2$
1,75				5,4	3	$d-2,5$
2	5	1,6	1,0	5,6	3	$d-3,0$
2,5	6			7,3	4	$d-3,5$
3				7,6	4	$d-4,5$

## 10.2. КОНСТРУКЦИИ ВАЛОВ

**Входные (быстроходные) валы** имеют концевые участки, участки для установки подшипников и участки, на которых нарезают зубья шестерен цилиндрических или конических зубчатых передач (конструкции валов-червяков см. 5.7). Конструирование концевых участков и определение диаметров валов в местах установки подшипников рассмотрено в 10.1.

На входном валу цилиндрической передачи зубья шестерен нарезают на среднем участке. Диаметр его определен чаще всего размером  $d_{БП}$ , значение которого находят из условия надежного контакта торцов заплечика и внутреннего кольца подшипника (см. рис. 3.1). Конструкция вала на среднем участке зависит от передаточного числа и значения межосевого расстояния передачи. При небольших передаточных числах и относительно большом межосевом расстоянии диаметр  $d_1$  окружности впадин шестерни больше диаметра  $d_{БП}$  вала (рис. 10.6, а). При больших передаточных числах и малом межосевом расстоянии  $d_1 < d_{БП}$ , тогда конструкцию вала выполняют по одному из вариантов рис. 10.6, б — д, предусматривая участки для выхода фрезы, нарезающей зубья. Диаметр  $D_ф$  фрезы принимают в зависимости от модуля  $m$ :

$m$ , мм	2...2,25	2,5...2,75	3...3,75	4...4,5	5...5,5	6...7
$D_ф$ , мм при степени точности						
7	90	100	112	125	140	160
8...10	70	80	90	100	112	125

Длину  $l_{вых}$  определяют графически.

Если наружный диаметр  $d_{a1}$  шестерни оказывается меньше диаметра  $d_{БП}$ , то обтачивают или весь вал в средней части по наружному диаметру шестерни (рис. 10.6, з), или между нарезанной частью и торцом вала выполняют конические переходные участки (рис. 10.6, д). Последний вариант несколько сложнее в

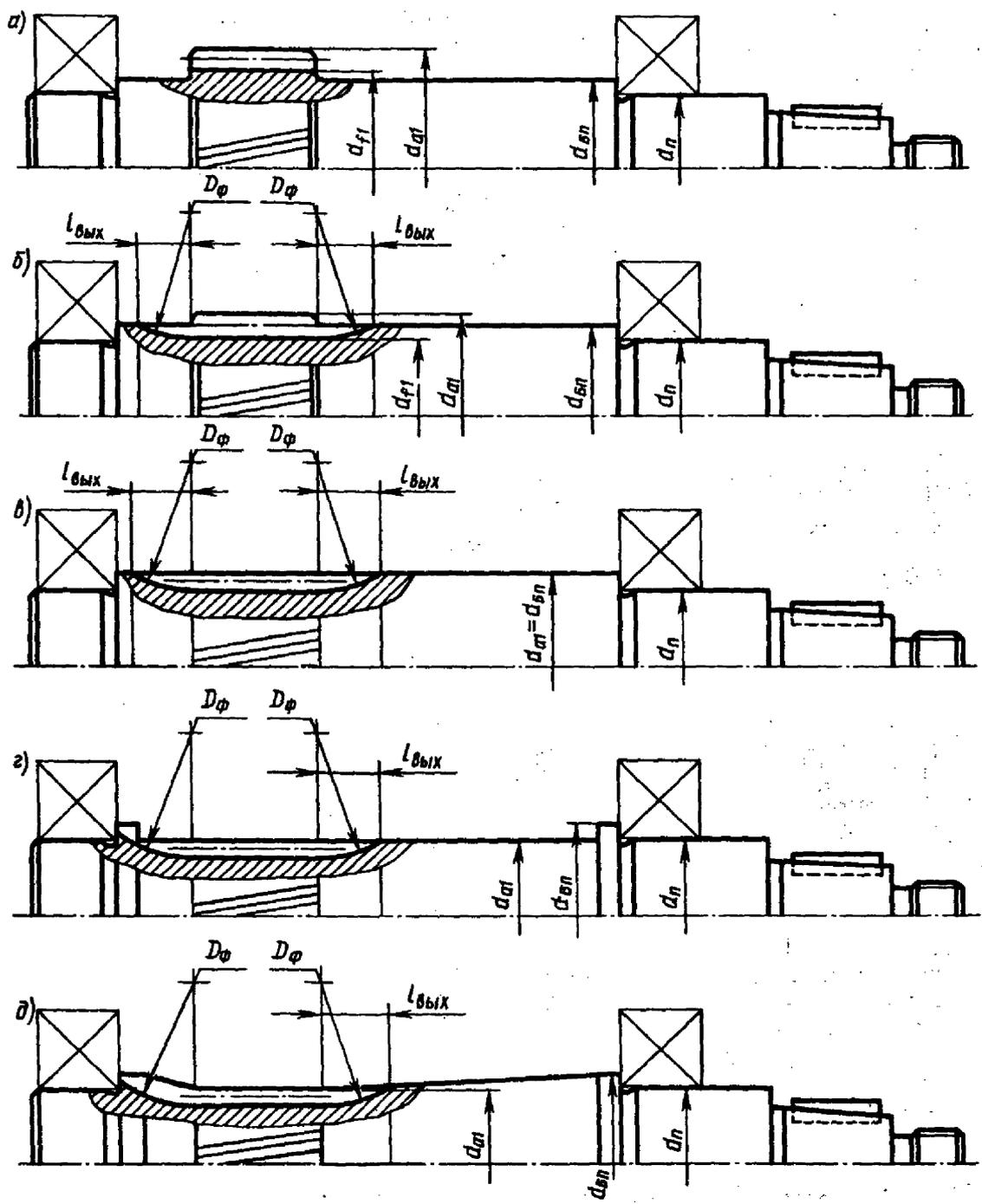


Рис. 10.6

изготовлении, но жесткость вала получается выше в сравнении с вариантом по рис. 10.6, г.

Участок выхода фрезы можно распространять на торец вала, по которому базируют подшипник качения (рис. 10.6, г, д).

Конструкцию входного вала конической передачи чаще всего выполняют по рис. 10.7, располагая шестерню консольно относительно подшипниковых опор. Регулирование подшипников проводят перемещением по валу правого по рис. 10.7 подшипника с помощью круглой шлицевой гайки 1. После регулирования гайку стопорят многолапчатой шайбой 2.

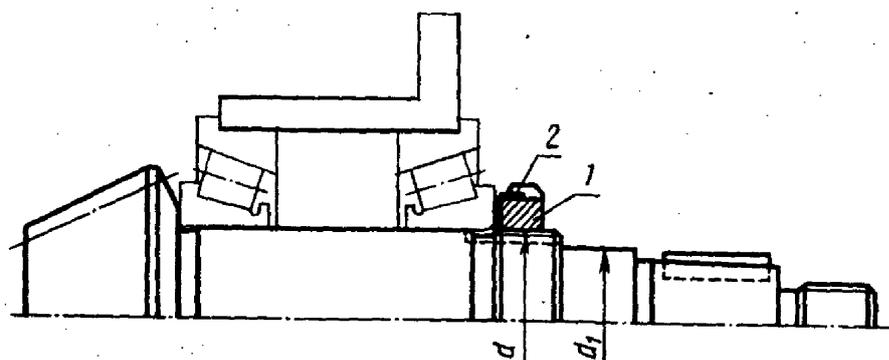


Рис. 10.7

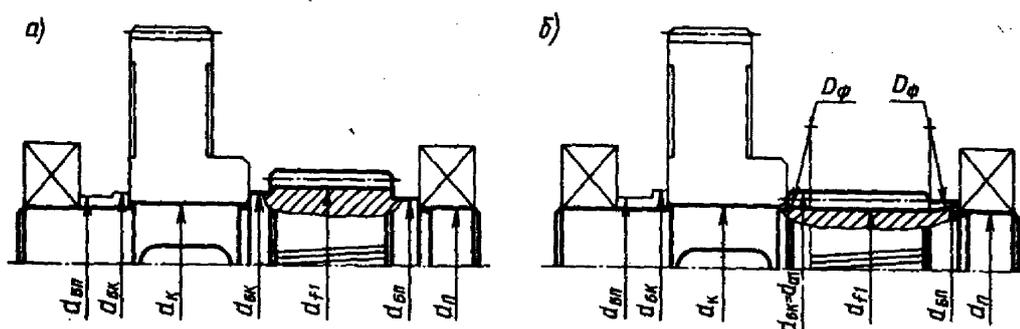


Рис. 10.8

Для выхода инструмента при нарезании резьбы на валу предусматривают проточки (табл. 10.1). Проточки типа II характеризует меньшая концентрация напряжений, их применяют при малой усталостной прочности вала. На валу выполняют канавку под язычок стопорной шайбы (табл. 24.24).

Другие конструкции входных валов конических передач представлены на рис. 12.5—12.8.

**Промежуточные валы** не имеют концевых участков. На рис. 10.8 показан промежуточный вал двухступенчатого цилиндрического редуктора. На самом валу нарезаны зубья шестерни тихоходной ступени. Рядом расположено колесо быстрого ступени. Диаметры  $d_{вп}$  и  $d_{вк}$  определяют по рекомендациям гл. 3. В зависимости от размеров шестерни конструкцию выполняют или по рис. 10.8, а ( $d_л \geq d_{вк}$ ), или по рис. 10.8, б ( $d_л < d_{вк}$ ). Допустимо участок выхода фрезы распространять на торцы вала, контактирующие с колесом или внутренним кольцом подшипника (рис. 10.8, б).

Между подшипником и колесом на том же диаметре, что и подшипник, располагают дистанционные кольца. Диаметральные размеры кольца определяют из условия контакта его торцов с колесом и с внутренним кольцом подшипника. Поэтому кольцо имеет чаще всего Г-образное сечение.

**Выходные (тихоходные) валы** имеют концевой участок (см. § 10.1). В средней части вала между подшипниковыми опорами размещают зубчатое колесо. Наиболее простая конструкция вала показана на рис. 10.9. В сопряжении колеса с валом использована посадка с большим натягом. Подшипники установлены до упора в заплечики вала. Иногда между подшипниками и колесом располагают втулки (рис. 10.10). В этом случае вал может быть гладким одного номинального диаметра, разные участки которого выполняют с различными отклонениями для обеспечения нужного характера сопряжения с устанавливаемыми деталями.

Валы следует конструировать гладкими, с минимальным числом уступов (рис.

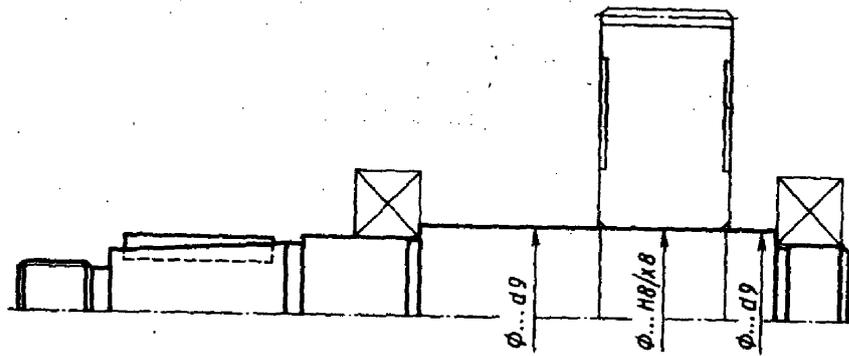


Рис. 10.9

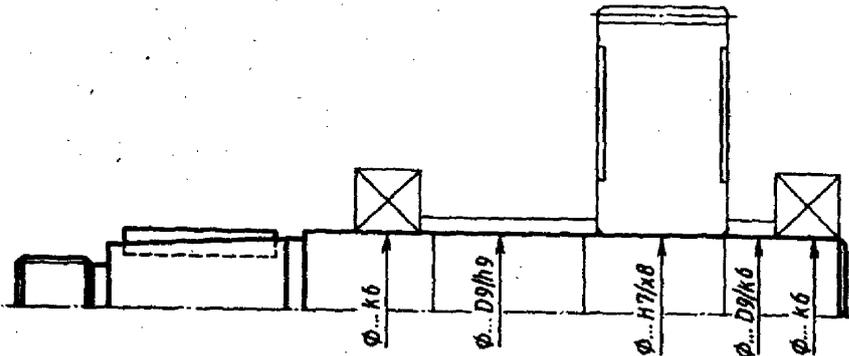


Рис. 10.10

10.9, 10.10). В этом случае достигают существенного сокращения расхода металла на изготовление вала, что особенно важно в условиях крупносерийного производства. Сборку колеса с гладким валом выполняют в сборочном приспособлении, определяющем осевое положение колеса. В индивидуальном и мелкосерийном производстве валы можно снабдить заплечиками для упора колес (рис. 10.11).

Для повышения технологичности радиусы галтелей, размеры фасок и канавок для выхода инструмента на одном валу желательно принимать одинаковыми. Если на валу предусмотрено несколько шпоночных пазов, то для удобства фрезерования их располагают на одной образующей и выполняют одной ширины, выбранной по меньшему диаметру вала (рис. 10.11). Для уменьшения номенклатуры шлицевых фрез, сокращения времени на их перестановку размеры шлицев на разных участках вала принимают одинаковыми.

После определения диаметров и длин участков вала, а также его конструктивных элементов производят расчет вала на сопротивление усталости (см. § 10.3). Известно, что шпоночные пазы, резьбы под установочные гайки, отверстия под установочные винты, а также канавки и резкие изменения сечений вала вызывают концентрацию напряжений, уменьшающую его усталостную прочность. Поэтому, если вал имеет небольшой запас по сопротивлению усталости, следует избегать использования элементов, вызывающих концентрацию напряжений.

В местах пониженной усталостной прочности нежелательно выполнение канавок для выхода инструмента (шлифовального камня, плашки и др.). Вместо канавок сопряжение соседних участков вала следует оформлять в виде галтели (рис. 10.12, а), как можно более плавным. Где возможно, следует увеличить радиус галтели. В особых случаях галтели выполняют эллиптическими с размерами

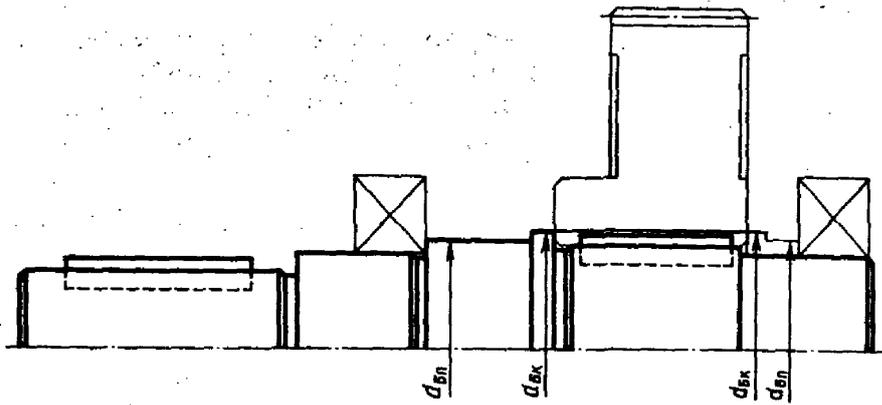


Рис. 10.11

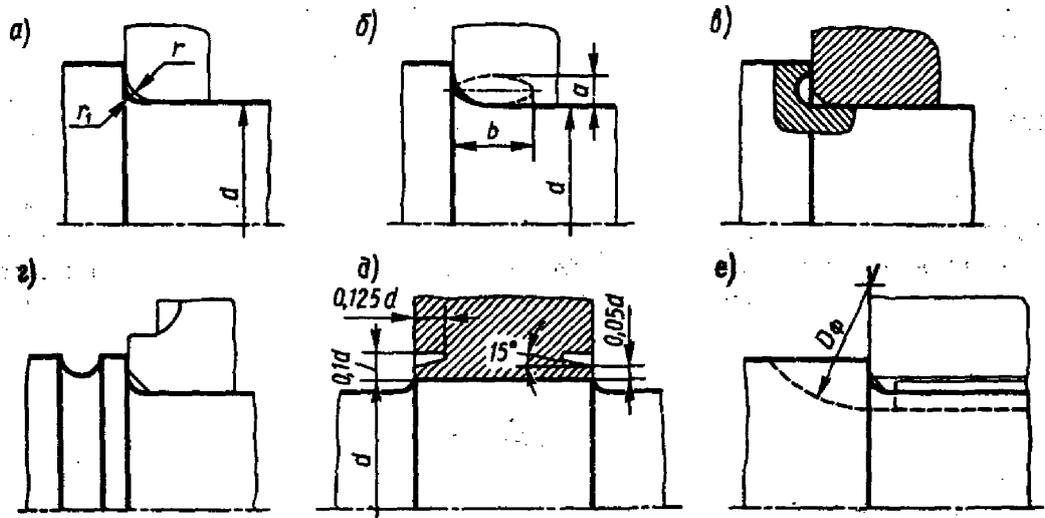


Рис. 10.12

$b = (0,4...0,45)d$  и  $a = 0,4b$  (рис. 10.12, б) или двумя радиусами. Заметно снижают концентрацию напряжений галтели с поднутрением (рис. 10.12, в).

Разгружающие канавки на валу (рис. 10.12, г) и в сопряженной детали (рис. 10.12, д) уменьшают концентрацию напряжений на поверхности вала от посадки деталей с натягом.

Шпоночный паз, получаемый дисковой фрезой (рис. 10.12, е), вызывает меньшую концентрацию напряжений, чем обработанный концевой фрезой.

Эвольвентные шлицы вызывают меньшую концентрацию напряжений по сравнению с прямоугольными. Шлицевое соединение меньше снижает сопротивление усталости вала, чем шпоночное.

При эскизном проектировании (гл. 3) были выбраны тип, класс точности и схема установки подшипников. Далее нужно определить силы, нагружающие подшипник, произвести подбор подшипника по статической или динамической грузоподъемности, окончательно установить основные размеры подшипника, конструктивно оформить опоры.

## 7.1. ОПРЕДЕЛЕНИЕ СИЛ, НАГРУЖАЮЩИХ ПОДШИПНИКИ

**Определение радиальных реакций.** Радиальную реакцию подшипника считают приложенной к оси вала в точке пересечения с ней нормалей, проведенных через середины контактных площадок. Для радиальных подшипников эта точка расположена на середине ширины подшипника. Для радиально-упорных подшипников расстояние  $a$  между этой точкой и торцом подшипника может быть определено графически (рис. 7.1) или аналитически:

подшипники шариковые радиально-упорные однорядные

$$a = 0,5 [B + 0,5(d + D)\operatorname{tg}\alpha];$$

подшипники роликовые конические однорядные

$$a = 0,5[T + (d + D)e/3].$$

Ширину  $B$  кольца, монтажную высоту  $T$ , коэффициент  $e$  осевого нагружения, угол  $\alpha$  контакта, а также диаметры  $d$  и  $D$  принимают по табл. 24.15—24.18. Вычерчивание внутренней конструкции подшипника см. 7.12.

Расстояние между точками приложения радиальных реакций при установке радиально-упорных подшипников по схеме:

«враспор» (рис. 7.2, а) . . . . .	$l = l_{\Pi} - 2a;$
«врастяжку» (рис. 7.2, б) . . . . .	$l = l_{\Pi} + 2a,$

где  $l_{\Pi}$  — расстояние между торцами наружных колец подшипников,  $a$  — смещение точки приложения радиальной реакции от торца подшипника.

*Реакции опор определяют из уравнения равновесия:* сумма моментов внешних сил относительно рассматриваемой опоры и момента реакции в другой опоре равна нулю.

На выходные концы валов со стороны соединительной муфты, ременной или цепной передачи действует консольная радиальная сила  $F_k$ , вызывающая появление дополнительных реакций опор. Так, со стороны муфты на вал действует радиальная сила  $F_k = F_m$ , возникающая из-за погрешностей монтажа, ошибок изготовления и неравномерного изнашивания элементов муфты. Для пред-

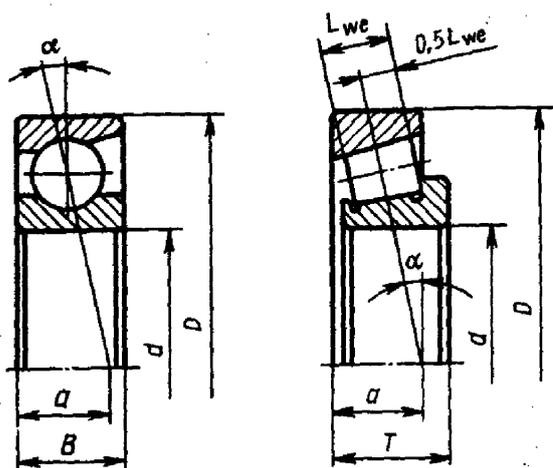


Рис. 7.1

варительных расчетов можно принять  $F_M = 50 \sqrt{T}$ , где  $T$  — вращающий момент на валу, Н·м. В последующем значение  $F_M$  следует уточнить с учетом типа муфты и ожидаемого смещения валов.

Если проектируют редуктор многоцелевого назначения, то рассчитывают на действие консольной нагрузки:

для быстроходного вала  $F_K = 125 \sqrt{T_B}$ ;

для тихоходного вала одноступенчатого редуктора  $F_K = 125 \sqrt{T_T}$ ;

для тихоходного вала остальных редукторов  $F_K = 250 \sqrt{T_T}$ ;

где  $T_B$  и  $T_T$  — соответственно вращающие моменты на быстроходном и тихоходном валах, Н·м.

Реакции опор в соответствии со схемой (рис. 7.3):

$$F_{1K} = F_K l_K / l; \quad F_{2K} = F_K (l + l_K) / l.$$

При установке на концы валов соединительных муфт направление силы  $F_K$  неизвестно, поэтому при расчете принимают, что эти реакции совпадают по направлению с суммарными реакциями опор от действия сил известного направления (например, окружной, осевой и радиальной сил в зацеплении).

**Определение осевых реакций.** При установке вала на двух радиальных шариковых или радиально-упорных подшипниках *нерегулируемых типов* осевая сила  $F_a$ , нагружающая подшипник, равна внешней осевой силе  $F_A$ , действующей

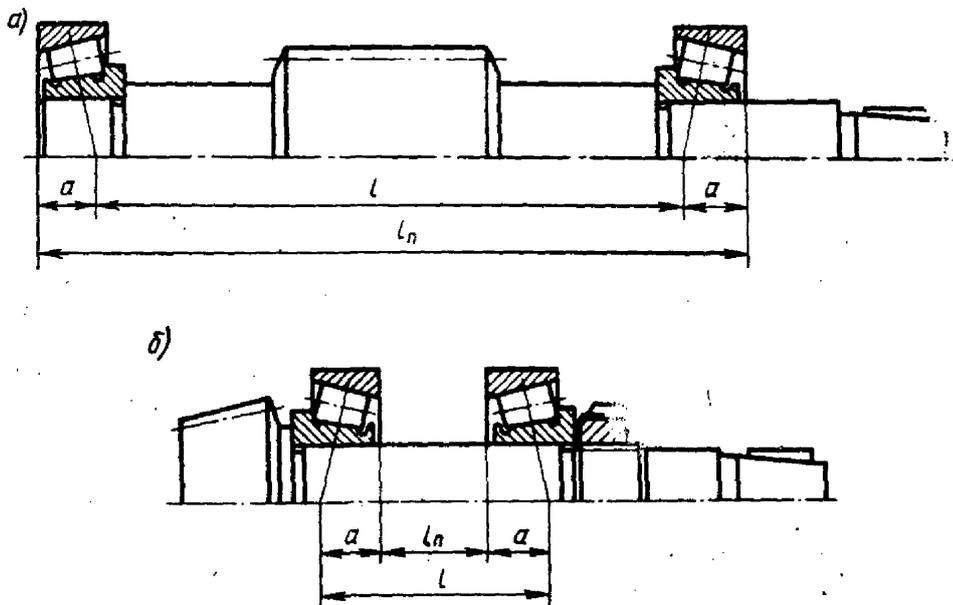


Рис. 7.2

на вал. Силу  $F_A$  воспринимает тот подшипник, который ограничивает осевое перемещение вала под действием этой силы.

При определении осевых сил, нагружающих радиально-упорные подшипники *регулируемых типов*, следует учитывать *осевые силы, возникающие под действием радиальной нагрузки  $F_r$ , из-за наклона контактных линий*. Значения этих сил зависят от типа подшипника, угла контакта, значений радиальных сил, а также от того, как отрегулирован подшипник.

Обычно подшипники регулируют так, чтобы осевой зазор при установившемся температурном режиме был близок к нулю. В этом случае под действием радиальной нагрузки  $F_r$  находится около половины тел качения, а *суммарная по всем нагруженным телам качения осевая составляющая из-за наклона контактных*

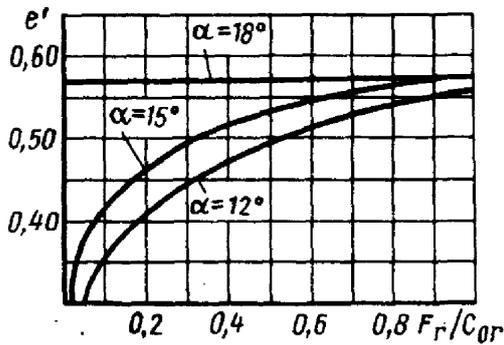


Рис. 7.4

линий равна  $e' F_r$  и представляет собой минимальную осевую силу, которая должна действовать на радиально-упорный подшипник при заданной радиальной силе:  $F_{amin} = e' F_r$ .

Для шариковых радиально-упорных подшипников с углом контакта  $\alpha < 18^\circ$   $F_{amin} = e' F_r$ , где  $e'$  — коэффициент минимальной осевой нагрузки. В подшипниках такого типа действительный угол контакта отличается от начального и зависит от радиальной нагрузки  $F_r$  и базовой статистической грузоподъемности  $C_{0r}$ . По-

этому коэффициент  $e'$  принимают по графику рис. 7.4 в зависимости от отношения  $F_r / C_{0r}$ . Для шариковых радиально-упорных подшипников с углом контакта  $\alpha \geq 18^\circ$   $e' = e$  и  $F_{amin} = e F_r$ . Значения коэффициента  $e$  осевого нагружения принимают по табл. 7.1.

Для конических роликовых:  $e' = 0,83e$  и  $F_{amin} = 0,83e F_r$ . Значения коэффициента  $e$  принимают по табл. 24.16—24.18.

Для нормальной работы радиально-упорных подшипников необходимо, чтобы в каждой опоре осевая сила, нагружающая подшипник, была не меньше минимальной:

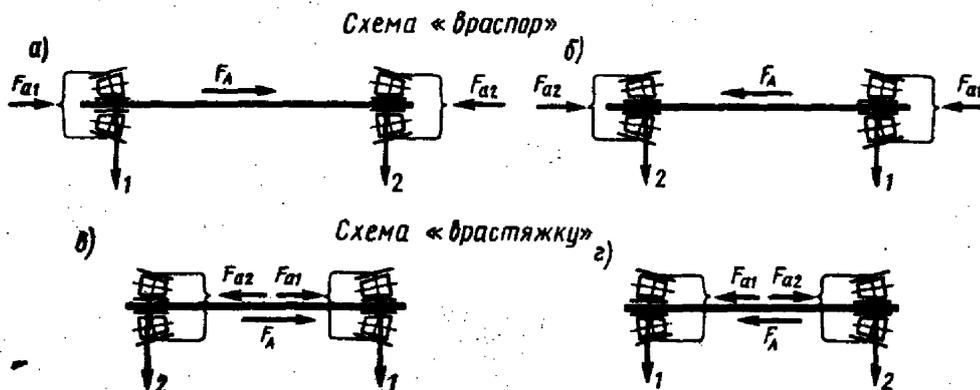


Рис. 7.5

$$F_{a1} \geq F_{a1\min} \text{ и } F_{a2} \geq F_{a2\min}$$

Кроме того, должно быть выполнено условие равновесия вала — равенство нулю суммы всех осевых сил, действующих на вал. Например, для схемы по рис. 7.5, а имеем:

$$F_{a1} + F_A - F_{a2} = 0.$$

Для нормальной работы радиально-упорных подшипников необходимо, чтобы в каждой опоре осевая сила, нагружающая подшипник, была не меньше минимальной:

$$F_{a1} \geq F_{a1\min} \text{ и } F_{a2} \geq F_{a2\min}$$

Таблица 7.1

Тип подшипника	$\alpha, ^\circ$	$f_{a1}/C_r$	Подшипники однорядные		Подшипники двухрядные				e	
			$F_a/(VF_r) > e$		$F_a/(VF_r) \leq e$		$F_a/(VF_r) > e$			
			X	Y	X	Y	X	Y		
Радиальный	0	0,014	0,56	2,30	1,0	0	0,56	2,30	0,19	
		0,028		1,99				1,99	0,22	
		0,056		1,71				1,71	0,26	
		0,084		1,55				1,55	0,28	
		0,110		1,45				1,45	0,30	
		0,170		1,31				1,31	0,34	
		0,280		1,15				1,15	0,38	
		0,420		1,04				1,04	0,42	
		0,560		1,00				1,00	0,44	
Радиально-упорный	12	0,014	0,45	1,81	1,0	2,08	0,74	2,94	0,30	
		0,029		1,62				1,84	2,63	0,34
		0,057		1,46				1,69	2,37	0,37
		0,086		1,34				1,52	2,18	0,41
		0,110		1,22				1,39	1,98	0,45
		0,170		1,13				1,30	1,84	0,48
		0,290		1,04				1,20	1,69	0,52
		0,430		1,01				1,16	1,64	0,54
		0,570		1,00				1,16	1,62	0,54
	15	0,015	0,44	1,47	1,0	1,65	0,72	2,39	0,38	
		0,029		1,40				1,57	2,28	0,40
		0,058		1,30				1,46	2,11	0,43
		0,087		1,23				1,38	2,00	0,46
		0,114		1,19				1,34	1,93	0,47
		0,176		1,12				1,26	1,82	0,50
		0,290		1,02				1,14	1,66	0,55
		0,440		1,00				1,12	1,63	0,56
		0,580		1,00				1,12	1,63	0,56
	25	—	0,41	0,87	1	0,92	0,67	1,41	0,68	
	26	—	0,37	0,66	1	0,66	0,60	1,07	0,95	
	36	—	0,37	0,66	1	0,66	0,60	1,07	0,95	
	40	—	0,35	0,57	1	0,55	0,57	0,93	1,14	

Примечания. 1. Значения X, Y, e для промежуточных значений относительной осевой нагрузки или для угла  $\alpha$  контакта определяют линейной интерполяцией. 2. В настоящее время промышленность переходит на выпуск радиально-упорных шарикоподшипников с углами контакта 15, 25 и 40° (вместо 12, 26 и 36°), см. [10].

В табл. 7.2 приведены формулы для определения осевых сил  $F_{a1}$  и  $F_{a2}$  в отдельных частных случаях. Обозначения 1 и 2 опор в соответствии со схемами рис. 7.5, а — г.

Таблица 7.2

Условия нагружения	Осевые силы
$F_{a1min} \geq F_{a2min}; F_A \geq 0$	$F_{a1} = F_{a1min}; F_{a2} = F_{a1} + F_A$
$F_{a1min} < F_{a2min}; F_A \geq F_{a2min} - F_{a1min}$	
$F_{a1min} < F_{a2min}; F_A < F_{a2min} - F_{a1min}$	$F_{a2} = F_{a2min}; F_{a1} = F_{a2} - F_A$

## 7.2. ПОДБОР ПОДШИПНИКОВ

Основной критерий работоспособности и порядок подбора подшипников зависит от значения частоты вращения кольца. Подшипники выбирают по статической грузоподъемности, если они воспринимают внешнюю нагрузку в неподвижном состоянии или при медленном вращении ( $n \leq 10 \text{ мин}^{-1}$ ). Подшипники, работающие при  $n > 10 \text{ мин}^{-1}$ , выбирают по динамической грузоподъемности, рассчитывая их ресурс при требуемой надежности. Подшипники, работающие при частоте вращения  $n > 10 \text{ мин}^{-1}$  и резко переменной нагрузке, также следует проверять на статическую грузоподъемность.

Предварительно назначают тип и схему установки подшипников (см. 3.3). Подбор подшипников производят для обеих опор вала. В некоторых изделиях, например в редукторах, для обеих опор применяют подшипники одного типа и одного размера. Тогда подбор выполняют по наиболее нагруженной опоре. Иногда из соотношения радиальных и осевых сил нельзя заранее с уверенностью сказать, какая опора более нагружена. Тогда расчет ведут параллельно для обеих опор до получения значений эквивалентных нагрузок, по которым и определяют более нагруженную опору.

**Расчет подшипников на статическую грузоподъемность.** Для назначенного подшипника выписывают следующие данные:

для шариковых радиальных и радиально-упорных — из табл. 24.10—24.12, 24.15 значение базовой статической радиальной грузоподъемности  $C_{0r}$ ;

для роликовых радиальных и радиально-упорных (конических) — из табл. 24.13, 24.14, 24.16—24.18 значение  $C_{0r}$ ;

для шарикоподшипников упорных — из табл. 24.19 значение базовой статической осевой грузоподъемности  $C_{0a}$ .

При расчете на статическую грузоподъемность проверяют, не будет ли радиальная  $F_r$  или осевая  $F_a$  нагрузка на подшипник превосходить статическую грузоподъемность, указанную в каталоге:

$$F_r \leq C_{0r} \text{ или } F_a \leq C_{0a}$$

Если статическая нагрузка состоит из радиальной  $F_r$  и осевой  $F_a$  составляющих, то определяют эквивалентную статическую радиальную нагрузку  $P_{0r}$ .

Для радиальных и радиально-упорных шарикоподшипников и радиально-упорных роликоподшипников:

$$P_{0r} = X_0 F_r + Y_0 F_a$$

Значения коэффициента  $X_0$  радиальной статической нагрузки и коэффициента  $Y_0$  осевой статической нагрузки приведены в табл. 7.3.

Эквивалентная нагрузка не может быть меньше радиальной. Если при вычислении получают  $P_{0r} < F_r$ , то для расчета принимают  $P_{0r} = F_r$ .

Статическая прочность обеспечена, если выполнено условие

$$P_{0r} \leq C_{0r}$$

где  $C_{0r}$  — статическая радиальная грузоподъемность подшипника.

**Расчет подшипников на заданный ресурс.** Исходные данные:  $F_{r1}, F_{r2}$

— радиальная нагрузка (радиальная реакция опоры), Н;  $F_A$  — внешняя осевая сила, действующая на вал, Н;  $n$  — частота вращения кольца (как правило, частота вращения вала), мин<sup>-1</sup>;  $d$  — диаметр посадочной поверхности вала, который берут из компоновочной схемы, мм;  $L_{sa}$ ,  $L_{sah}$  — требуемый ресурс (долговечность) при необходимой вероятности безотказной работы подшипника соответственно в млн. об. или в ч; режим нагружения; условия эксплуатации подшипникового узла (возможная перегрузка, рабочая температура и др.).

Таблица 7.3

Подшипники		Однорядные		Двухрядные	
		$X_0$	$Y_0$	$X_0$	$Y_0$
Шариковые радиальные		0,6	0,5	0,6	0,5
Шариковые радиально-упорные с номинальными углами контакта $\alpha,^\circ$	12	0,5	0,47	1	0,94
	15		0,46		0,92
	25		0,38		0,76
	26		0,37		0,74
	36		0,28		0,56
	40	0,26	0,52		
Шариковые и роликовые самоустанавливающиеся ( $\alpha \neq 0^\circ$ ), конические радиально-упорные		0,5	$0,22\text{ctg } \alpha$	1	$0,44\text{ctg } \alpha$

Подбор подшипников качения производят в такой последовательности.

1. Предварительно назначают тип и схему установки подшипников (см. § 3.3).

2. Для назначенного подшипника выписывают следующие данные:

— для шариковых радиальных и радиально-упорных с углом контакта  $\alpha < 18^\circ$  из табл. 24.10—24.12, 24.15 значения базовых динамической  $C_r$  и статической  $C_{0r}$  радиальных грузоподъемностей;

— для шариковых радиально-упорных с углом контакта  $\alpha \geq 18^\circ$  из табл. 24.15 значение  $C_r$ , а из табл. 7.1 значения коэффициентов  $X$  радиальной,  $Y$  осевой нагрузок, коэффициента  $e$  осевого нагружения;

— для конических роликовых из табл. 24.16—24.18 значения  $C_r$ ,  $Y$  и  $e$ ; а также принимают  $X = 0,4$ .

3. Из условия равновесия вала и условия ограничения минимального уровня осевых нагрузок на радиально-упорные подшипники определяют осевые силы  $F_{a1}$  и  $F_{a2}$ .

4. Для подшипников шариковых радиальных, а также шариковых радиально-упорных с углом контакта  $\alpha < 18^\circ$  по табл. 7.1 в зависимости от отношения  $F_a/C_{0r}$  находят значения  $X$ ,  $Y$  и  $e$ .

5. Сравнивают отношение  $F_a/(VF_r)$  с коэффициентом  $e$  и окончательно принимают значения коэффициентов  $X$  и  $Y$ : при  $F_a/(VF_r) \leq e$  принимают  $X = 1$  и  $Y = 0$ , при  $F_a/(VF_r) > e$  для подшипников шариковых радиальных и радиально-упорных окончательно принимают записанные ранее (в п. 2 и 4) значения коэффициентов  $X$  и  $Y$ .

Здесь  $V$  — коэффициент вращения кольца:  $V = 1$  при вращении внутреннего кольца подшипника относительно направления радиальной нагрузки и  $V = 1,2$  при вращении наружного кольца.

Для двухрядных конических роликовых подшипников  $e = 1,5\text{tg}\alpha$ ; при  $F_a/(VF_r) \leq e$  коэффициенты  $X = 1$  и  $Y = 0,45\text{ctg}\alpha$ , а при  $F_a/(VF_r) > e$  коэффициенты  $X = 0,67$  и  $Y = 0,67\text{ctg}\alpha$ .

6. Вычисляют эквивалентную динамическую нагрузку:

— радиальную для шариковых радиальных и шариковых или роликовых радиально-упорных

$$P_r = (VXF_r + YF_a)K_6K_T;$$

— радиальную для подшипников с короткими цилиндрическими роликами:

$$P_r = F_r K_\sigma K_T;$$

— осевую для упорных подшипников:

$$P_a = F_a K_\sigma K_T.$$

Значение коэффициента  $K_\sigma$  безопасности принимают по табл. 7.4, а температурного коэффициента  $K_T$  — в зависимости от рабочей температуры  $t_{\text{раб}}$  подшипника:

$t_{\text{раб}}, ^\circ\text{C}$ . . . . .	$\leq 100$	125	150	175	200	225	250
$K_T$ . . . . .	1,0	1,05	1,10	1,15	1,25	1,35	1,4

где  $P_i$  и  $L_i$  — постоянная эквивалентная нагрузка (радиальная или осевая) на  $i$ -том режиме и продолжительность ее действия в млн. об. Если  $L_i$  задана в ч —  $L_{hi}$ , то ее пересчитывают на млн. об. с учетом частоты вращения  $n_i$ , мин<sup>-1</sup>:

$$L_i = 60n_i L_{hi} / 10^6.$$

Для подшипников, работающих при типовых режимах нагружения (см. рис. 2.3), расчеты удобно вести с помощью коэффициента эквивалентности  $K_E$ :

Режим работы . . .	0	I	II	III	IV	V
$K_E$ . . . . .	1,0	0,8	0,63	0,56	0,5	0,4

При этом по известным максимальным длительно действующим силам  $F_{r1max}$ ,  $F_{r2max}$ ,  $F_{Amax}$  (соответствующим максимальному из длительно действующих моменту  $T = T_{max}$ ) находят эквивалентные нагрузки [13]:

$$F_{r1} = K_E F_{r1max}, F_{r2} = K_E F_{r2max}, F_A = K_E F_{Amax},$$

по которым в соответствии с пп. 2...6 ведут расчет подшипников как при постоянной нагрузке.

7. Определяют скорректированный по уровню надежности и условиям применения *расчетный ресурс* (долговечность) подшипника, ч:

$$L_{sah} = a_1 a_{23} \left( \frac{C}{P} \right)^k \frac{10^6}{60 n},$$

где  $C$  — базовая динамическая грузоподъемность подшипника (радиальная  $C_r$  или осевая  $C_a$ ), Н;  $P$  — эквивалентная динамическая нагрузка (радиальная  $P_r$  или осевая  $P_a$ ), а при переменном режиме нагружения  $P_{Er}$  или  $P_{Ea}$ ), Н;  $k$  — показатель степени;  $k = 3$  для шариковых и  $k = 10/3$  для роликовых подшипников;  $n$  — частота вращения кольца, мин<sup>-1</sup>;  $a_1$  — коэффициент долговечности в функции необходимой надежности принимают по табл. 7.5;  $a_{23}$  — коэффициент, характеризующий совместное влияние на долговечность особых свойств металла деталей подшипника и условий его эксплуатации.

Вместо индекса  $s$  в обозначении ресурса записывают цифру  $s = 100 - P_i$ , где  $P_i$  — надежность при определении ресурса. Так, при 90 %-ной надежности —  $L_{10a}$ , при 95 %-ной —  $L_{5a}$ , при 97 %-ной —  $L_{3a}$ .

Т а б л и ц а 7.5

Вероятность безотказной работы $P_b$ , %	90	95	96	97	98	99
Обозначение ресурса	$L_{10a}$	$L_{5a}$	$L_{4a}$	$L_{3a}$	$L_{2a}$	$L_{1a}$
Коэффициент надежности $a_1$	1	0,62	0,53	0,44	0,33	0,21

Для обычных условий применения подшипников (материал обычной плавки, наличие перекосов колец, отсутствие надежной гидродинамической пленки масла) значения коэффициента  $a_{23}$ :

Для шарикоподшипников (кроме сферических) . . . . .	0,7...0,8
Для роликоподшипников конических . . . . .	0,6...0,7
Для роликоподшипников цилиндрических, шарикоподшипников сферических двухрядных . . . . .	0,5...0,6
Для роликовых радиальных двухрядных сферических подшипников . . . . .	0,3...0,4

Формулы справедливы при частотах вращения свыше 10 мин<sup>-1</sup> до предельных по

каталогу, а также если  $P_r$  (или  $P_a$ ), а при переменных нагрузках  $P_{r\max}$  (или  $P_{a\max}$ ) не превышают  $0,5C_r$  (или  $0,5C_a$ ).

8. Оценивают пригодность намеченного типоразмера подшипника. Подшипник пригоден, если расчетный ресурс больше или равен требуемому:

$$L_{sah} \geq L'_{sah}.$$

В некоторых случаях в одной опоре устанавливают два одинаковых радиальных или радиально-упорных однорядных подшипника, образующих один подшипниковый узел. При этом пару подшипников рассматривают как один двухрядный подшипник. При определении ресурса по формуле п. 7 вместо  $C_r$  подставляют базовую динамическую радиальную грузоподъемность  $C_{r\text{сум}}$  комплекта из двух подшипников: для шарикоподшипников  $C_{r\text{сум}} = 1,625 C_r$ , для роликоподшипников  $C_{r\text{сум}} = 1,714 C_r$ . Базовая статическая радиальная грузоподъемность такого комплекта равна удвоенной номинальной грузоподъемности одного однорядного подшипника  $C_{0r\text{сум}} = 2C_{0r}$ .

При определении эквивалентной нагрузки  $P_r$  значения коэффициентов  $X$  и  $Y$  принимают как для двухрядных подшипников: для шарикоподшипников — по табл. 7.1; для роликоподшипников — по п. 5.

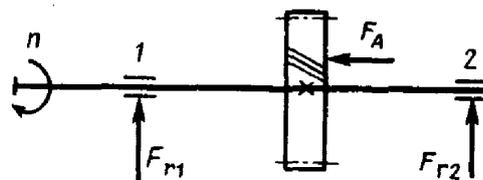


Рис. 7.7

## 8.1. КОНСТРУИРОВАНИЕ СТАКАНОВ

Конструкцию стакана определяет схема расположения подшипников. На рис. 8.1, а — г показаны варианты конструкций, наиболее часто встречающиеся на практике. Стаканы обычно выполняют литыми из чугуна СЧ15.

Толщину  $\delta$  стенки, диаметр  $d$  и число  $z$  винтов крепления стакана к корпусу назначают в зависимости от диаметра  $D$  отверстия под подшипник:

$D$ , мм.....	< 50	50...62	63...95	100...145	150...220
$\delta$ , мм.....	4...5	5...7	7...9	9...11	11...13
$d$ , мм.....	6	6	8	10	12
$z$ .....	4	4	4	6	6

Толщина фланца  $\delta_2 \approx 1,2\delta$  (рис. 8.1). Высоту  $t$  упорного заплечика согласуют с размером фаски наружного кольца подшипника и возможностью его демонтажа винтовым съемником (рис. 7.11, 7.15).

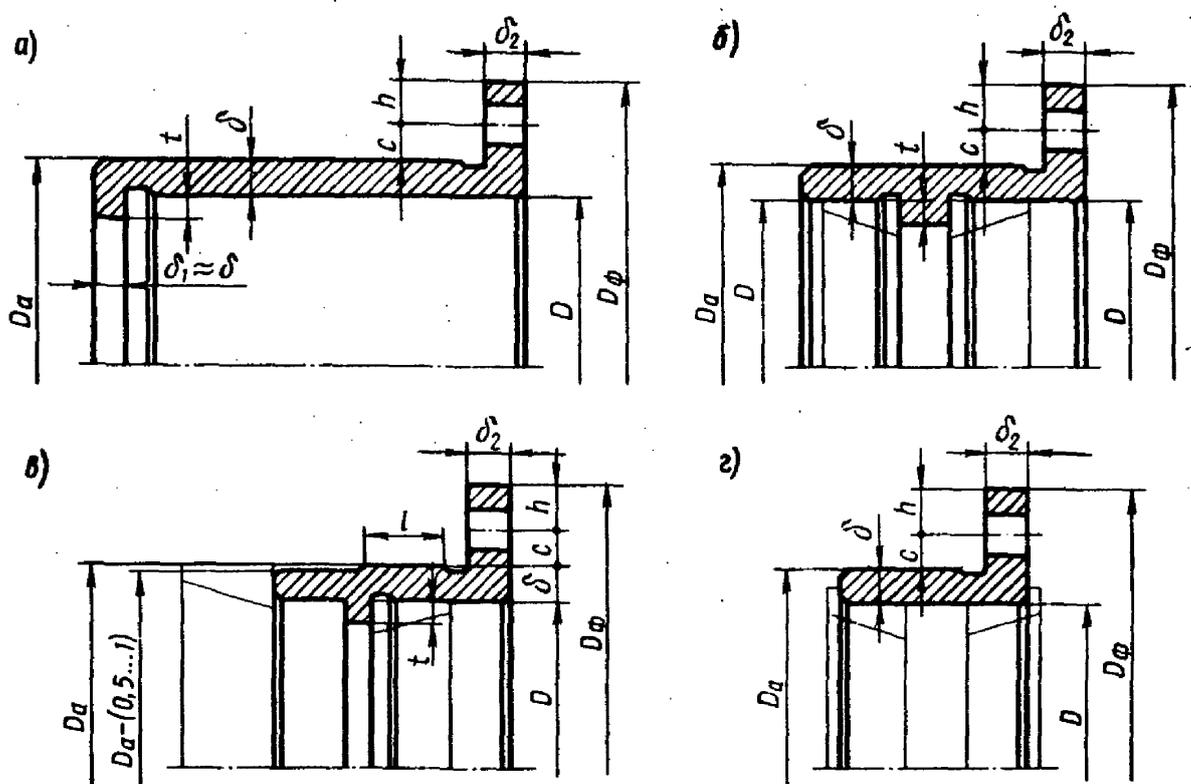


Рис. 8.1

Принимая  $C \approx d$ ,  $h = (1,0...1,2)d$ , получаем минимальный диаметр фланца стакана  $D_{\phi} = D_a + (4...4,4)d$ .

Чтобы обеспечить сопряжение торцов фланца стакана и корпуса по плоскости, на наружной цилиндрической поверхности стакана перед торцом фланца делают канавку. На рис. 7.53, а, б показан профиль канавки на наружной поверхности стакана. Такие же канавки выполняют перед заплечиками стакана, по торцам которых устанавливают наружные кольца подшипников (рис. 7.53, в). Размеры канавок приведены в табл. 7.8.

Иногда на наружной поверхности стакана делают проточку для уменьшения длины точно обрабатываемого участка (рис. 8.1, в). Диаметр в месте проточки принимают на 0,5...1 мм меньше  $D_a$ . Длину  $l$  точного участка выполняют равной ширине наружного кольца подшипника.

В стаканах обычно размещают подшипники вала конической шестерни (рис. 7.40—7.43) и фиксирующей опоры вала-червяка (рис. 7.46—7.48). Стаканы для подшипников вала конической шестерни перемещают при сборке для регулирования осевого положения конической шестерни. В этом случае применяют посадку стакана в корпус —  $H7/j_5б$ . Для неподвижных после установки в корпус стаканов применяют посадки  $H7/k6$  или  $H7/m6$ .

## 8.2. КОНСТРУИРОВАНИЕ КРЫШЕК ПОДШИПНИКОВ

Крышки подшипников изготавливают из чугуна марок СЧ15, СЧ20. Различают крышки привертные и закладные.

**Привертные крышки.** На рис. 8.2 показаны основные конструкции привертных крышек, на рис. 8.2, а, б, в — так называемых глухих, а на рис. 8.2, г — с отверстием для выходного конца вала.

Форма крышки зависит от конструкции опоры вала. Чаще всего торец вала не выступает за пределы подшипника. Поэтому наружная поверхность крышки плоская (рис. 8.2, а — в). Если торец вала выступает за пределы подшипника, то крышку выполняют по рис. 8.2, г.

Чтобы поверхности фланца крышки и торца корпуса сопрягались по плоскости, на цилиндрической центрирующей поверхности перед торцом фланца делают канавку шириной  $b$  (табл. 7.8). Крышку базируют по торцу фланца, поэтому пояс  $l$  с центрирующей цилиндрической поверхностью делают небольшим, чтобы он не мешал установке крышки по торцу корпуса:  $l \approx b$ . Поля допусков диаметра центрирующего пояса приведены на рис. 8.2. Если в крышку подшипника встроено манжетное уплотнение, как это показано на рис. 8.2, в, то допуск на центрирующий диаметр ужесточают.

Определяющим при конструировании крышки является диаметр  $D$  отверстия в корпусе под подшипник. Ниже приведены рекомендации по выбору толщины  $\delta$  стенки, диаметра  $d$  и числа  $z$  винтов крепления крышки к корпусу в зависимости от  $D$ .

$D$ , мм .....	50...62	63...95	100...145	150...220
$\delta$ , мм .....	5	6	7	8
$d$ , мм .....	6	8	10	12
$z$ .....	4	4	6	6

В варианте по рис. 8.2, б крышку крепят винтами с цилиндрической головкой и шестигранным углублением под ключ. В этом случае толщину крышки принимают  $\delta_3 = H + 0,8\delta$ , где  $H$  — высота головки винта.

Опорные поверхности под головки крепежных болтов или гаек чаще всего необходимо обрабатывать. Обрабатывают или непосредственно те места, на которые опирают головки винтов (рис. 8.2, а, б), или весь поясок на торце в зоне расположения головок винтов (рис. 8.2, в, г). С точки зрения точности и быстроты предпочтительнее токарная обработка (рис. 8.2, в, г), чем обработка опорных поверхностей на сверлильном станке. Размеры других конструктивных элементов крышки:  $\delta_1 = 1,2\delta$ ;  $\delta_2 = (0,9 \dots 1)\delta$ ;  $D_\Phi = D + (4 + 4,4)d$ ;  $c \approx d$ .

При установке в крышке подшипников манжетного уплотнения выполняют расточку отверстия так, чтобы можно было выпрессовать изношенную манжету (рис. 8.2, в и 8.3, а). Иногда отверстие в крышке под манжетное уплотнение делают сквозным (рис. 8.3, б). Тогда для точной установки манжеты в отверстии на крышке необходимо обрабатывать торец А, которым крышку устанавливают на опорную поверхность при запрессовке манжеты. Поэтому исполнение по рис. 8.3, а предпочтительнее.

На практике иногда наблюдают просачивание смазочного масла через фланцы крышек. Для устранения этого явления некоторые заводы уплотняют соединения крышек с корпусом прокладками из технического картона или кольцами круглого сечения из маслостойкой резины. На рис. 8.4 приведены три исполнения уплотнений, применяемые на практике. Уплотнение по рис. 8.4, а неудобно тем, что может мешать базированию крышки по плоскости корпуса, лучше кольца располагать на цилиндрическом участке крышки (рис. 8.4, б, в). Размеры резиновых колец, форма и размеры канавок по ГОСТ 9833—73 для их размещения показаны на рис. 11.21.

При небольшом межосевом расстоянии фланцы двух соседних крышек подшипников могут перекрывать друг друга. В этом случае у обеих крышек фланцы срезают, оставляя между срезами зазор 1...2 мм (рис. 8.5).

Чаще фланцы крышек выполняют *круглой формы* (рис. 8.6, а); обычно форма крышки должна соответствовать форме платика корпусной детали, к которой крышку привертывают. При этом размер а фланца определяют из условия размещения винта крепления крышки к корпусу. С целью снижения расхода металла при изготовлении как самой крышки, так и корпусной детали фланцы

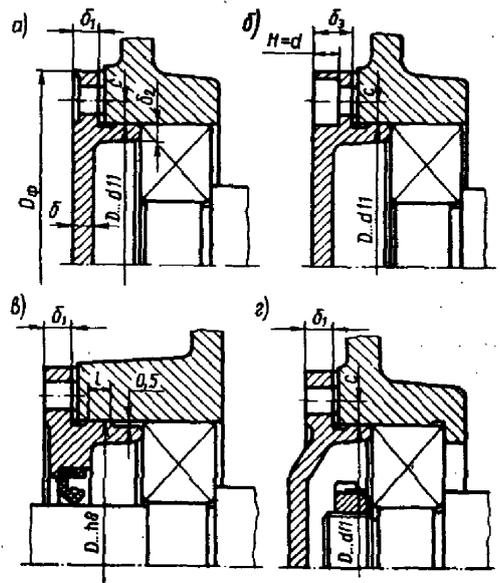


Рис. 8.2

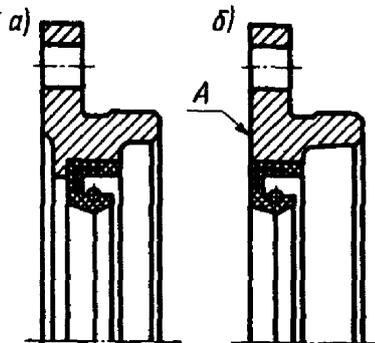


Рис. 8.3

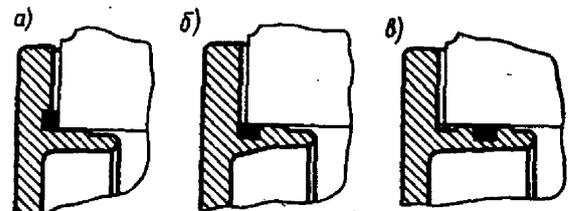


Рис. 8.4

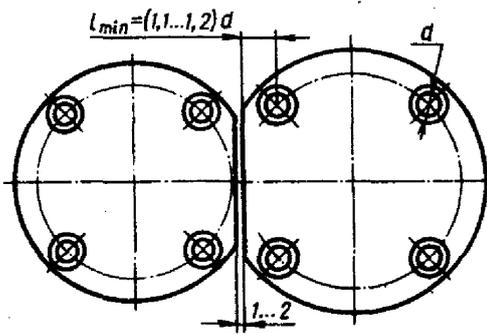


Рис. 8.5

привертных крышек иногда изготовляют *не-круглой формы*, сокращая размер  $a$  фланца на участках между отверстиями под винты крепления. На рис. 8.6, б фланец крышки очерчен дугами радиусов  $R_1$  и  $R_2$ . Еще большее снижение расхода металла можно получить, если крышку выполнить квадратной (рис. 8.6, в). Фланец крышки с шестью отверстиями можно конструировать по рис. 8.6, г. Чтобы не происходило значительного снижения жесткости и прочности фланца, при сокращении размера  $a$  не рекомендуют переходить за окружность  $D_0$  центров крепежных отверстий.

Исполнение фланцев крышек по рис. 8.6, б, в, г целесообразно при крупносерийном и массовом их производстве. Недостатком этих конструкций является прерывистая поверхность фланца, которая создает некоторые неудобства при его токарной обработке.

**Закладные крышки.** На рис. 8.7 показаны основные конструкции закладных крышек: глухих — рис. 8.7, а, б; с отверстием для выходного конца вала — рис. 8.7, в, с резьбовым отверстием под нажимной винт — 8.7, г. Закладные крышки широко применяют в редукторах, имеющих *плоскость разреза* по осям валов. Эти крышки не требуют крепления к корпусу резьбовыми деталями: их удерживает кольцевой выступ, для которого в корпусе протачивают канавку. Чтобы обеспечить сопряжение торцов выступа крышки и канавки корпуса по плоскости, на наружной цилиндрической поверхности крышки перед торцом выступа желательно выполнять канавку шириной  $b$ . Размеры канавки на диаметре  $D$  принимают по табл. 7.8 ( $D = d$ ).

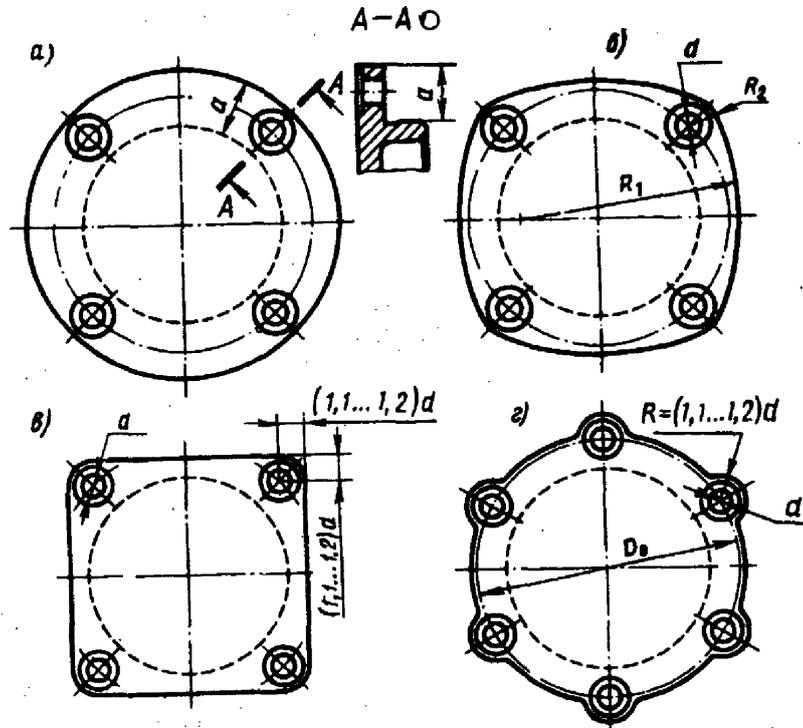


Рис. 8.6

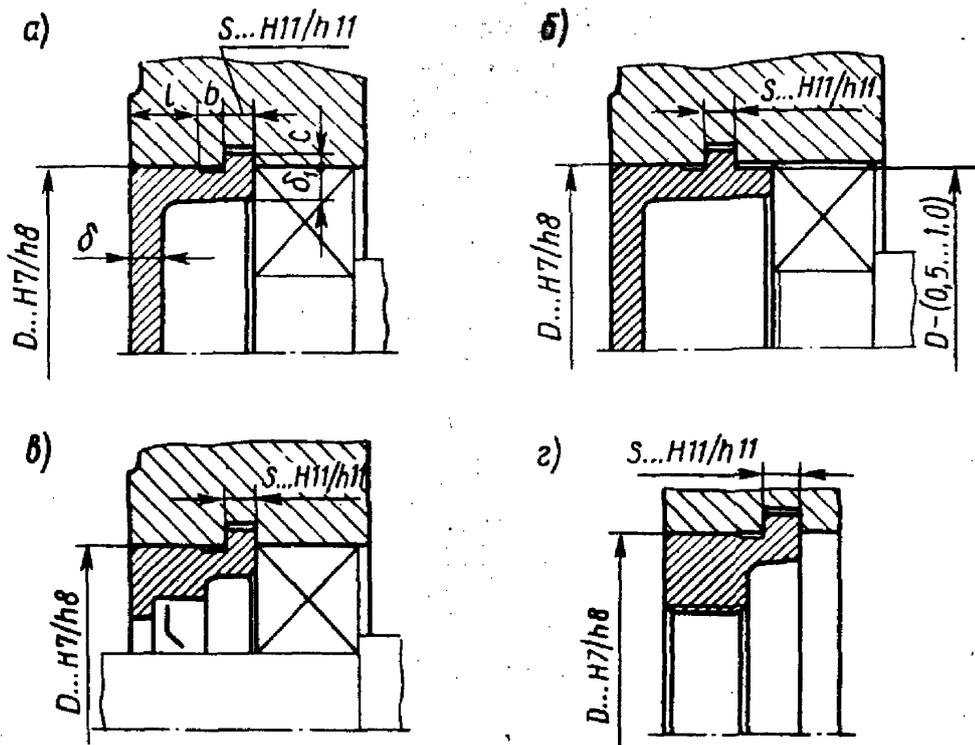


Рис. 8.7

Наружный диаметр крышки выполняют с такими отклонениями, при которых в сопряжении с корпусом крышка образует очень малый зазор, препятствующий вытеканию масла из корпуса. Толщину  $\delta$  стенки принимают в зависимости от диаметра  $D$  отверстия под подшипник (см. стр. 148). Размеры других элементов крышки:  $\delta_1 = (0,9...1)\delta$ ;  $S = (0,9...1)\delta$ ;  $C \approx 0,5S$ ;  $l \geq b$ .

Иногда торец крышки, контактирующий с подшипником, не совпадает с торцом выступа (рис. 8.7, б). Чтобы наружная цилиндрическая поверхность этого участка не нарушала точности центрирования крышки, ее диаметр уменьшают на 0,5...1 мм.

Обычно крышки изготовляют из чугуна. Однако с целью повышения прочности резьбы закладную крышку с резьбовым отверстием под нажимной винт (рис. 8.7, г) изготовляют из стали.

## 7.4. МОНТАЖ И ДЕМОНТАЖ ПОДШИПНИКОВ

При установке (или съеме) подшипников на вал и в корпус обязательным является выполнение условия: осевую силу необходимо прикладывать непосредственно к тому кольцу, которое напрессовывают (или снимают). *Недопустимо силу при монтаже и демонтаже подшипника передавать через тела качения (шарики или ролики).* В противном случае на дорожках и телах качения могут появиться вмятины.

На рис. 7.11 показаны возможные способы установки подшипников на вал (рис. 7.11, а), в корпус (рис. 7.11, б), одновременно на вал и в корпус (рис. 7.11, в). Кольца подшипников имеют невысокую жесткость. Для правильной установки кольцо подшипника следует довести до упора в заплечик. Высоту  $t$  заплечиков на валах и в отверстиях корпусов или стаканов (рис. 7.11, 7.12) определяет размер  $r$  фаски (табл. 24.10—24.19). Высота заплечика должна образовывать достаточную опорную поверхность для торцов колец подшипников. Наименьшую высоту  $t$  заплечиков принимают:

$r$ , мм.....	0,5	1,0	1,5	2,0	2,5	3,0	3,5	4,0
$t$ , мм.....	1,0	1,8	2,5	3,0	4,0	4,8	5,5	6,5

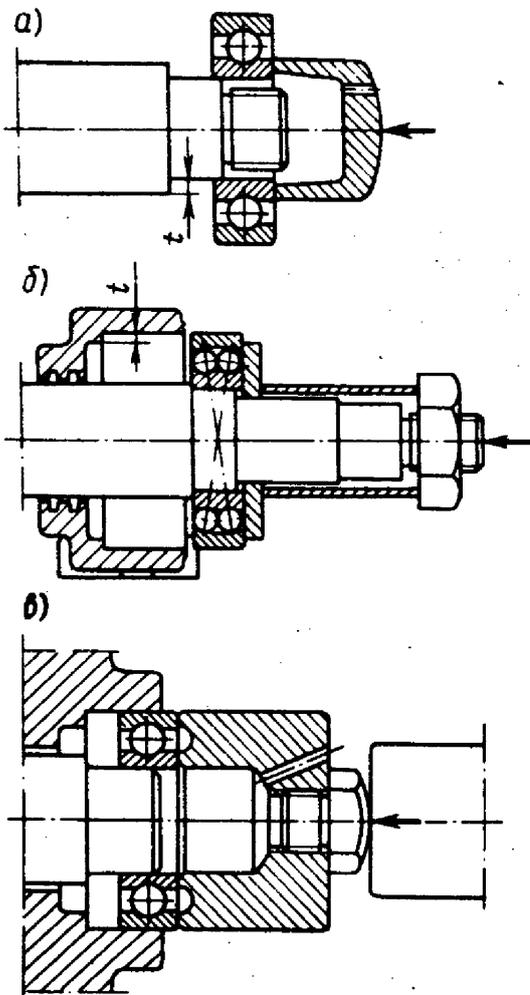


Рис. 7.11

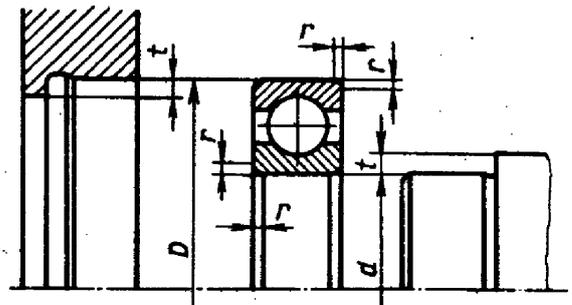


Рис. 7.12

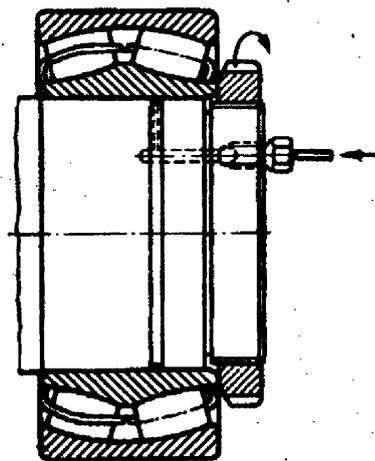


Рис. 7.13

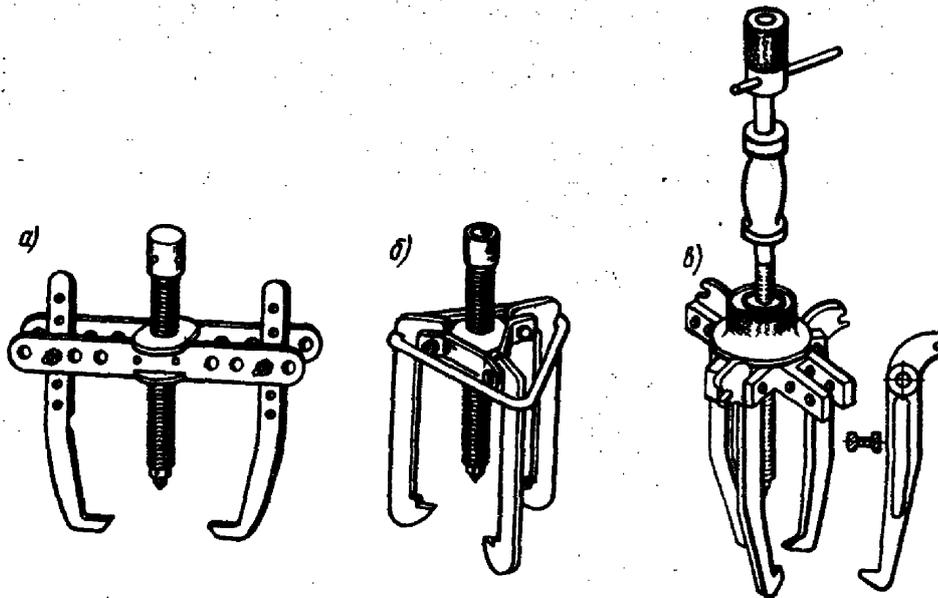


Рис. 7.14

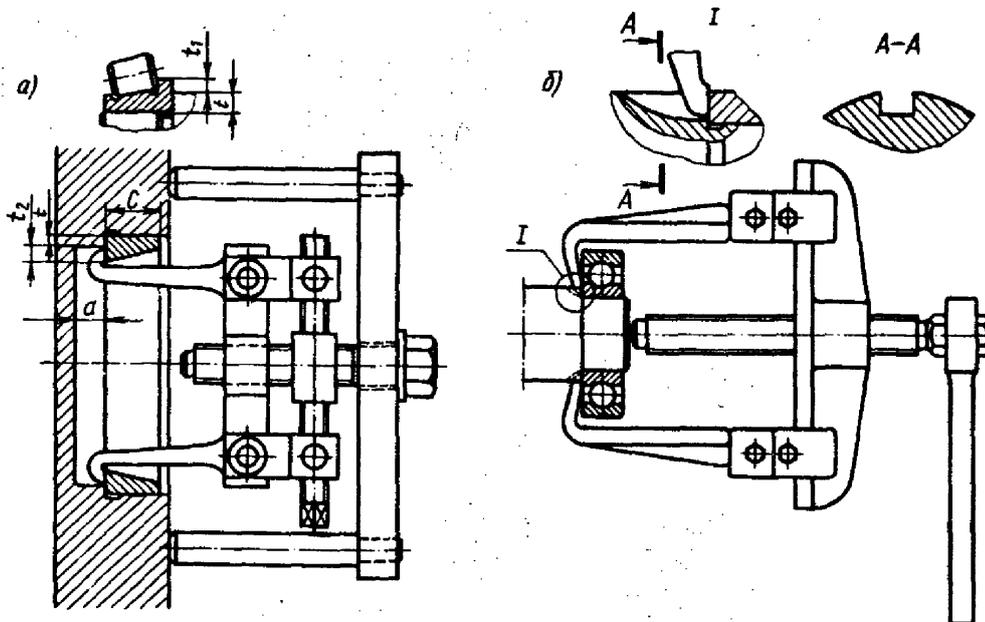


Рис. 7.15

Обычно высоту заплечика принимают равной половине толщины кольца.

Отверстия в *монтажных стаканах* (рис. 7.11, а, в) предназначены для выхода воздуха из внутренней полости стакана при запрессовке подшипника на вал.

Силу запрессовки можно существенно снизить применением гидрораспора. На рис. 7.13 приведена схема установки подшипника с конусным отверстием на вал с применением гидрораспора. Масло под давлением подают плунжерным насосом через отверстие в канавку вала под внутреннее кольцо подшипника и распирают его. Вращением гайки подшипник перемещают в осевом направлении до места установки. Так же устанавливают подшипник с цилиндрическим отверстием. Однако при монтаже подшипников на цилиндрическом участке их обязательно доводят до упора в заплечик вала.

Как видно из рисунка, при монтаже подшипника с применением гидрораспора в конструкции вала должны быть предусмотрены: резьбовой участок под гайку, резьбовое отверстие для штуцера маслопровода, отверстие и канавка для подачи масла.

Для демонтажа подшипников используют *винтовые съемники*: с двумя (рис. 7.14, а) или с тремя откидными тягами (рис. 7.14, б, в).

Съемник по рис. 7.14, в позволяет использовать для демонтажа также и две тяги, которые устанавливают в двух больших приливах. Места установки подшипников должны быть конструктивно разработаны так, чтобы можно было удобно работать съемниками.

При удалении подшипника из корпуса его нужно захватывать за наружное кольцо (рис. 7.15, а), а при снятии с вала — за внутреннее (рис. 7.15, б). Чтобы можно было захватить тягами съемника кольцо подшипника, высота  $t$  заплечика (рис. 7.15, а) не должна быть чрезмерно большой. Минимальный размер  $t_1$  внутреннего и  $t_2$  наружного выступающего торца кольца подшипника, предназначенного для демонтажа:

Диаметр вала $d$ , мм. . . . .	до 15	св. 15 до 50	св. 50 до 100
$t_1 = t_2$ , мм. . . . .	1	2	3,5

При высоких заплечиках нужно предусматривать пазы для размещения тяг съемника (рис. 7.15, б — выносной элемент I).

Для размещения тяг съемника (рис. 7.15, а) при удалении наружного кольца подшипника из глухого отверстия предусматривают свободное пространство  $a \approx (0,4 \dots 0,5)C$ , где  $C$  — ширина кольца подшипника.

## 7.5. КОНСТРУКЦИИ ПОДШИПНИКОВЫХ УЗЛОВ

На рис. 3.9 (гл. 3) приведены основные схемы установки подшипников. Конструкции подшипниковых узлов удобнее рассматривать для каждой схемы, отдельно для фиксирующей и плавающей опор.

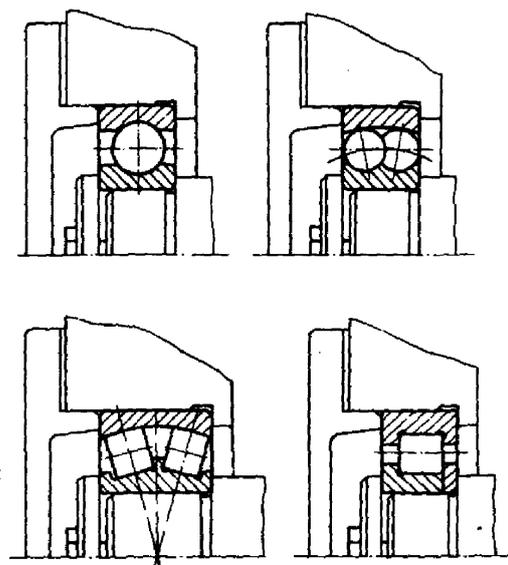


Рис. 7.16

**Фиксирующая опора в схеме 1а.** При осевом фиксировании валов по схеме 1а (см. рис. 3.9) в фиксирующих опорах применяют типы подшипников, показанные на рис. 7.16.

**Крепление подшипников на валах.** На рис. 7.17 приведены способы крепления подшипников на валу, которые применяют при нагружении вала значительной осевой силой в обоих направлениях.

Надежное крепление подшипника осуществляют *круглой шлицевой гайкой* (рис. 7.17, а), которую от самопроизвольного отвинчивания стопорят многолапчатой шайбой. Стопорная шайба имеет один внутренний выступ и шесть наружных выступов-лапок. Внутренний выступ шайбы заходит в специально выполненный паз на валу, а один из ее наружных выступов отгибает в шлиц гайки. Размеры гаек и

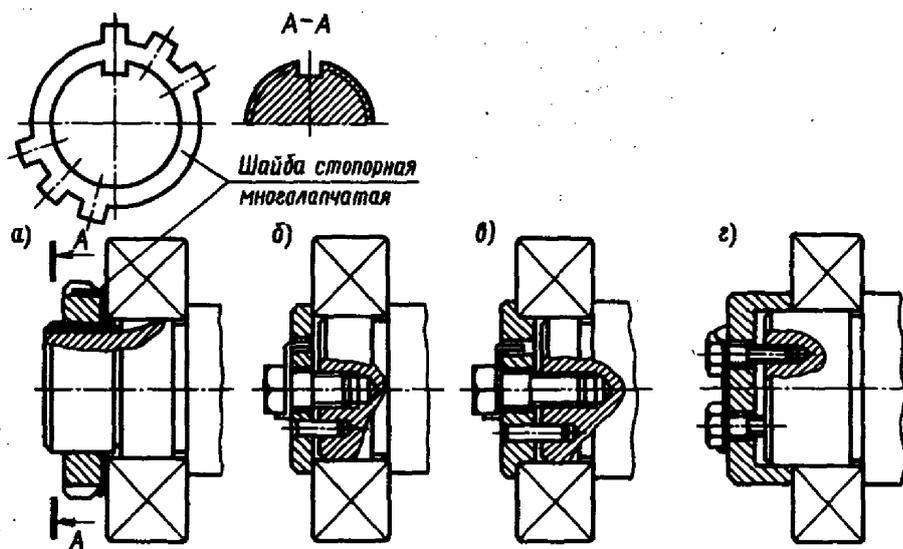


Рис. 7.17

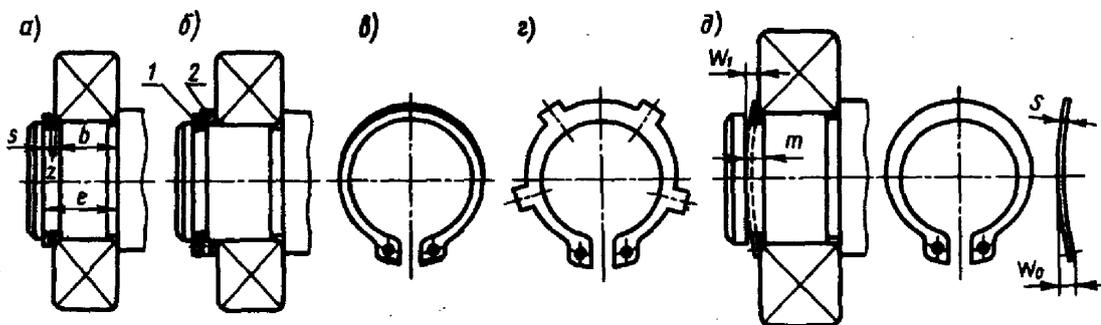


Рис. 7.18

стопорных многолапчатых шайб приведены в табл. 24.22, 24.23. Канавки под язычок шайбы — см. табл. 24.24.

Просто и надежно крепление *концевой шайбой* (рис. 7.17, б). В этом случае штифт фиксирует шайбу от поворота относительно вала. Чтобы концевые шайбы при высоких частотах вращения не вызывали дисбаланса, их центрируют по отверстию подшипника (рис. 7.17, в) или по валу (рис. 7.17, г). Во всех вариантах необходимо предусматривать стопорение винтов, крепящих шайбу к торцу вала, от самоотвинчивания. На рис. 7.17, б, в стопорение винта осуществляют шайбой стопорной с носком, а на рис. 7.17, г — деформируемой шайбой, установленной под оба винта сразу. Концы шайбы отгибают на грани головок винтов. Размеры концевых шайб приведены в табл. 24.30.

Все большее применение находит крепление подшипников *пружинным упорным плоским кольцом* (рис. 7.18, в). Размеры пружинных колец и канавок для них приведены в табл. 24.20.

Кольца подшипников качения изготовляют по ширине  $b$  (рис. 7.18, а) с довольно широкими отклонениями. Так, при диаметре отверстия свыше 30 до 50 мм допуск на ширину составляет 0,12 мм, а при диаметре свыше 50 до 80 мм — 0,15 мм. Размер  $e$  вала выполняют примерно с такой же точностью. Толщину пружинного кольца  $s$  выполняют с допуском 0,12 мм. Зазор  $z$  между упорным кольцом и подшипником:  $z = e - s - b$ .

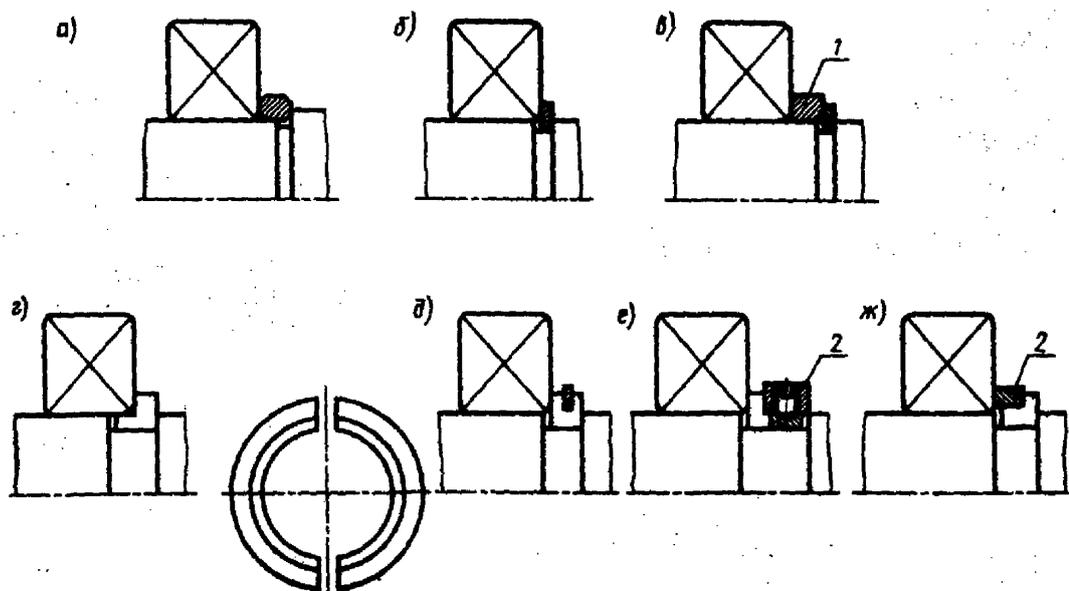


Рис. 7.19

Наличие зазора  $z$ , который для подшипников с диаметром отверстия, например, свыше 50 до 80 мм может колебаться в пределах от 0 до 0,3 мм, является недостатком данного крепления. Для его устранения целесообразно между подшипником и пружинным упорным кольцом  $1$  ставить компенсаторное кольцо  $2$  (рис. 7.18, б). Подбором этого кольца по толщине или дополнительной его обработкой по результатам измерений на сборке зазор сводят к минимуму.

В отверстия пружинных колец (рис. 7.18, б) при их снятии с вала вставляют концы специальных щипцов, которыми кольца разжимают. Толщина пружинных колец небольшая, поэтому щипцы входят в отверстия неглубоко и часто срываются. Во избежание этого на торце кольца  $2$  фрезеруют паз (рис. 7.18, б).

Следует также иметь в виду, что пружинное упорное кольцо выступает над поверхностью вала незначительно. Так, эксцентрическое кольцо перекрывает фаску подшипника лишь по небольшой поверхности (зачернено на рис. 7.18, в). На большей части окружности пружинное плоское кольцо вообще не соприкасается с торцом кольца подшипника, поэтому компенсаторное кольцо не только уменьшает осевой зазор, но и улучшает контакт подшипника с пружинным кольцом.

Фирма «SEEGER» (Германия) и другие применяют лапчатые пружинные кольца (рис. 7.18, г), которые имеют контакт с кольцом подшипника в шести точках. Эта же фирма, как и другие, использует для поджима подшипников к торцу заплечика вала изогнутые пружинные упорные кольца (рис. 7.18, д), исключая необходимость применения других компенсаторов. Компенсирующие способности таких колец характеризуют следующие данные, мм:

$d$	$s$	$m$	$W_6$	$W_1$
40...100	1,75...3,0	3,4...6,3	3,5...6,9	$2,1^{+1,2} \dots 3,3^{+2,4}$

Следует также иметь в виду, что пружинные упорные плоские кольца могут передавать значительные осевые силы. Так, например, при диаметре вала 30 мм допускаемая осевая сила для пружинного упорного плоского кольца составляет 17 кН (табл. 24.20).

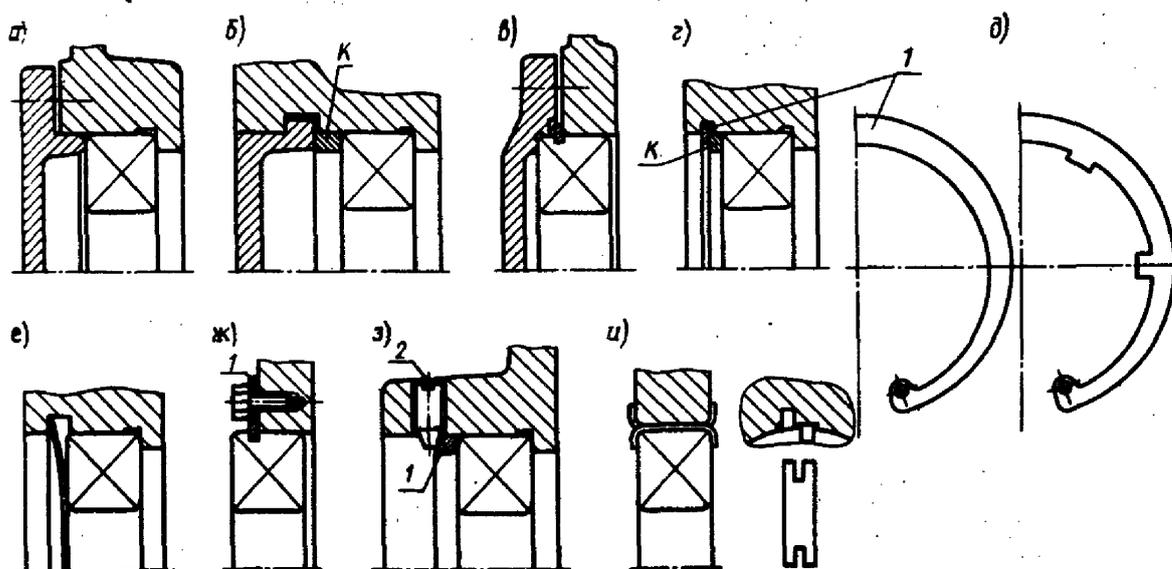


Рис. 7.20

**Создание упорных заплечиков на валу.** Особенностью конструкции подшипника качения является то, что его внутреннее кольцо является весьма податливой деталью. Чтобы внутреннее кольцо было установлено на валу точно, без перекоса, его необходимо поджимать при сборке к заплечику вала или к торцу детали, установленной на валу. Кольцо подшипника должно прилегать к упорному заплечику своей плоской торцевой поверхностью. С одной стороны высота заплечика вала должна быть больше координаты фаски подшипника, с другой — должна быть выбрана с учетом возможности снятия подшипника с вала. Необходимые сведения по выбору высоты заплечика вала приведены выше в 7.5.

Если по каким-либо причинам не удастся создать заплечик вала требуемой высоты, то используют один из следующих вариантов:

- между заплечиком вала и кольцом подшипника ставят промежуточное кольцо необходимой высоты (рис. 7.19, а);
- создают заплечик установкой пружинного упорного плоского кольца в канавку вала (рис. 7.19, б);
- устанавливают дополнительное кольцо 1, улучшающее контракт подшипника с пружинным кольцом (рис. 7.19, в);
- в канавку на валу устанавливают два полукольца Г-образного или прямоугольного сечения, которые от выпадания удерживает внутреннее кольцо подшипника (рис. 7.19, г), пружинное кольцо (рис. 7.19, д), неразъемное кольцо 2 (рис. 7.19, е, ж).

**Крепление подшипников в корпусе.** На рис. 7.20 показаны наиболее распространенные способы крепления подшипников в корпусе.

Широко применяют простой и надежный способ закрепления подшипника в корпусе *крышкой*: привертной (рис. 7.20, а) или закладной (рис. 7.20, б). Наиболее просто крепить подшипники, имеющие канавки на наружном кольце (табл. 24.11). В канавку устанавливают пружинное упорное плоское кольцо (рис. 7.20, в) или два полукольца (рис. 7.20, ж), которые закрепляют на корпусе винтами. Достоинством этих способов является то, что отверстие корпуса не имеет уступа, усложняющего его обработку.

На рис. 7.20, г подшипник закреплен *пружинным упорным плоским кольцом 1*. Размеры пружинных колец и канавок для них приведены в табл. 24.21. Чтобы закрепить кольцо подшипника в корпусе без зазора, между стопорным кольцом и подшипником иногда ставят компенсаторное кольцо К. Для улучшения контакта

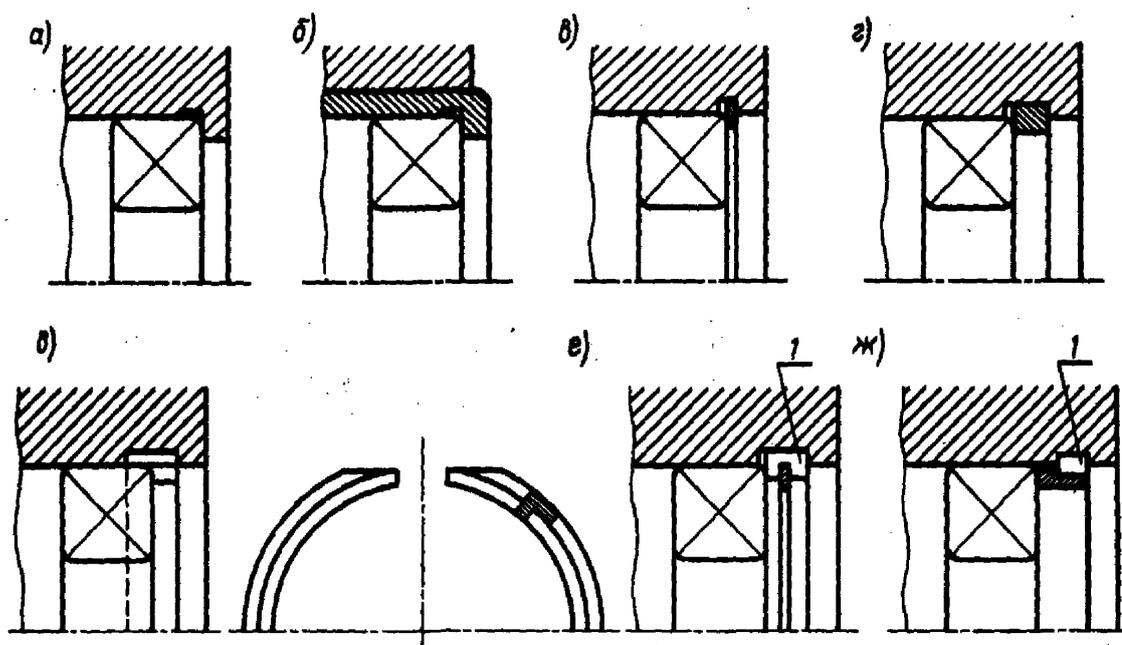


Рис. 7.21

с кольцом подшипника применяют лапчатые пружинные кольца (рис. 7.20, *д*). Компенсатор не нужен, если крепить подшипник пружинным изогнутым стопорным кольцом (рис. 7.20, *е*), поджимающим наружное кольцо подшипника к заплечику корпуса.

На рис. 7.20, *з* показано крепление подшипника в корпусе с помощью трех *установочных винтов* и кольца *1*. Для применения этого способа необходимо иметь возможность расположить три винта равномерно по окружности корпуса. Винты от самоотвинчивая удерживает замковое кольцо *2*.

В легко нагруженных опорах при отсутствии осевых сил применяют крепление с помощью *пластин с разводными концами* (рис. 7.20, *и*). Обычно применяют две пластины, устанавливая их через  $180^\circ$  по окружности. Пластины вводят в осевые канавки на посадочном отверстии корпуса. Концы пластин отгибают попарно на корпус и на наружное кольцо подшипника.

Все рассмотренные способы крепления подшипника в корпусе более или менее равноценны.

*Создание упорных заплечиков в корпусе.* Для точной установки наружные кольца подшипников поджимают к заплечику корпусной детали. По рис. 7.21, *а* упорный заплечик создан непосредственно в корпусе. Однако наличие уступа в отверстии корпусной детали создает определенные трудности при растачивании отверстия. Обработку отверстия корпусной детали можно упростить, если заплечик сделать *в стакане* (рис. 7.21, *б*). Но введение дополнительной трудоемкой и точной детали — стакана — может быть оправдано только в том случае, если стакан позволяет решить какую-либо другую конструкторскую задачу: упрощение сборки, создание самостоятельной сборочной единицы.

Более простым оказывается выполнение заплечика постановкой *пружинного упорного кольца* (рис. 7.21, *в*). Следует иметь в виду, что пружинные кольца могут передавать значительные осевые силы. Так, например, при диаметре отверстия 62 мм допускаемая осевая сила для пружинного упорного плоского кольца составляет 74 кН (табл. 24.21).

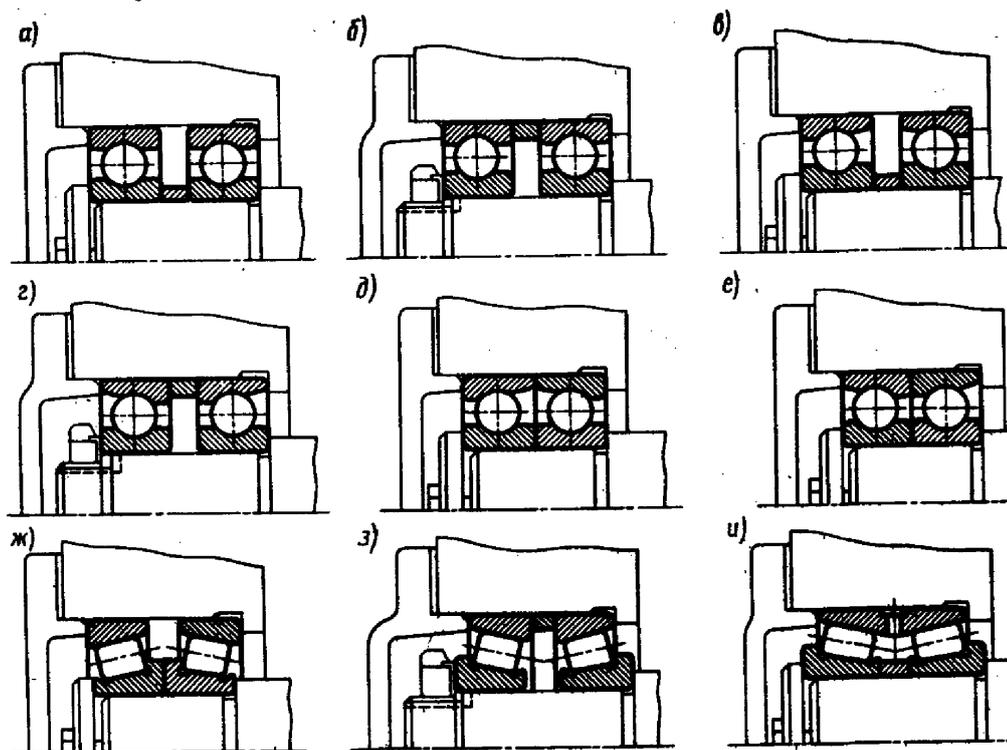


Рис. 7.22

В корпусе с разъемом по оси вала упорный заплечик можно создать *цельным кольцом*, заложенным в канавку отверстия корпуса (рис. 7.21, *г*).

На рис. 7.21, *д* упорный заплечик создан *двумя полукольцами* Г-образного сечения. Полукольца заложены в канавку отверстия корпуса. Скосы на полукольцах делают возможным их установку в канавку отверстия неразъемного корпуса. Наружное кольцо подшипника удерживает полукольца от выпадания. Заплечик по рис. 7.21, *е* создан двумя полукольцами *1*, которые удерживает от выпадания из канавки корпуса пружинное упорное кольцо. Два полукольца *1*, образующие упорный заплечик в варианте рис. 7.21, *ж*, удерживает от выпадания *цельное* кольцо Г-образного сечения.

Все упорные заплечики, выполненные по рис. 7.21, способны воспринимать значительные осевые силы и могут быть применены при любом из способов крепления подшипников, показанных на рис. 7.20.

**Регулирование осевых зазоров в подшипниках.** При фиксировании вала в одной опоре одним подшипником (схема *1а* на рис. 3.9) регулирование не производят. Осевой зазор создан при изготовлении подшипника.

**Фиксирующая опора в схеме 1б.** При осевом фиксировании валов по схеме *1б* (рис. 3.9) в фиксирующих опорах применяют типы подшипников, приведенные на рис. 7.22, *а — и*.

Упорные заплечики на валах и в отверстиях корпусных деталей конструируют по одному из вариантов, показанных на рис. 7.19, 7.20 и 7.21.

Угловая жесткость фиксирующих опор, в которых подшипники расположены по вариантам рис. 7.22, *б, г, е, з*, выше, чем опор с расположением подшипников по вариантам рис. 7.22, *а, в, д, ж*.

**Регулирование осевого зазора в подшипниках.** В некоторых типах подшипников (например, радиальных и радиально-упорных

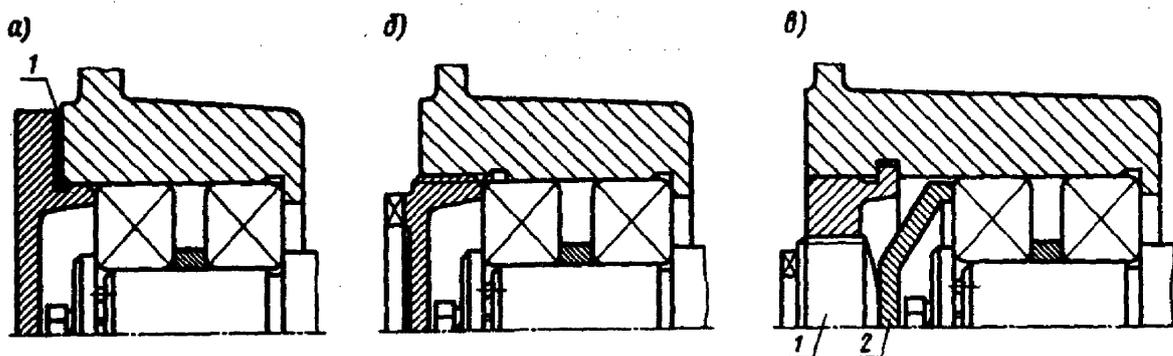


Рис. 7.23

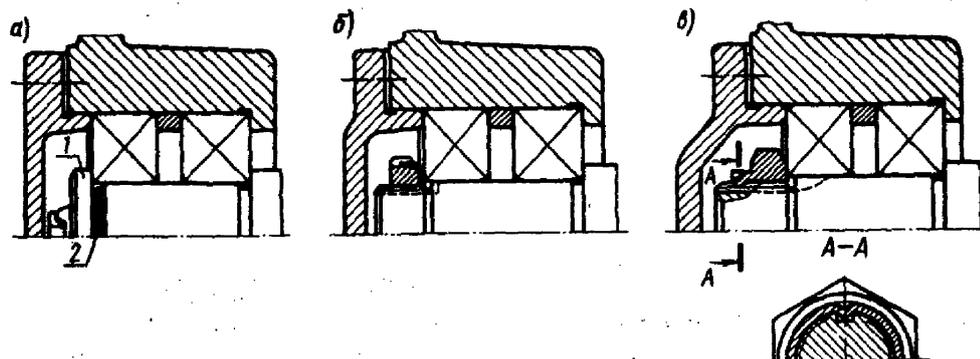


Рис. 7.24

шариковых, радиальных сферических шариковых и роликовых) осевые зазоры между кольцами и телами качения созданы при изготовлении подшипников. В других (конических роликовых) осевые зазоры устанавливают при сборке изделия.

Наличие зазоров в подшипниках обеспечивает легкое вращение вала, а отсутствие их увеличивает сопротивление вращению, но повышает жесткость опор и точность вращения вала, а также улучшает распределение нагрузки между телами качения, повышая несущую способность подшипника.

В изделиях, в которых важно получить высокую жесткость опор или высокую точность вращения (например, шпиндели металлорежущих станков), зазоры в подшипниках устраняют, создавая натяг.

При конструировании подшипникового узла предусматривают различные способы создания в подшипниках зазоров оптимальной величины, а при необходимости и создание так называемого предварительного натяга.

В подшипнике различают радиальный и осевой зазоры, которые связаны между собой определенной зависимостью. При изменении зазора в одном направлении (например, в осевом) изменяется зазор и в другом (радиальном) направлении. Зазоры в подшипниках создают и изменяют при сборке изделия чаще всего осевым смещением колец или (значительно реже) за счет радиальной деформации внутреннего кольца при его посадке на цилиндрическую или конусную поверхность вала.

Регулирование зазоров радиальных или радиально-упорных подшипников фиксирующей опоры в схеме 1б выполняют осевым перемещением наружных или внутренних колец.

*Регулирование подшипников осевым перемещением наружных колец.* На рис. 7.23, а показано регулирование набором прокладок 1, устанавливаемых под фланец крышки подшипников. Для этой цели применяют набор тонких (толщиной  $\sim 0,1$  мм)

металлических прокладок. Удобно также производить регулирование набором прокладок разной толщины. Так, фирма «Тимкен» (США) поставляет для этого следующий комплект прокладок (шт.): толщиной 0,127 мм — 3, толщиной 0,179 мм — 3, толщиной 0,508 мм — 1. Достаточно точную регулировку можно получить составляя набор прокладок из ряда толщин: 0,05; 0,1; 0,2; 0,4; 0,8 мм. Иногда вместо комплекта прокладок регулирование производят двумя полукольцами, которые устанавливают под фланец без снятия крышки.

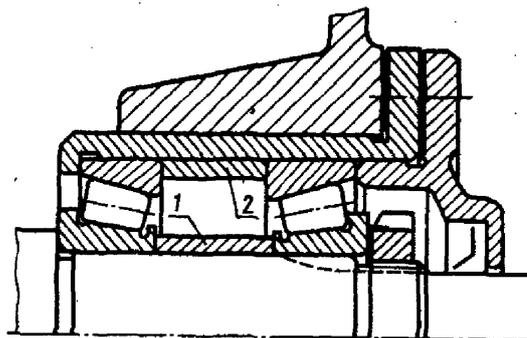


Рис. 7.25

Регулирование подшипников можно производить винтом, вворачиваемым в корпус (рис. 7.23, б). Нужно иметь в виду, что точность базирования подшипника в этом случае оказывается пониженной. Повысить точность базирования можно воздействуя винтом 1 на шайбу 2 (рис. 7.23, в). Шайба самоустанавливается по торцу наружного кольца подшипника благодаря наличию сферической поверхности на торце винта 1. При конструировании шайбу 2 нужно делать жесткой, а диаметр регулировочного винта возможно большего размера. При малых диаметрах винтов наблюдались случаи вырыва винтов из крышки подшипника под действием осевых сил. Точность регулирования по рис. 7.23, в можно повысить уменьшая шаг резьбы. Поэтому в таких конструкциях применяют резьбы с мелким шагом.

**Регулирование подшипников осевым перемещением внутренних колец.** На рис. 7.24, а регулирование подшипников проводят поджимом торцевой шайбы 1. Между торцами вала и шайбы устанавливают набор тонких металлических прокладок 2. Шайбу крепят к торцу вала винтом и стопорят.

На рис. 7.24, б показано регулирование подшипников гайкой. После создания в подшипниках требуемого зазора шлицевую гайку стопорят многолапчатой шайбой. Для этого гайку необходимо установить так, чтобы шлиц на ней совпал по расположению с одним из отгибных выступов-лапок стопорной шайбы. В некоторых случаях выполнение этого условия приводит к нарушению точности регулирования. Такого недостатка лишено регулирование гайкой со специальным кольцевым деформируемым бортиком, рис. 7.24, в. На резьбовом участке вала выполняют два паза (через 180°). После создания в подшипниках требуемого зазора гайку стопорят, вдавливая края деформируемого бортика в пазы вала.

Как показывает практика, ослаблять посадку под перемещаемым при регулировании внутренним кольцом подшипника не требуется. Регулирование подшипника — ответственная операция. Качество регулирования зависит от квалификации сборщика. Подшипники можно легко недотянуть или перетянуть. Поэтому на некоторых заводах опоры требуемой жесткости создают подбором и подшлифовкой распорных колец 1 и 2, которые устанавливают между подшипниками на валу и в корпусе (рис. 7.25). После этого как внутренние, так и внешние кольца подшипников закрепляют на валу и в корпусе. Этот способ очень надежен, но требует точных измерений размеров подшипников и тщательной пригонки колец.

**Плавающие опоры в схемах 1а и 1б.** При осевом фиксировании валов по схемам 1а и 1б (рис. 3.9) в плавающих опорах применяют типы подшипников, представленные на рис. 7.26, а — и. Между торцами наружного кольца подшипника и крышки в плавающей опоре предусматривают зазор *b*. Величину зазора в опорах,

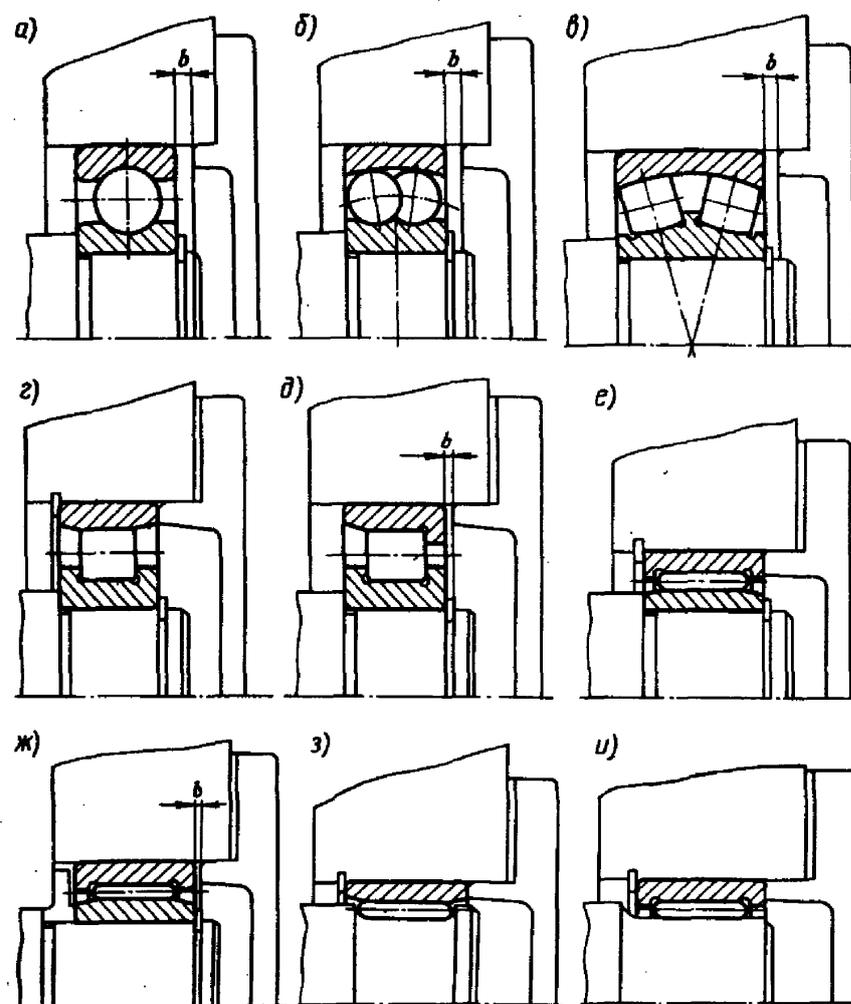


Рис. 7.26

выполненных по рис. 7.26, *a — в*, можно принимать  $b \geq 0,01l$ , где  $l$  — расстояние между торцами колец подшипников, мм (см. рис. 3.9). В опорах, выполненных по рис. 7.26, *д, ж*, зазор принимают равным  $b \approx 0,5—0,8$  мм.

Для крепления колец подшипников на валах или в корпусных деталях можно использовать приемы, которые были приведены на рис. 7.17—7.21.

**Регулирование подшипников.** Жесткость плавающей опоры можно увеличить специальными конструкторскими приемами. На рис. 7.27 приведены плавающие опоры, в которых постоянный натяг обеспечивают установкой колец  $l$  с большим числом пружин, расположенных по окружности.

Фирма «SKF» (Швеция) рекомендует создавать натяг в подшипниках как цилиндрическими, так и тарельчатыми пружинами (рис. 7.27, *a, б*). В последнем случае пружины обеспечивают постоянную силу.

Необходимая радиальная жесткость плавающей опоры в продольно-фрезерном станке (рис. 7.27, *в*) получена деформированием на конусе внутреннего кольца подшипника.

**Регулирование зазоров в подшипниках** проводят *осевым перемещением наружных колец*. На рис. 7.32 показано регулирование набором тонких металлических прокладок 1, устанавливаемых под фланцы привертных крышек подшипников. Для регулирования подшипников набор прокладок можно установить под фланец одной из крышек. Если дополнительно требуется регулировать осевое положение вала, общий набор прокладок разделяют на два, а затем каждый из них устанавливают под фланец соответствующей крышки. Регулирование набором металлических прокладок обеспечивает достаточно вы-

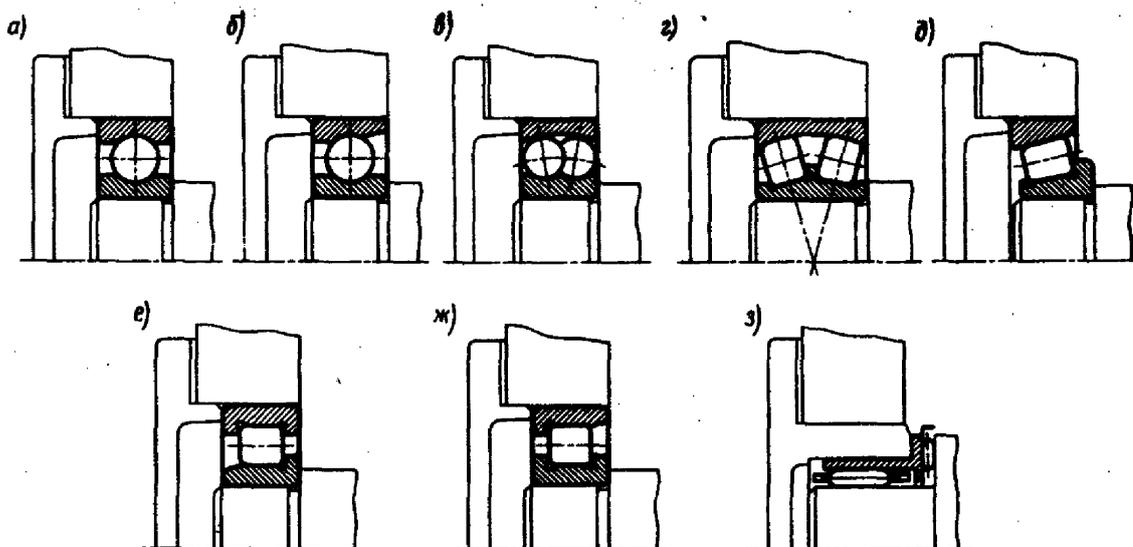


Рис. 7.31

сокую точность, его применяют при установке как радиальных, так и радиально-упорных подшипников.

В случае применения закладных крышек регулирование радиальных подшипников можно выполнять установкой компенсаторного кольца 1 между торцами наружного кольца подшипника и крышки (рис. 7.33, а). Для удобства сборки компенсаторное кольцо нужно устанавливать со стороны глухой крышки подшипника. При установке радиальных шарикоподшипников между торцом наружного кольца подшипника и торцом крышки подшипника оставляют зазор  $a = 0,2 \dots 0,5$  мм для компенсации тепловых деформаций (рис. 7.32 и 7.33, а). Этот зазор на чертежах сборочных единиц, ввиду его незначительности, не показывают.

Регулирование радиально-упорных подшипников при применении закладных крышек выполняют по рис. 7.33, б, воздействуя винтом 1 на самоустанавливающуюся шайбу 2. Для повышения точности регулирования применяют резьбы с мелким шагом. Регулирование радиально-упорных подшипников компенсаторным кольцом по типу рис. 7.33, а трудоемко, и его поэтому применяют очень редко.

При изменении режима работы изделия меняется его температура, а следовательно, зазор в подшипниках и их жесткость. С течением времени выполненное при сборке регулирование подшипников постепенно нарушается вследствие изнашивания и обмятия микронеровностей. Поэтому необходимо периодическое повторное регулирование подшипников.

Более или менее постоянную жесткость опор создает применение упругих элементов (рис. 7.34), компенсирующих износ. Пружины располагают по окружности и устанавливают в кольцах 1 (рис. 7.34, а, б). В подшипнике фирмы «Гаме» (Франция), а также в отечественных подшипниках типа 17000 (рис. 7.34, в) наружное кольцо объединено с кольцом 1. Ширина наружного кольца подшипника увеличена, что повысило точность базирования подшипника по отверстию корпусной детали.

Упругие элементы встраивают в опору, на которую не действует осевая сила (или значение ее невелико). Сила давления пружин должна превосходить в радиально-упорных подшипниках сумму осевой составляющей от радиальной нагрузки и внешней осевой силы.

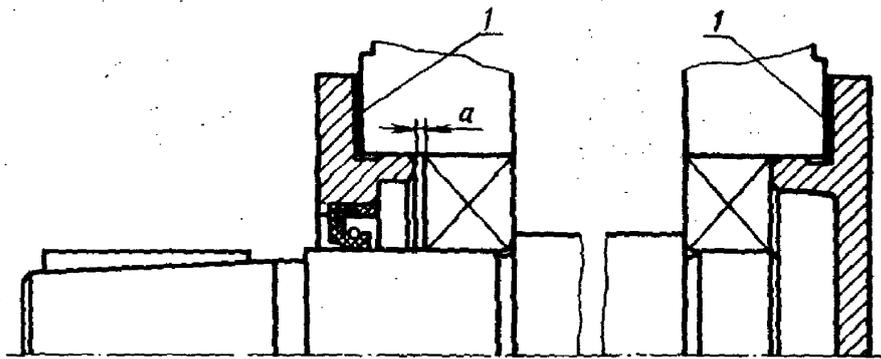


Рис. 7.32

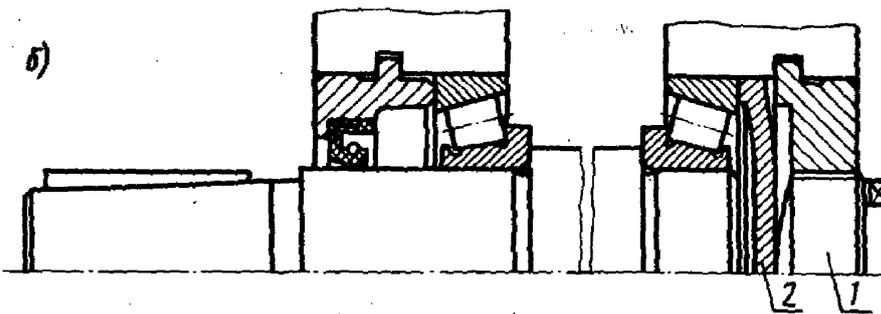
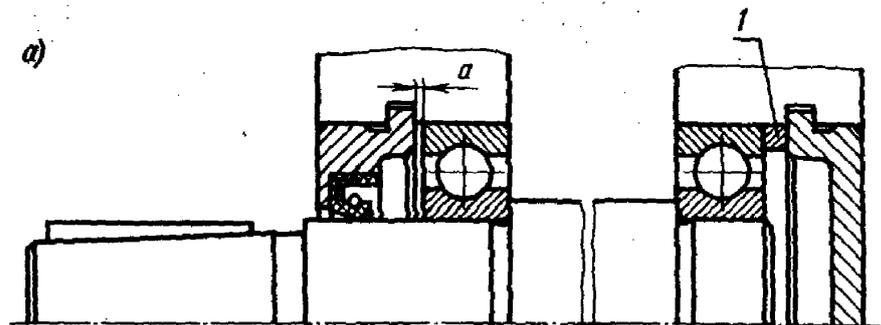


Рис. 7.33

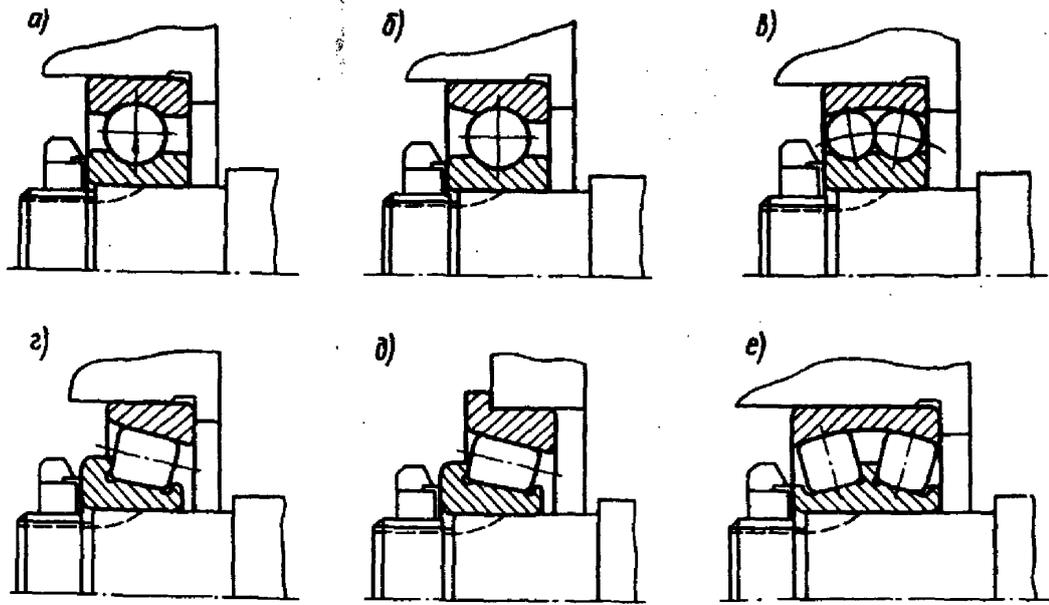


Рис. 7.35

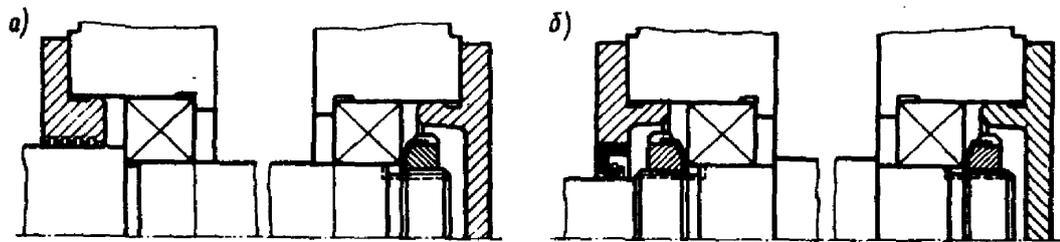


Рис. 7.36

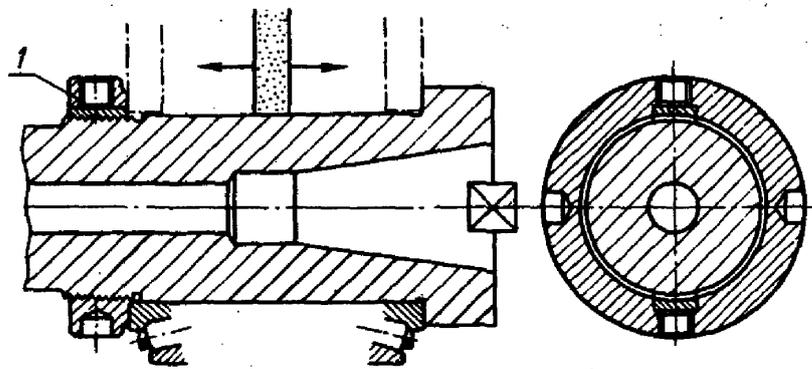


Рис. 7.37

## 7.6. КОНСТРУИРОВАНИЕ ОПОР ВАЛОВ КОНИЧЕСКИХ ШЕСТЕРЕН

Схемы осевого фиксирования валов конических шестерен приведены на рис. 7.39. В узлах конических передач широко применяют консольное закрепление вала-шестерни (рис. 7.39, *a — в*). Конструкция узла в этом случае получается простой, компактной и удобной для сборки и регулирования. Недостаток консольного расположения шестерни — повышенная концентрация нагрузки по длине зуба шестерни. Если шестерню расположить между опорами (рис. 7.39, *г*), то концентрация нагрузки ниже вследствие уменьшения прогиба вала и угла поворота сечения в месте установки конической шестерни, однако выполнение опор по этой схеме приводит к значительному усложнению конструкции корпусных деталей, зубчатого колеса, и поэтому на практике применяют сравнительно редко. Преимущественное применение имеет схема по рис. 7.39, *a* (схема *2б* на рис. 3.9).

Валы конических шестерен короткие, поэтому температурные осевые деформации не играют такой роли, как при длинных валах. Расстояния между

подшипниками сравнительно малы, а силы, действующие на вал и его опоры, велики. Концентрацию нагрузки при консольном расположении шестерни стремятся уменьшить повышением жесткости узла. Повышенные требования к жесткости диктует и необходимая по условиям работы конического зацепления высокая точность осевого положения конической шестерни.

При проектировании узла выбирают направление наклона зубьев и направление вращения шестерни одинаковыми, чтобы осевая сила в зацеплении была направлена от вершины делительного конуса. В конструкциях узлов конических шестерен применяют радиально-упорные подшипники, главным образом конические роликовые, как более грузоподъемные и менее дорогие, обеспечивающие большую жесткость опор. При относительно высоких частотах вращения ( $n > 1500 \text{ мин}^{-1}$ ) для снижения потерь в опорах, а также при необходимости высокой точности вращения применяют более дорогие шариковые радиально-упорные подшипники.

Как уже отмечалось, в силовых конических передачах преимущественное применение находит установка подшипников по схеме «врастяжку» (рис. 7.39, а). Типовая конструкция вала конической шестерни, фиксированного по этой схеме, приведена на рис. 7.40. Силы, действующие в коническом зацеплении, вызывают появление радиальных реакций опор. Радиальную реакцию считают приложенной к валу в точке пересечения его оси с нормальными, проведенными через середины контактных площадок на кольцах подшипника. Обозначим:  $b$  — расстояние между точками приложения реакций;  $a$  — размер консоли;  $d$  — диаметр вала в месте установки подшипника;  $l$  — расстояние до вершины делительного конуса (см. рис. 3.2). При конструировании следует принимать:  $d \geq 1,3a$ ; в качестве  $b$  — большее из двух  $b \approx 2,5a$  или  $b \approx 0,6l$ . Конструктор стремится получить размер  $a$  минимальным для уменьшения изгибающего момента, действующего на вал. После того как определен этот размер, по приведенным соотношениям принимают расстояние  $b$ . При этом узел получается весьма компактным.

Подшипник, расположенный ближе к конической шестерне, нагружен большей радиальной силой и, кроме того, воспринимает и осевую силу. Поэтому в ряде конструкций этот подшипник имеет больший диаметр отверстия внутреннего кольца.

Типовая конструкция вала конической шестерни, фиксированного по схеме «враспор» (рис. 7.39, б), приведена на рис. 7.41. Эта схема установки подшипников при соблюдении необходимого по условиям жесткости соотношения между  $b$  и  $a$  имеет значительные размеры узла в осевом направлении. Применять ее в силовых передачах не рекомендуют.

Конструкция вала конической шестерни, фиксированного по схеме рис. 7.39, в, показана на рис. 7.42. Для удобства регулирования осевого положения шестерни фиксирующая опора заключена в стакан. Ближний к шестерне подшипник установлен непосредственно в отверстии корпуса. Это повышает точность радиального положения шестерни.

При расположении конической шестерни между опорами по схеме рис. 7.39, г плавающую опору можно размещать в стакане (рис. 7.43). Недостатком конструкций, выполненных по этой схеме, является усложнение формы сопряженного с шестерней конического колеса.

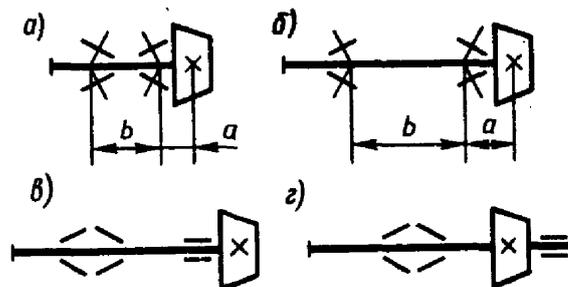


Рис. 7.39

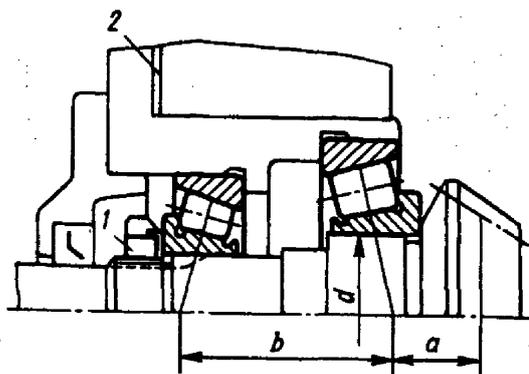


Рис. 7.40

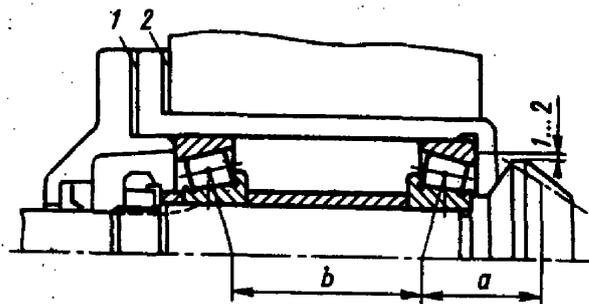


Рис. 7.41

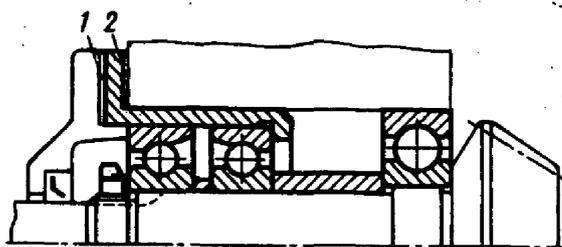


Рис. 7.42

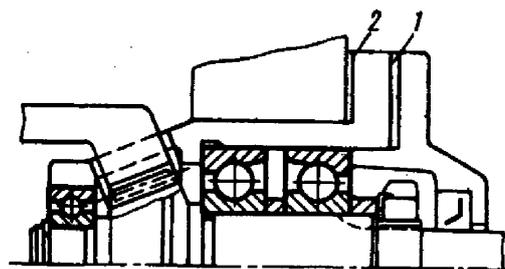


Рис. 7.43

При конструировании узлов валов конических шестерен предусматривают регулирование зазоров подшипников фиксирующих опор и регулирование конического зацепления (осевого положения вала-шестерни).

По рис. 7.40 зазоры в подшипниках регулируют круглой шлицевой гайкой 1. осевое положение вала-шестерни — набором тонких металлических прокладок 2. По рис. 7.41—7.43 регулирование зазоров в подшипниках осуществляют набором прокладок 1, а зацепления — набором прокладок 2.

С целью обеспечения возможности применения стандартного (ГОСТ 16984—79) ключа для завинчивания круглая шлицевая гайка должна быть вынесена за пределы фланца стакана (рис. 7.43), что увеличивает осевые размеры узла и усложняет форму крышки подшипника. При применении нестандартного ключа эти недостатки можно устранить (рис. 7.40—7.42).

Примеры конструктивного оформления узлов валов конических шестерен приведены также в гл. 12 (рис. 12.5—12.9).

## 7.7. КОНСТРУИРОВАНИЕ ОПОР ВАЛОВ-ЧЕРВЯКОВ

Схемы осевого фиксирования валов-червяков приведены на рис. 7.44. Фиксирование от осевых смещений по схеме «враспор» (рис. 7.44, а; рис. 7.45) применяют при ожидаемой разности температур червяка и корпуса до  $20^{\circ}\text{C}$  и относительно коротких валах. Так, при установке вала  $d = 30 \dots 50$  мм на шариковых

радиально-упорных подшипниках отношение  $l/d$  не более 8, на конических роликовых  $l/d$  не более 6.

Так как на червяк действует значительная осевая сила, то в опорах устанавливают радиально-упорные подшипники. Преи-

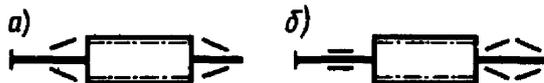


Рис. 7.44

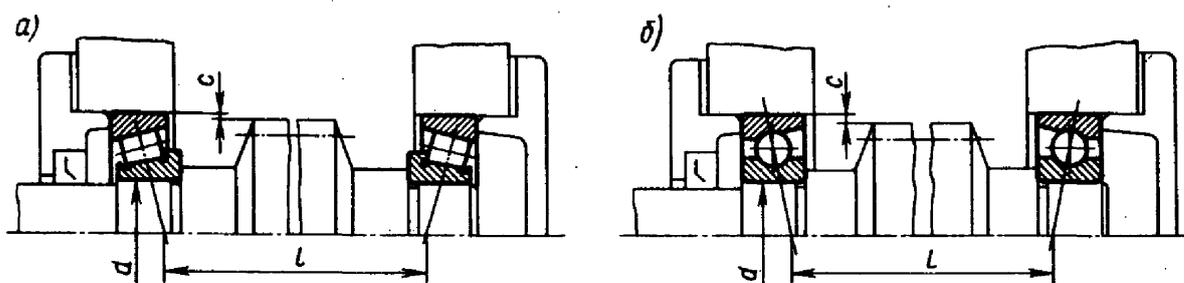


Рис. 7.45

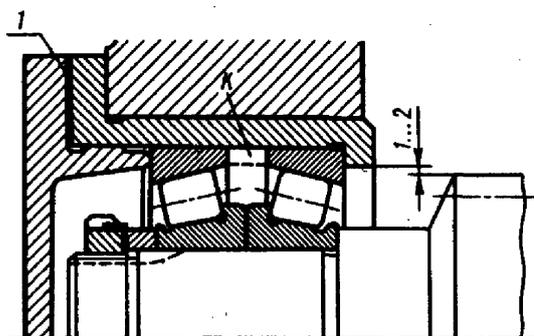


Рис. 7.46

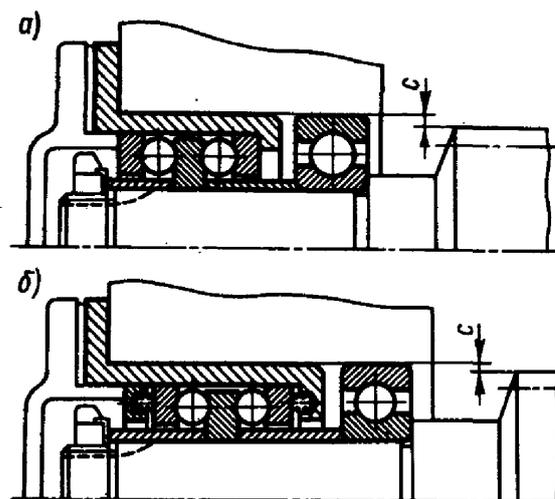


Рис. 7.47

мощественно применяют конические роликовые подшипники (рис. 7.45, а). Шариковые радиально-упорные подшипники применяют при длительной непрерывной работе передачи с целью уменьшения потерь мощности и тепловыделения в опорах, а также для снижения требований к точности изготовления деталей узла (рис. 7.45, б). Однако размеры опор, выполненных с применением радиально-упорных шарикоподшипников, вследствие их меньшей грузоподъемности, больше, чем при конических роликоподшипниках. Поэтому окончательный выбор опор вала червяка иногда делают после сравнительных расчетов и прочерчиваний. Следует иметь в виду, что по схеме «враспор» не рекомендуют устанавливать радиально-упорные подшипники с большим углом контакта ( $\alpha > 18^\circ$ ). При необходимости применения таких подшипников, а также при больших ожидаемых температурных деформациях вала для закрепления в корпусе вала-червяка используют схему с одной фиксирующей и одной плавающей опорами (схема по рис. 7.44, б).

На рис. 7.46 показан наиболее распространенный вариант выполнения фиксирующей опоры вала-червяка. Вследствие большой осевой силы, действующей на вал червяка, в фиксирующей опоре применяют радиально-упорные подшипники: конические роликовые или шариковые с большим углом контакта. Так как радиально-упорные однорядные подшипники воспринимают осевую силу только одного направления, то для фиксации вала в обоих направлениях в фиксирующей опоре устанавливают два таких подшипника.

Зазоры в подшипниках фиксирующей опоры регулируют набором тонких

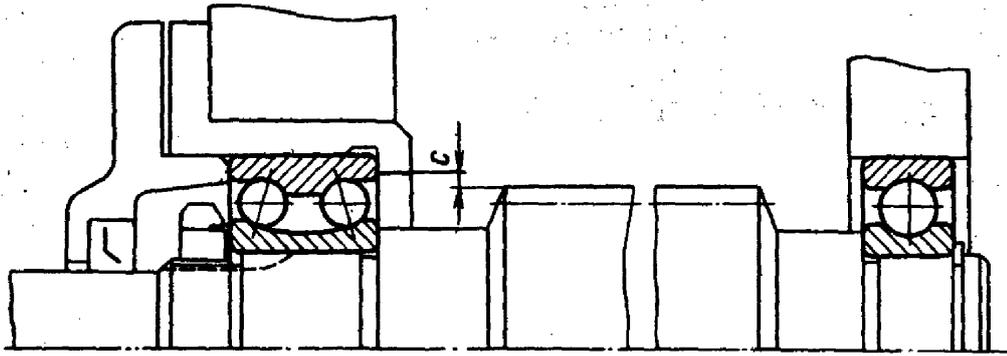


Рис. 7.48

металлических прокладок *1*, которые ставят под фланец крышки подшипника. Вместо регулировочных прокладок иногда между наружными кольцами подшипников устанавливают точно пригнанное по длине кольцо *К* (на рис. 7.46 показано штриховой линией).

Конструктивные исполнения фиксирующей опоры вала-червяка приведены также в гл. 12 (рис. 12.13).

При значительных осевых нагрузках в фиксирующей опоре применяют шариковый упорный двойной подшипник в комбинации с радиальным. Некоторые конструкции таких опор приведены на рис. 7.47, *а, б*. Установка упорных подшипников на горизонтальных валах нежелательна по следующей причине. Осевая сила нагружает одно из крайних колец и разгружает другое. В контакте с разгруженным кольцом под действием сил инерции (гироскопический эффект) шарики проскальзывают. Это приводит к повышенному нагреву подшипника и к более быстрому его разрушению. Чтобы избежать повышенного проскальзывания, кольца упорных подшипников поджимают пружинами (рис. 7.47, *б*).

Осевую фиксацию по схеме *1а* (см. рис. 3.9) применяют редко. На рис. 7.48 показана конструкция опор вала-червяка, разработанная фирмой «SKF». В фиксирующей опоре применен очень сложный в изготовлении и дорогой шариковый радиально-упорный двухрядный подшипник.

Чтобы комплект вала-червяка вместе с подшипниками можно было вставить в стакан или в корпус, предусматривают зазор  $C \geq 1...2$  мм (рис. 7.47, 7.48).

## 7.8. ОПОРЫ ПЛАВАЮЩИХ ВАЛОВ

Плавающими называют валы, обе опоры которых плавающие. В этом случае обеспечена возможность самоустановки плавающего вала относительно другого вала, зафиксированного от осевых перемещений. Такая самоустановка необходима, например, в шевронных или косозубых зубчатых передачах, представляющих собой разделенный шеврон. При изготовлении колес таких передач неизбежна погрешность углового расположения зуба одного полушеврона относительно зуба другого полушеврона. Из-за этой погрешности первоначально в зацепление входят зубья только одного полушеврона. Возникающая в зацеплении осевая сила стремится сместить колесо вместе с валом вдоль оси вала. Если позволяют опоры, то вал перемещается в такое положение, при котором в зацепление входят зубья обоих полушевров, а осевые силы, возникающие в них, уравновешены.

Осевую фиксацию вала в этом случае осуществляют не в опорах, а зубьями шевронных колес.

В качестве опор плавающих валов применяют радиальные подшипники. Чаще всего используют подшипники с короткими цилиндрическими роликами. Наиболее распространены следующие конструктивные схемы (рис. 7.49).

**Схема по рис. 7.49, а.** Внутренние кольца подшипников закреплены на валу, а наружные в корпусе. Осевое плавание вала обеспечивают тем, что внутренние кольца подшипников с комплектом роликов могут смещаться в осевом направлении относительно неподвижных наружных колец (см. табл. 24.13). Осевое плавание вала происходит в процессе его вращения. При этом сила, необходимая для его перемещения, очень мала, что является достоинством этой схемы.

**Недостатки схемы:**

- необходимость применения очень жестких валов и обеспечения высокой степени соосности посадочных поверхностей вала и корпуса вследствие высокой чувствительности таких подшипников к перекосам колец;

- возможность значительного начального (после сборки) осевого смещения  $S$  колец, которое ничем в дальнейшем не компенсируется. Вызывают это смещение погрешности размеров  $l$ ;  $L$ ;  $b_1$  и  $b_2$ , а также то, что осевое положение вала зависит от осевого положения зацепляющихся колес, которое случайно и имеет большой разброс по величине;

- необходимость сравнительно точного изготовления деталей по размерам  $L$  и  $l$ . Эти размеры, как видно из рис. 7.49, а, вместе с другими размерами образуют размерную цепь. Погрешности при изготовлении деталей по этим размерам приводят к осевому смещению колец подшипников;

- необходимость создания упора в отверстиях корпуса, что несколько усложняет их обработку.

**Схема по рис. 7.49, б.** Наружные кольца имеют некоторую свободу осевого перемещения. Перемещение внутрь корпуса ограничено бортами обоих колец подшипников, в сторону крышек подшипников — зазором  $z$ . Значение зазора  $z = 0,5 \dots 0,8$  мм зависит от размеров узла и точности изготовления зубьев сопряженных шевронных колес, точности их сборки.

При осевом плавании вала внутренние кольца подшипников с комплектами роликов смещаются относительно наружных колец (см. табл. 24.14). В начальный момент осевого плавания вала ролики подшипников смещают наружные кольца на некоторую величину в сторону крышек, кольца находят таким образом свое положение и в дальнейшем остаются неподвижными.

**Достоинства этой схемы:**

- легкое плавание вала при небольшой осевой силе;
- возможность регулирования начальной величины  $S$  осевого смещения

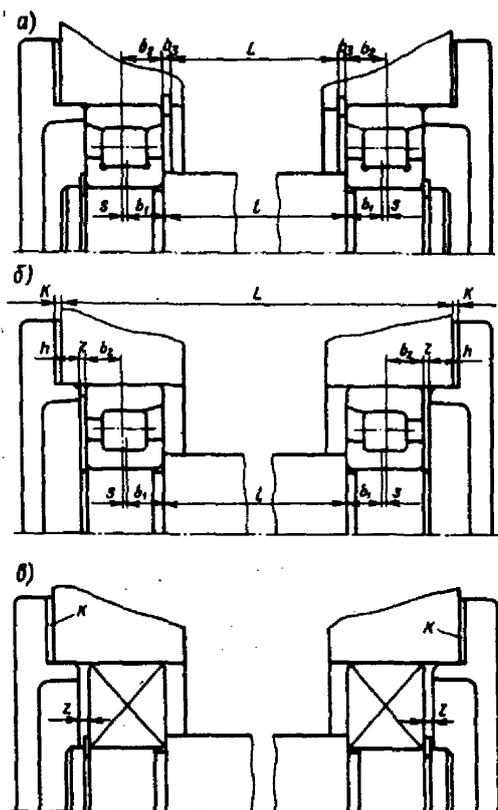


Рис. 7.49

колец до минимума. Этого достигают подбором компенсаторных прокладок  $K$ , устанавливаемых под фланцы обеих крышек подшипников;

— изготовление деталей по размерам  $l$ ,  $L$  и  $h$  по свободным допускам (например, 14-го качества). Возможные накопленные погрешности устраняют компенсаторными прокладками  $K$ ;

— отсутствие упоров для наружных колец подшипников в отверстиях корпуса, что облегчает их обработку.

Недостатком данной схемы, как и предыдущей, является ее применимость только при жестких валах и высокой точности изготовления как валов, так и отверстий корпуса.

Примеры конструктивного оформления узлов по схемам рис. 7.49, *а*, *б* представлены ниже (см. рис. 12.4).

Схема по рис. 7.49, *в*. В опорах применяют радиальные шариковые однорядные, шариковые или роликовые двухрядные сферические подшипники. Выбор того или другого типа подшипника определяют требуемые грузоподъемность и жесткость вала.

Внутренние кольца подшипников закреплены на валу, наружные свободны и могут перемещаться вдоль отверстий корпуса. Величина перемещения ограничена зазорами  $z$ , которые устанавливают при сборке подбором компенсаторных прокладок  $K$ . Осевое плавание вала, если оно по величине не более осевого зазора в подшипниках, происходит за счет этого зазора относительно неподвижных наружных колец подшипников. Если осевое перемещение вала превосходит осевой зазор в подшипниках, то при плавании вала наружные кольца подшипников скользят в отверстиях корпуса, что приводит к изнашиванию поверхности отверстий. Для уменьшения изнашивания иногда в отверстия корпуса ставят стальные закаленные втулки.

Достоинство схемы — возможность ее применения при нежестких валах и при невысокой степени соосности посадочных поверхностей вала и корпуса. К достоинствам можно отнести также отсутствие упоров для наружных колец подшипников в отверстиях корпуса.

Недостатки схемы: наличие трения скольжения наружных колец подшипников по отверстиям корпуса; необходимость приложения значительной осевой силы для осуществления плавания вала; введение стальных закаленных втулок удорожает опоры и снижает точность базирования вала.

## 7.9. ОПОРЫ СООСНО РАСПОЛОЖЕННЫХ ВАЛОВ

Такие опоры выполняют, например, в соосном двухступенчатом цилиндрическом редукторе рис. 7.50, а также в многопоточных передачах. При этом на внутренней стенке корпуса рядом располагают разные по габаритам подшипники соосных валов 1 и 2. Один из них является опорой быстроходного, а другой тихоходного вала. Сами валы фиксируют, как правило, по схеме «враспор». На рис. 7.51 показаны варианты выполнения опоры соосно расположенных валов (выносной элемент I, рис. 7.50).

На рис. 7.51, *а* отверстия под подшипники выполняют непосредственно во внутренней стенке корпуса. Обработку отверстий ведут с двух сторон, образуя заплечики для подшипников в обоих отверстиях. Это создает определенные трудности при обработке. Однако при таком исполнении может быть достигнута наиболее высокая точность установки подшипников.

Расточку отверстия можно упростить, если выполнять его сквозным диаметром  $D_2$  (по наружному диаметру большего подшипника, рис. 7.51, б). Но для установки подшипника с меньшим наружным диаметром  $D_1$  применяют дополнительную деталь — кольцо 3. Кольцо фиксируют кольцевым выступом на наружной поверхности, входящим в канавку разъемного корпуса. Подшипники доводят до упора в торцовые поверхности кольца 3, поэтому точность изготовления кольца должна быть высокой. Таким образом, некоторое упрощение расточки отверстия достигают применением кольца 3, выполнением канавки в корпусе и необходимым применением съемной крышки во внутренней стенке корпуса.

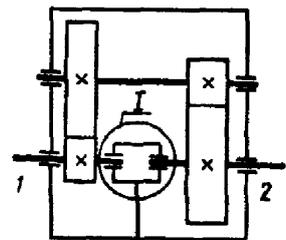


Рис. 7.50

В исполнении по рис. 7.51, в кольцо 3 не имеет фиксирующего выступа, а следовательно, не требуется и канавки для него в корпусе. Конструкция кольца проще, обработка отверстия корпуса также проще. Но при этом валы 1 и 2 образуют общую систему. Регулирование осевого зазора для четырех подшипников обоих валов проводят сразу. Осевые силы, действующие на одном валу, нагружают подшипники другого вала, что является основным недостатком этого исполнения.

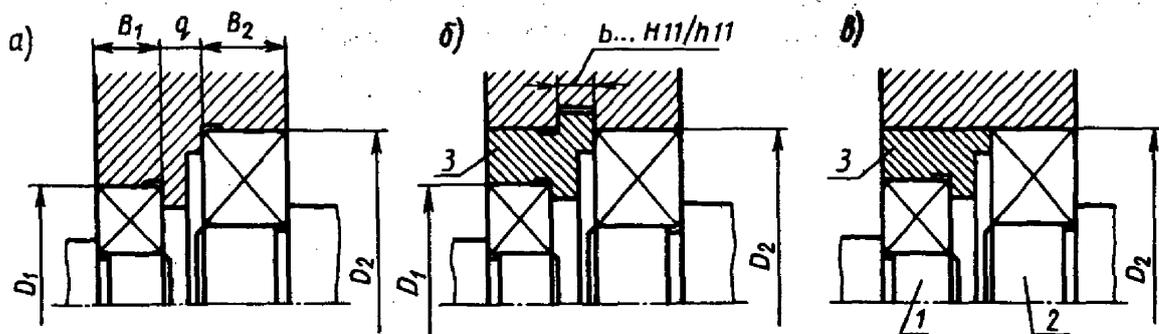


Рис. 7.51

При выборе варианта исполнения можно руководствоваться следующим:

— при исполнении по варианту рис. 7.51, а точность базирования выше, так как здесь нет дополнительной детали со своими погрешностями и нет дополнительных сопряжений ее с корпусом;

— при постановке кольца 3 в случае применения в опорах радиальных шариковых подшипников вариант по рис. 7.51, в следует предпочесть варианту по рис. 7.51, б как более простой и экономичный. Само собой разумеется, что при подборе подшипников следует учитывать осевые силы, действующие как на вал 1, так и на вал 2.

В радиально-упорных подшипниках от радиальных нагрузок возникают осевые силы, дополнительно нагружающие подшипники. Поэтому в случае применения в опорах валов таких подшипников надо расчетом определить, не будут ли подшипники вала 1 перегружены осевыми силами, действующими со стороны подшипников вала 2. При благоприятном результате расчета опоры валов следует проектировать по рис. 7.51, в. Если же осевые силы со стороны вала 2 вызывают чрезмерное увеличение размера подшипников вала 1, опоры валов следует проектировать по рис. 7.51, б.

## 7.11. КОНСТРУКТИВНОЕ ОФОРМЛЕНИЕ ПОСАДОЧНЫХ МЕСТ

Шероховатость посадочных поверхностей в местах установки подшипников на валу и в корпусе должна соответствовать по ГОСТ 2789—73  $Ra = 1,25 \dots 3,2$  мкм. Такую шероховатость целесообразно получать шлифованием. Для выхода шлифовальных кругов выполняют канавку: по рис. 7.53, *а, б* — при шлифовании поверхности вала; по рис. 7.53, *в* — при шлифовании отверстия в корпусе. Размеры канавок (мм) приведены в табл. 7.8.

Таблица 7.8

$d$	$b$	$h$	$R$	$R_1$
св. 10 до 50	3	0,25	1,0	0,5
св. 50 до 100	5	0,5	1,6	0,5
св. 100	8	0,5	2,0	1,0

При высокой напряженности вала переходную поверхность выполняют галтелью постоянного радиуса (рис. 7.54). Радиус  $r_1$  галтели принимают меньше координаты фаски  $r$  кольца подшипника:

$r$ , мм . . . . .	1,0	1,5	2,0	2,5	3,0	3,5
$r_{\max}$ , мм . . . . .	0,6	1,	1	1,5	2	2

В подшипниковом узле контакт смежных с подшипником деталей необходимо предусматривать только по торцам подшипниковых колец, на высоте заплечика. Другие поверхности смежных деталей должны отстоять от торцов колец для всех типов подшипников (кроме конических роликовых) не менее чем на 2—3 мм (размер  $a$  на рис. 7.55).

Особенностью конструкции конического роликового подшипника является то, что сепаратор выступает за пределы наружного кольца на величины « $m$ » и « $n$ », рис. 7.56, *а*. Это следует учитывать при установке смежных с подшипниками деталей, например, шлицевых гаек (рис. 7.56, *б*) или при установке двух рядом расположенных подшипников (рис. 7.56, *в*). Смежная деталь должна отстоять от торца наружного кольца конического роликоподшипника на  $b = 4 \dots 6$  мм. Чтобы

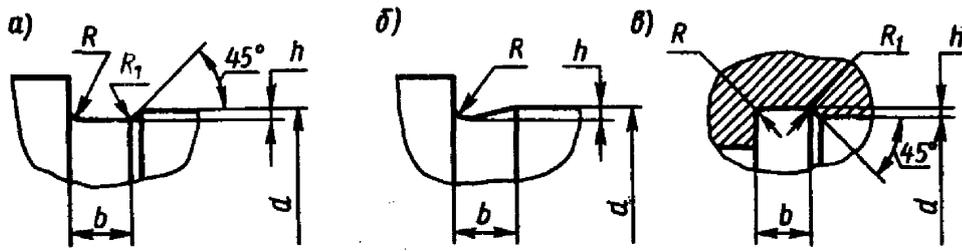


Рис. 7.53

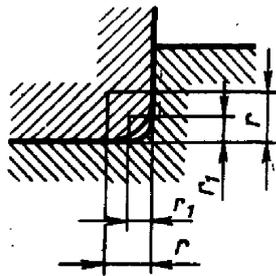


Рис. 7.54

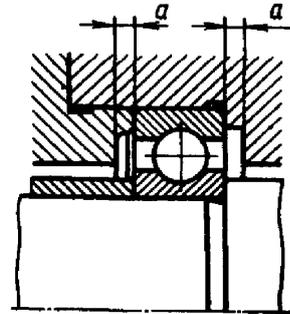


Рис. 7.55

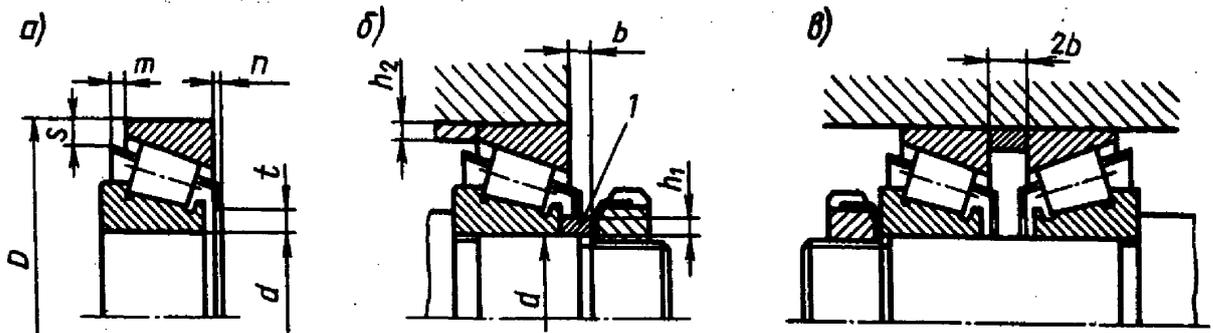


Рис. 7.56

цилиндрические поверхности смежных деталей не касались сепаратора, высоты  $h_1$  и  $h_2$  не должны превышать значений:

$$h_1 = 0,1(D-d); h_2 = 0,05(D-d).$$

Именно поэтому в очень распространенном креплении конического подшипника круглой шлицевой гайкой (рис. 7.56, б) между торцами внутреннего кольца подшипника и гайки устанавливают дистанционное кольцо 1. Примерно половиной своей длины кольцо 1 заходит на вал диаметром  $d$ , выполненным под установку подшипника, а оставшейся длиной перекрывает канавку для выхода инструмента при нарезании резьбы.

По результатам разработки эскизного проекта были вычерчены контуры зубчатых или червячных колес и червяков. Следующим шагом является конструктивная отработка их формы.

### 5.1. ЦИЛИНДРИЧЕСКИЕ ЗУБЧАТЫЕ КОЛЕСА ВНЕШНЕГО ЗАЦЕПЛЕНИЯ

Форма зубчатого колеса может быть плоской (рис. 5.1, а, б) или с выступающей ступицей (рис. 5.1, в). Значительно реже (в одноступенчатых редукторах) колеса делают со ступицей, выступающей в обе стороны.

На рис. 5.1 показаны простейшие формы колес, изготавливаемых в *единичном и мелкосерийном производстве*. При небольших диаметрах колес их изготавливают из прутка, а при больших — заготовки получают свободной ковкой с последующей токарной обработкой. Чтобы уменьшить объем точной обработки резанием,

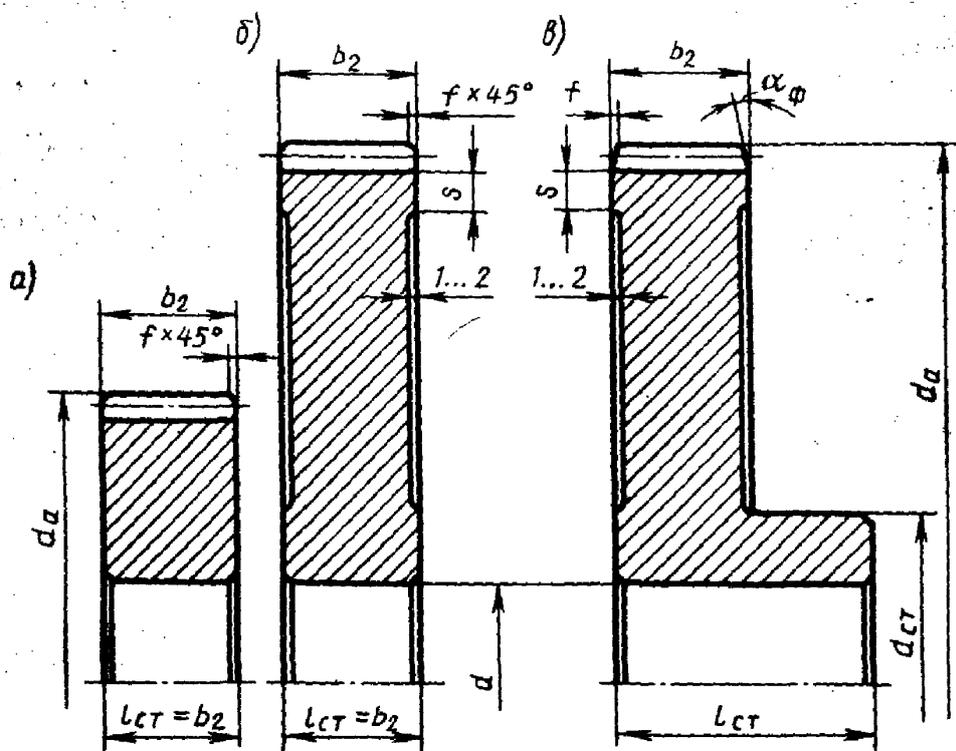


Рис. 5.1

и червяков.

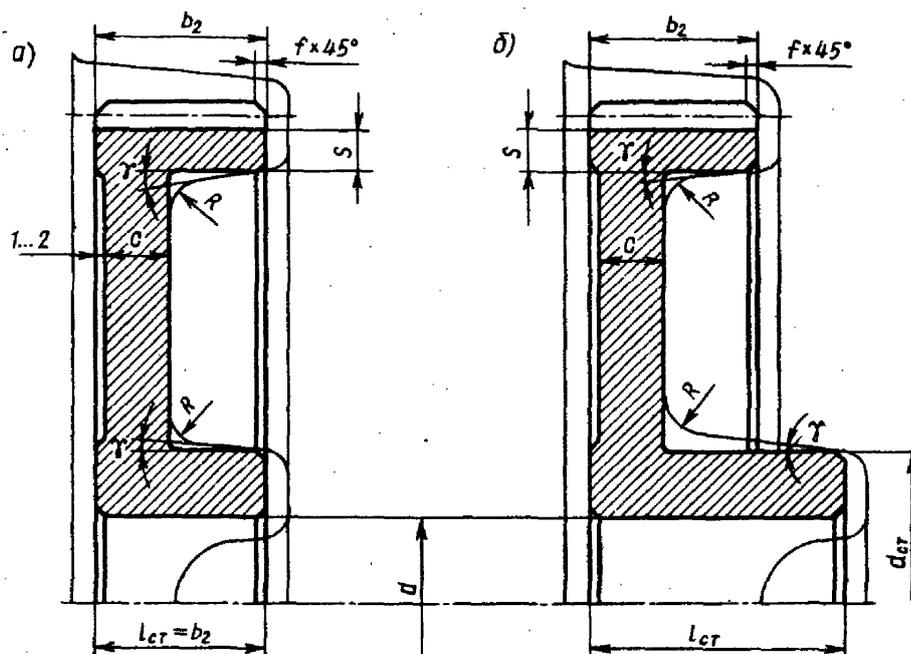


Рис. 5.2

на дисках колес выполняют выточки (рис. 5.1, б, в). При диаметре  $d_a < 80$  мм эти выточки, как правило, не делают (рис. 5.1, а).

Длину  $l_{ст}$  посадочного отверстия колеса желательно принимать равной или больше ширины  $b_2$  зубчатого венца ( $l_{ст} \geq b_2$ ). Принятую длину ступицы согласуют с расчетной (см. расчет соединения шлицевого, с натягом или шпоночного, выбранного для передачи вращающего момента с колеса на вал) и с диаметром посадочного отверстия  $d$ .

$$l_{ст} = (0,8 \dots 1,5)d, \text{ обычно } l_{ст} = (1,0 \dots 1,2)d.$$

При  $l_{ст} > b_2$  выступающую часть ступицы располагают по направлению действия осевой силы  $F_a$  в зацеплении.

Диаметр  $d_{ст}$  назначают в зависимости от материала ступицы: для стали  $d_{ст} = (1,5 \dots 1,55)d$ ; чугуна  $d_{ст} = (1,55 \dots 1,6)d$ ; легких сплавов  $d_{ст} = (1,6 \dots 1,7)d$ ; меньшие значения для шлицевого соединения колеса с валом, большие — для шпоночного и соединения с натягом.

Ширину  $S$  торцов зубчатого венца принимают:

$$S = 2,2m + 0,05b_2,$$

где  $m$  — модуль зацепления, мм.

На торцах зубчатого венца (зубьях и углах обода) выполняют фаски:  $f = (0,5 \dots 0,6)m$ , которые округляют до стандартного значения (см. ниже).

На прямозубых зубчатых колесах фаску выполняют под углом  $\alpha_{ф} = 45^\circ$ , на косозубых и шевронных колесах при твердости рабочих поверхностей менее 350 НВ — под углом  $\alpha_{ф} = 45^\circ$  (рис. 5.1, а, б), а при более высокой твердости —  $\alpha_{ф} = 15 \dots 20^\circ$  (рис. 5.1, в).

Острые кромки на торцах ступицы также притупляют фасками, размеры которых принимают:

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

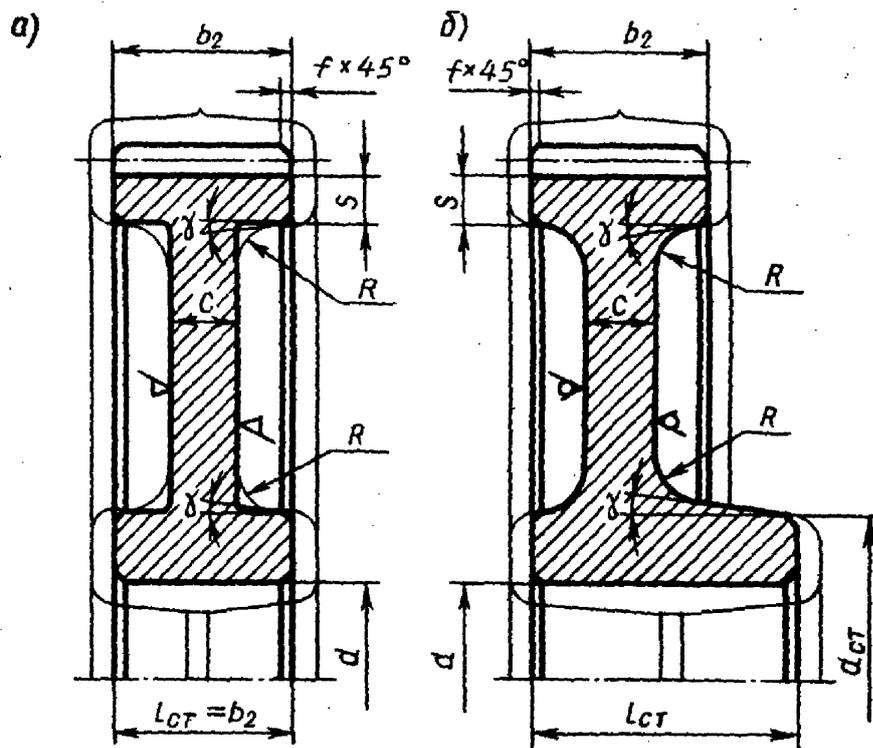


Рис. 5.3

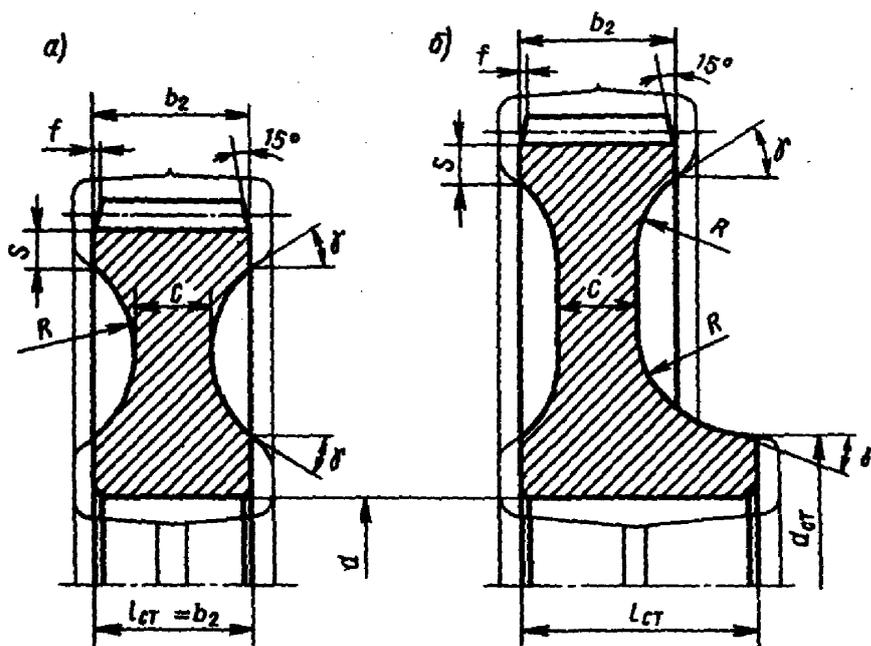


Рис. 5.4

При серийном производстве заготовки колес получают из прутка свободной ковкой, а также ковкой в штампах. При годовом объеме выпуска колес более 50 шт. экономически оправдана ковка в простейших односторонних подкладных штампах. Форму зубчатых колес в этом случае проектируют по типу, показанному на рис. 5.2, а, б.

При годовом объеме выпуска более 100 шт. применяют двусторонние штампы. Форму зубчатых колес в этом случае проектируют по рис. 5.3, а, б. Тонкими

линиями показана заготовка колеса после штамповки. Для свободной выемки заготовок из штампа принимают значения штамповочных уклонов  $\gamma \geq 7^\circ$  и радиусов закруглений  $R \geq 6$  мм.

Толщина диска

$$C \approx 0,5(S + S_{ст}) \geq 0,25b_2, \text{ где } S_{ст} = 0,5(d_{ст} - d).$$

Для уменьшения влияния термической обработки на точность геометрической формы зубчатые колеса делают массивными:  $C = (0,35 \dots 0,4)b_2$ .

Условия пластического деформирования металла при штамповке улучшены, если выемки в дисках колес выполнять по рис. 5.4. Радиусы закруглений принимают  $R \geq 20$  мм, а штамповочные уклоны  $\gamma \geq 12^\circ$ .

В зависимости от соотношения размеров колес выемки в дисках оформляют одной дугой радиуса  $R$  (рис. 5.4, а) или двумя дугами и отрезком прямой (рис. 5.4, б). Толщина диска в этом случае  $C \approx 0,5b_2$ .

В автомобилестроении и авиационном строении колеса делают с более тонким диском ( $C = 0,25b_2$ ); в диске выполняют 4...6 отверстий большого диаметра, радиусы закруглений принимают минимальными. Зубчатые колеса, вращающиеся с относительно высокой частотой ( $n \geq 1000$  мин<sup>-1</sup>), обрабатывают кругом (рис. 5.3, а) и балансируют путем высверливания отверстий на торцах обода.

Базовыми поверхностями при нарезании зубьев являются поверхность центрального отверстия и торцы зубчатого венца. На рис. 5.5, а показана схема базирования колеса при нарезании зубьев. Производительность возрастает при нарезании зубьев в «пакете» из двух колес и более (рис. 5.5, б). Чтобы обеспечить соприкосновение торцов зубчатых венцов, следует занижать торцы ступиц или отоваривать в технологии, что торец ступицы не должен выступать за торец венца.

Шевронные зубчатые колеса (рис. 5.6, а...в) отличаются от других цилиндрических увеличенной шириной. Наиболее часто шевронные колеса изготавливают с канавкой посередине, предназначенной для выхода червячной фрезы, нарезающей зубья. Ширину  $a$  канавки определяют по диаметру фрезы в зависимости от модуля  $m$ :

$m$ , мм	2	2,5	3	3,5	4	5	6	7	8	10
$a$ , мм	32	38	42	48	53	60	67	75	85	100

Размеры (мм) остальных конструктивных элементов шевронных колес:

$$l_{ст} = b_2 + a; C = (0,3 \dots 0,35)(b_2 + a); S = 2,2m + 0,05(b_2 + a);$$

$$h = 2,5m; S_6 \approx 6m; S_0 = (1,0 \dots 1,1)S_6; t = 0,35S_6 \geq 3 \text{ мм.}$$

Для снижения расхода высококачественной стали колеса иногда делают

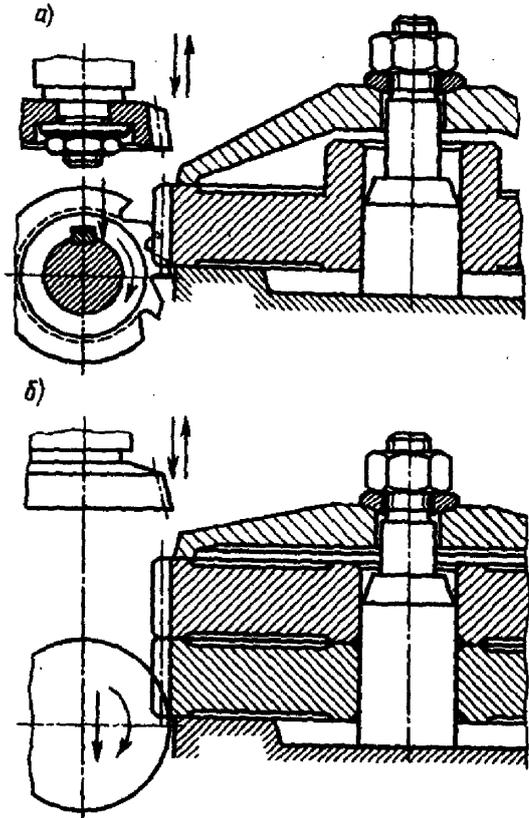


Рис. 5.5

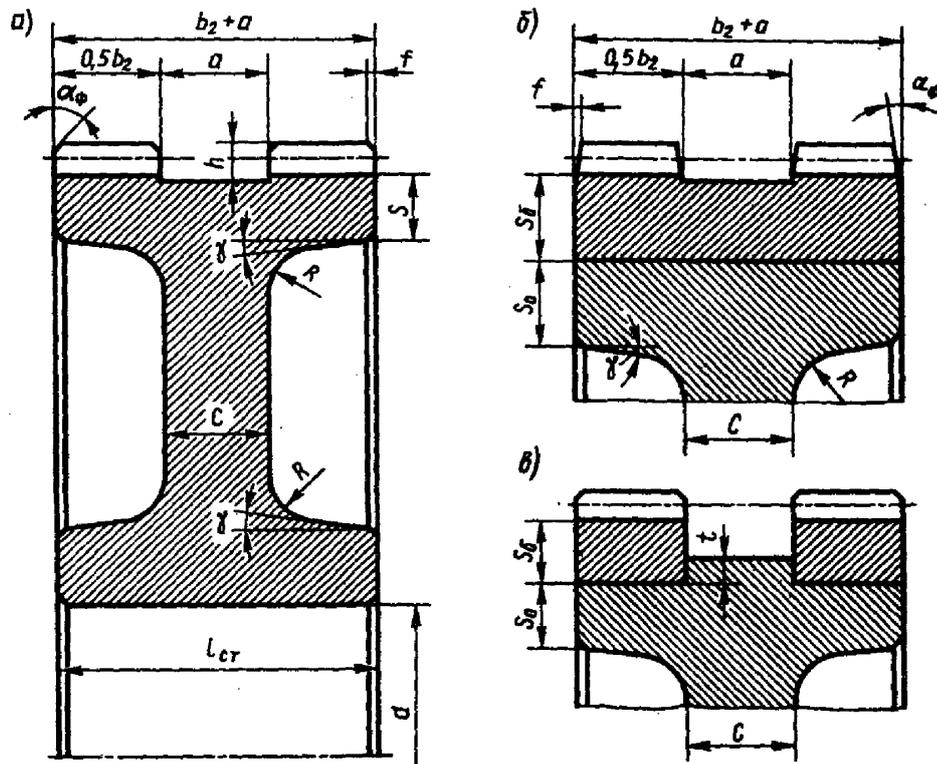


Рис. 5.6

составными. На центр, выполненный из углеродистой конструкционной стали, напрессовывают зубчатый венец из легированной стали (рис. 5.6, б). На рис. 5.6, в показана конструкция составного колеса с двумя зубчатыми венцами.

## 5.2. ЦИЛИНДРИЧЕСКИЕ ЗУБЧАТЫЕ КОЛЕСА ВНУТРЕННЕГО ЗАЦЕПЛЕНИЯ

Размеры  $d_{ст}$ ,  $l_{ст}$ ,  $S$ ,  $f$  основных конструктивных элементов (рис. 5.7) колес внутреннего зацепления принимают по соотношениям для колес внешнего зацепления. Конструктивное исполнение колес внутреннего зацепления может быть выполнено по одному из вариантов, показанных на рис. 5.7, а, б и отличающихся расположением ступицы относительно зубчатого венца: а — ступица расположена внутри колеса, что обеспечивает лучшие условия работы зацепления по сравнению с вариантом б, в котором ступица вынесена за контур зубчатого венца. Вариант а можно применять в том случае, когда расстояние от наружной поверхности ступицы до внутренней поверхности зубчатого венца больше наружного диаметра  $D_e$  долбяка, которым изготовляют зубья. Кроме того, необходимо, чтобы шестерня, находящаяся в зацеплении с колесом, свободно размещалась между зубчатым венцом и ступицей. Диаметр  $D_e$  долбяка, размер  $a$  канавки для выхода долбяка и размещения стружки, образующейся при долблении зубьев, для прямозубых колес принимают в зависимости от модуля:

$m$ , мм .....	1,5	1,75	2,0	2,25	2,5	2,75	3	3,5	4	5	6	7	8
$D_e$ , мм .....	54	56	56	54	55	55	60	56	112	110	120	126	128
$a$ , мм .....	5				6				7		8		9

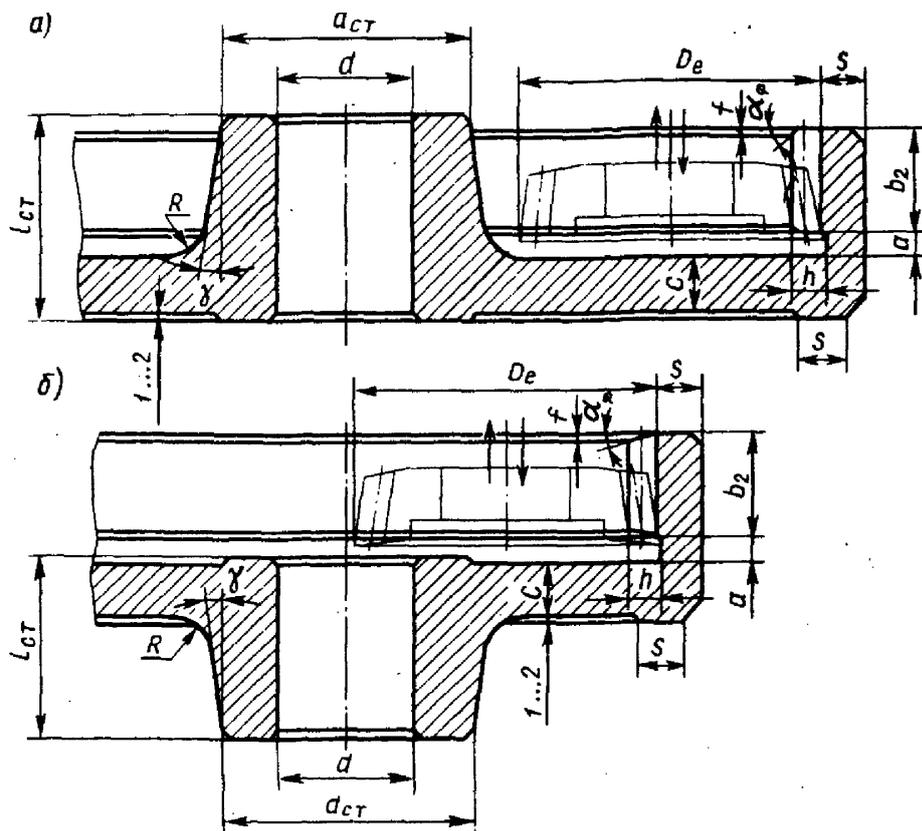


Рис. 5.7

Размер  $a$  канавки в косозубых колесах внутреннего зацепления увеличивают на 30...40 %. Глубину канавки во всех случаях принимают  $h = 2,5m$ , толщину диска  $C = (0,3...0,35)b_2$ .

### 5.3. БЛОКИ ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС

В коробках передач автомобилей, тракторов и металлорежущих станков применяют зубчатые колеса, имеющие два, три или четыре зубчатых венца. Такие конструкции называют *блоками зубчатых колес*. Выполняют их по форме, показанной на рис. 5.8, *a* — *г*. Между отдельными венцами предусматривают канавки для выхода режущего инструмента (долбяка). Ширину  $a$  канавки принимают в зависимости от диаметра  $D_e$  долбяка (см. стр. 66). Глубина канавки  $h = 2,5m$ .

Для размещения передвижных камней или вилок между венцами колес делают кольцевые канавки шириной более  $a$  и с полем допуска H11, которое в случае закалки колеса обеспечивают шлифованием боковых стенок паза. Зубья венцов блоков со стороны входа в зацепление скашивают фаской  $f = (0,6...0,7)m$  под углом  $\sim 15^\circ$  (рис. 5.8, *a*) и закругляют (сечение  $A-A$ ). Скашивание производят по криволинейному профилю (выносной элемент I, рис. 5.8, *б*). Со стороны входа в зацепление скашивают и закругляют также сопряженные зубчатые колеса.

Рабочие поверхности зубьев передач высокой точности (5-й и 6-й степеней точности) шлифуют. Для выхода шлифовального круга требуется широкая канавка и, следовательно, большие осевые размеры блоков зубчатых колес. Чтобы уменьшить эти размеры, блоки изготавливают *составными* с применением шпоноч-

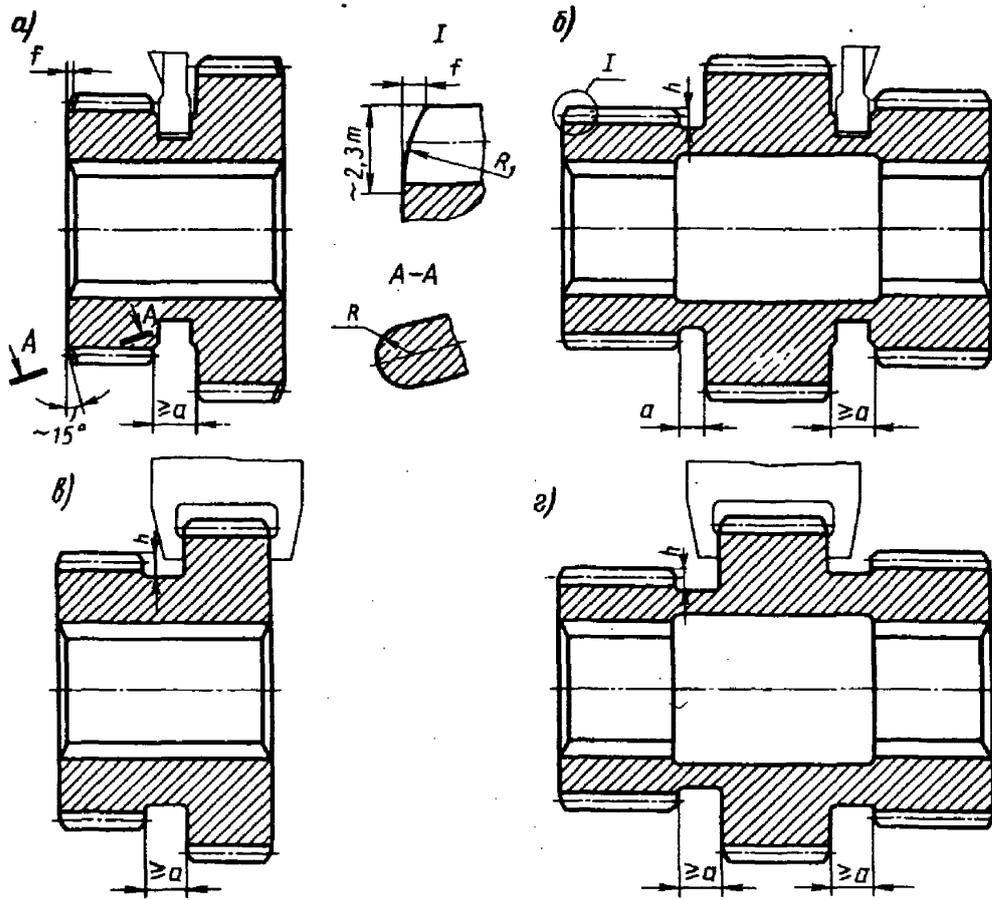
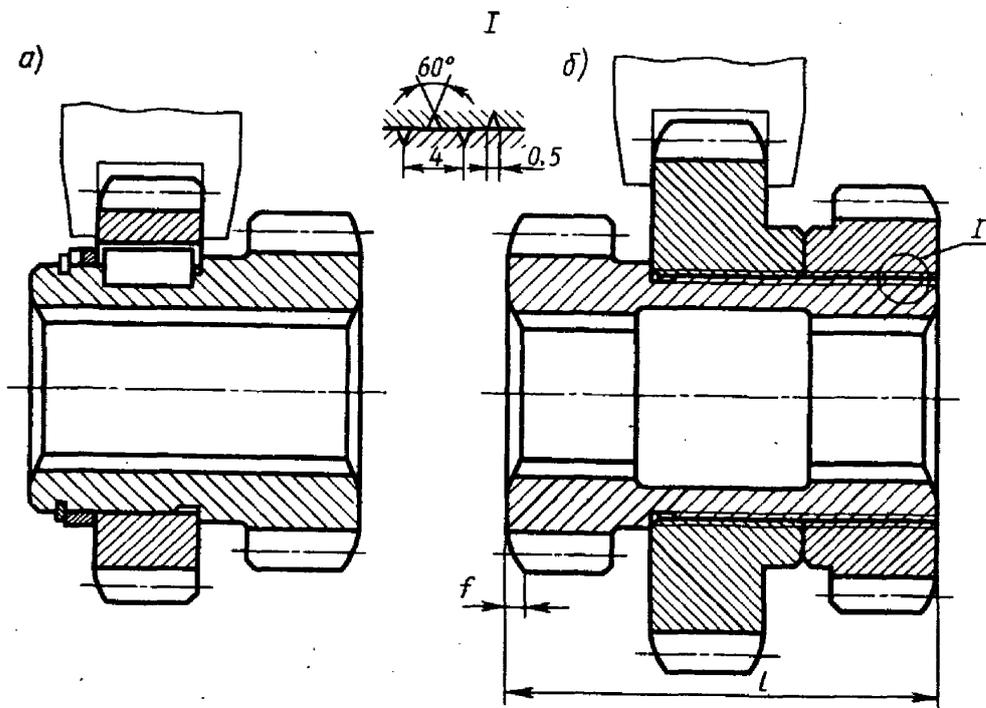


Рис. 5.8



ного (рис. 5.9, а) или клесового соединения (рис. 5.9, б). В последнем случае для лучшего сцепления на сопряженных поверхностях нарезают винтовые канавки взаимно противоположного направления (выносной элемент I).

При большой длине блока ( $l > 1,5d$ ) усложнена протяжка шлицевых (или шпоночного) пазов, поэтому длину отверстия уменьшают выточкой в средней части (рис. 5.8, б, г; 5.9, б).

#### 5.4. КОНИЧЕСКИЕ ЗУБЧАТЫЕ КОЛЕСА

Конструктивные формы конических зубчатых колес с внешним диаметром вершин зубьев  $d_{ae} \leq 120$  мм показаны на рис. 5.10. При угле делительного конуса  $\delta \leq 30^\circ$  колеса выполняют по рис. 5.10, а, а при угле  $\delta \geq 45^\circ$  по рис. 5.10, б. Если угол делительного конуса находится между 30 и 45°, то допускают обе формы конических колес. Размеры  $d_{ct}$  и  $l_{ct}$  ступицы определяют по соотношениям для цилиндрических зубчатых колес. Рекомендуют принимать  $l_{ct} = (1,2—1,4)d$ .

На рис. 5.11 показаны формы конических зубчатых колес при внешнем диаметре вершин зубьев  $d_{ae} > 120$  мм.

По рис. 5.11, а конструируют колеса при *единичном и мелкосерийном производстве*. Колеса меньших диаметров изготавливают из прутка, больших — свободной ковкой с последующей токарной обработкой. По рис. 5.11, б конструируют конические колеса *при крупносерийном производстве*. Тонкими линиями показана заготовка, получаемая ковкой в двусторонних штампах. Толщину  $S$  определяют по соотношениям для цилиндрических колес.

При любой форме колес внешние углы зубьев притупляют фаской  $f \approx 0,5m_{te}$ , обрабатывая колеса по внешнему диаметру  $d_{ae}$  параллельно оси посадочного отверстия. Ширину  $S$  (мм) принимают:  $S = 2,5m_{te} + 2$  мм. Торцы зубчатого венца шириной  $b \approx 0,7S$  используют для установки заготовки при нарезании зубьев. Для уменьшения объема точной механической обработки выполняют выточки глубиной 1...2 мм.

При внешнем диаметре  $d_{ae} > 180$  мм с целью экономии дорогостоящих сталей колеса иногда выполняют составными. В зависимости от размеров колеса зубчатый венец крепят к центру болтами, установленными без зазора — «под развертку» (рис. 5.12, а), или к фланцу вала заклепками (рис. 5.12, б). Зубчатый венец располагают так, чтобы осевая сила, действующая в зацеплении, была направлена на опорный фланец. Центрирование зубчатого венца чаще всего производят по

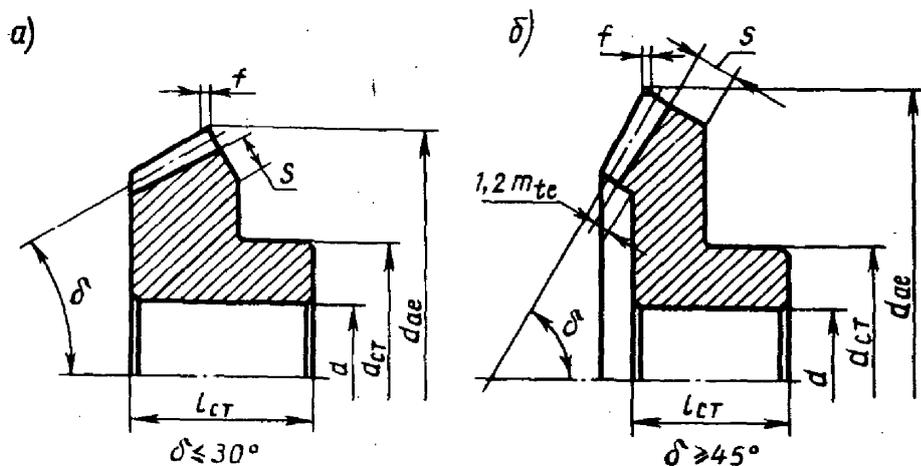


Рис. 5.10

ного (рис. 5.9, а) или клесового соединения (рис. 5.9, б). В последнем случае для лучшего сцепления на сопряженных поверхностях нарезают винтовые канавки взаимно противоположного направления (выносной элемент I).

При большой длине блока ( $l > 1,5d$ ) усложнена протяжка шлицевых (или шпоночного) пазов, поэтому длину отверстия уменьшают выточкой в средней части (рис. 5.8, б, г; 5.9, б).

#### 5.4. КОНИЧЕСКИЕ ЗУБЧАТЫЕ КОЛЕСА

Конструктивные формы конических зубчатых колес с внешним диаметром вершин зубьев  $d_{ae} \leq 120$  мм показаны на рис. 5.10. При угле делительного конуса  $\delta \leq 30^\circ$  колеса выполняют по рис. 5.10, а, а при угле  $\delta \geq 45^\circ$  по рис. 5.10, б. Если угол делительного конуса находится между 30 и 45°, то допускают обе формы конических колес. Размеры  $d_{ct}$  и  $l_{ct}$  ступицы определяют по соотношениям для цилиндрических зубчатых колес. Рекомендуют принимать  $l_{ct} = (1,2—1,4)d$ .

На рис. 5.11 показаны формы конических зубчатых колес при внешнем диаметре вершин зубьев  $d_{ae} > 120$  мм.

По рис. 5.11, а конструируют колеса при *единичном и мелкосерийном производстве*. Колеса меньших диаметров изготавливают из прутка, больших — свободной ковкой с последующей токарной обработкой. По рис. 5.11, б конструируют конические колеса *при крупносерийном производстве*. Тонкими линиями показана заготовка, получаемая ковкой в двусторонних штампах. Толщину  $S$  определяют по соотношениям для цилиндрических колес.

При любой форме колес внешние углы зубьев притупляют фаской  $f \approx 0,5m_{te}$ , обрабатывая колеса по внешнему диаметру  $d_{ae}$  параллельно оси посадочного отверстия. Ширину  $S$  (мм) принимают:  $S = 2,5m_{te} + 2$  мм. Торцы зубчатого венца шириной  $b \approx 0,7S$  используют для установки заготовки при нарезании зубьев. Для уменьшения объема точной механической обработки выполняют выточки глубиной 1...2 мм.

При внешнем диаметре  $d_{ae} > 180$  мм с целью экономии дорогостоящих сталей колеса иногда выполняют составными. В зависимости от размеров колеса зубчатый венец крепят к центру болтами, установленными без зазора — «под развертку» (рис. 5.12, а), или к фланцу вала заклепками (рис. 5.12, б). Зубчатый венец располагают так, чтобы осевая сила, действующая в зацеплении, была направлена на опорный фланец. Центрирование зубчатого венца чаще всего производят по

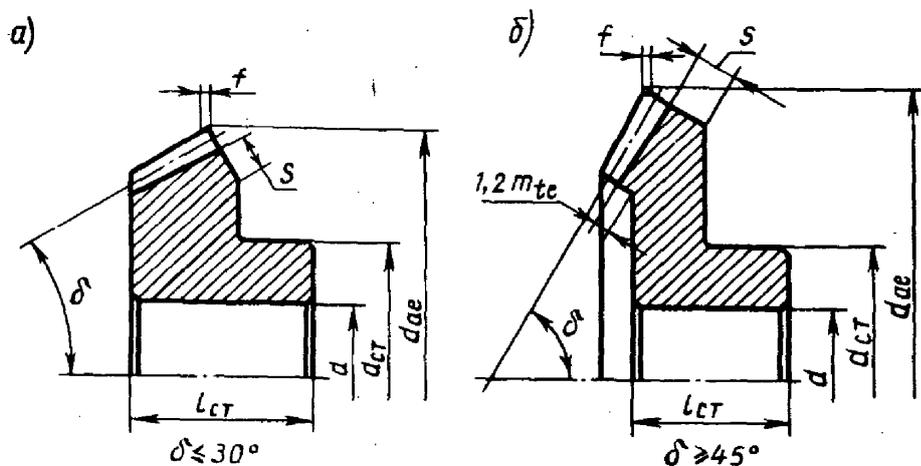


Рис. 5.10

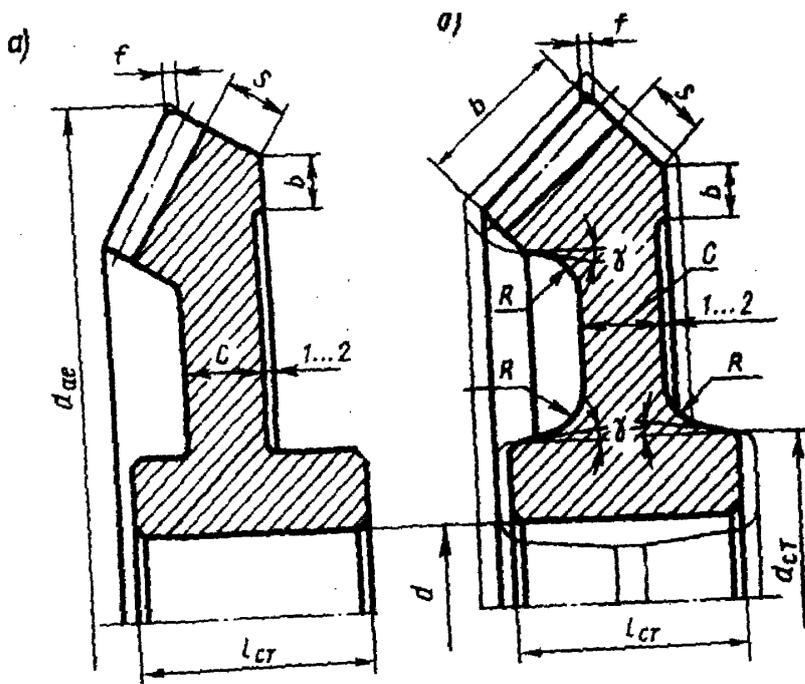


Рис. 5.11

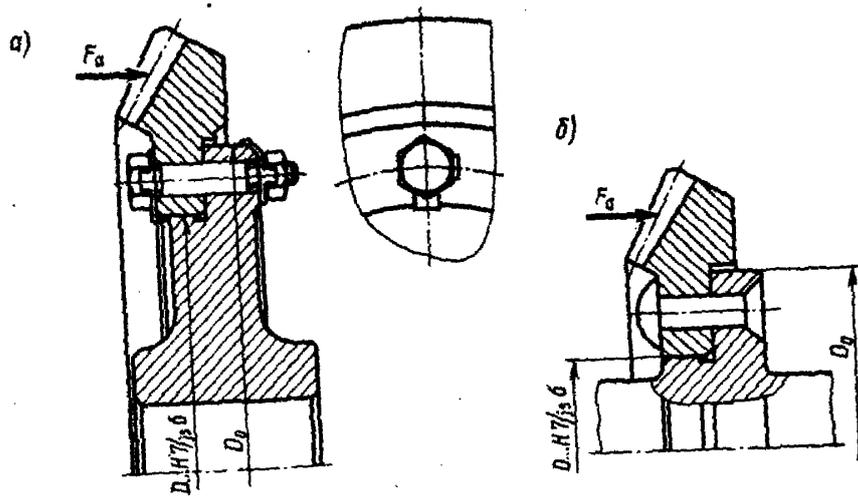


Рис. 5.12

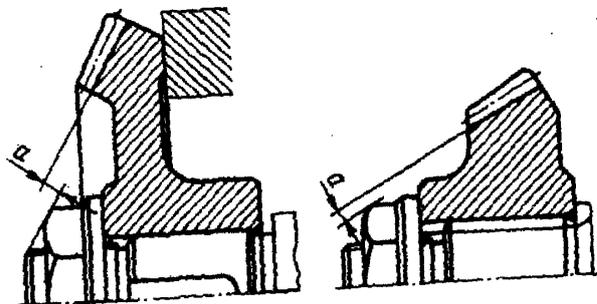


Рис. 5.13

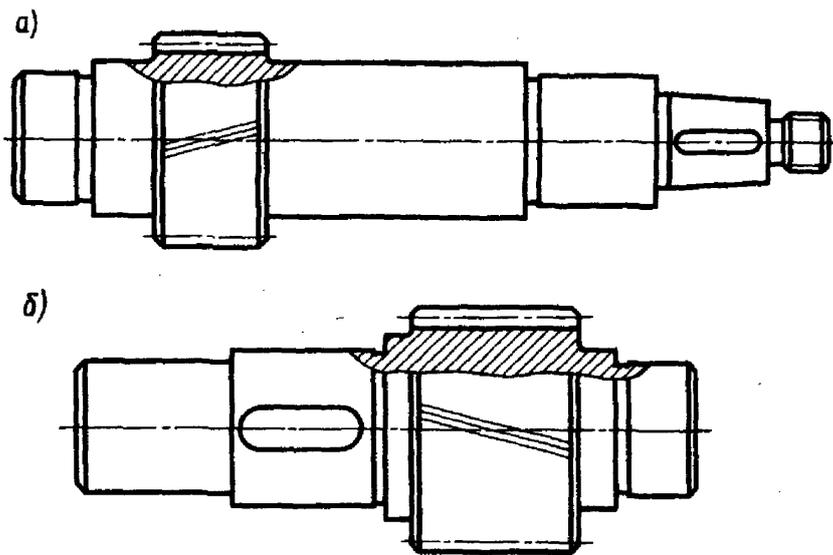


Рис. 5.14

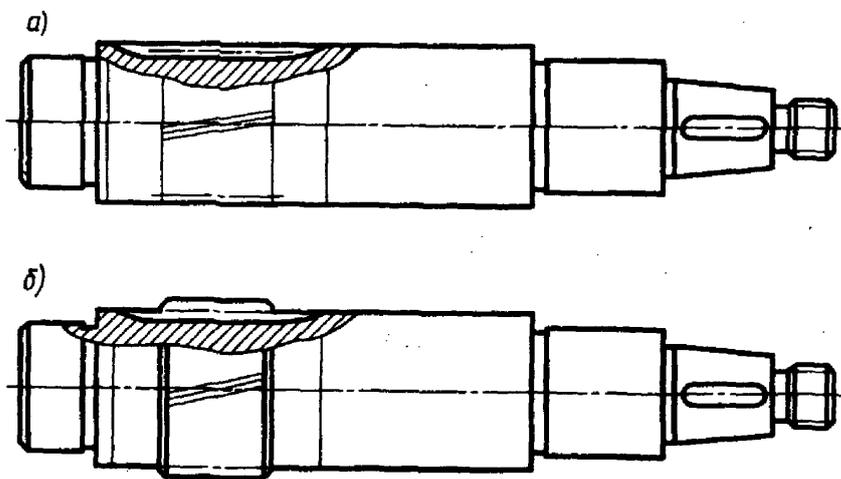


Рис. 5.15

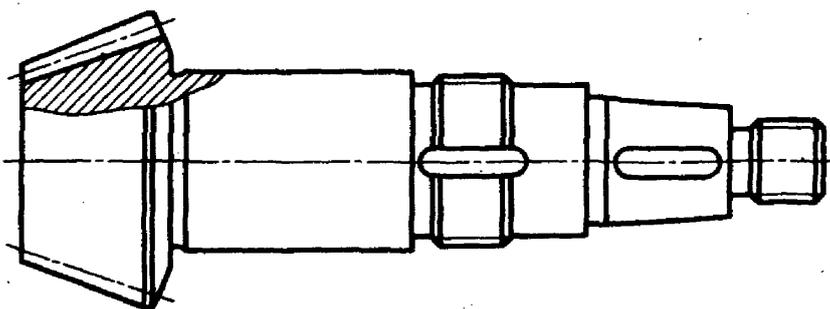


Рис. 5.16

диаметру  $D$  (рис. 5.12), а не  $D_0$ : при этом выше точность центрирования (при одной и той же посадке допуски размера  $D$  венца и центра, а также возможный посадочный зазор меньше); технологически проще получить точным посадочное отверстие венца гладкое, без уступа; меньшие затраты времени на обработку поверхности меньшего диаметра. Составные конические колеса главных передач автомобилей ЗИЛ, «Жигули», «Москвич» имеют центрирование зубчатых венцов по диаметру  $D$ .

Однако при центрировании по  $D_0$  выше жесткость стыка, поэтому наряду с центрированием по  $D$  применяют конструкции, в которых центрирование зубчатого венца осуществляют по  $D_0$ .

Широкое применение имеют конические колеса с круговыми зубьями, которые нарезают резцовыми головками, закрепляя заготовку на оправке. При этом необходимо предусмотреть свободный выход инструмента — размер  $a \geq 0,5m_{te}$  (рис. 5.13), где  $m_{te}$  — внешний окружной модуль.

## 5.5. ВАЛЫ-ШЕСТЕРНИ

Возможны два конструктивных исполнения шестерен зубчатых передач: за одно целое с валом (*вал-шестерня*) и отдельно от него (*насадная шестерня*). Качество (жесткость, точность и т. д.) вала-шестерни оказывается выше, а стоимость изготовления ниже, чем вала и насадной шестерни, поэтому все шестерни редукторов выполняют за одно целое с валом. Насадные шестерни применяют, например, в тех случаях, когда по условиям работы шестерня должна быть подвижной вдоль оси вала.

На рис. 5.14 показаны конструкции вала-шестерни:  $a$  — быстроходной (с небольшим передаточным числом) и  $b$  — тихоходной (промежуточный вал) ступеней двухступенчатого редуктора. Обе конструкции обеспечивают нарезание зубьев со свободным выходом инструмента.

При больших передаточных числах наружный диаметр шестерни, как правило, мало отличается от диаметра вала и валы-шестерни конструируют по рис. 5.15,  $a, b$ . В этом случае зубья нарезают на поверхности вала. Выход фрезы определяют графически по ее наружному диаметру  $D_\phi$  (см. раздел 10.2). Желательно избегать врезных шестерен, так как в этом случае затруднено зубофрезерование и шлифование зубьев.

На рис. 5.16 показан вариант исполнения конического вала-шестерни.

Выступающим концам валов-шестерен придают в основном коническую форму, хотя возможна и цилиндрическая.

## 5.6. ЧЕРВЯЧНЫЕ КОЛЕСА

Основные геометрические размеры червячного колеса определены из расчета.

Чаще всего червячные колеса изготавливают составными: центр — из серого чугуна или из стали, зубчатый венец — из бронзы. Соединение венца с центром должно обеспечивать передачу большого вращающего момента и сравнительно небольшой осевой силы.

Конструкция червячного колеса и способ соединения венца с центром зависят от объема выпуска. При единичном и мелкосерийном производстве, когда годовой объем выпуска менее 50 шт., и небольших размерах колес ( $d_{aM2} < 300$  мм) зубчатые венцы соединяют с центром посадкой с натягом. Посадку выбирают по методике, изложенной в гл. 6. При постоянном направлении вращения червячного колеса на наружной поверхности центра предусматривают бортик, на который направ-

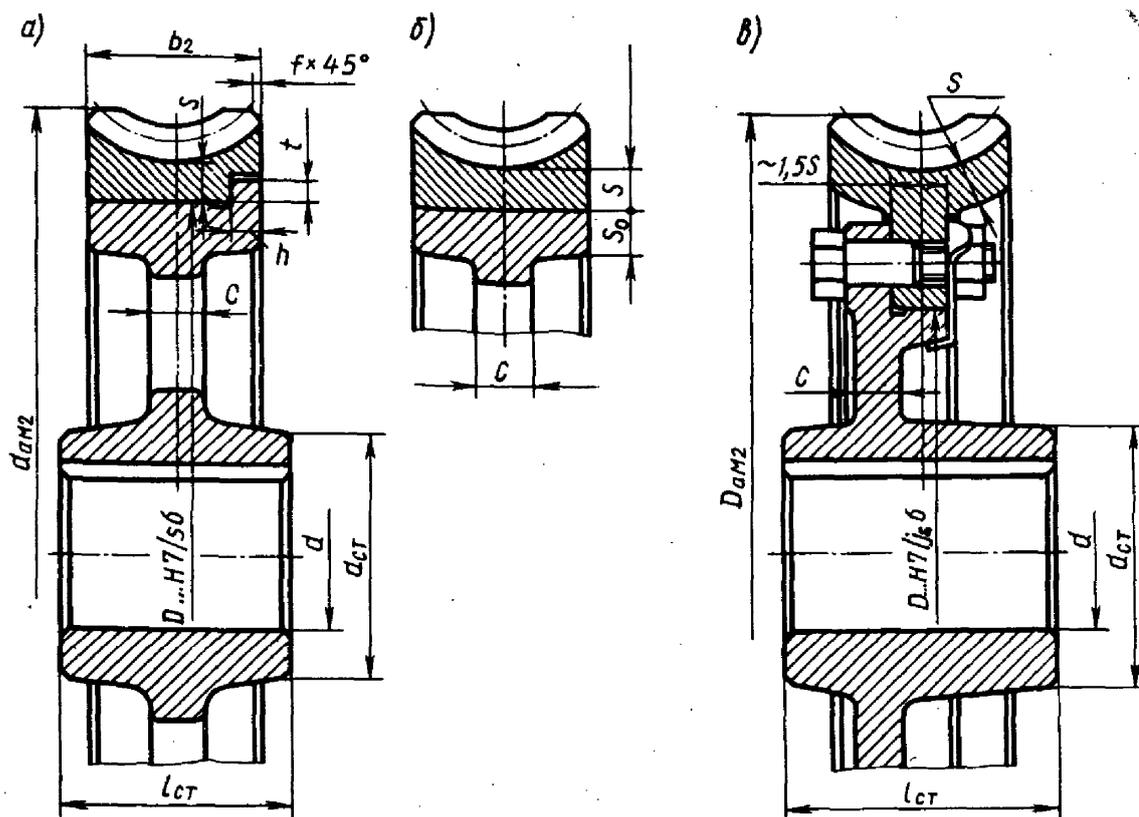


Рис. 5.17

ляют осевую силу (рис. 5.17, а). Соединение венца с центром можно выполнять без бортика (рис. 5.17, б). В соединениях с относительно небольшим натягом в стык зубчатого венца и центра устанавливают винты (обычно три штуки по окружности).

При больших размерах колес ( $d_{ам2} \geq 300$  мм) крепление венца к центру можно осуществлять болтами, поставленными без зазора (рис. 5.17, в). В этом случае венец предварительно центрируют по диаметру  $D$ ; сопряжение центрирующих поверхностей выполняют по переходной посадке. Окончательно положение зубчатого венца определяет сопряжение его отверстия со стержнями болтов, поставленных без зазора. В этой конструкции необходимо предусматривать надежное стопорение гайки от самоотвинчивания, *пружинные стопорные шайбы применять не рекомендуют*.

Частота вращения червячных колес, как правило, невелика, и их балансировку не проводят. Поэтому нерабочие поверхности обода, диска, ступицы колеса оставляют необработанными и делают конусными с большими радиусами закруглений. Острые кромки на торцах венца притупляют фасками  $f \approx 0,5m$  с округлением до стандартного значения (см. стр. 63), где  $m$  — модуль зацепления. Размеры других основных конструктивных элементов:

$$S \approx 2m + 0,05b_2; S_0 \approx 1,25S; C = (1,2 \dots 1,3)S_0; h \approx 0,15b_2; t \approx 0,8h.$$

Остальные конструктивные элементы червячных колес следует принимать такими же, как для цилиндрических зубчатых колес (см. 5.1).

При серийном производстве (годовой объем выпуска более 100 шт.) экономически выгоднее применять наплавленный венец: снижаются требования к

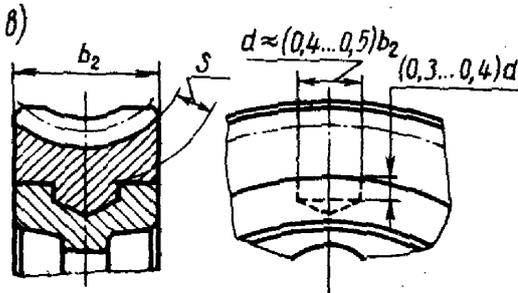
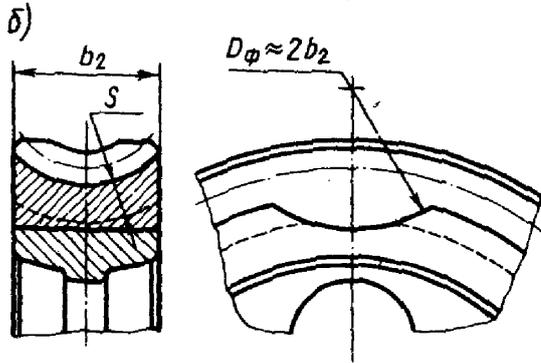
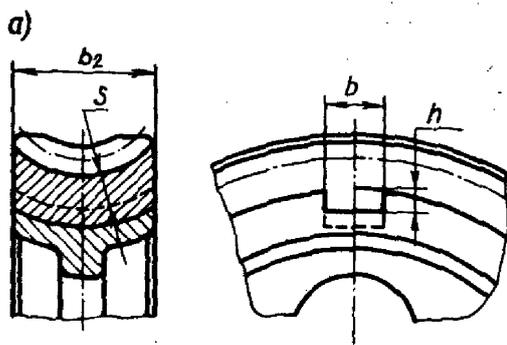


Рис. 5.18

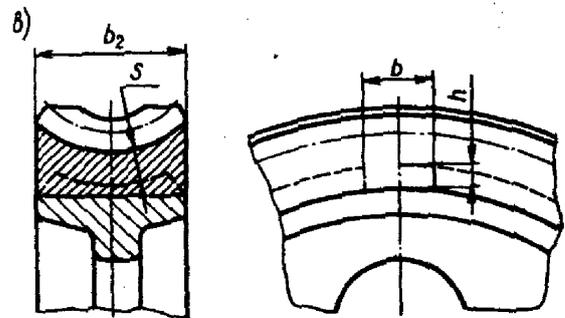
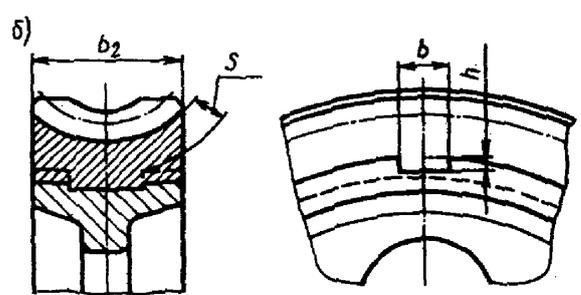
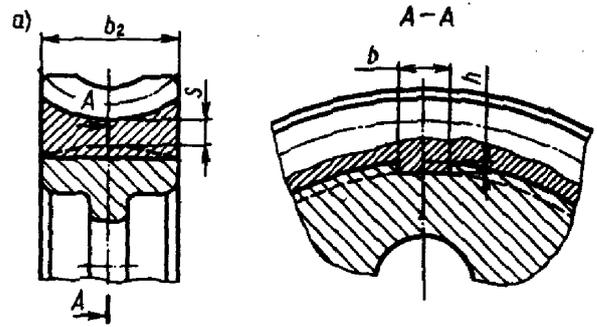


Рис. 5.19

точности обработки сопрягаемых поверхностей венца и центра, не нужны прессы для их соединения, не требуется крепление винтами.

Чугунный или стальной центр нагретый до  $700 \dots 800^\circ\text{C}$ , закладывают в металлическую форму, подогревают ее до  $150 \dots 200^\circ\text{C}$  и заливают расплавленной бронзой. При остывании между центром и венцом возникает натяг, вызываемый усадкой затвердевающего жидкого металла венца. На ободке центра предусматривают 6...8 углублений различной формы; после наплавки образуются выступы, которые дополнительно воспринимают как окружную, так и осевую силы.

Толщину наплавленного венца принимают  $S \approx 2m$ .

Наружную поверхность центра получают либо обработкой резанием, либо при отливке в кокиль.

На рис. 5.18 показаны конструкции червячных колес, центры которых получены обработкой резанием. Вогнутую поверхность центра (рис. 5.18, а, б) получают обработкой на токарном станке. Различие между этими двумя вариантами в форме поперечных пазов, которые получают радиальной подачей фрезы: а — дисковой (ось вращения фрезы перпендикулярна оси вращения колеса); б — цилиндрической (ось вращения фрезы параллельна оси вращения колеса). Размеры пазов:  $b \approx (0,3 \dots 0,5)b_2$ ;  $h = (0,3 \dots 0,4)b$ . По технологичности и трудоемкости оба варианта равноценны. По рис. 5.18, в углубления на ободке центра высверливают.

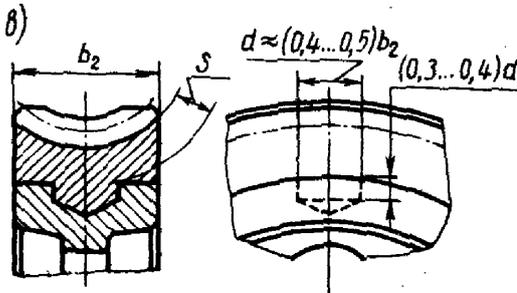
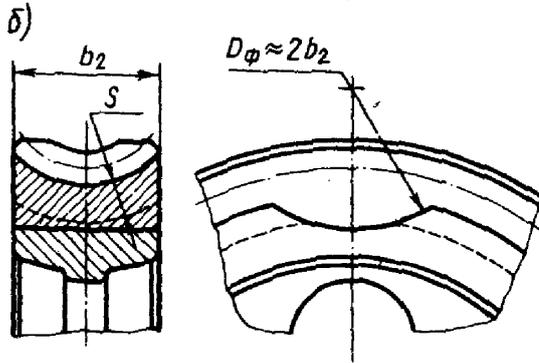
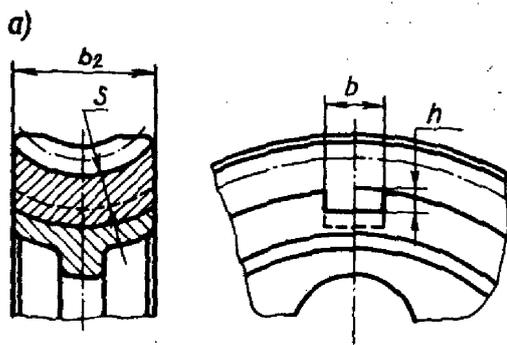


Рис. 5.18

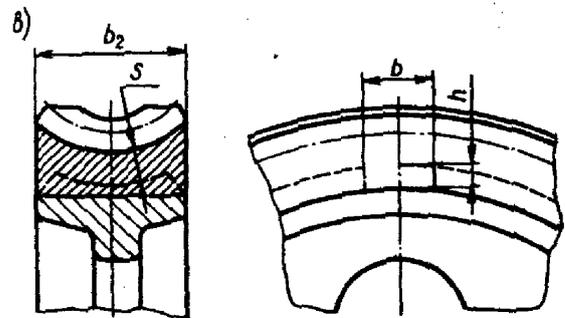
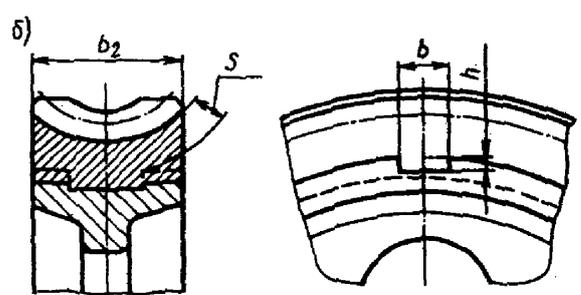
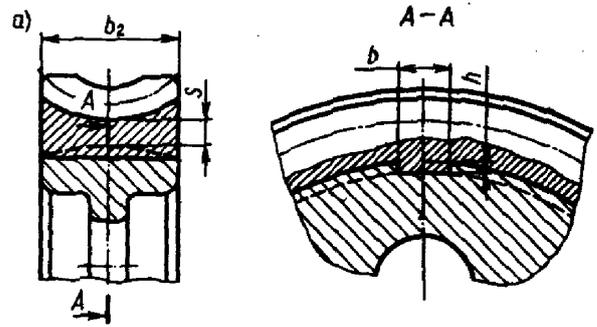


Рис. 5.19

точности обработки сопрягаемых поверхностей венца и центра, не нужны прессы для их соединения, не требуется крепление винтами.

Чугунный или стальной центр нагретый до  $700 \dots 800^\circ\text{C}$ , закладывают в металлическую форму, подогревают ее до  $150 \dots 200^\circ\text{C}$  и заливают расплавленной бронзой. При остывании между центром и венцом возникает натяг, вызываемый усадкой затвердевающего жидкого металла венца. На ободке центра предусматривают 6...8 углублений различной формы; после наплавки образуются выступы, которые дополнительно воспринимают как окружную, так и осевую силы.

Толщину наплавленного венца принимают  $S \approx 2m$ .

Наружную поверхность центра получают либо обработкой резанием, либо при отливке в кокиль.

На рис. 5.18 показаны конструкции червячных колес, центры которых получены обработкой резанием. Вогнутую поверхность центра (рис. 5.18, а, б) получают обработкой на токарном станке. Различие между этими двумя вариантами в форме поперечных пазов, которые получают радиальной подачей фрезы: а — дисковой (ось вращения фрезы перпендикулярна оси вращения колеса); б — цилиндрической (ось вращения фрезы параллельна оси вращения колеса). Размеры пазов:  $b \approx (0,3 \dots 0,5)b_2$ ;  $h = (0,3 \dots 0,4)b$ . По технологичности и трудоемкости оба варианта равноценны. По рис. 5.18, в углубления на ободке центра высверливают.

На рис. 5.19 показаны конструкции колес, центры которых получены *отливкой* в *кокиль*. Механическую обработку наружной поверхности не проводят. Перед заливкой бронзой центр очищают от жировых и оксидных пленок химической обработкой. В варианте *а* конструкция кокиля проще, он состоит только из двух частей. В вариантах *б* и *в* кокиль состоит из отдельных сегментов, число которых соответствует числу пазов. Такая сложная конструкция кокиля обусловлена необходимостью извлечь заготовку после затвердевания металла. Размеры *b* и *h* пазов центра назначают такими же, как и при обработке резанием.

Зубья червячных колес имеют вогнутую форму. Поэтому оптимальна форма наружной поверхности центра, повторяющая форму зубьев, такая, например, как на рис. 5.18, *а, б* или на рис. 5.19, *б, в*. Но на практике в равной степени применяют и остальные формы.

При любой конфигурации зубчатого венца механическую обработку и нарезание зубьев выполняют после соединения венца с центром.

Размеры других конструктивных элементов принимают по зависимостям, приведенным в 5.1.

## 5.7. ЧЕРВЯКИ

Червяки выполняют стальными и чаще всего заодно с валом. Геометрические размеры червяка, в том числе длина  $b_1$  нарезанной части и ориентировочное расстояние  $l$  между опорами, известны из расчетов и эскизного чертежа редуктора.

Размеры выступающего из редуктора конца вала-червяка согласуют с соответствующими размерами вала электродвигателя и соединительной муфты. Затем определяют диаметр вала в месте установки подшипников. Рекомендации по этим вопросам приведены в гл. 3 и 10.

На рис. 5.20 приведены возможные конструкции *цилиндрических червяков*. Одним из основных требований, предъявляемых к ним, является обеспечение высокой жесткости червяка. С этой целью расстояние между опорами стараются делать как можно меньшим.

Диаметр вала-червяка в ненарезанной части назначают таким, чтобы обеспечить по возможности свободный выход инструмента при обработке витков и необходимую величину упорного заплечика для подшипника. На рис. 5.20, *а, б* диаметр вала-червяка перед нарезанной частью удовлетворяет условию свободного выхода инструмента при обработке витков. На рис. 5.20, *а* высота заплечика при этом достаточна для упора подшипника, а по рис. 5.20, *б* — мала. Поэтому для упора подшипника предусмотрен специальный заплечик.

При малом диаметре червяк приходится выполнять по рис. 5.20, *в*. В этом случае упорные заплечики в местах установки подшипников выполняют как по рис. 5.20, *б*, так и по рис. 5.20, *в*.

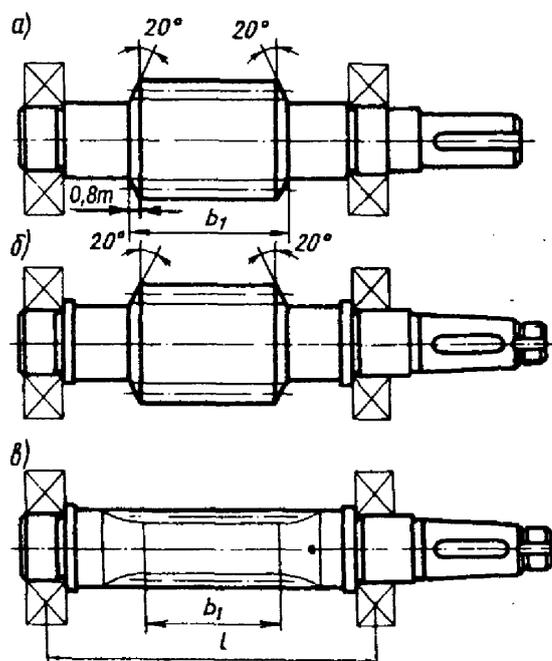


Рис. 5.20

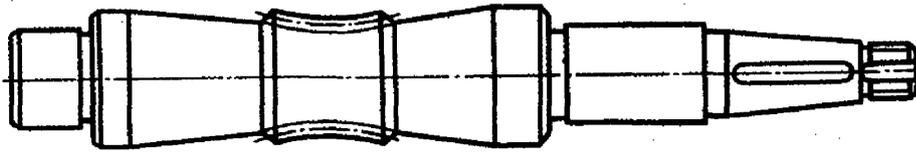


Рис. 5.21

*Глобoidные червяки* (рис. 5.21) конструктивно отличаются от цилиндрических формой участка нарезки и диаметрами шеек под подшипники, соизмеримыми с диаметром червяка. Остальные элементы червяков этого типа конструируют так же, как и цилиндрические.

## **Тема 8. Проектирование корпуса редуктора**

Корпус редуктора является важнейшей частью конструкции. Именно в нём устанавливаются стаканы, крышки, фланцы зубчатых колёс и т.д. На корпус передаются все нагрузки в зацеплениях, нагрузки от подъёмной и горизонтальной силы тяги винта. Проектирование корпуса редуктора завершает формирование его облика.

### **Содержание занятия**

1. Определить положение плоскостей разъёма деталей корпуса редуктора. 2. На виде сверху схематично изобразить зубчатые передачи редуктора для определения габаритов корпуса. 3. Постараться представить себе корпус состоящим из совокупности простых геометрических фигур: цилиндров, плоскостей, конусов, эллиптических оболочек. 4. Определить ориентировочное положение и толщину стенок редуктора. 5. Проработать конструктивные элементы корпуса: места установки подшипников, фланцы корпуса. 6. Установить крепёж: шпильки крепления крышек и стаканов подшипников, болты стяжки фланца корпуса и специальные болты крепления редуктора к подредукторной раме.

### **Рекомендуемая литература и электронные источники информации**

При проектировании корпуса редуктора в ходе выполнения курсового проекта неоценимую помощь вам окажет пособие Б.М.Силаева /1/. Для понимания общих вопросов конструирования литых корпусных деталей редуктора полезно познакомиться с пособием Е.П.Жильникова и М.А.Мальтеева /2/, фрагмент которого, посвящённый особенностям конструирования корпусов авиационных редукторов приведён в материалах данной темы курса. Невозможно спроектировать корпус редуктора без предварительного изучения прототипов (см. Примеры чертежей редукторов вертолётов во вводной части курса).

1. Силаев Б.М. Расчет и конструирование деталей авиационных механических передач [текст]: учебно – справочное пособие. – Самара: Изд-во Самар. гос. аэрокосм. ун-та, 2008. – 150 с.
2. Жильников Е.П. Конструирование литых корпусных деталей редуктора: учеб. Пособие / Е.П.Жильников и М.А.Мальтеев; Самара: Изд-во Самар. Гос.аэрокосм. ун-та, 2006. – 72с.: ил.

### **Некоторые рекомендации по конструированию корпусов**

Корпуса авиационных редукторов изготавливают из алюминиевых (АК7, АК9, АК12) и магниевых (МЛ4, МЛ5) сплавов. Конструкции корпусов необычайно разнообразны. Поэтому можно дать лишь самые общие рекомендации по их конструированию и более детальные рекомендации, касающиеся проектирования отдельных элементов: стенок, фланцев, рёбер жесткости и проч. В начале конструирования целесообразно, опираясь на прототип, определить количество и положение плоскостей разъёма деталей корпуса редуктора, из обеспечения условия сборки и разборки редуктора. Габаритные размеры корпусных деталей определяют при компоновке передачи, они в основном определяются типом, размерами и относительным расположением деталей передач, системой смазки зацеплений и подшипниковых узлов. Рекомендуется в начале на виде сверху начертить габариты спроектированных зубчатых колёс (см. рис. «Начало проектирования корпуса редуктора»). Опираясь на рекомендации /1/ (см. рис. 3.1 и разд. 4.5.), определить ориентировочное положение и толщину стенок редуктора. При конструировании литых деталей необходимо по возможности выдерживать равномерную толщину стенок 8-12мм, не допускать острых углов в переходах и радиусов в галтелях менее 8-10 мм. Размеры конструктивных элементов корпуса при курсовом проектировании следует выбирать в соответствии с рекомендациями /1/ (разд. 4.5.).

Рекомендации по проектированию резьбовых соединений также представлены в /1/ (разд. 4.6.).

Примеры корпусов коническо-планетарного, коническо-цилиндрического и двухступенчатого цилиндрического редукторов представлены в иллюстрациях к данной теме курса.

# Глава 17

## КОНСТРУИРОВАНИЕ КОРПУСНЫХ ДЕТАЛЕЙ И КРЫШЕК

---

К корпусным относят детали, обеспечивающие взаимное расположение деталей узла и воспринимающие основные силы, действующие в машине. Корпусные детали обычно имеют довольно сложную форму, поэтому их получают *методом литья* (в большинстве случаев) или *методом сварки* (при единичном и мелкосерийном производстве). Для изготовления корпусных деталей широко используют чугун, сталь, а при необходимости ограничения массы машин — легкие сплавы (алюминиевые, магниевые).

### 17.1. ОБЩИЕ РЕКОМЕНДАЦИИ

Корпусная деталь состоит из стенок, ребер, бобышек, фланцев и других элементов, соединенных в единое целое.

При конструировании литой корпусной детали стенки следует по возможности выполнять одинаковой толщины. Толщину стенок литых деталей стремятся уменьшить до величины, определяемой условиями хорошего заполнения формы жидким металлом. Поэтому чем больше размеры корпуса, тем толще должны быть его стенки. Основным материал корпусов — серый чугун не ниже марки СЧ15. Рекомендуют толщину  $\delta$  стенок для чугунных отливок назначать в зависимости от *приведенного габарита*  $N$  корпуса:

$N, \text{ м} \dots\dots\dots$	0,40	0,6	1,0	1,5	2,0
$\delta, \text{ мм} \dots\dots\dots$	7	8	10	12	14

Здесь  $N = (2L + B + H)/3$ , где  $L$ ,  $B$  и  $H$  — длина, ширина и высота корпуса, м. Для редукторов толщину стенки, *отвечающую требованиям технологии литья, необходимой прочности и жесткости корпуса*, вычисляют по формуле

$$\delta = 1,2 \sqrt[4]{T} \geq 6 \text{ мм},$$

где  $T$  — вращающий момент на выходном (тихоходном) валу, Н·м.

Плоскости стенок, встречающиеся под прямым или тупым углом, сопрягают дугами радиусом  $r$  и  $R$  (рис. 17.1, *а*). Если стенки встречаются под острым углом, рекомендуют их соединять короткой вертикальной стенкой (рис. 17.1, *б*). В обоих случаях принимают:  $r \approx 0,5\delta$ ;  $R \approx 1,5\delta$ , где  $\delta$  — толщина стенки.

В отдельных местах детали (например, в местах расположения обработанных платиков, приливов, бобышек, во фланцах) толщину стенки необходимо увеличивать. Если отношение толщин  $\delta_1/\delta \leq 2$  (рис. 17.1, *в*), то сопряжение стенок выполняют радиусом  $r \approx 0,5\delta$ . При отношении толщин  $\delta_1/\delta > 2$  одно сечение должно переходить в другое плавно (рис. 17.1, *г, д*). При этом принимают:  $h \geq 4(\delta_2 - \delta)$ ;  $\delta_2 = 1,5\delta$ ;  $r \approx 0,5\delta$ .

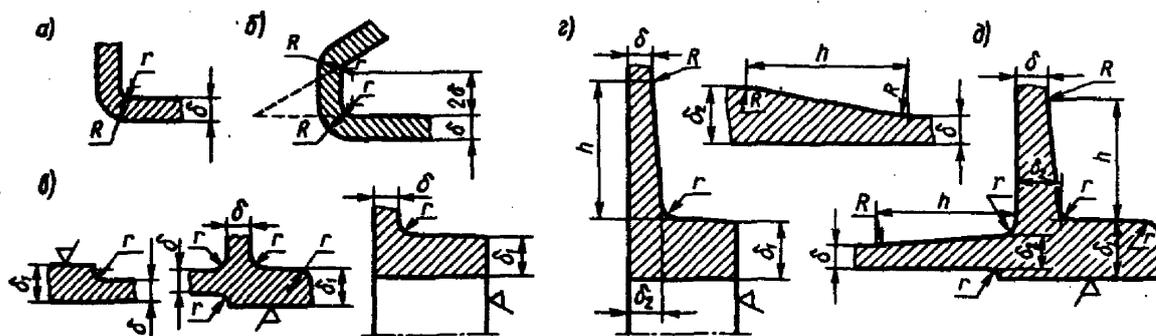
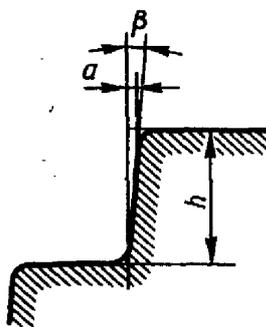


Рис. 17.1

Числовые значения радиусов закруглений принимают из стандартного ряда (табл. 24.1).

Формовочные уклоны задают углом  $\beta$  или катетом  $a$  в зависимости от высоты  $h$ :



$h$ , мм	$a$ , мм	$\beta$	$h$ , мм	$a$ , мм	$\beta$
До 10	0,50	$2^{\circ}55'$	Св. 63 до 100	1,00	$35'$
Св. 10 до 16	0,55	$1^{\circ}55'$	» 100 » 160	1,20	$25'$
» 16 » 25	0,65	$1^{\circ}30'$	» 160 » 250	1,85	$25'$
» 25 » 40	0,75	$1^{\circ}05'$	» 250 » 400	2,30	$20'$
» 40 » 63	0,85	$45'$	» 400 » 630	3,65	$20'$

Толщину *наружных* ребер жесткости у их основания принимают равной  $0,9...1,0$  толщины основной стенки  $\delta$  (рис. 17.2, а). Толщина *внутренних* ребер из-за более медленного охлаждения металла должна быть равна  $0,8\delta$  (рис. 17.2, б). Высоту ребер принимают  $h_p \leq 5\delta$ . Поперечное сечение ребер жесткости выполняют с уклоном.

Часто к корпусной детали прикрепляют крышки, фланцы, кронштейны. Для их установки и крепления на корпусной детали предусматривают *опорные пластики*. Эти пластики при неточном литье могут быть смещены. Учитывая это, размеры сторон опорных пластиков должны быть на величину  $C$  больше размеров опорных поверхностей прикрепляемых деталей (рис. 17.3). Для литых деталей средних размеров  $C = 2...4$  мм.

При конструировании корпусных деталей следует отделять обрабатываемые поверхности от «черных» (необрабатываемых). *Обрабатываемые поверхности* выполняют в виде пластиков (рис. 17.3), высоту  $h$  которых можно принимать  $h = (0,4...0,5)\delta$ .

Во избежание поломки сверл поверхность детали, с которой соприкасается сверло в начале сверления, должна быть перпендикулярна оси сверла (рис. 17.4, а).

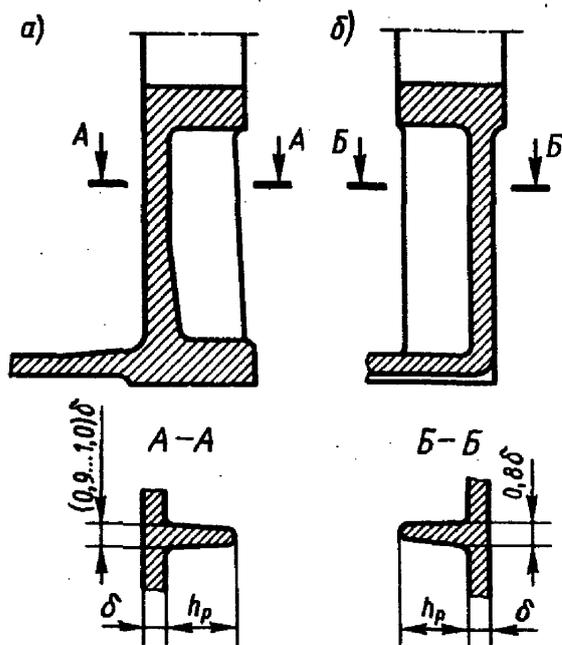


Рис. 17.2

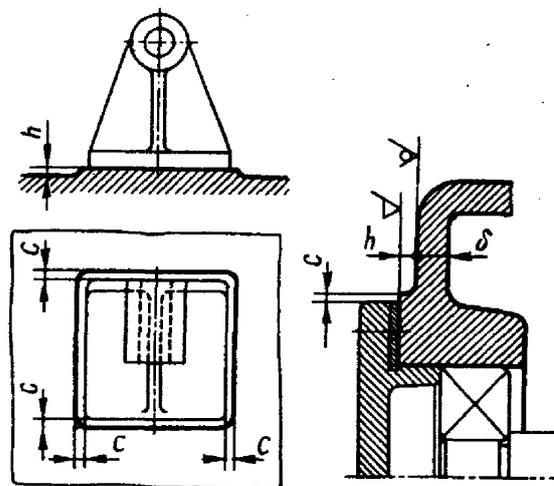


Рис. 17.3

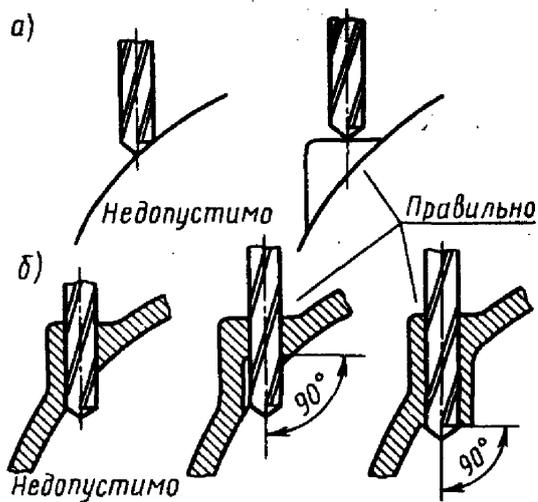


Рис. 17.4

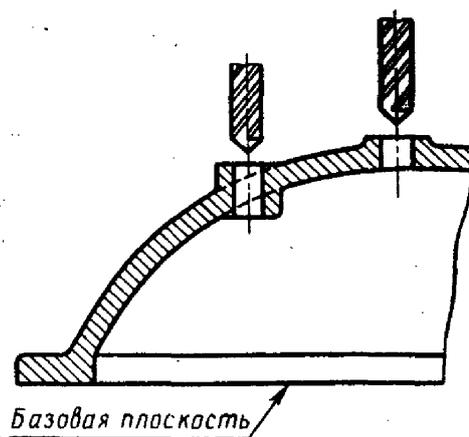


Рис. 17.5

Поверхность детали на выходе сверла также должна быть перпендикулярна оси сверла (рис. 17.4, б).

Все *отверстия* (гладкие и резьбовые) для удобства сверления желательно выполнять *сквозными*. Глухие отверстия требуют точного останова инструмента для выдерживания глубины отверстия, а при нарезании резьбы — применения нескольких метчиков.

На станках нарезают резьбу диаметром  $\geq 6$  мм. Чтобы не нарезать в корпусной детали резьбу вручную, желательно диаметр нарезки иметь  $\geq M6$ .

Оси отверстий желательно располагать перпендикулярно базовой плоскости детали (рис. 17.5), поскольку расположение отверстий под углом неудобно для обработки на сверлильном станке.

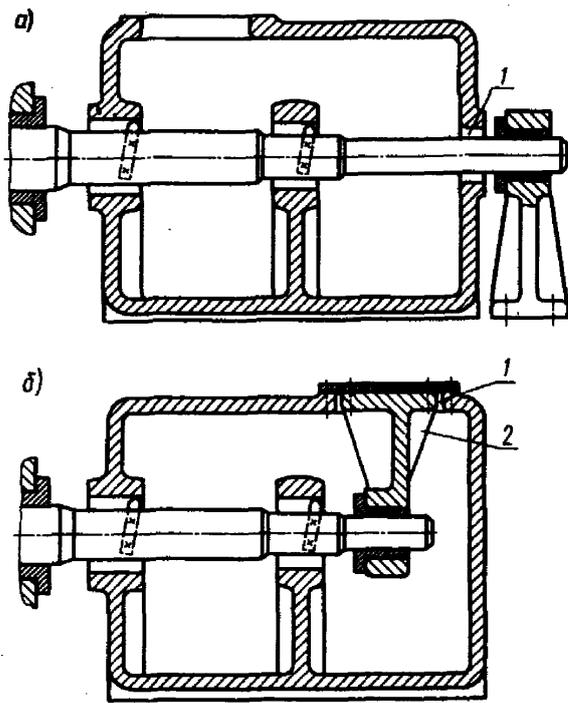


Рис. 17.6

Длина отверстий должна быть возможно меньшей, так как длинные отверстия помимо увеличения времени на их сверление требуют применения более дорогих сверл и затраты дополнительного времени на повторные выводы сверла для удаления стружки.

Несквозные резьбовые отверстия, нарезаемые резцом, должны оканчиваться канавкой для выхода резца.

Для обеспечения точности обрабатываемых отверстий расточная оправка должна иметь переднюю и заднюю направляющие. Для этого в задней стенке детали растачивают отверстие 1 для прохода оправки, даже когда оно конструктивно не требуется (рис. 17.6, а). По окончании обработки отверстие в зависимости от размера заглушают пробкой или закрывают крышкой. Если не удастся создать заднюю направляющую для оправки вне детали, следует предусмотреть окно 1 для ввода в деталь кронштейна 2 с направляющей втулкой (рис. 17.6, б).

## 17.2. КОРПУСА РЕДУКТОРОВ

Размеры корпуса определяет число и размеры размещенных в нем деталей, относительное их расположение, значение зазоров между ними. Ориентировочные размеры корпуса были определены при составлении компоновочной схемы, уточнены при разработке конструкций узлов. Теперь следует выполнить их окончательную конструктивную обработку.

Корпуса современных редукторов (рис. 17.7) очерчивают плоскими поверхностями, все выступающие элементы (бобышки подшипниковых гнезд, ребра жесткости) устраняют с наружных поверхностей и вводят внутрь корпуса, лапы под болты крепления к основанию не выступают за габариты корпуса, проушины для транспортировки редуктора отлиты заодно с корпусом. При такой конструкции корпус характеризуют большая жесткость и лучшие виброакустические свойства, повышенная прочность в местах расположения болтов крепления, уменьшение коробления при старении, возможность размещения большего объема масла, упрощение наружной

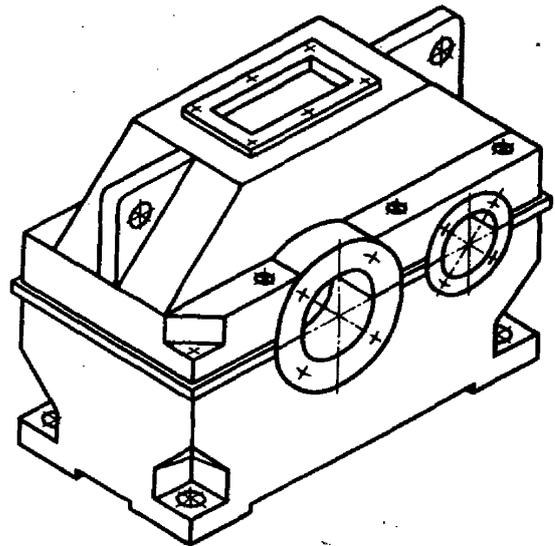


Рис. 17.7

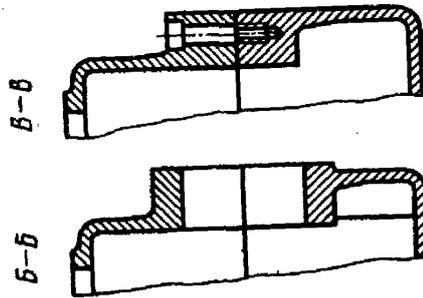
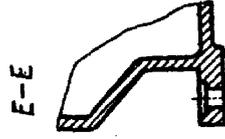
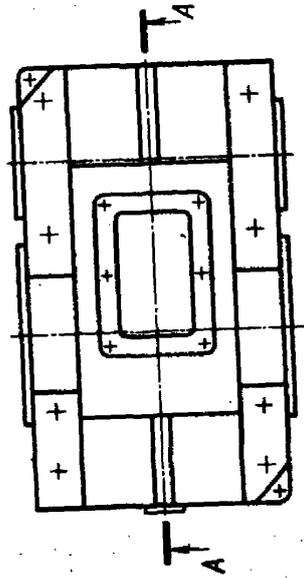
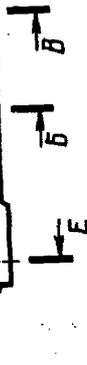
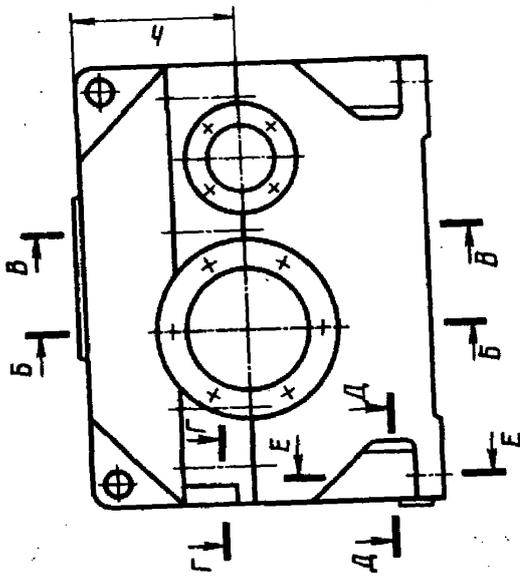
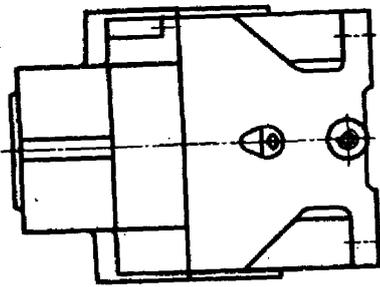
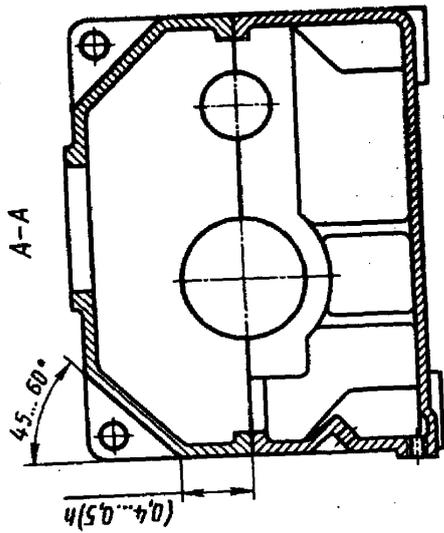


Рис. 17.8

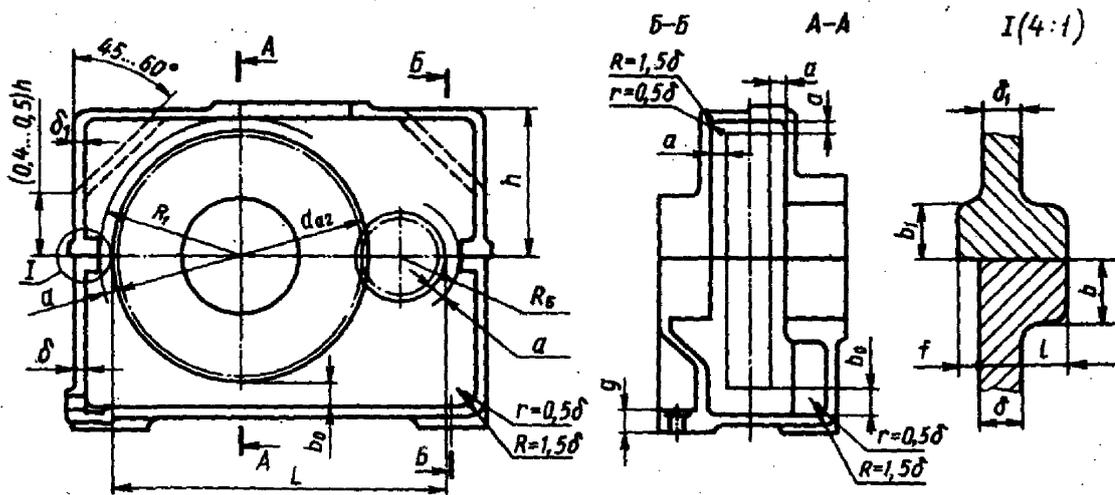


Рис. 17.9

очистки, удовлетворение современным требованиям технической эстетики. Однако масса корпуса из-за этого несколько возрастает, а литейная оснастка — усложнена.

Ниже рассмотрены общие вопросы конструирования основных элементов корпусов на примере цилиндрических редукторов. Для редукторов других типов даны рекомендации по конструированию только специфических элементов их корпусов.

**Цилиндрические редукторы.** На рис. 17.7, 17.8 показан корпус одноступенчатого цилиндрического редуктора. Для удобства сборки корпус выполняют разъемным. Плоскость разъема проходит через оси валов. Поэтому в многоступенчатых редукторах оси валов располагают в одной плоскости. Плоскость разъема для удобства обработки располагают параллельно плоскости основания. Верхнюю поверхность крышки, служащую технологической базой для обработки плоскости разъема, также выполняют параллельной плоскости основания. Разработку конструкции начинают с прорисовки контуров нижней (корпуса) и верхней (крышки корпуса) частей.

**Конструктивное оформление внутреннего контура редуктора** (рис. 17.9). Из центра тихоходного вала проводят тонкой линией дугу окружности радиусом

$$R_1 = 0,5d_{a2} + a,$$

где  $d_{a2}$  — наружный диаметр зубчатого колеса;  $a$  — зазор (см. 3.2).

Из центра быстроходного вала проводят дугу радиусом  $R_B$ , в качестве которого принимают большее значение из следующих двух:

$$R_B = 0,5d_{a1} + a \text{ или } R_B = 0,5D + a,$$

где  $d_{a1}$  — наружный диаметр шестерни;  $D$  — диаметр отверстия в корпусе для опоры быстроходного вала.

Толщина стенки крышки корпуса  $\delta_1 \approx 0,9\delta \geq 6$  мм, где  $\delta$  — толщина стенки корпуса. Затем оформляют крышку вертикальными стенками. Для уменьшения массы крышки боковые стенки выполняют наклонными (на рис. 17.9 показаны штриховыми линиями). Расстояние между дном корпуса и поверхностью колеса  $b_0 \approx 4a$ .

Для соединения корпуса и крышки по всему контуру плоскости разъема редуктора выполняют специальные фланцы (рис. 17.9, выноска I). На коротких

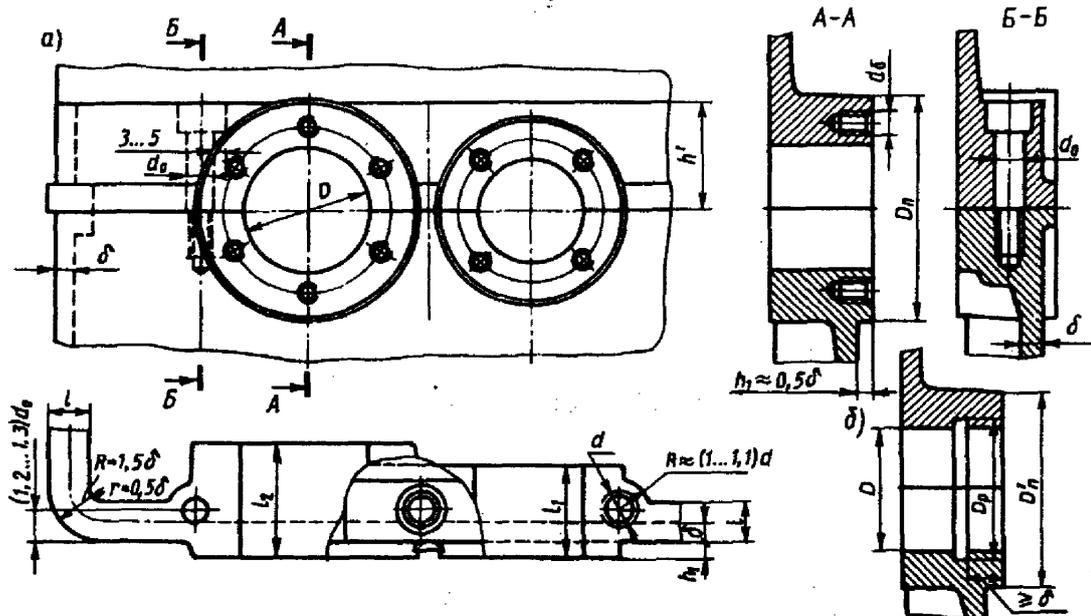


Рис. 17.10

боковых сторонах фланцы располагают внутрь от стенки корпуса. Вследствие погрешностей при изготовлении моделей крышки и корпуса, погрешностей при формовке и во время удаления моделей из формы размеры отливок получают с отклонениями от номинальных значений. Это приводит к несовпадению внешних контуров крышки и корпуса, ухудшает внешний вид. Несовпадение станет незаметным, если крышку корпуса выполнить с напуском. Размеры конструктивных элементов:

$$f = (0,4 \dots 0,5)\delta_1; \quad b = 1,5\delta; \quad b_1 = 1,5\delta_1; \quad l = (2 \dots 2,2)\delta.$$

Для осмотра колес и других деталей редуктора и для залива масла в крышке корпуса предусматривают окно (люк) возможно больших размеров. Форму окна (люка) принимают прямоугольной, реже — круглой (см. 17.5).

На продольных длинных сторонах редуктора фланцы корпуса располагают внутрь от стенки корпуса, а фланцы крышки — снаружи (рис. 17.8, сечения Б — Б, В — В). Фланцы объединяют с приливами (бобышками) для подшипников.

**Конструктивное оформление приливов для подшипниковых гнезд.** Приливы, в которых располагают подшипники, конструктивно оформляют по рис. 17.10. Диаметр прилива принимают (мм):

для закладной крышки (рис. 17.10, б) —  $D_{\text{п}} = 1,25D + 10$  мм;

для привертной крышки (рис. 17.10, а) —  $D_{\text{п}} = D_{\text{ф}} + 4 \dots 6$  мм,

где  $D_{\text{ф}}$  — диаметр фланца крышки подшипника см. 8.2. Там же приведены рекомендации по диаметру и числу винтов для крепления привертных крышек. Крепежные резьбовые отверстия для них обычно сверлят на станках при отдельной механической обработке корпуса и крышки редуктора. Поэтому нельзя проектировать отверстия в стыке крышки с корпусом, так как они могут быть выполнены только после сборки, что неудобно. Кроме того, при затяжке винтов действуют силы, отжимающие в этом случае крышку от корпуса.

Длину  $l$  подшипниковых гнезд (рис. 17.11, а — д) определяют конструктивно. Она зависит от размеров устанавливаемых в гнезде деталей: ширины подшипника  $l$ , высоты крышки  $2$ , толщины кольца  $3$ , осевого размера шайбы  $4$ . Так как осевые

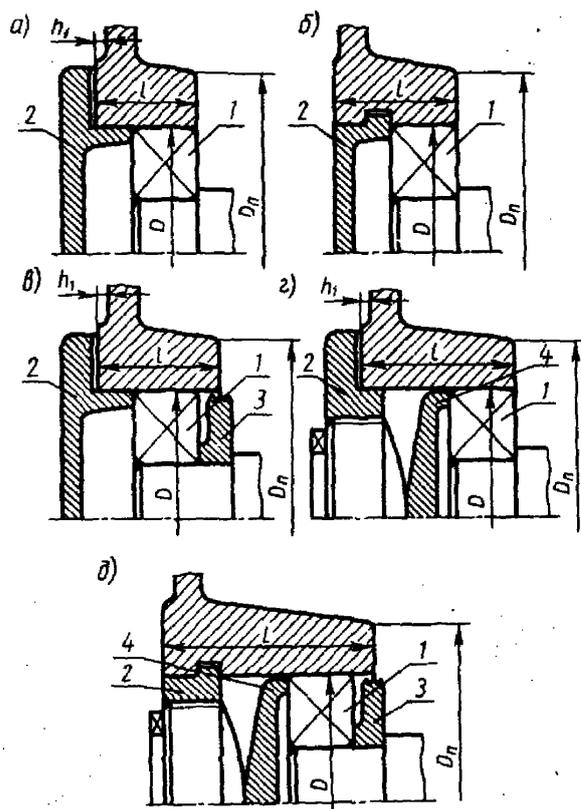


Рис. 17.11

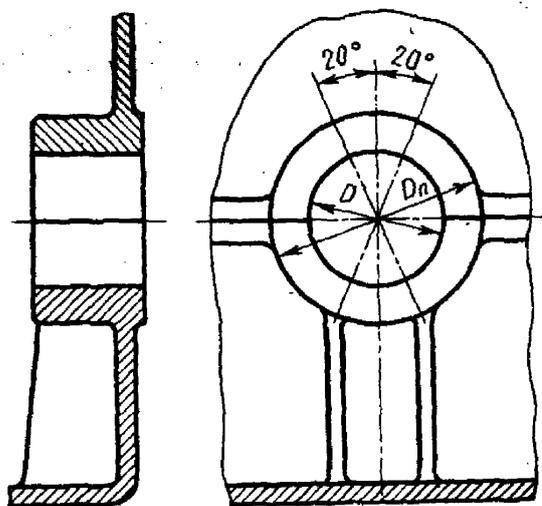


Рис. 17.12

размеры деталей и конструкции разных опор различны, то и длины подшипниковых гнезд выполняют разной длины (например, на рис. 17.10,  $l_1 < l_2$ ). Длину подшипниковых гнезд согласуют также с шириной фланца, необходимой для размещения головки винта или гайки. Жесткость приливов при необходимости можно повысить ребрами (рис. 17.12). *Не рекомендуют располагать ребра по оси отверстий.*

Для удобства обработки наружные торцы приливов всех подшипниковых гнезд, расположенных на одной стенке корпуса, должны лежать в одной плоскости (рис. 17.10).

**Крепление крышки редуктора к корпусу.** Для соединения крышки с корпусом используют болты с наружной шестигранной головкой (рис. 17.13, а) или, предпочтительнее, винты с цилиндрической головкой с шестигранным углублением «под ключ» (рис. 17.13, б). В последнем случае получают наименьшую ширину фланца. Ширину  $K$  фланца выбирают из условия свободного размещения головки винта (или гайки) и возможности поворота ее гаечным ключом на угол  $\geq 60^\circ$ . Винт заворачивают в резьбовое отверстие корпуса. Винты и болты должны быть класса прочности не менее 6.6. Размеры конструктивных элементов:

$$K = 2,35d; C = 1,1d; K_1 = 2,1d; C_1 = 1,05d; D \approx 2 \cdot d.$$

Диаметр  $d$  (мм) винтов крепления крышки принимают в зависимости от вращающего момента  $T$  (Н·м) на выходном валу редуктора:

$$d = 1,25 \sqrt[3]{T} \geq 10 \text{ мм.}$$

При проектировании отверстий под болты (винты) крепления крышки к корпусу руководствуются следующими рекомендациями:

- отверстия располагают преимущественно по продольным сторонам;
- в районе бобышек стараются максимально приблизить их к отверстию под подшипник (для увеличения жесткости соединения). Болт, расположенный между отверстиями под подшипники, размещают посередине между этими отверстиями;
- минимальное расстояние между стенками близко расположенных

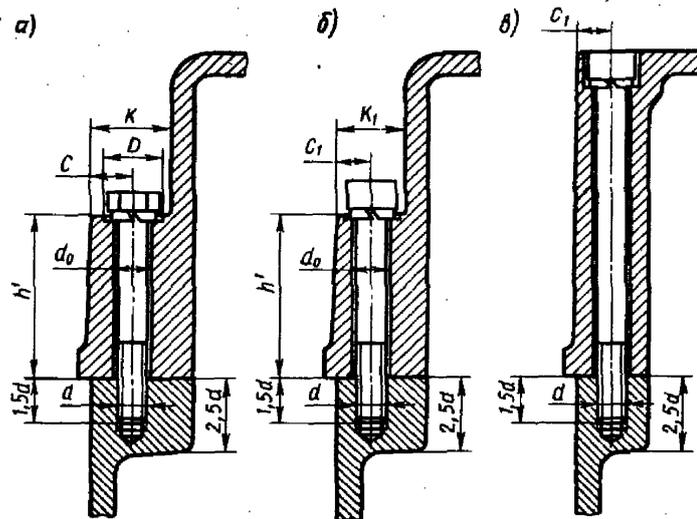


Рис. 17.13

отверстий должно составлять не менее 3...5 мм (рис. 17.10, а); для закладных крышек (рис. 17.10, б) это расстояние выдерживают между стенками отверстий диаметром  $D_p$  и  $d_0$ ;

— на длинных боковых сторонах помимо болтов в районе подшипниковых гнезд устанавливают дополнительно болты на фланцах той же (рис. 17.13) или меньшей толщины (рис. 17.14, а, б), примерно на одинаковом расстоянии один от другого — с шагом  $t_B = (10-12)d$ ;

— при необходимости установки стяжных болтов на коротких боковых сторонах корпуса их можно размещать в специально выполненных нишах (рис. 17.15).

Высоту  $h'$  (рис. 17.10, а; 17.13, а, б) прилива в крышке под стягивающий болт определяют графически, исходя из условия размещения головки болта на плоской опорной поверхности вне кольцевого прилива под подшипник большего диаметра ( $D_n$  или  $D'_n$ ). Размеры головки в зависимости от диаметра  $d$  резьбы по табл. 24.39, 24.42. Для всего редуктора эту высоту принимают одинаковой, исходя из максимального значения  $D_n$  ( $D'_n$ ). При небольшой высоте крышки корпуса болты выводят на внешнюю поверхность крышки (рис. 17.13, в). Опорные поверхности на крышке обрабатывают в зависимости от формы головки винта (табл. 17.1). При качественном выполнении литья опорные поверхности под головки болтов можно не обрабатывать.

**Фиксирование крышки относительно корпуса.** Отверстия в подшипниковом гнезде для установки подшипников должны иметь правильную цилиндрическую форму (допускаемое отклонение составляет доли допуска 7-го качества). При сборке редуктора во время затяжки болтов, соединяющих корпус с крышкой, возможно некоторое смещение крышки относительно корпуса, что вызовет деформирование наружных колец подшипников, имеющих малую жесткость. Кроме того, торцы приливов у подшипниковых гнезд на крышке редуктора и корпусе могут не совпасть,

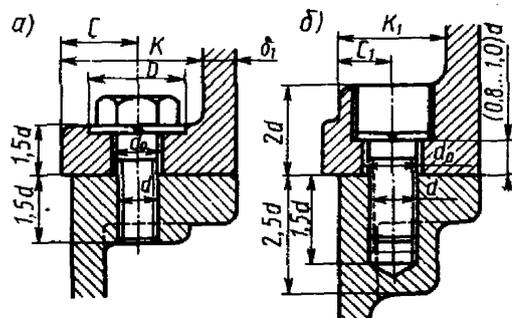


Рис. 17.14

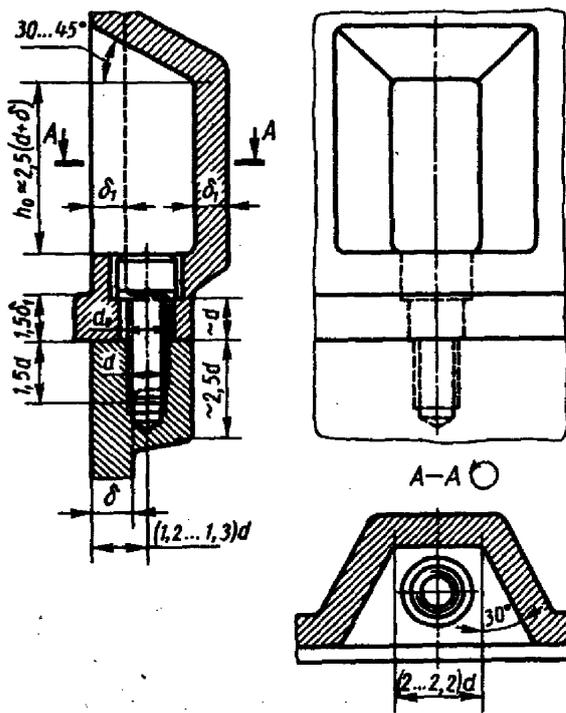


Рис. 17.15

что повлечет перекос крышек подшипников и наружных колец самих подшипников. Следовательно, при сборке редуктора нужно точно фиксировать положение крышки относительно корпуса. Необходимую точность фиксирования достигают штифтами, которые располагают на возможно большем расстоянии друг от друга. Диаметр штифтов

$$d_{шт} = (0,7...0,8)d,$$

где  $d$  — диаметр крепежного винта.

Кроме фиксирования штифты предохраняют крышку и корпус от сдвига при растачивании подшипниковых отверстий. Обычно применяют два конических штифта с внутренней резьбой (рис. 17.16, а, б), которые устанавливают по срезам углов крышки (рис. 17.7, 17.8) или в специально выполненных нишах (рис. 17.16, в). Резьбу используют для извлечения штифта при разборке редуктора. Если нельзя применить

конические штифты, то для фиксации крышки и корпуса используют цилиндрические штифты. Четыре цилиндрических штифта ставят в стык деталей (рис. 17.16, г) по одному со стороны каждой стенки корпуса. Размеры цилиндрических и конических штифтов принимают по табл. 24.35—24.37.

Таблица 17.1

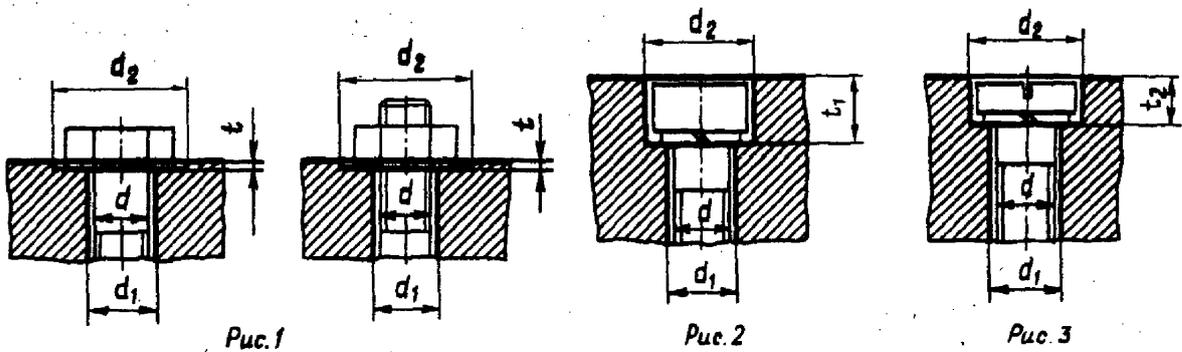


Рис. 1

Рис. 2

Рис. 3

Диаметр резьбы	$d$	6	8	10	12	14	16	18	20	22	24
Диаметр отверстия: под стяжной болт	$d_1$	$\frac{6,6}{7}$	$\frac{9}{10}$	$\frac{11}{12}$	$\frac{14}{15}$	$\frac{16}{17}$	$\frac{18}{19}$	$\frac{20}{21}$	$\frac{22}{24}$	$\frac{24}{26}$	$\frac{26}{28}$
под болт крепления к плите (раме)											
Диаметр цековки под головку болта или гайку с уменьшенным размером под ключ (рис. 1)	$d_2$	14	18	20	24	26	30	32	36	40	42
Глубина цековки	$t$	0,5...1,0									

Диаметр резьбы	$d$	6	8	10	12	14	16	18	20	22	24
Диаметр отверстия под головку винта (рис. 2,3)	$d_2$	11	15	18	20	24	26	30	34	36	40
Глубина отверстия под головку винта:											
по рис. 2	$t_1$	9	11	14	16	19	21	23	26	28	31
по рис. 3	$t_2$	7	8	10	11	13	14	15	17	18	20

Поверхности сопряжения корпуса и крышки для плотного их прилегания шабруют или шлифуют. При сборке узла эти поверхности для лучшего уплотнения покрывают тонким слоем герметика. Прокладки в плоскость разъема не ставят из-за вызываемых ими искажения формы посадочных отверстий под подшипники и смещения осей отверстий с плоскости разъема.

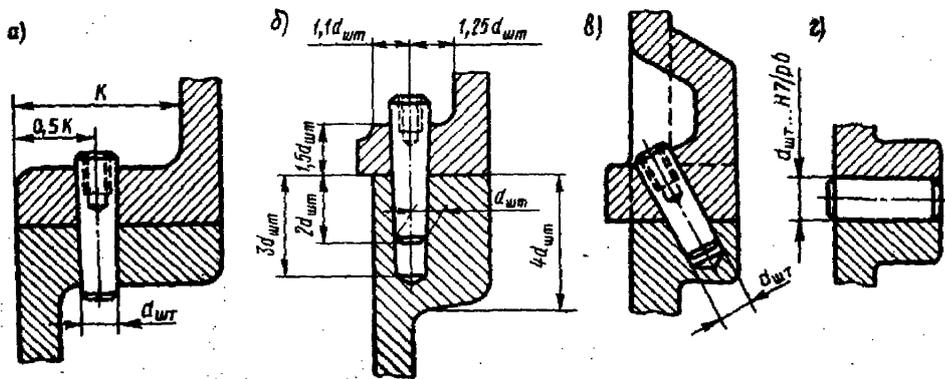


Рис. 17.16

**Конструктивное оформление опорной части корпуса.** Опорную поверхность корпуса следует выполнять в виде нескольких небольших пластинок, расположенных в местах установки болтов или шпилек (рис. 17.17, а, б). Такое расположение снижает расход металла и уменьшает время обработки опорной поверхности корпуса, снижает нагрузки на резьбовые детали. Можно выполнять опорную поверхность в виде двух длинных параллельно расположенных пластинок. Конструкции мест крепления корпуса к плите или раме показаны на рис. 17.18—17.20.

Диаметр винта крепления редуктора к плите (раме):  $d_k \approx 1,25d$ , где  $d$  — диаметр винта крепления крышки и корпуса редуктора. Число  $z$  винтов принимают в зависимости от межосевого расстояния  $a_{вт}$  (мм) тихоходной ступени:  $z = 4$  при  $a_{вт} \leq 315$ ;  $z = 6$  при  $315 < a_{вт} \leq 710$ .

Места крепления корпуса к плите или раме располагают на возможно большем (но в пределах габарита корпуса) расстоянии друг от друга и оформляют в виде ниш, расположенных по углам корпуса (рис. 17.7, 17.8, 17.18). Если нишу не удается расположить в углу корпуса, то ее выносят на боковую стенку (рис. 17.19). Высоту ниши принимают при креплении болтами  $h_0 = 2,5(d_k + \delta)$ ; шпильками  $h_0 = (2...2,5)d_k$ .

Иногда винты размещают на высоких приливах (рис. 17.20). Когда это возможно, редуктор крепят к раме снизу (рис. 17.21).

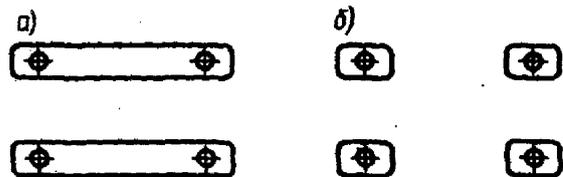


Рис. 17.17

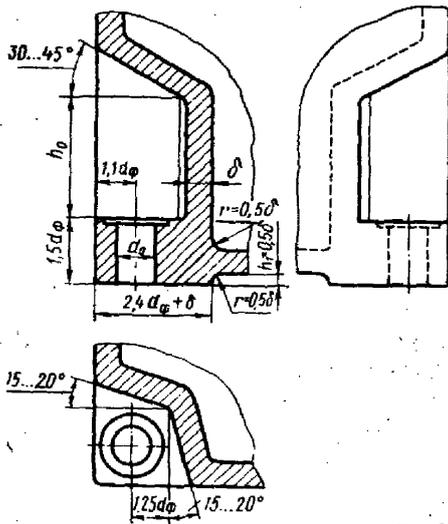


Рис. 17.18

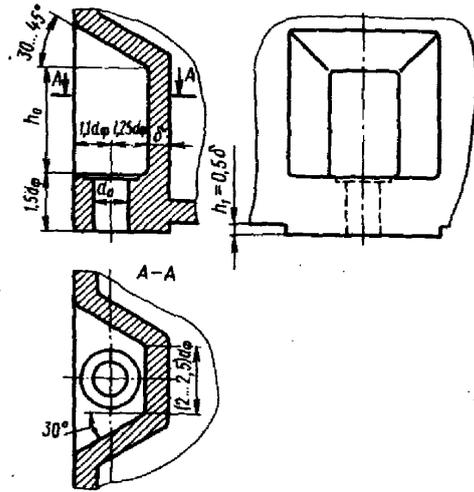


Рис. 17.19

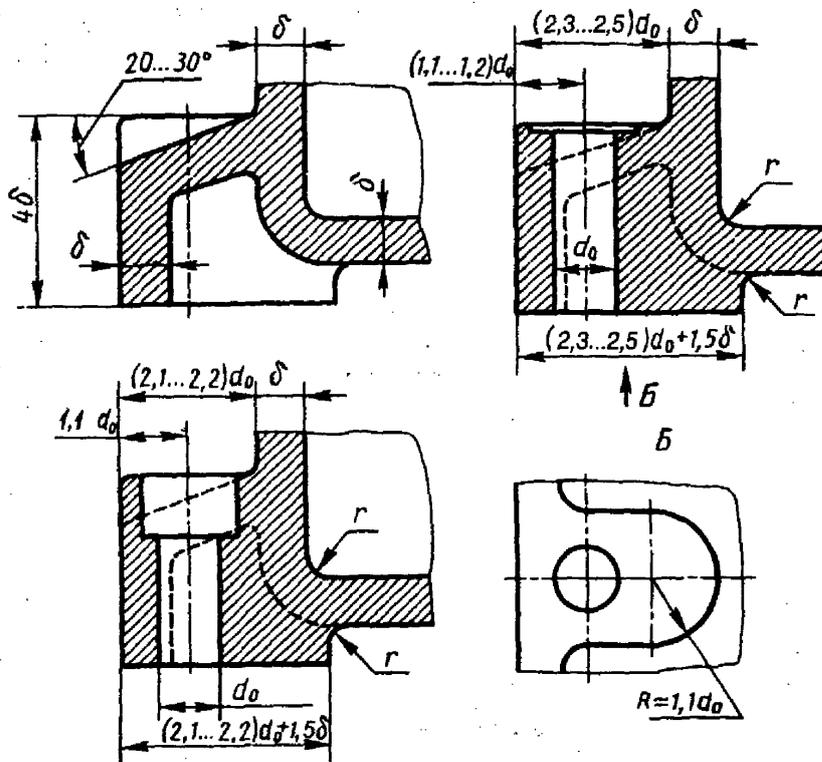


Рис. 17.20

**Оформление сливных отверстий.** Наиболее часто в редукторах используют картерную систему смазывания, при которой корпус является резервуаром для масла. Масло заливают через верхний люк. При работе передачи масло постепенно загрязняют продукты изнашивания, оно стареет — свойства его ухудшаются. Поэтому масло периодически меняют. Для слива масла в корпусе выполняют сливное отверстие, закрываемое пробкой.

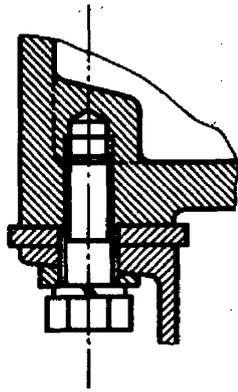


Рис. 17.21

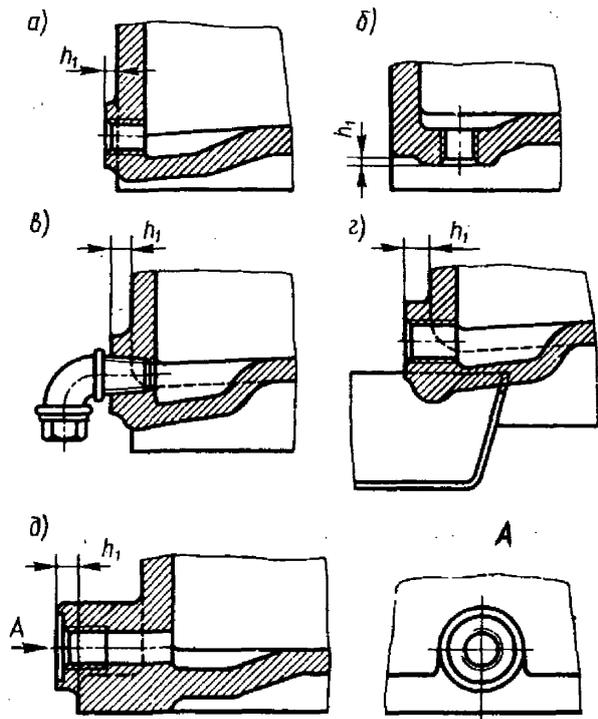
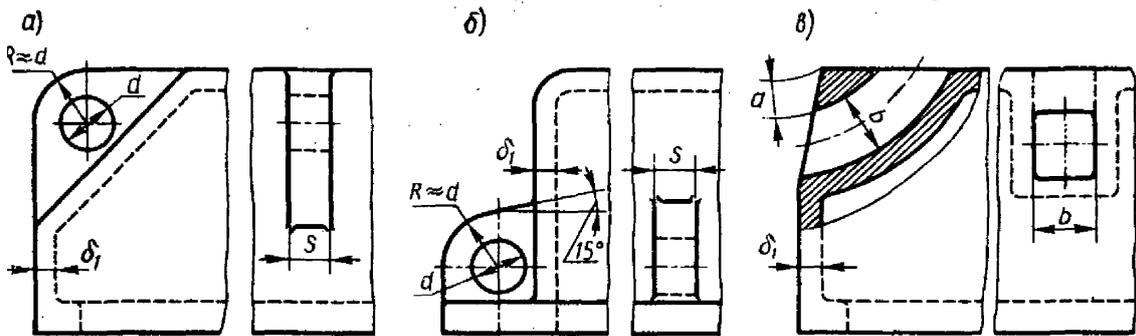
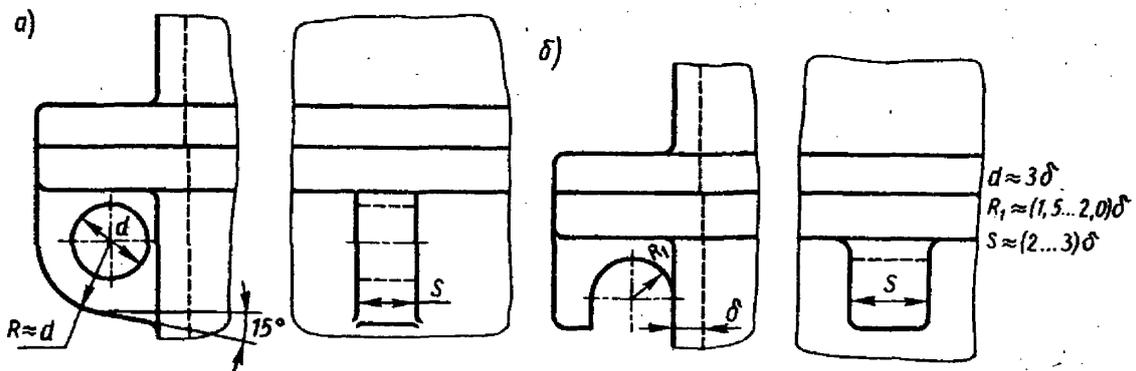


Рис. 17.22



$d \approx 3\delta_i; S \approx (2...3)\delta_i; a \approx (1,6...1,8)\delta_i; b \approx 3\delta_i;$

Рис. 17.23



$d \approx 3\delta$   
 $R_1 \approx (1,5...2,0)\delta$   
 $S \approx (2...3)\delta$

Рис. 17.24

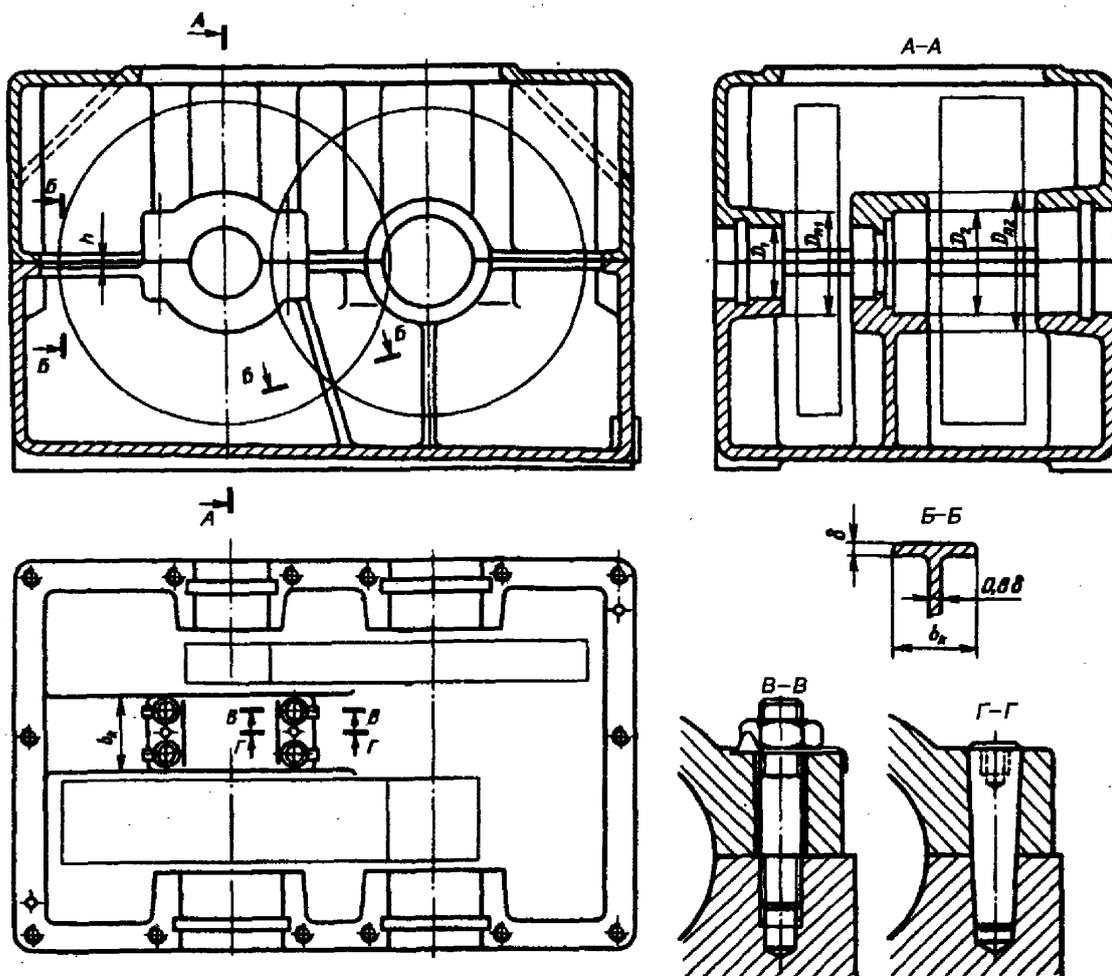


Рис. 17.25

Дно корпуса, особенно при больших габаритах, желательно делать с уклоном  $0,5...1,0^\circ$  в сторону сливного отверстия. Кроме того, у самого отверстия нужно делать местное углубление (рис. 17.22, а). Сливное отверстие должно быть достаточно большого диаметра. При таком исполнении масло почти без остатка может быть слито из корпуса.

При замене масла часть его может стекать по внешней стенке корпуса на плиту или основание. Поэтому лучше сливное отверстие располагать (если это удобно для пользования) в дне корпуса (рис. 17.22, б).

Иногда оказывается удобным в отверстие корпуса ввернуть угольник, а последний закрыть пробкой (рис. 17.22, в). В отдельных конструкциях применяют отверстия с «бородой» (рис. 17.22, г), не позволяющей маслу растекаться по наружной поверхности корпуса. Если сливное отверстие приходится располагать на стороне опорного фланца корпуса, то его выполняют в приливе, как показано на рис. 17.22, д.

Перед сверлением сливного отверстия прилив в корпусе фрезеруют, поэтому он должен выступать над необрабатываемой поверхностью на высоту  $h_1 = 0,5\delta$ .

Отверстие для выпуска масла закрывают пробкой с цилиндрической или конической резьбой (см. 11.3). Цилиндрическая резьба не создает надежного уплотнения, а коническая обеспечивает герметичное соединение и пробки с этой резьбой дополнительного уплотнения не требуют, поэтому и имеют преимущественное применение.

**Оформление прочих конструктивных элементов корпусных деталей.** Для подъема и транспортирования крышки корпуса и редуктора в сборе применяют проушины, отливая их заодно с крышкой (рис. 17.23). По рис. 17.23, а, б проушина выполнена в виде ребра с отверстием; по рис. 17.23, в — в виде сквозного отверстия в крышке.

Для подъема и транспортирования корпусов больших размеров предусматривают крючья или проушины (рис. 17.24, а, б), которые отливают заодно с корпусом.

Конструктивные формы корпусов редукторов, описанные выше, не являются единственно возможными. В случае необходимости можно создавать другие конструкции.

**Цилиндрические соосные редукторы.** Корпуса соосных редукторов отличает наличие дополнительной стенки, расположенной внутри корпуса и предназначенной для размещения опор соосных валов (рис. 17.25).

Ширину прилива для подшипников, расположенных в этой стенке, принимают (см. рис. 7.51)

$$b_k = B_1 + B_2 + q,$$

где  $B_1$  и  $B_2$  — ширина наружных колец подшипников;  $q = (1...1,2)\delta$ .

Отверстия для подшипников в зависимости от принятой схемы исполнения конструируют с уступами (рис. 17.25, А — А), с канавкой или гладкими (рис. 7.51). Внешний диаметр  $D_n$  прилива принимают по формулам, приведенным на стр. 263. Крышку подшипников крепят к корпусу болтами или шпильками ( $B — B$ ) и фиксируют двумя коническими штифтами ( $\Gamma — \Gamma$ ). Для увеличения жесткости стенки ее верхний край имеет горизонтальное ребро. Чтобы не мешать обработке плоскости разъема, ребро располагают от плоскости разъема на расстоянии  $h = (0,4...0,5)\delta$  (рис. 17.25).

Корпус соосного редуктора, в котором тихоходная ступень имеет внутреннее зацепление (рис. 17.26), отличается тем, что в приливе 1 на внутренней стенке размещают опоры трех валов: соосных входного и выходного, а также промежуточного. Ширину  $b_k$  крышки, закрывающей прилив для опор, определяют по приведенной выше формуле; ширину  $b_1$  принимают равной  $(1,0...1,2)B$ , где  $B$  — ширина подшипника промежуточного вала.

Часто в задней стенке корпуса делают отверстие 2 (рис. 17.26) для прохода оправки (см. также рис. 17.6). По окончании обработки во внутренней стенке отверстий под подшипники технологическое отверстие 2 закрывают крышкой. Если внутренняя стенка полностью перекрывает корпус, то при общей масляной ванне для сообщения обеих частей корпуса в ней делают окна 3, чаще всего прямоугольной формы.

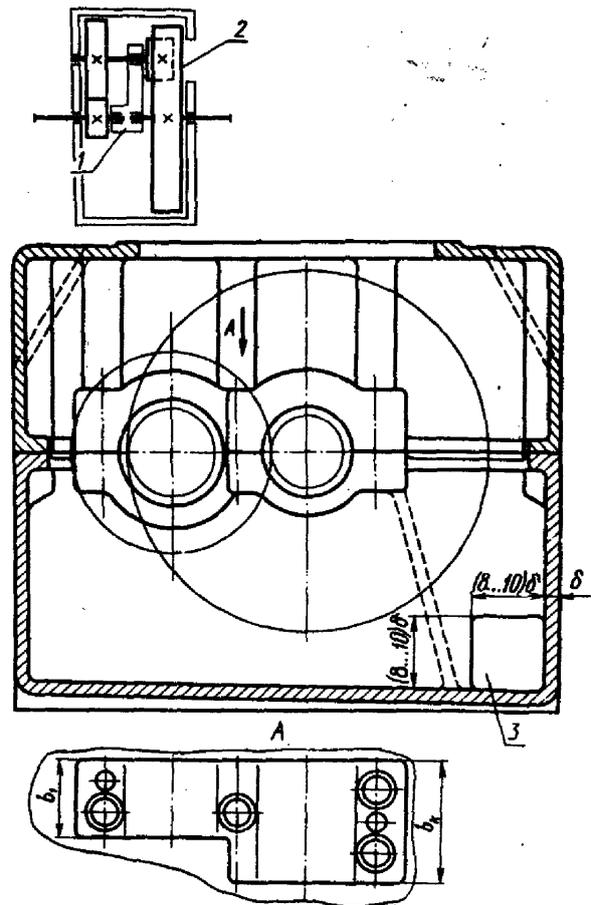


Рис. 17.26

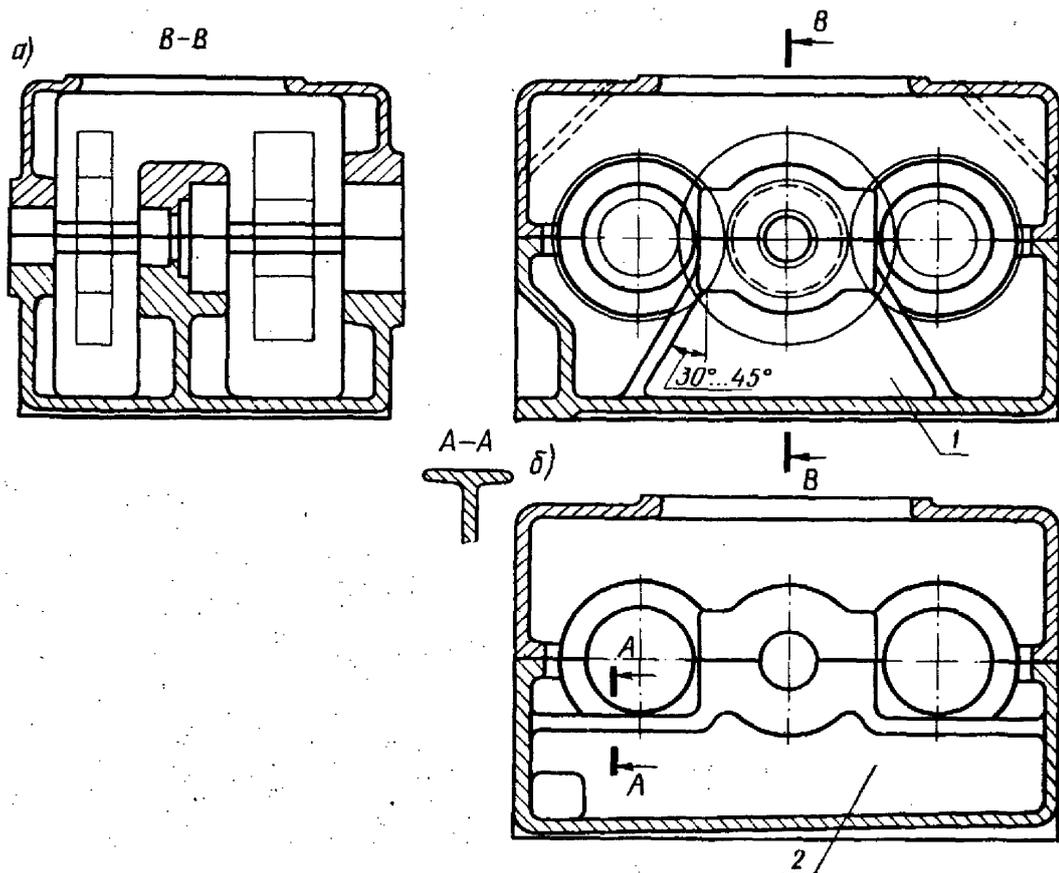


Рис. 17.27

Корпуса **двухпоточных** соосных редукторов симметричны относительно осей входного и выходного валов. Для размещения внутренних опор этих валов в середине корпуса отливают стойку 1 (рис. 17.27, а) или стенку 2 с приливом (рис. 17.27, б).

Корпуса **трехпоточных** соосных редукторов для удобства сборки лучше выполнять составными из трех частей: собственно корпуса и двух боковых крышек (рис. 17.28). По всему контуру корпуса и крышек предусматривают фланцы, а в местах расположения винтов — местные приливы. Крышки крепят к корпусу винтами (А — А) и фиксируют двумя штифтами (Г — Г). Диаметры  $d$  винтов принимают:  $d = 8$  мм при  $a_w$  до 80 мм;  $d = 10$  мм при  $a_w$  свыше 80 мм. Расстояние между винтами  $l_b \approx 10d$ .

Диаметры штифтов  $d_{шт} = (0,7...0,8)d$ . Высоту  $H$  крышек принимают  $H = h + l$ , где  $h = (0,4...0,5)\delta$  — расстояние между обработанной и необработанной поверхностями крышки;  $l$  — длина подшипникового гнезда.

Крепление редуктора к плите или раме выполняют болтами или шпильками. Головки болтов или гайки размещают в нишах (см. рис. 17.18, 17.19) или на высоких приливах (рис. 17.20). Очень удобно такой редуктор крепить к раме снизу (рис. 17.21).

**Коническо-цилиндрические и конические редукторы.** Отличительной особенностью корпусов этих редукторов является прилив, в котором размещают комплект вала конической шестерни со стаканом, подшипниками и крышкой. На рис. 17.29 показан корпус коническо-цилиндрического редуктора. Размеры прилива:

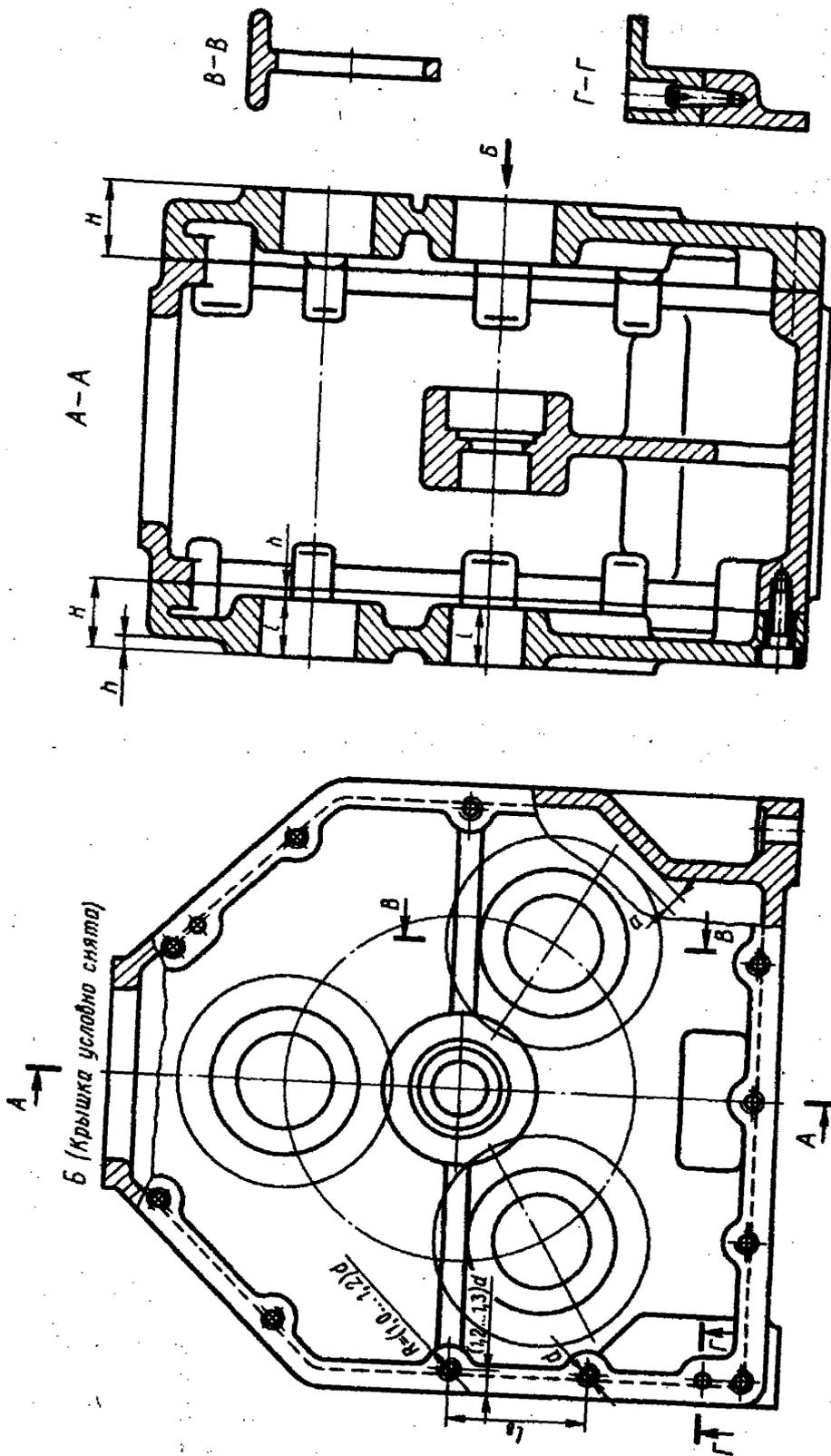


Рис. 17.28

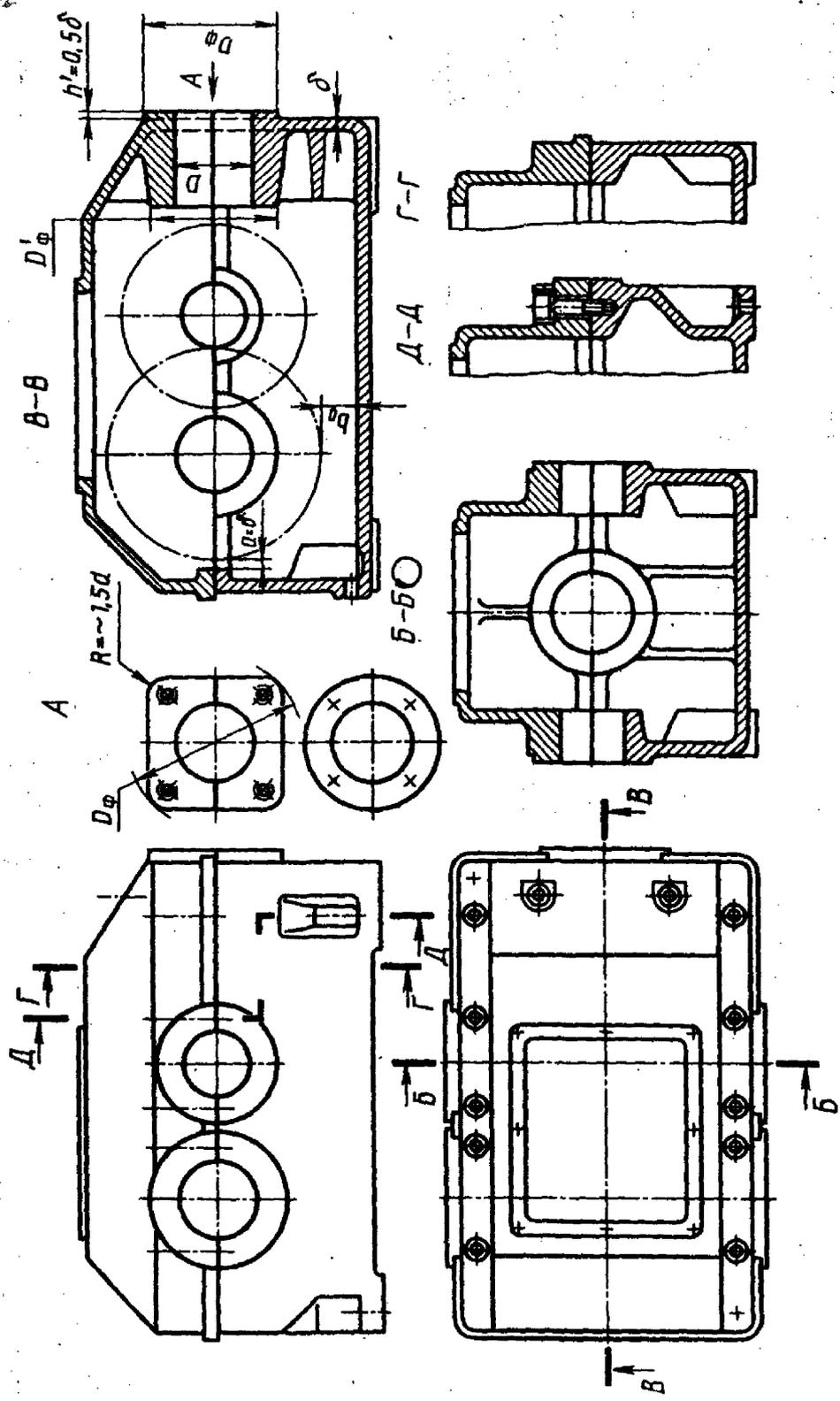


Рис. 17.29

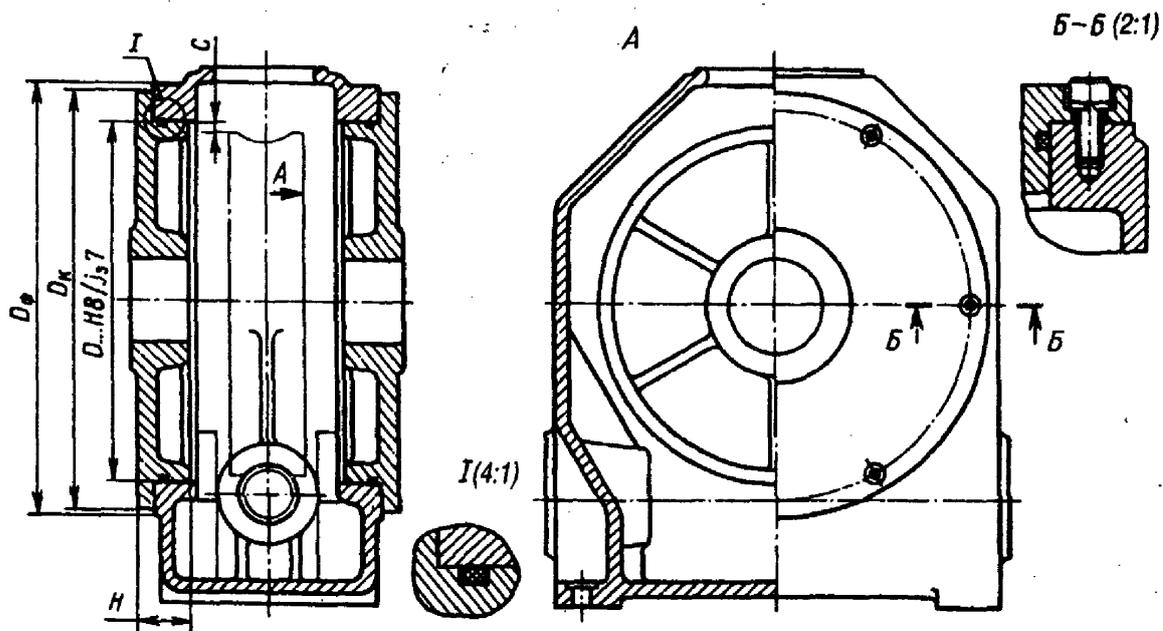


Рис. 17.30

$D_{\phi} = D d_k + (4 \dots 6)$  мм, где  $D_k$  — наружный диаметр крышки подшипника;  $D'_{\phi} = 1,25D + 10$  мм. С целью повышения жесткости прилив связывают ребрами с корпусом и крышкой редуктора. На выходе расточного инструмента, обрабатывающего отверстие под подшипники вала-шестерни, должна быть создана плоскость, перпендикулярная оси отверстия. Это предохранит расточной инструмент от поломки. Форма прилива при наблюдении по стрелке *A* может быть круглой или квадратной. Меньший расход металла характеризует квадратную форму платика. Соответствующую форму придают фланцам стакана и крышки подшипника.

Остальные элементы корпуса коническо-цилиндрического редуктора такие же, как и цилиндрического.

**Червячные редукторы.** Корпуса червячных редукторов конструируют двух исполнений: *неразъемные* (при  $a_w \leq 140$  мм) с двумя окнами на боковых стенках, через которые при сборке вводят в корпус комплект вала с червячным колесом, и *разъемные* (плоскость разъема располагают по оси вала червячного колеса).

Боковые крышки неразъемных корпусов центрируют по переходной посадке и крепят к корпусу винтами (рис. 17.30). Диаметры винтов принимают при  $a_w = 100 \dots 125$  мм  $d = 8$  мм; при  $a_w \geq 140$  мм  $d = 10$  мм. Расстояние между винтами  $l_b \approx 10d$ .

Для удобства сборки диаметр  $D$  отверстия окна выполняют на  $2C = 2 \dots 5$  мм больше максимального диаметра  $d_{ам2}$  колеса. Чтобы добиться необходимой жесткости, боковые крышки выполняют высокими  $H \geq 0,1 D_k$ , с шестью радиально расположенными ребрами; диаметр прилива  $D_{\phi} = D_k + 4 \dots 6$  мм, где  $D_k = D + (4 \dots 4,4)d$ . Соединение крышек с корпусом уплотняют резиновыми кольцами круглого сечения (рис. 17.30, выносной элемент *I*).

На рис. 17.31 и 17.32 показаны примеры конструкций разъемных корпусов червячных редукторов с нижним и верхним расположением червяка. Для увеличения жесткости червяка его опоры насколько возможно сближают. Места расположения приливов определяют прочерчиванием, выдерживая соотношения:

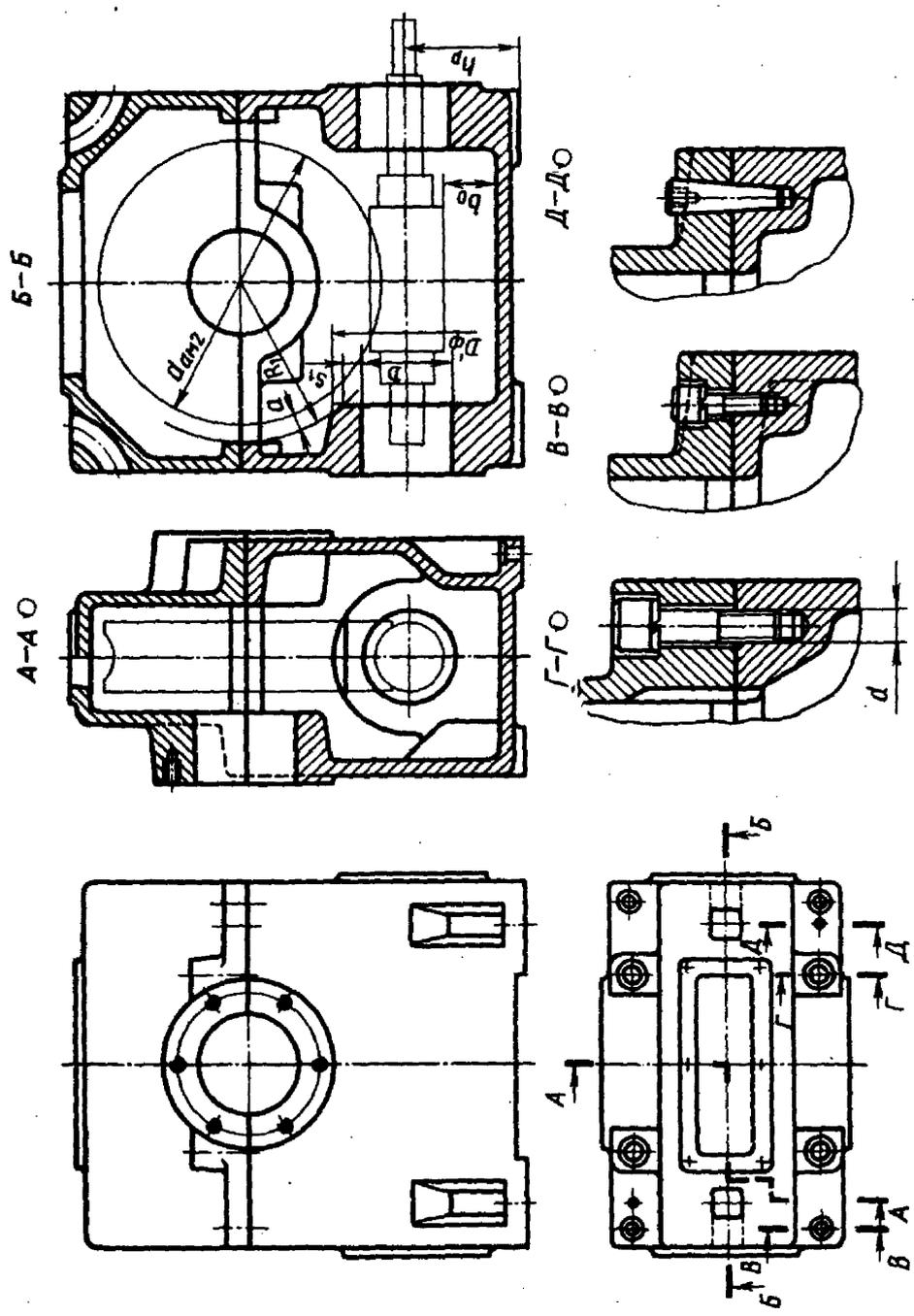


Рис. 17.31

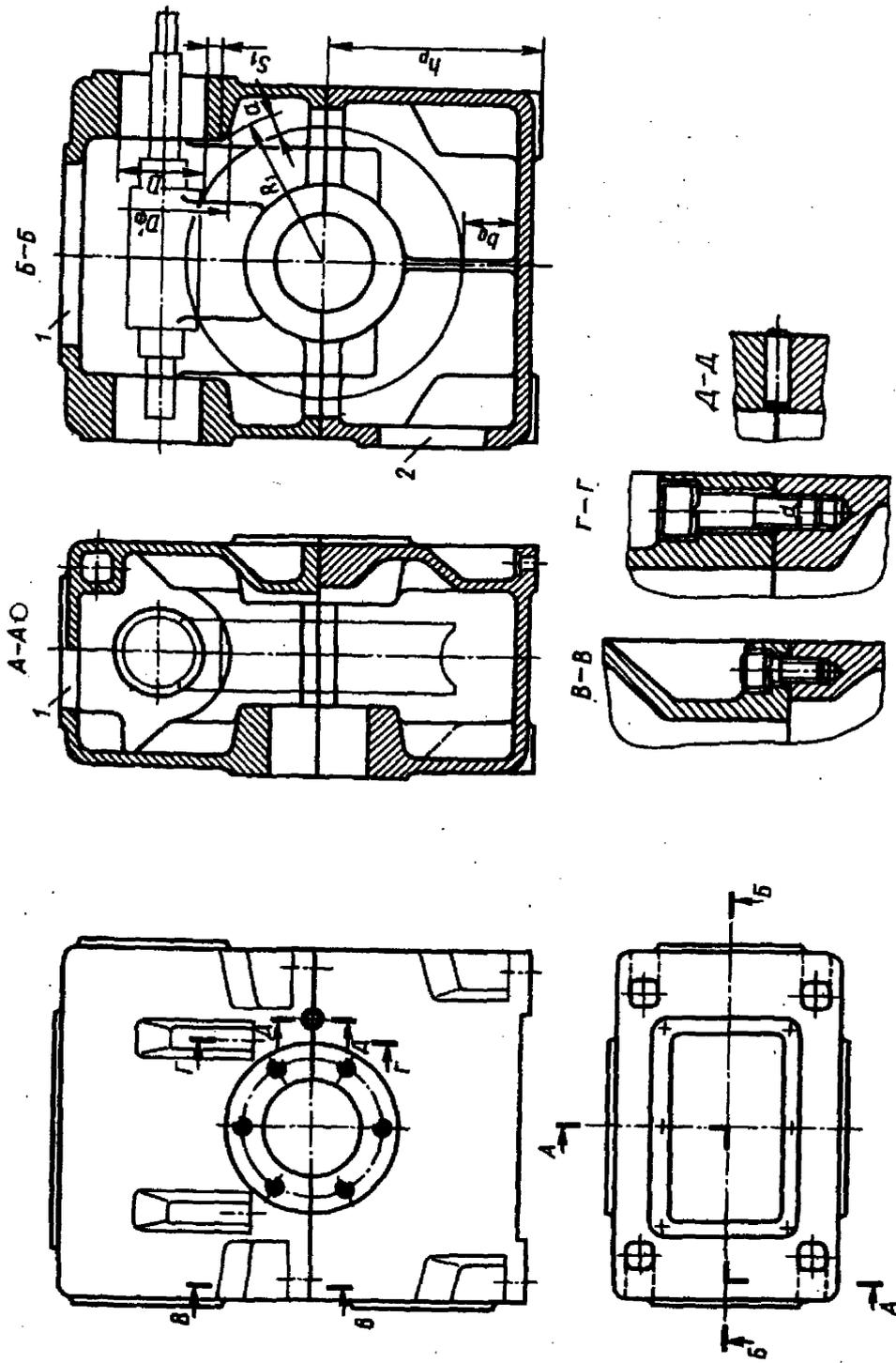


Рис. 17.32

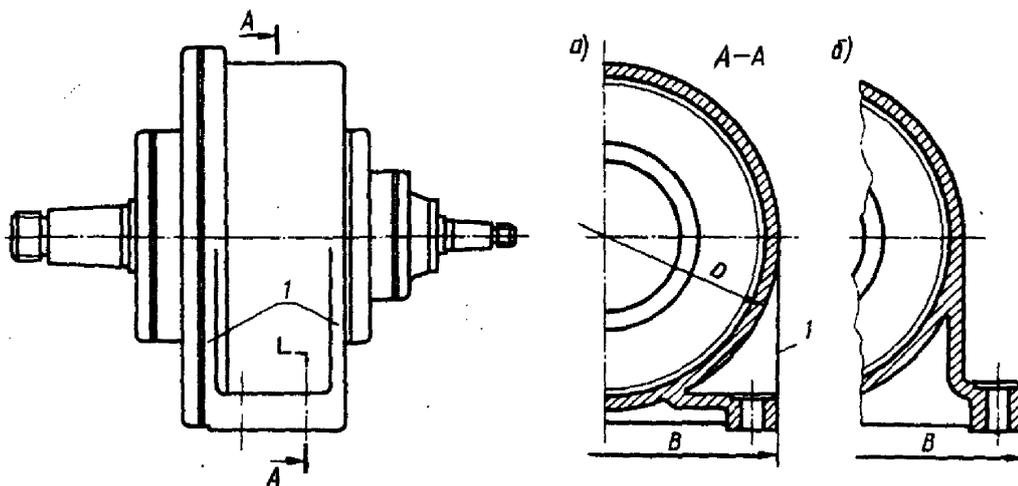


Рис. 17.33

$R_1 = 0,5d_{aM2} + a$ ;  $a \approx \delta$ ;  $S_1 \approx 0,1D$ ;  $D'_\phi = 1,25D + 10$  мм. Если боковые стороны редуктора оказываются достаточно протяженными, то помимо болтов в районе подшипниковых отверстий вала червячного колеса устанавливают дополнительные стяжные болты на фланцах меньшей толщины (рис. 17.31 и 17.32). Расстояние между болтами  $\approx 10d$ .

Для контроля правильности зацепления и расположения пятна контакта, а также для залива масла в крышке корпуса предусматривают люк. При верхнем расположении червяка (рис. 17.32) через люк 1 невозможно наблюдать за зубьями колеса, так как их закрывает червяк. Поэтому в корпусе на узкой боковой стенке делают смотровое окно 2, через которое наблюдают за расположением пятна контакта на зубьях колеса при регулировании зацепления во время сборки редуктора. После сборки окно закрывают крышкой, в которую может быть вмонтирован маслоуказатель.

Крепление крышки к корпусу при верхнем расположении червяка выполняют винтами с цилиндрической головкой и шестигранным углублением под ключ (или шпильками), установленными в нишах (рис. 17.32, 17.15).

Расстояние  $b_0$  от поверхности наружного цилиндра червяка (рис. 17.31) или колеса (рис. 17.32) до дна корпуса может быть увеличено, если согласуют размеры  $b_0$  в редукторе и в сопряженных узлах (электродвигатель, приводной вал и др.).

## 17.5. КРЫШКИ ЛЮКОВ

Для заливки масла в редуктор, контроля правильности зацепления и для внешнего осмотра деталей делают люки. Чтобы удобнее было заливать масло и наблюдать за зубчатыми (червячными) колесами при сборке и эксплуатации, размеры люков должны быть возможно большими. Люки делают прямоугольной или (реже) круглой формы и закрывают крышками, изготовленными из стального листа, литыми из чугуна, алюминиевого сплава или прессованными из пластмассы.

Широко применяют стальные крышки (рис. 17.38) из листов толщиной  $\delta_k$ :

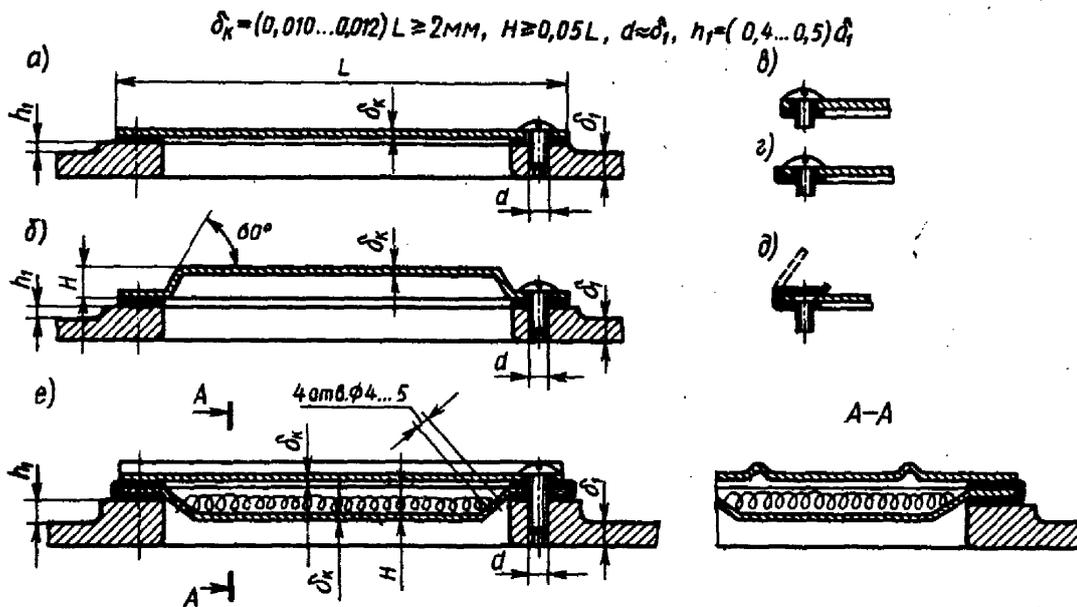


Рис. 17.38

при единичном и мелкосерийном производстве — простой формы (а), а при средне- и крупносерийном — штампованную (б).

Для того чтобы внутрь корпуса извне не засасывалась пыль, под крышку ставят уплотняющие прокладки из прокладочного картона марки А толщиной 1...1,5 мм. В последнее время вместо картона для прокладок стали применять полосы из технической резины марки МБС толщиной 2...3 мм, привулканизированные к крышке. На рис. 17.38, в — д показаны три исполнения прокладок: два исполнения — простая полоса и полоса с отбортовкой, закрывающей грани крышки, — крепят к корпусу винтами с полукруглой головкой; в третьем исполнении применены винты с потайной головкой, которые по соображениям эстетики полностью закрыты резиновой полосой. В этом исполнении резина привулканизирована только к нижней стороне крышки. Верхнюю часть прокладки можно отгибать при завинчивании или отвинчивании винтов.

На рис. 17.38, е показана составная крышка-отдушина. Во внутренней штампованной крышке пробиты 2—4 отверстия диаметром 4...5 мм. Эта крышка окантована с двух сторон привулканизированной резиной. Наружная крышка — плоская. Вдоль длинной ее стороны выдавлены 2—3 гребня (сеч. А — А), через которые внутренняя полость редуктора соединена с внешней средой. Пространство между внутренней и внешней крышками заполнено фильтром из тонкой медной проволоки или синтетических нитей.

Крышки крепят винтами, располагая их на расстоянии  $\sim (12 \dots 15)d$ .

На рис. 17.39 приведены конструкции литых крышек прямоугольной (а) и круглой (б) формы. Их изготавливают из чугуна, алюминиевого сплава. Аналогична конструкция крышек, прессованных из пластмассы.

Толщины  $\delta_k$  стенок и высоту  $H$  принимают для крышек: чугунных —

$$\delta_k = (0,7 \dots 0,8)\delta \geq 6 \text{ мм}; H \geq 0,08L(D_k);$$

из алюминиевого сплава и пластмассы —

$$\delta_k = (0,5 \dots 0,6)\delta \geq 5 \text{ мм}; H \geq 0,05L(D_k),$$

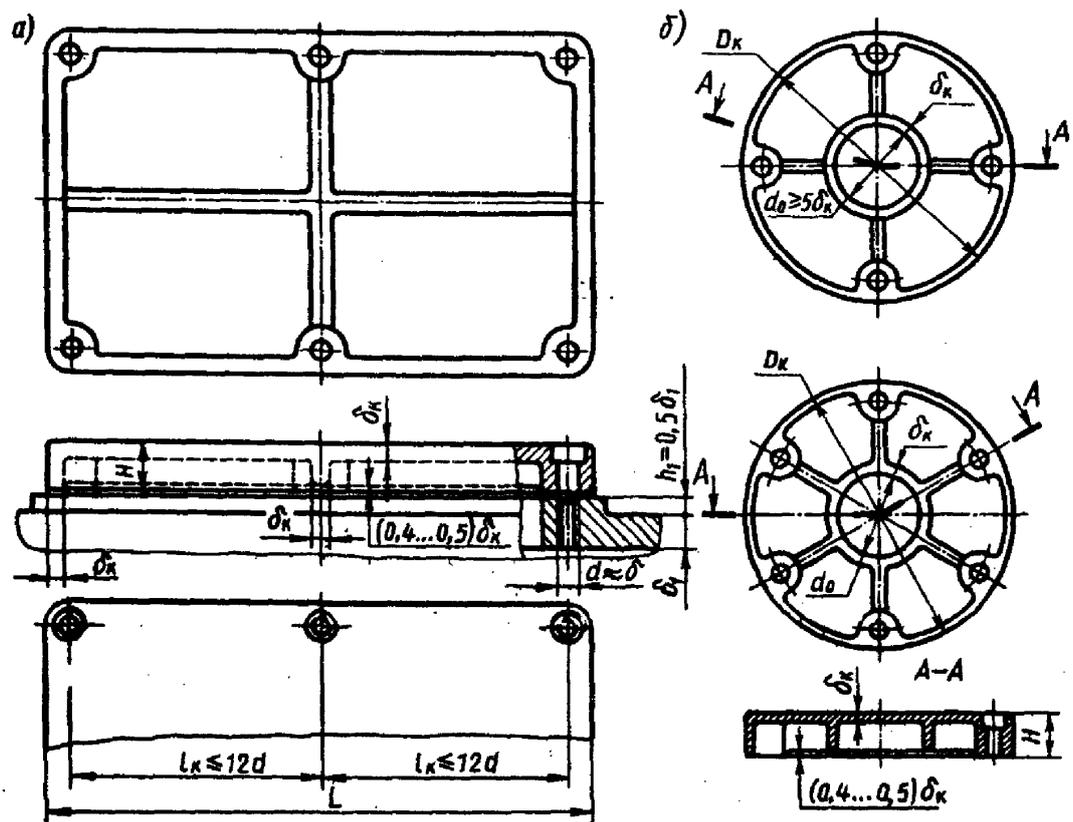


Рис. 17.39

где  $\delta$  — толщина стенки корпуса редуктора (коробки передач).

Толщина  $\delta_k$  стенок в любом сечении крышки должна быть по возможности одинаковой. Крышки усиливают ребрами жесткости. Чтобы радиальные ребра в круглых крышках не соединялись в общий узел, выполняют кольцевое ребро диаметром  $d_0 \geq 5\delta$  (рис. 17.39, б).

В крышках люков удобно располагать пробковые отдушины (рис. 11.16).

## 11.1. СМАЗЫВАНИЕ ЗУБЧАТЫХ И ЧЕРВЯЧНЫХ ПЕРЕДАЧ

Для смазывания передач широко применяют картерную систему. В корпус редуктора или коробки передач заливают масло так, чтобы венцы колес были в него погружены. Колеса при вращении увлекают масло, разбрызгивая его внутри корпуса. Масло попадает на внутренние стенки корпуса, откуда стекает в нижнюю его часть. Внутри корпуса образуется взвесь частиц масла в воздухе, которая покрывает поверхность расположенных внутри корпуса деталей.

Картерное смазывание применяют при окружной скорости зубчатых колес и червяков от 0,3 до 12,5 м/с. При более высоких скоростях масло сбрасывает с зубьев центробежная сила и зацепление работает при недостаточном смазывании. Кроме того, заметно возрастают потери мощности на перемешивание масла, повышается его температура.

Выбор смазочного материала основан на опыте эксплуатации машин.

*Преимущественное применение имеют масла.* Принцип назначения сорта масла следующий: чем выше окружная скорость колеса, тем меньше должна быть вязкость масла и чем выше контактные давления в зацеплении, тем большей вязкостью должно обладать масло. Поэтому требуемую вязкость масла определяют в зависимости от контактного напряжения и окружной скорости колес (табл. 11.1). По табл. 11.2 выбирают марку масла для смазывания зубчатых и червячных передач. В табл. 11.3 приведены рекомендуемые сорта смазочных масел для волновых передач.

Обозначение промышленных масел состоит из четырех знаков, каждый из которых обозначает: *первый (И)* — промышленное, *второй* — принадлежность к группе по назначению (Г — для гидравлических систем, Т — тяжелонагруженные узлы), *третий* — принадлежность к группе по эксплуатационным свойствам (А — масло без присадок, С — масло с антиокислительными, антикоррозионными и противоизносными присадками, Д — масло с антиокислительными, антикоррозионными, противоизносными и противозадирными присадками), *четвертый (число)* — класс кинематической вязкости.

*Из пластичных смазочных материалов* наиболее часто применяют ЦИАТИМ-201, Литол-24, Униол-2 (табл. 24.46).

Таблица 11.1

Контактные напряжения $\sigma_H$ , МПа	Рекомендуемая кинематическая вязкость, мм <sup>2</sup> /с при окружной скорости, м/с		
	до 2	2...5	св. 5

Для зубчатых передач при 40°С

До 600	34	28	22
600...1000	60	50	40
1000...1200	70	60	50

Для червячных передач при 100°С

До 200	25	20	15
200...250	32	25	18
250...300	40	30	23

Таблица 11.2

Марка масла	Кинематическая вязкость, мм <sup>2</sup> /с
-------------	---

Для зубчатых передач при 40°С

И-Л-А-22	19...25
И-Г-А-32	29...35
И-Г-А-46	41...51
И-Г-А-68	61...75

Для червячных передач при 100°С

И-Г-С-220	14
И-Т-С-320	20
Авиационное МС-20	20,5
Цилиндровое 52	52

Таблица 11.3

Контактные напряжения $\sigma_H$ , МПа	Диаметр гибкого колеса, мм	
	80	160
До 800	И-Г-А-68	
Св. 800 до 1600	И-Т-Д-68	И-Т-Д-100

Допустимые уровни погружения колес цилиндрического редуктора в масляную ванну (рис. 11.1):  $h_m \approx (2m \dots 0,25d_{2T})$ . Здесь  $m$  — модуль зацепления. Наибольшая допустимая глубина погружения зависит от окружной скорости колеса. Чем медленнее вращение колеса, тем на большую глубину оно может быть погружено.

Считают, что в двухступенчатой передаче при окружной скорости  $v \geq 1$  м/с достаточно погружать в масло только колесо тихоходной ступени (рис. 11.1, а). При  $v < 1$  м/с в масло должны быть погружены колеса обеих ступеней передачи (рис. 11.1, б).

В соосных редукторах при расположении валов в горизонтальной плоскости в масло погружают колеса быстроходной и тихоходной ступеней (рис. 11.2, а). При расположении валов в вертикальной плоскости погружают в масло шестерню и

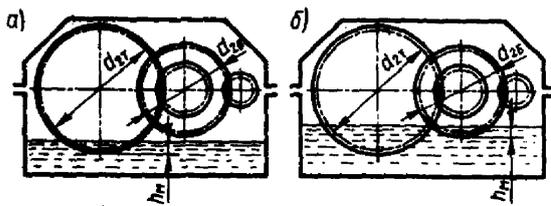


Рис. 11.1

колесо, расположенные в нижней части корпуса (рис. 11.2, б). Если глубина погружения колеса окажется чрезмерной, то снижают уровень масла и устанавливают специальное смазывающее колесо 1 (рис. 11.2, в).

В конических или коническо-цилиндрических редукторах в масляную ванну должно быть погружено коническое колесо на всю ширину  $b$  венца.

Глубину погружения в масло деталей червячного редуктора принимают: при нижнем расположении червяка (рис. 11.3, а)  $h_m = (0,1 \dots 0,5)d_{a1}$ ; при верхнем (рис. 11.3, б)  $h_m = 2m \dots 0,25d_2$ . Однако при частых включениях и кратковременном режиме работы (пуск — останов — пуск) смазывание зацепления оказывается недостаточным. Во избежание этого уровень масла поднимают до зацепления.

Если важно уменьшить в червячной передаче тепловыделение и потери

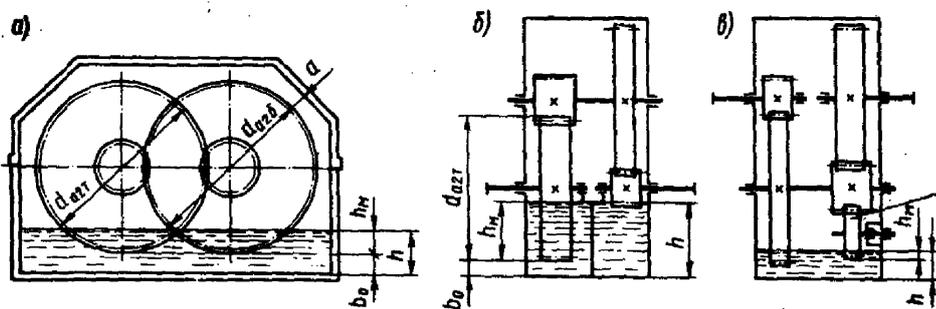


Рис. 11.2

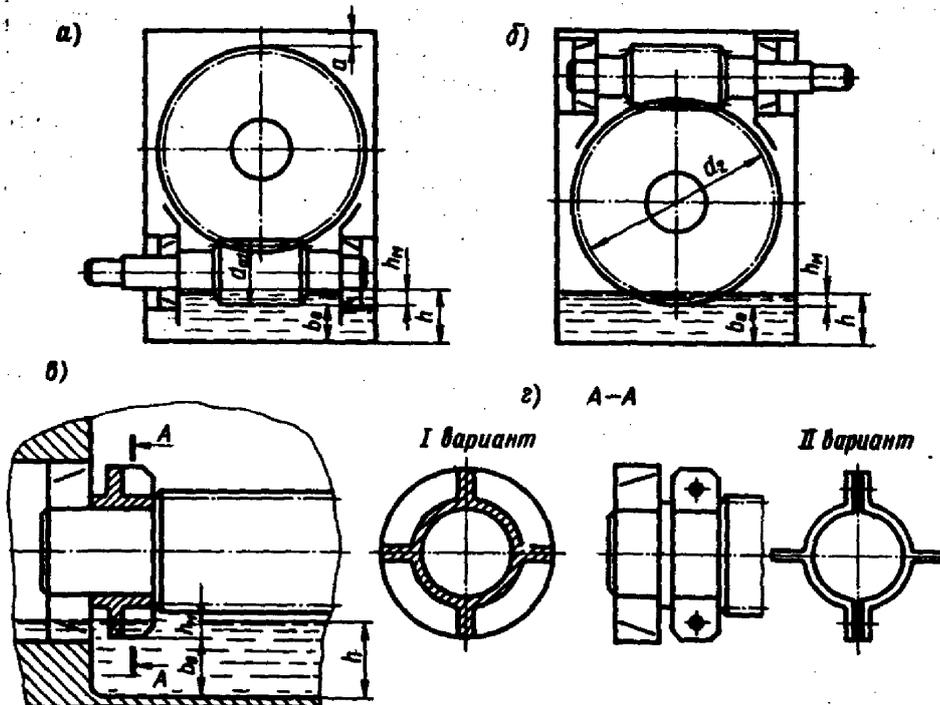


Рис. 11.3

мощности (например, при высокой частоте вращения червяка и длительной работе передачи), уровень масла в корпусе понижают. Для смазывания зацепления на червяке устанавливают разбрызгиватели (рис. 11.3, в, г). Масло заливают в этом случае до центра нижнего тела качения подшипника.

Нормы погружения колес **коробок передач** такие же, как и для колес редукторов.

## 11.2. СМАЗЫВАНИЕ ПОДШИПНИКОВ

Обычно подшипники смазывают тем же маслом, что и детали передач. Смазывание их другим смазочным материалом применяют редко (если требуется защитить подшипники от продуктов износа деталей передач).

При картерном смазывании передач подшипники смазывают брызгами масла. При окружной скорости колес  $v \geq 1$  м/с брызгами масла покрыты все детали передач и внутренние поверхности стенок корпуса. Стекающее с колес, валов и со стенок корпуса масло попадает в подшипник.

Однако в ряде случаев для обеспечения надежного смазывания зацепления приходится значительно повышать уровень масла. Нередко в масло погружают быстроходную шестерню или червяк и подшипники быстроходного вала. В этом случае во избежание попадания в подшипник продуктов износа передач, а также излишнего полива маслом подшипники защищают маслозащитными шайбами (кольцами), рис. 11.4. Особенно это необходимо, если на быстроходном валу установлены косозубые или шевронные колеса либо червяк, т. е. когда зубья колес или витки червяка гонят масло на подшипник и заливают его, вызывая повышенный нагрев.

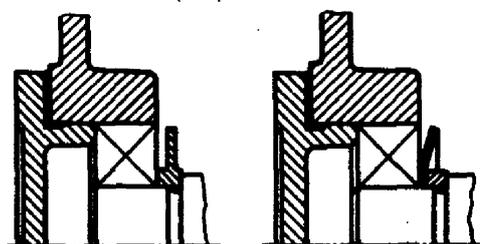


Рис. 11.4

Для смазывания опор валов, далеко расположенных от уровня масляной ванны, применяют различные устройства. Так, для смазывания подшипников вала конической шестерни, удаленных от масляной ванны, на фланце корпуса в плоскости разреза делают канавки, а на крышке корпуса скосы (рис. 11.5). В канавки со стенок крышки корпуса стекает разбрызгиваемое колесом масло и через отверстия в стакане попадает к подшипникам.

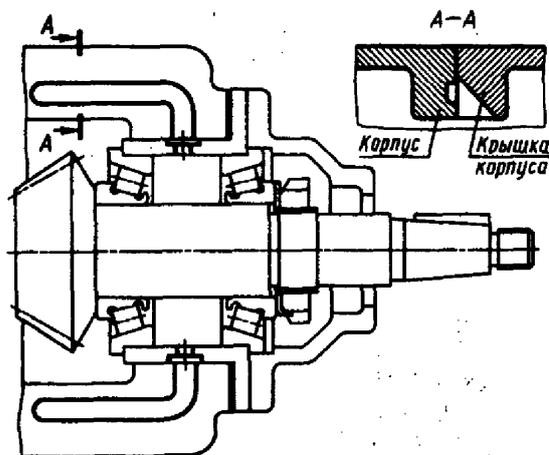


Рис. 11.5

Для направления стекающего масла иногда делают на внутренней поверхности стенки корпуса ребра (рис. 11.6, а). По ним масло стекает к отверстию в приливе корпуса и попадает к подшипнику. Для смазывания подшипников вала червячного колеса иногда применяют скребки с лотками, по которым масло подают к подшипникам (рис. 11.6, б).

Если доступ масла к подшипникам затруднен, а применение способов по рис. 11.5, 11.6 нежелательно, то в редуктор (коробку передач) встраивают насос. Насос подает масло в распределительное устройство, от которого по отдельным

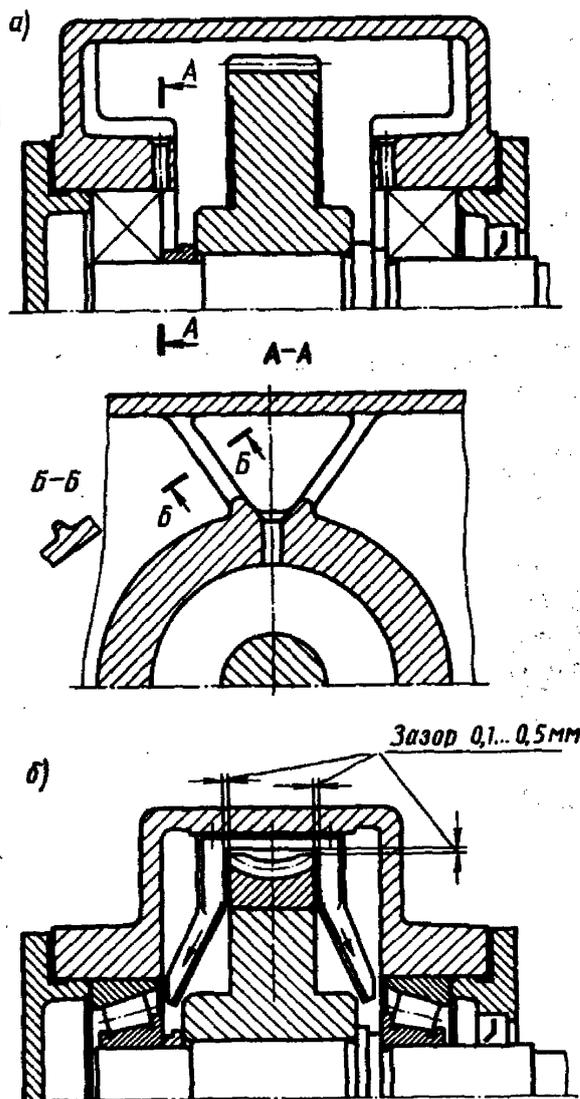


Рис. 11.6

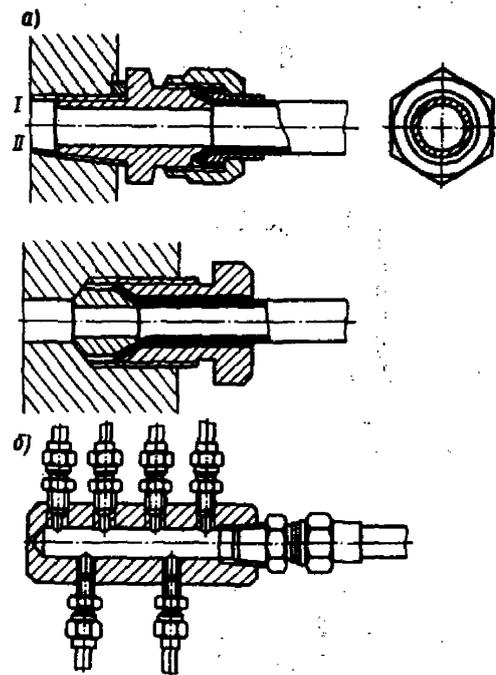


Рис. 11.7

трубкам его подводят к подшипникам. Трубки подсоединяют к распределителю, а также к корпусу узла с помощью ниппелей. На рис. 11.7, а показаны ниппели двух наиболее распространенных конструкций (в одной из них даны два исполнения: I — с цилиндрической, II — с конической резьбой), а на рис. 11.7, б — конструкция маслораспределительного устройства.

Трубки крепят к стенкам корпуса скобками.

К подшипникам качения масло подводят таким образом, чтобы оно стекало в картер через подшипник. В зависимости от положения прилива относительно стенки корпуса масло подводят с наружной стороны корпуса (рис. 11.8, а) или изнутри (рис. 11.8, б, в). Полихлорвиниловые трубки к штуцерам присоединяют, как показано на рис. 11.8, в.

Если применение насоса нежелательно, подшипники, к которым затруднен доступ масла, смазывают пластичным смазочным материалом. Обычно используют ЦИАТИМ-201, Литол-24, ОКБ-122-7 и др. (табл. 24.46). В этом случае подшипник закрывают с внутренней стороны маслосбрасывающим кольцом 1 (рис. 11.9, а, б). Смазочный материал должен занимать  $1/2$  —  $2/3$  свободного объема полости корпуса.

Для подачи в подшипники пластичного смазочного материала можно применять пресс-масленки (рис. 11.10). Смазочный материал подают под давлением специальным шприцем. Для удобства подвода шприца в некоторых случаях применяют переходные штуцера 1.

При вертикальном расположении вала верхнюю опору смазывают жидким

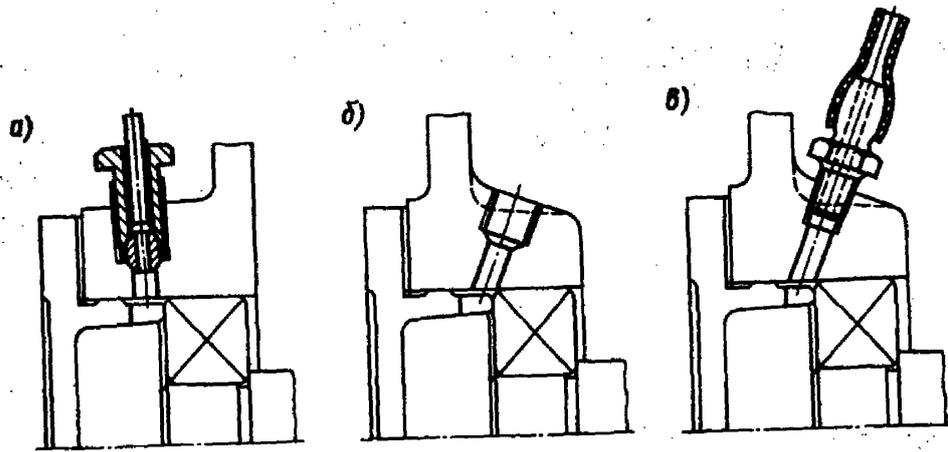


Рис. 11.8

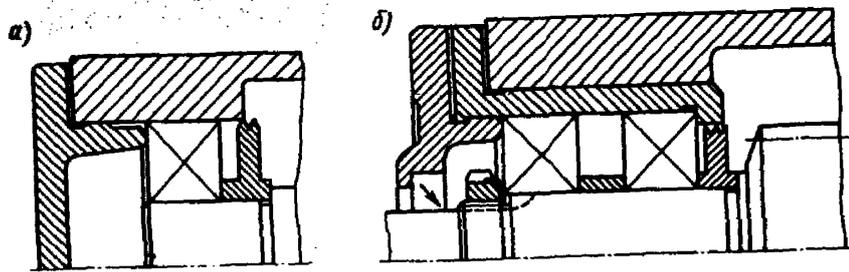


Рис. 11.9

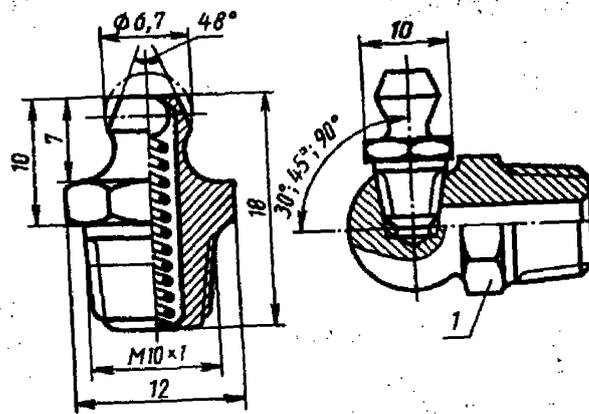


Рис. 11.10

маслом, подаваемым насосом, или пластичным смазочным материалом. Нижнюю опору вертикального вала изолируют от масляной ванны редуктора и смазывают жидким маслом от насоса или пластичным смазочным материалом.

Значительно упрощает конструкцию применение подшипников качения закрытого типа с двумя уплотнениями (например, шариковых радиальных тип 180000, ГОСТ 8882—75) или защитными шайбами (тип 80000, ГОСТ 7242—81), смазочный материал в которые заложен при изготовлении и сохраняется в течение всего срока эксплуатации подшипников.

### 11.3. СМАЗОЧНЫЕ УСТРОЙСТВА

При работе передач продукты изнашивания постепенно загрязняют масло. С течением времени оно стареет, свойства его ухудшаются. Браковочными признаками служат увеличенное кислотное число, повышенное содержание воды и наличие механических примесей. Поэтому масло, залитое в корпус редуктора или коробки передач, периодически меняют. Для замены масла в корпусе предусматривают сливное отверстие, закрываемое пробкой с цилиндрической или конической резьбой (рис. 11.11). Размеры пробок с цилиндрической резьбой (рис. 11.11, а, б):

<i>в виде</i>	<i>в мм</i>	<i>вершина</i>	<i>утолщенный</i>	<i>протачив</i>		
$d$ .....	$D$	$D_1$	$L$	$l$	$b$	$t$
✓ M16x1,5 .....	25	21,9	24	13	3	1,9
M20x1,5 .....	30	25,4	28	15	4	2,2

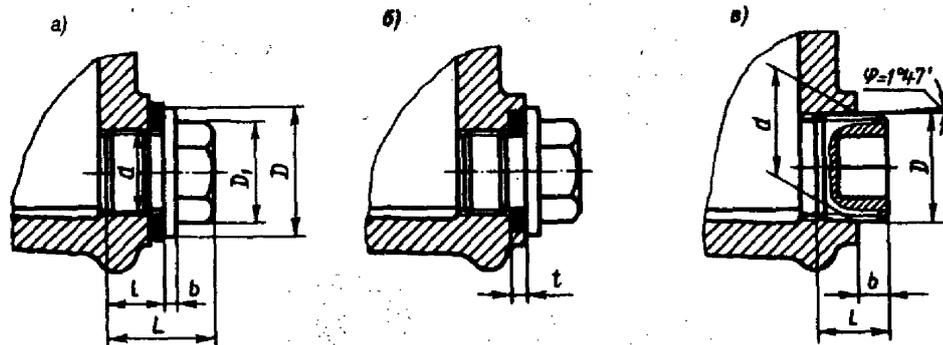


Рис. 11.11

Размеры пробок с конической резьбой (рис. 11.11, в):

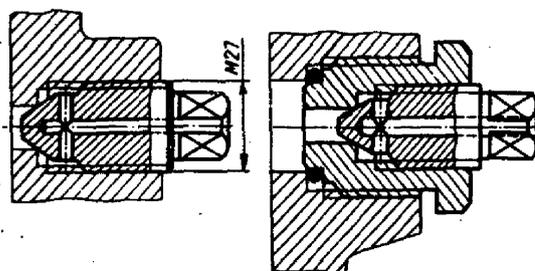


Рис. 11.12

$d$ .....	$D$	$L$	$b$
K1/2" труб .....	20,9	15	7,5
K3/4" труб .....	26,4	17	7,5

Цилиндрическая резьба не создает надежного уплотнения. Поэтому под пробку с цилиндрической резьбой ставят уплотняющие прокладки из фибры, алюминия, паронита. Для этой цели применяют также кольца из маслобензос-

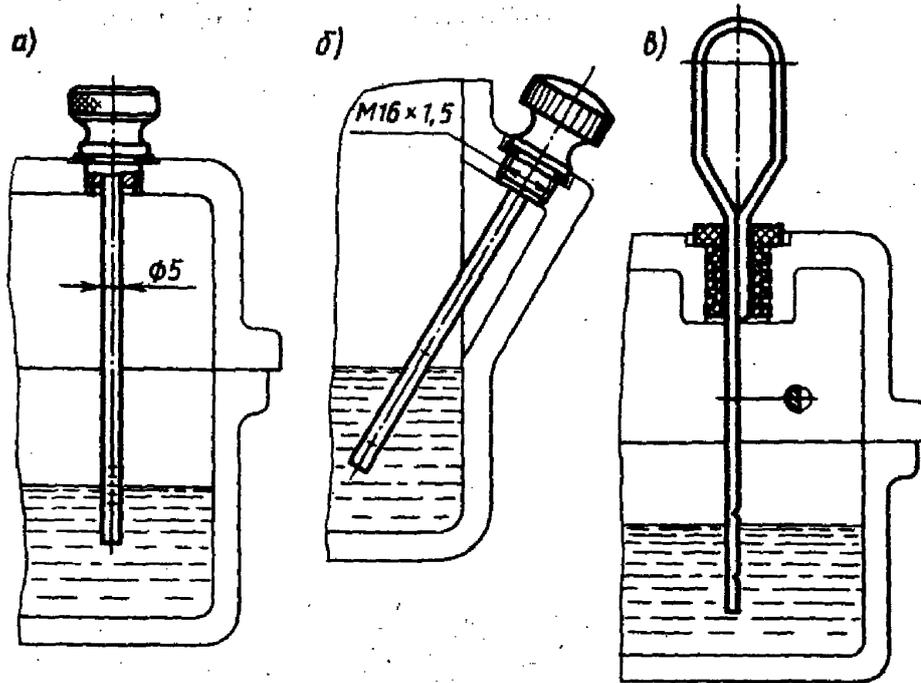


Рис. 11.13

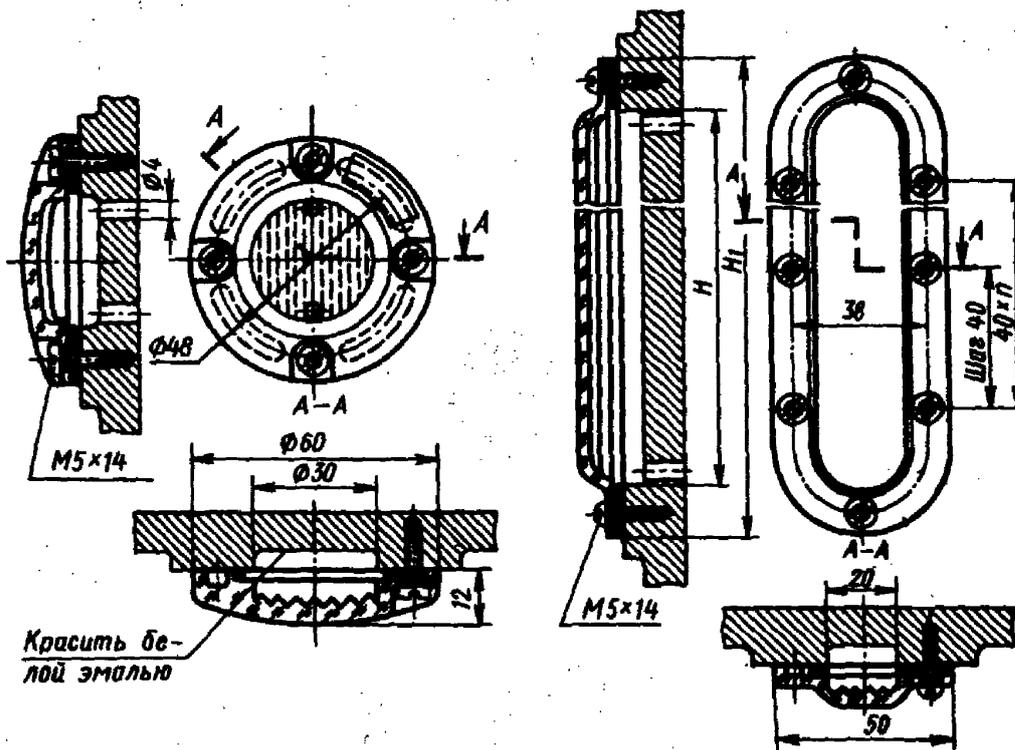


Рис. 11.14

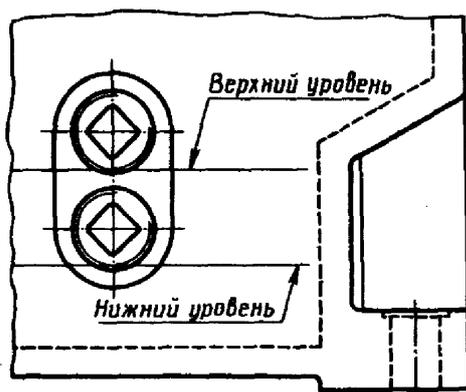


Рис. 11.15

тойкой резины, которые помещают в канавки глубиной  $t$ , чтобы они не выдавливались пробкой при ее завинчивании (рис. 11.11, б).

Коническая резьба создает герметичное соединение, и пробки с этой резьбой дополнительного уплотнения не требуют. Поэтому применение их более желательно.

Маслосливными пробками можно закрывать отверстия для залива масла.

Для наблюдения за уровнем масла в корпусе устанавливают: пробки с конической резьбой (рис. 11.11, в), маслоуказатели крановые (рис. 11.12), маслоуказатели жезловые (щупы) (рис. 11.13), маслоуказатели круглые и удлиненные из прозрачного материала (рис. 11.14).

Пробки и крановые маслоуказатели можно устанавливать парами для контроля за нижним и верхним уровнями масла (рис. 11.15). Можно устанавливать только одну пробку — для контроля за верхним уровнем масла.

Исполнение щупа по рис. 11.13, б вызывает некоторые технологические трудности при формовке корпуса и сверлении наклонного отверстия. Поэтому исполнение щупа по рис. 11.13, а и особенно рис. 11.13, в предпочтительнее.

Круглые маслоуказатели (рис. 11.14) удобны для корпусов, расположенных достаточно высоко над уровнем пола.

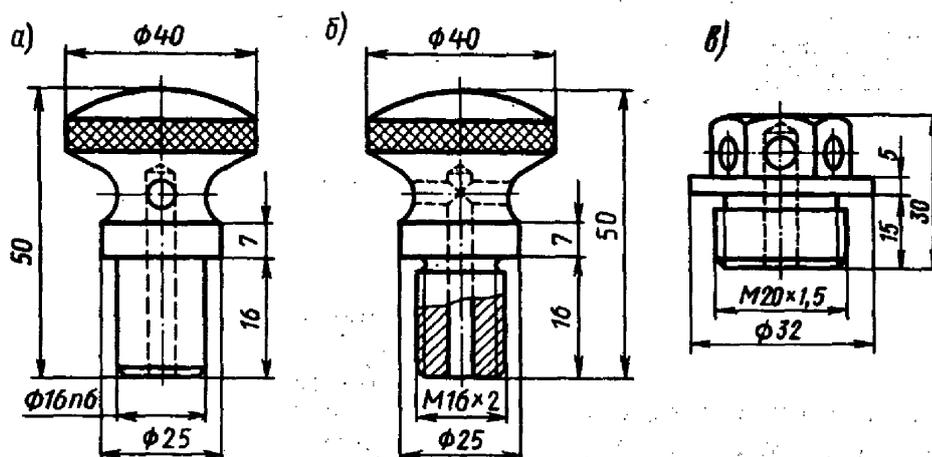


Рис. 11.16

При длительной работе в связи с нагревом воздуха повышается давление внутри корпуса. Это приводит к просачиванию масла через уплотнения и стыки. Чтобы избежать этого, внутреннюю полость корпуса сообщают с внешней средой путем установки отдушин в его верхних точках. Некоторые конструкции отдушин приведены на рис. 11.16, а — в. Отдушину по рис. 11.16, в используют также в качестве пробки, закрывающей отверстие для залива масла.

#### 11.4. УПЛОТНИТЕЛЬНЫЕ УСТРОЙСТВА

Уплотнительные устройства применяют для предохранения от вытекания смазочного материала из подшипниковых узлов, а также для защиты их от

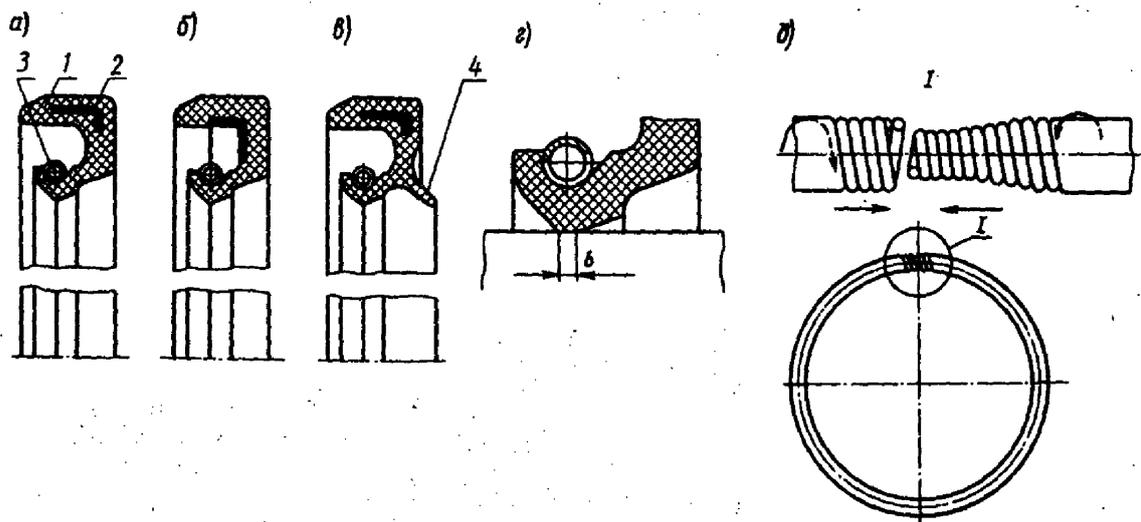


Рис. 11.17

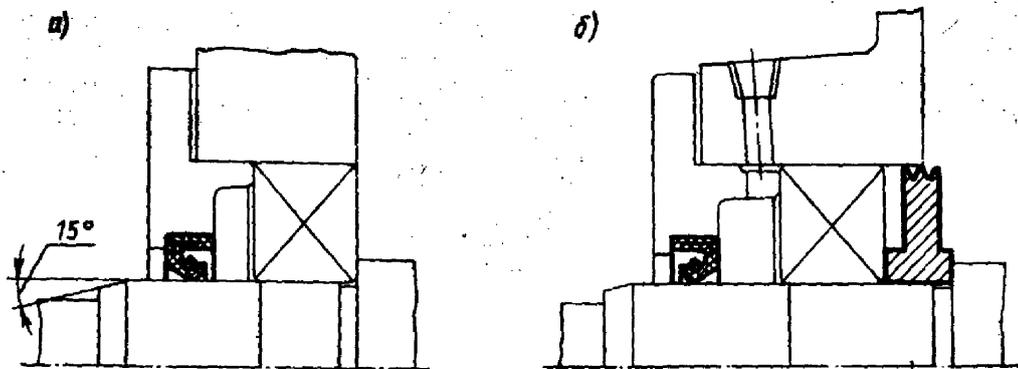


Рис. 11.18

попадания извне пыли и влаги. Ниже приведены наиболее распространенные в машиностроении уплотнения.

**Манжетные уплотнения** широко применяют при смазывании подшипников жидким маслом и при окружной скорости вала до 20 м/с. Манжета (рис. 11.17, а — в) состоит из корпуса 1, изготовленного из маслостойкой резины, каркаса 2, представляющего собой стальное кольцо Г-образного сечения, и браслетной пружины 3. Каркас придает манжете жесткость и обеспечивает ее плотную посадку в корпусную деталь без дополнительного крепления. Браслетная пружина стягивает уплотняющую часть манжеты, вследствие чего образуется рабочая кромка шириной  $b = 0,4 \dots 0,6$  мм (рис. 11.17, г), плотно охватывающая поверхность вала. На рис. 11.17, д отдельно показаны браслетная пружина и способ ее соединения. Манжеты, предназначенные для работы в засоренной среде, выполняют с *дополнительной рабочей кромкой* 4 (рис. 11.17, в), называемой «пыльником». Размеры манжет см. в табл. 24.26.

Манжету обычно устанавливают открытой стороной внутрь корпуса (рис. 11.18, а). К рабочей кромке манжеты в этом случае обеспечен хороший доступ смазочного масла.

При подаче шприцем пластичного смазочного материала давление внутри подшипниковой камеры может быть очень высоким. Чтобы не повредить манжету,

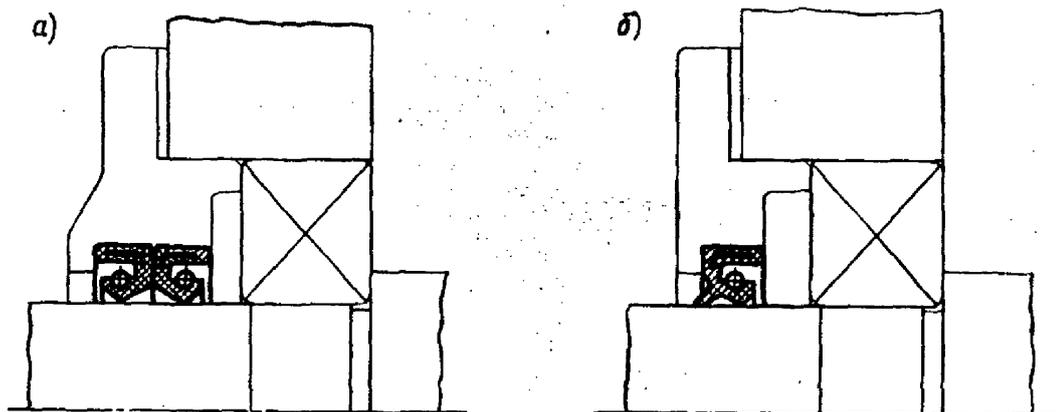


Рис. 11.19

ее устанавливают в этом случае рабочей кромкой наружу (рис. 11.18, б). Тогда при повышении давления смазочный материал отогнет кромку манжеты и избыток его вытечет наружу.

При высоком уровне масла ставят рядом две манжеты (рис. 11.19, а). При запыленной внешней среде также ставят две манжеты или одну с пыльником (рис. 11.19, б). Свободное пространство между манжетами, а также между рабочими кромками манжеты и пыльника заполняют при сборке пластичным смазочным материалом (1—13 или ЦИАТИМ-221).

**Торцовые уплотнения.** При смазывании подшипников жидким маслом в последнее время получили распространение очень эффективные уплотнения по торцовым поверхностям. Однако применение их сдерживается вследствие конструктивной сложности, значительных размеров и относительно высокой стоимости. Конструкция одного из них приведена на рис. 11.20. Уплотнение состоит из уплотнительных колец 1, 2 и пружины 3. Кольцо 1 изготовляют из антифрикционного материала марок АМС-1, АГ-1500-СО<sub>5</sub>, 2П-1000-Ф, а кольцо 2 — из стали марок 40Х, ШХ15, закаленной до высокой твердости. Кольцо 2 устанавливают на валу с натягом.

Ширину  $b$  поверхности трения кольца 1 принимают при диаметре вала (мм) свыше 20 до 40 — 3 мм, свыше 40 до 80 — 4 мм и свыше 80 — 5 мм. Ширину поверхности трения кольца 2 делают больше  $b$  на 2...4 мм. Рабочие поверхности уплотнительных колец должны иметь отклонения от плоскостности не более 0,9 мкм, а шероховатость  $Ra \leq 0,16$  мкм. С помощью пружины 3 создают на уплотняющей поверхности давление 0,05...0,15 МПа.

Кольцо 1 снабжают дополнительным, так называемым *статическим*, уплотнением 4.

Статическим уплотнением чаще всего служит резиновое кольцо круглого сечения. Размеры резиновых колец принимают (рис. 11.21, б): диаметр сечения  $d_2 = 4,6$  мм; диаметр отверстия  $d_1 = D - 8$  мм. Здесь  $D$  — диаметр (мм) отверстия в крышке подшипника, который принимают из ряда чисел: 36, 38, 40, 42, 43, 44, 45, 46, 48, 50, 52, 53, 55, 56, 58, 60, 62, 63, 65, 66, 68, 70, 71, 72, 73, 75, 76, 78, 80, 82, 83, 85, 86, 88, 90, 92, 95, 98, 100.

Форма канавки для резинового кольца дана на рис. 11.21, а; размеры канавки:  $b = 5,6$  мм;  $d_3 = (D - 7,4)$  мм.

Помимо резиновых колец круглого сечения статическое уплотнение осуществляют также резиновыми сальфонами 4, привулканизированными к стальным кольцам 5 и 6 (рис. 11.22).

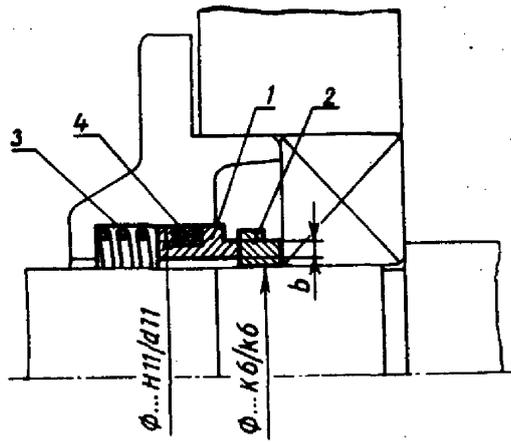


Рис. 11.20

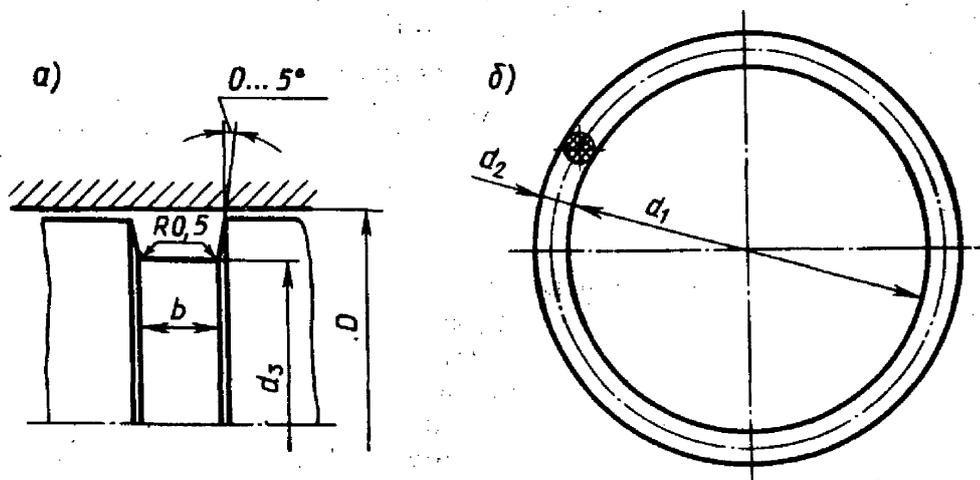


Рис. 11.21

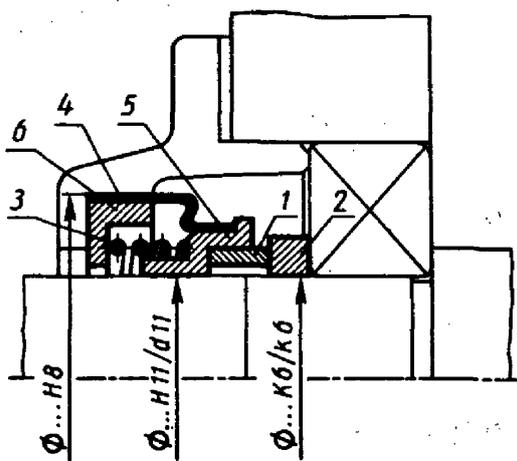


Рис. 11.22

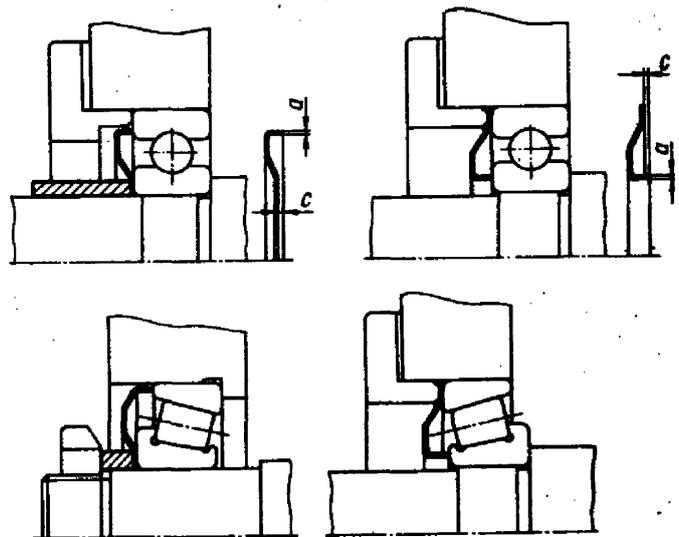


Рис. 11.23

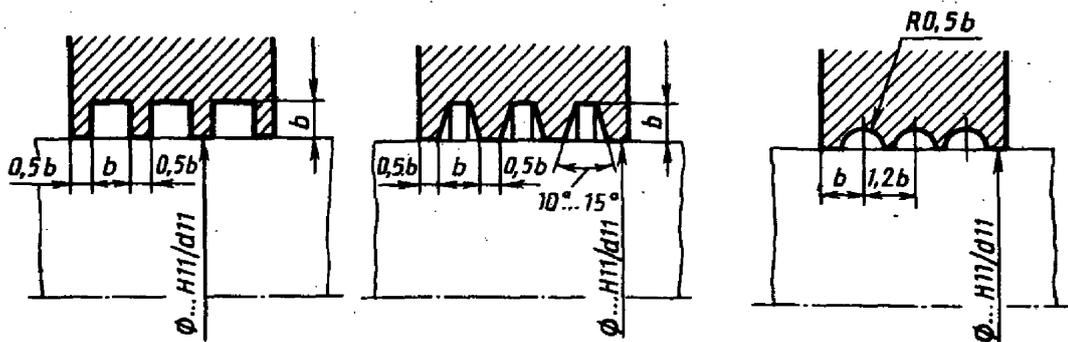


Рис. 11.24

Фирма «Циллер (Германия) производит уплотнение упругими стальными шайбами (рис. 11.23), которые применяют при скорости скольжения до 6 м/с и смазывании подшипников любым смазочным материалом. Толщина шайб в зависимости от их диаметального размера составляет  $a = 0,3...0,6$  мм. Торцовая рабочая грань шайб выступает за их плоскость на  $c = 0,5...0,6$  мм, что создает после закрепления шайб достаточную силу прижатия рабочей грани к торцу кольца подшипника. Размеры шайб см. в табл. 24.25.

**Щелевые уплотнения.** Формы канавок щелевых уплотнений даны на рис. 11.24. Зазор щелевых уплотнений заполняют пластичным смазочным материалом, который защищает подшипник от попадания извне пыли и влаги.

При смазывании жидким маслом в крышке подшипника выполняют дополнительную канавку шириной  $b_0$  и дренажное отверстие (рис. 11.25). Размеры (мм)  $b$  и  $b_0$ , минимальное число  $z$  канавок принимают в зависимости от диаметра  $d$  вала:

$d$ .....	св. 20 до 50	св. 50 до 80	св. 80 до 100
$b$ .....	2	3	4
$b_0$ .....	4...5	6...8	10...12
$z$ .....	3	4	4

Щелевые уплотнения не обеспечивают полной герметизации, их целесообразно сочетать с другими уплотнениями.

**Лабиринтные уплотнения.** Большое распространение получили лабиринтные уплотнения, в которых уплотняющий эффект достигают чередованием радиальных и осевых зазоров. Эти зазоры образуют длинную узкую извилистую щель. При окружной скорости вала до 30 м/с эту щель заполняют пластичным смазочным материалом.

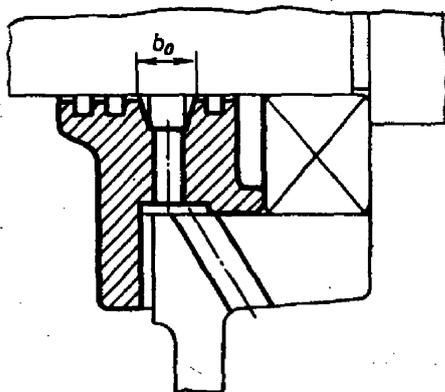


Рис. 11.25

Радиальный зазор в лабиринте соответствует посадке сопряженных деталей H11/d11 (рис. 11.26, а, б). Точное значение осевого зазора получить труднее вследствие осевой «игры» вала, отклонений монтажной высоты подшипников, толщин регулировочных прокладок и осевых размеров деталей лабиринта. С учетом этого осевой зазор делают большей величины:  $s_0 = 1...2$  мм.

В крышке подшипника можно выполнять

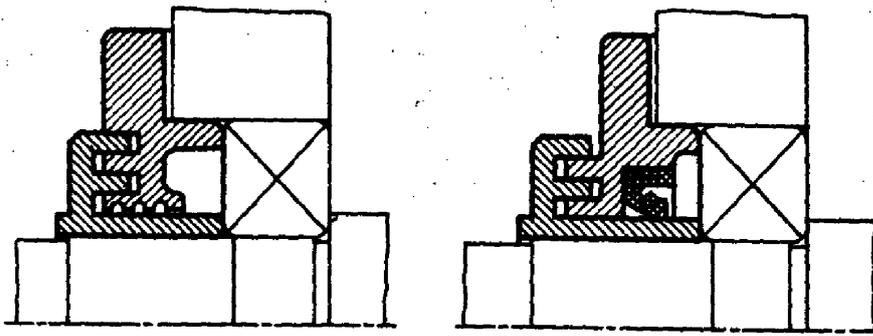


Рис. 11.29

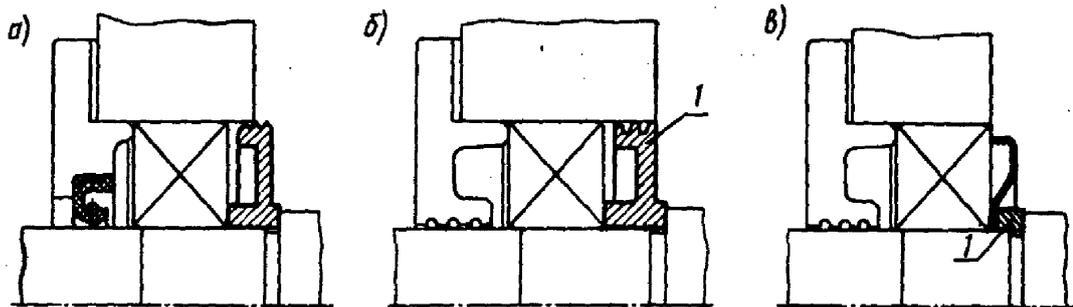


Рис. 11.30

Весьма эффективно также уплотнение *упругими шайбами* (рис. 11.30, в). Чтобы создать точное центрирование шайбы, между ней и заплечиком вала ставят кольцо *1*, перекрывающее по ширине канавку на валу.