

Рис. 2. Варианты кинематической схемы

Таблица 1

**Исходные данные механизма**

Параметр	Вариант кинематической схемы									
	1	2	3	4	5	6	8	9	10	
Частота вращения $n_{\text{вых}}$ , об/мин	5	5	6	8	10	12	16	18	20	
Момент $M_{\text{вых}}$ , Н·см	80	75	90	70	60	60	60	70	75	
Точность передачи $[\Delta\varphi]$ , угл. мин	30	20	25	30	35	20	40	45	30	

в указателях приборов это обычно опорный момент трения, в силовых устройствах управления рулями – момент, необходимый для поворота руля на определенный угол.

## **1.2. Методические указания по содержанию и объему проекта**

Курсовой проект содержит расчетную и графическую части [6]. Расчетная часть оформляется в виде пояснительной записки и включает в себя следующие разделы:

1. Выбор двигателя.
2. Кинематический расчет редуктора.
3. Расчет моментов и усилий.
4. Расчет модуля и размеров зубчатых колес.
5. Расчет валов.
6. Расчет и выбор подшипников.
7. Расчет точности передачи.
8. Расчет элементов крепления (штифты, винты, лыски, шпонки).
9. Описание конструкции и последовательности сборки и разборки механизма.

Графическая часть представляется в виде сборочного чертежа, спецификации и рабочих чертежей одной корпусной детали (корпуса или крышки), а также зубчатого колеса и вала выходной ступени редуктора. Все расчеты и чертежи оформляются в соответствии с требованиями ЕСКД и подшиваются в скоросшиватель [6].

Для пояснительной записки используют листы формата А4.

Первый лист – титульный (Приложение 2).

Второй лист – содержание работы с указанием основных разделов и номеров страниц. В содержании кроме основных разделов пояснительной записки должны быть указаны: задание на проектирование и назначение механизма, литература, сборочный чертеж, спецификация к сборочному чертежу, рабочие чертежи деталей.

Третий лист – задание согласно форме (Приложение 1).

На следующих страницах располагают материал пояснительной записки в соответствии с разделами.

Форма и содержание основной надписи пояснительной записки и чертежей приведены в Приложении 3.

Пояснительная записка к курсовому проекту выполняется в соответствии со следующими ГОСТ [6]:

ГОСТ 7.32-2001 «Отчет о научно-исследовательской работе. Структура и правила оформления».

ГОСТ 2.103-68 «ЕСКД. Стадии разработки».

ГОСТ 2.105-95 «ЕСКД. Общие требования к текстовым документам».

ГОСТ 2.106-96 «ЕСКД. Текстовые документы».

ГОСТ 7.1-84 «Библиографическое описание документа. Общие требования и правила составления».

Первые три листа пояснительной записки оформляются на основании требований к текстовой конструкторской документации по ГОСТ 2.104-68. ЕСКД. Основные надписи, а также последующие листы – в соответствии с ГОСТ 7.32-2001.

Сборочный чертеж, спецификация к нему и рабочие чертежи деталей выполняются в соответствии с ГОСТ 2.103.68 – 2.316-68 «ЕСКД. Общие правила выполнения чертежей» [6].

Рисунки, расчетные схемы и эпюры в пояснительной записке размещают на отдельных листах с обязательным указанием номера и названия рисунка, причем нумерация должна состоять из двух цифр: первая указывает номер раздела, вторая – порядковый номер рисунка в этом разделе.

При выполнении проекта рекомендуется пользоваться литературой [1]–[8].

## 2. РЕКОМЕНДАЦИИ ПО ПРОЕКТИРОВАНИЮ ЗУБЧАТЫХ МЕХАНИЗМОВ

Редуктор исполнительного устройства представляет собой зубчатый механизм, который передает вращение от двигателя к выходному валу и выполняет преобразования двух видов: снижает частоту вращения двигателя  $n_{дв}$  до требуемой частоты вращения выходного вала  $n_{вых}$  и увеличивает момент двигателя  $M_{дв}$  до требуемого значения на выходном валу  $M_{вых}$  [2–4].

Соотношения между частотой вращения  $n$  и моментом  $M$  определяются выражениями

$$U = \frac{n_{дв}}{n_{вых}}, \quad (1)$$

$$M_{дв} = \frac{M_{вых}}{U\eta}, \quad (2)$$

где  $U$  – передаточное отношение редуктора;  $\eta$  – коэффициент полезного действия редуктора.

Передаточное отношение многоступенчатого редуктора, имеющего кинематическую схему, изображенную на рис. 2, равно произведению передаточных отношений отдельных ступеней:

$$U = (-1)^k \prod_{i=1}^k U_i = (-1)^k U_1 U_2 \dots U_k.$$

Ступень редуктора образуется парой зубчатых колес, находящихся в зацеплении. Это может быть цилиндрическая, коническая или червячная передача. Цилиндрические колеса обеспечивают вращение между параллельными валами, коническая и червячная передачи осуществляют передачу вращения между валами, расположенными под углом. Условное изображение зубчатых колес и передач приведено в табл. 2.

На кинематической схеме редуктора зубчатые колеса нумеруют от входного вала к выходному. Ведущим шестерням (колесам с меньшим числом зубьев) присваивают нечетные индексы ( $z_1, 3, 5, \dots$ ), ведомым колесам – четные ( $z_2, 4, 6, \dots$ ).

Передаточное число  $U$  червячной, цилиндрической и конической передач определяется по выражениям:

– для червячной

$$U = \frac{z_{\text{чкк}}}{z_{\text{ч}}} = \frac{d_{\text{чкк}}}{d_{\text{ч}}}, \quad (3)$$

– для цилиндрической и конической

$$U = \frac{z_{\text{к}}}{z_{\text{ш}}} = \frac{d_{\text{к}}}{d_{\text{ш}}} = \frac{z_{2i}}{z_{2i-1}} = \frac{d_{2i}}{d_{2i-1}}, \quad (4)$$

где  $z_{\text{к}}$  – число зубьев колеса,  $z_{\text{ш}}$  – шестерни,  $z_{\text{чкк}}$  – червячного колеса,  $z_{2i}$  – колеса  $i$ -й ступени редуктора,  $z_{2i-1}$  – шестерни  $i$ -й ступени редуктора;  $z_{\text{ч}}$  – число заходов червяка;  $d$  – диаметр делительной окружности.

Например, цилиндрический редуктор из варианта 1 схемы, изображенной на рис. 2 содержит три ступени, образованные зацеплением колес  $z_1$  и  $z_2$ ,  $z_3$  и  $z_4$ ,  $z_5$  и  $z_6$  с передаточным числом ступеней  $U_1 = z_2/z_1$ ,  $U_2 = z_4/z_3$ ,  $U_3 = z_6/z_5$ , общим передаточным числом  $U = U_1 U_2 U_3$ . На схеме выдержано соотношение  $d_2 > d_1$ ,  $d_4 > d_3$ ,  $d_6 > d_5$ .

Следует отметить, что параметр  $U = \frac{z_{2i}}{z_{2i-1}}$  по ГОСТ 16532-70 называют передаточным числом и определяют как отношение большего числа зубьев к меньшему независимо от того, как передается движение: от  $z_{2i-1}$  к  $z_{2i}$  или, наоборот, от  $z_{2i}$  к  $z_{2i-1}$ . Этим передаточное число отличается от передаточного отношения, которое равно отношению угловых скоростей или частот вращения ведущего колеса к ведомому и которое может быть меньше или больше единицы, положительным или отрицательным [4].

Кинематические схемы, изображенные на рис. 2, определяют только тип передачи и порядок соединения зубчатых колес, число ступеней в проектируемом редукторе может отличаться от их числа, указанного на схеме.

Число ступеней редуктора зависит от передаточного отношения. В комбинированных многоступенчатых авиационных редукторах передаточное отношение редуктора может достигать  $10^6$ . В учебных проектах для сокращения объема работы рекомендуется использовать передаточные отношения комбинированного многоступенчатого редуктора от 100 до 1000.

Для курсового проектирования предлагаются редукторы двух типов: с развернутой кинематической цепью (варианты 1–5, рис. 2) и соосные (варианты 6–10, рис. 2).

В редукторах с развернутой кинематической цепью на каждом промежуточном валу между входным 1 и выходным 2 валами неподвижно крепятся шестерня и зубчатое колесо, число валов равно  $k + 1$ , где  $k$  – число ступеней редуктора,  $2(k + 1)$  – число опор. Такой редуктор позволяет обеспечить малую инерционность механизма и поэтому применяется в следящих системах приборов.

Передача вращательного движения осуществляется следующим образом (см. рис. 2, вариант 1). Вал 1 приводится во вращение от двигателя, частота вращения которого равна частоте вращения двигателя. На валу закреплена шестерня  $z_1$ . В результате зацепления шестерни  $z_1$  с колесом  $z_2$  вращение сообщается валу, на котором закреплены колесо  $z_2$  и шестерня  $z_3$ . Частота вращения этого вала уменьшается на величину передаточного числа первой ступени и равна  $n_2 = n_{\text{дв}} / U_1$ .

Посредством передачи  $z_3$ – $z_4$  вращение передается валу, на котором закреплены шестерня  $z_5$  и колесо  $z_4$ , частота его вращения

$$n_3 = n_{\text{дв}} / (U_1 U_2).$$

Зубчатая передача  $z_5$ – $z_6$ , передает движение выходному валу 2. С целью повышения унификации, число зубьев шестерен всех ступеней может быть принято одинаковым и равным минимальному числу зубьев, т. е.

$$z_1 = z_3 = z_5 = z_{\text{min}}.$$

Соосные редукторы (варианты 6–10, рис. 2) имеют более простую конструкцию, содержат меньшее число валов и опор. Передача вращательного движения осуществляется следующим образом (см. вариант 6, рис. 2): вал 1 и закрепленная на этом валу шестерня

$z_1$  вращаются с частотой  $n_{дв}$ . Через зубчатую передачу  $z_1 - z_2$  вращение сообщается блоку, состоящему из колеса  $z_2$  и шестерни  $z_3$  (см. табл. 2). Блок колес не соединен с валом 2, поэтому он вращается относительно этого вала. Благодаря зацеплению  $z_3 - z_4$  вращение передается блоку колес  $z_4 - z_5$ . Вал 1 и блок  $z_4 - z_5$  вращаются с разными скоростями, соответственно

$$n_1 = n_{дв} \text{ и } n_4 - 5 = \frac{n_{дв}}{U_1 U_2}.$$

Через зубчатую передачу  $z_5 - z_6$  вращение передается колесу  $z_6$  и валу 2, на котором это колесо закреплено. Частота вращения вала

$$n_2 = \frac{n_{дв}}{U_1 U_2 U_3}$$

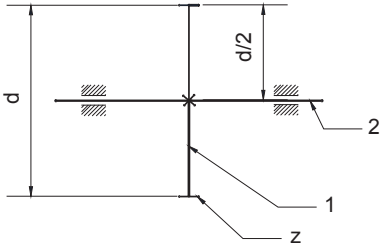
тогда как блок  $z_2 - z_3$  вращается с частотой

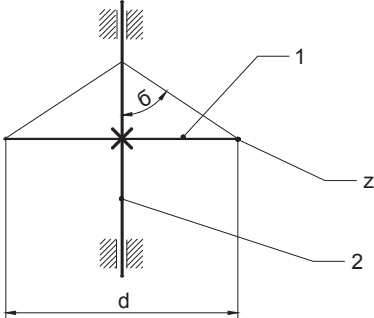
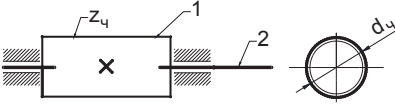
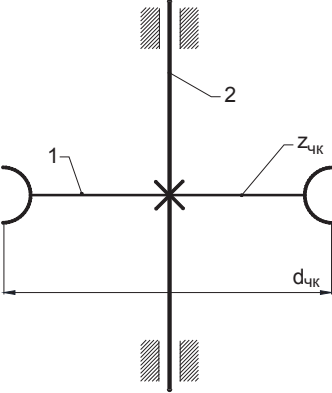
$$n_2 - 3 = \frac{n_{дв}}{U_1}.$$

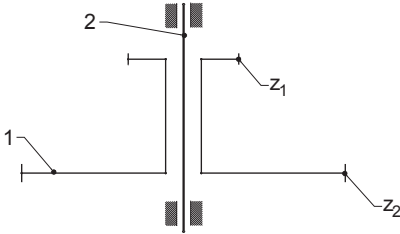
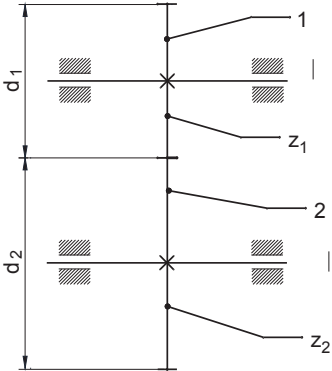
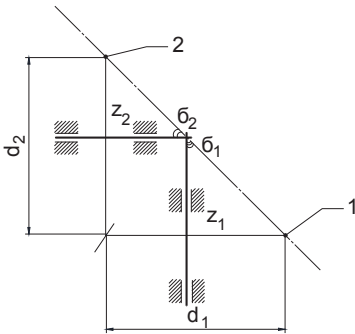
Соосные редукторы используют в силовых передачах, лентопротяжных механизмах. В отличие от редукторов с развернутой кинематической цепью соосные редукторы обладают большой инерционностью, поэтому применение их в следящем приводе ограничено.

Таблица 2

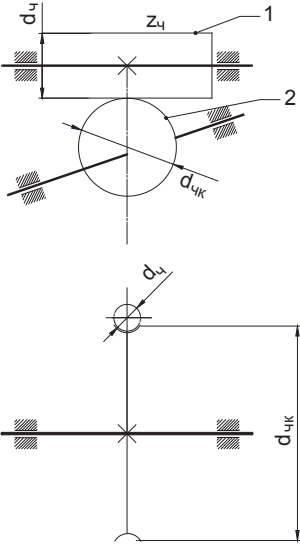
**Условное обозначение зубчатых колес**

Условное изображение элементов зубчатых передач	Название элементов зубчатых передач
	<p>Цилиндрическое прямозубое колесо 1, закрепленное неподвижно (знак «x») на валу 2</p>

Условное изображение элементов зубчатых передач	Название элементов зубчатых передач
	<p>Коническое колесо 1, закреплено неподвижно на валу 2, <math>d</math> – половина угла конуса при вершине</p>
	<p>Червяк 1, изготовленный совместно с валом 2</p>
	<p>Червячное колесо 1, закрепленное неподвижно на валу 2</p>

Условное изображение элементов зубчатых передач	Название элементов зубчатых передач
	<p>Блок зубчатых колес, состоящий из шестерни <math>z_1</math> и колеса <math>z_2</math>, установленный по посадке с зазором относительно вала 2</p>
	<p>Передача цилиндрическая прямозубая: шестерня 1 имеет число зубьев <math>z_1</math> и диаметр делительной окружности <math>d_1</math>, число зубьев колеса <math>z_2</math>, диаметр делительной окружности <math>d_2</math>. Если вал 1 ведущий, то передаточное число</p> $U = \frac{z_2}{z_1} = \frac{d_2}{d_1}$
	<p>Передача коническая прямозубая: шестерня 1 имеет число зубьев <math>z_1</math> и диаметр делительной окружности <math>d_1</math>, колесо 2 имеет число зубьев <math>z_2</math> и диаметр делительной окружности колеса 2 <math>d_2</math>. Если вал 1 ведущий, то передаточное число</p> $U = \frac{z_2}{z_1} = \frac{d_2}{d_1}$



Условное изображение элементов зубчатых передач	Название элементов зубчатых передач
	<p>Червячная передача: червяк 1 имеет число заходов <math>z_{щ}</math> и диаметр делительной окружности <math>d_{щ}</math>, червячное колесо 2 имеет число зубьев <math>z_{чк}</math> и диаметр делительной окружности <math>d_{чк}</math>.</p> <p>Передаточное число</p> $U = \frac{z_{чк}}{z_{щ}} = \frac{d_{чк}}{d_{щ}}$

### 2.1. Методические указания к расчету параметров редуктора

Последовательность выполнения расчета параметров редуктора отражена в содержании пояснительной записки (см. разд. 1.2).

Ниже приводится алгоритм расчета основных параметров п. 3.1–3.3

## 3. ВЫБОР ДВИГАТЕЛЯ

### 3.1. Расчет мощности на выходном валу

Мощность на выходном валу  $N_{\text{вых}}$  равна

$$N_{\text{вых}} = \frac{M_{\text{вых}} n_{\text{вых}}}{974}. \quad (5)$$

В выражении (5) величины имеют размерности:  $N_{\text{вых}}$ , [Вт],  $M_{\text{вых}}$ , [Н·см],  $n_{\text{вых}}$ , [об/мин].

### 3.2. Расчет мощности двигателя

Расчетное значение мощности двигателя  $N_{\text{дв}}^*$  определяется по выражению

$$N_{\text{дв}}^* = \frac{N_{\text{вых}}}{\eta}, \quad (6)$$

где  $\eta$  – КПД механизма: на стадии проектирования для цилиндрических редукторов принимают  $\eta = 0,8-0,9$ ; для редукторов с конической передачей  $\eta = 0,5-0,6$ .

При расчете параметров необходимо записать формулу, указать обозначения параметров, если они не были пояснены раньше, подставить числовые значения, указать размерность. Например, для  $N_{\text{вых}} = 10$  Вт

$$N_{\text{дв}}^* = \frac{N_{\text{вых}}}{\eta} = \frac{10}{0,5} = 20 \text{ Вт.}$$

Здесь  $\eta$  – КПД механизма, для редуктора с червячной передачей –  $\eta = 0,5$ .

### 3.3. Расчет момента двигателя

Расчет момента двигателя  $M_{\text{дв}}^*$  производится по формуле (2).

### 3.4. Выбор двигателя

Выбор двигателя производится по каталогу (Приложение 4) согласно условиям:

1. Мощность и момент двигателя по каталогу  $N_{\text{дв}}$ ,  $M_{\text{дв}}$  с учетом коэффициента запаса  $k = 1,2-2$  должны быть больше расчетных значений в  $k$  раз:

$$N_{\text{дв}} = kN_{\text{дв}}^*,$$

$$M_{\text{дв}} = kM_{\text{дв}}^*.$$

Большее значение  $k$  рекомендуют для реверсивных механизмов.

2. С целью уменьшения числа ступеней редуктора частоту вращения двигателя желательно принять невысокой для комбинированного многоступенчатого редуктора она должна быть ориентировочно  $n_{\text{дв}} \leq (100-1000)n_{\text{вых}}$ .

3. Габаритные размеры двигателя приведены на рис. 3.

Следует учесть, что при одинаковой мощности двигателя меньшие габаритные размеры получают при более высокой частоте вра-

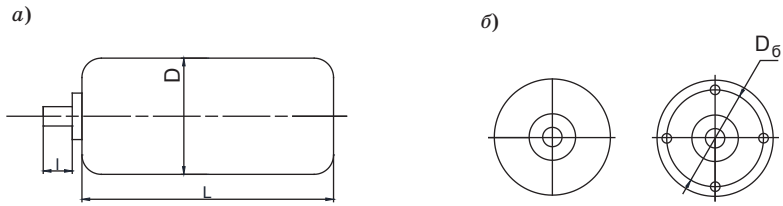


Рис. 3. Габаритные чертежи двигателей без фланца

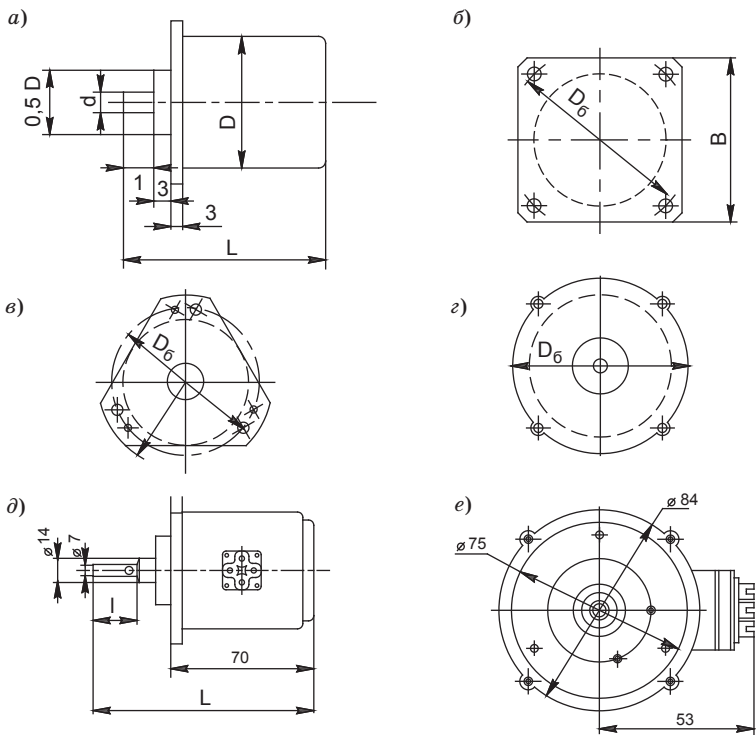


Рис. 4. Габаритные чертежи двигателей с фланцем

щения, однако это приводит к увеличению передаточного отношения и числа ступеней редуктора.

## 4. КИНЕМАТИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ РЕДУКТОРА

Вид кинематической схемы и тип используемых зубчатых передач определены заданием варианта (см. рис. 2). В пояснительной записке необходимо изобразить чертеж кинематической схемы.

### 4.1. Расчет передаточного отношения редуктора

Передаточное отношение редуктора рассчитывается по формуле (1). Частоту вращения двигателя  $n_{дв}$  выбирают по каталогу двигателя (Приложение 4).

### 4.2. Определение передаточных чисел ступеней редуктора

Общее передаточное число редуктора распределяют по ступеням с учетом требований к инерционности редуктора, точности передачи по углу и унификации конструкции. С целью снижения инерционности, характеризующей запаздывание на повороте выходного вала по отношению к началу движения входного вала, а также для повышения точности передачи, следует получить возрастание передаточных чисел ступеней от входной к выходной ступени редуктора. В то же время с целью унификации желательно сократить число типоразмеров. Для того чтобы удовлетворить этим требованиям, экономически целесообразно первое условие выполнить на первых двух ступенях редуктора, а для последующих – принять передаточные числа одинаковыми.

Общее передаточное число редуктора представляют в виде:

– для вариантов 1, 2, 6, 7 кинематической схемы

$$U = U_1 U_2 U_p^p, \quad (7)$$

– для остальных вариантов

$$U = U_1 U_2 U_p^p U_0,$$

где  $U_{1,2}$  – передаточные числа первой и второй ступеней цилиндрического редуктора;  $U_p$  – передаточное число последующих  $p$  ступеней цилиндрических передач;  $U_0$  – передаточное число конической передачи на выходной ступени или червячной передачи на входе или выходе редуктора.

Передаточное число  $U_p$  рассчитывают по формуле

$$U_p = \sqrt[p]{U^*}, \quad p = 1, 2, 3, \dots, \quad (8)$$

где

$$U^* = \begin{cases} \frac{U}{U_1 U_2} & \text{для вариантов 1, 2, 6, 7, кинематической схемы} \\ \frac{U}{U_1 U_2 U_0} & \text{для остальных ее вариантов,} \end{cases} \quad (9)$$

и выбирают так, чтобы выполнялось условие

$$U_1 \leq U_p \leq U_{\max}, \quad (10)$$

здесь  $U_{\max}$  – наибольшее значение передаточного числа ступени цилиндрической передачи рекомендуется выбирать равным 4, 5–6.

Передаточные числа назначают с учетом допускаемых значений, указанных в табл. 3 в соответствии с ГОСТ 25301-95 «Редукторы цилиндрические. Параметры».

Таблица 3

**Примерные значения основных параметров  
зубчатых передач**

Параметр	Тип передачи			
	Цилиндрическая		Коническая	Червячная
	Прямозубая	Косозубая		
$U$	1–5	1–8	1–3	8–100
$z_{\min}$	17	14	15	26

Для цилиндрических передач на первой ступени рекомендуются передаточные числа  $U_1 = 1,5–2,5$  на второй ступени  $U_2 = 2–3,5$ , для последующих ступеней –  $U_p = 3,5–5$ .

В соосных редукторах (варианты 6–10 схемы) число ступеней, составленных из цилиндрических колес, должно быть нечетным, а передаточные числа всех ступеней могут быть равны и определяться выражением

$$U_1 = U_2 = \dots = \sqrt[p]{U},$$

где  $p$  – число ступеней редуктора.

Можно рассмотреть два примера распределения общего передаточного числа  $U = 500$  для вариантов 1 и 5 (на рис. 2).

*Пример 1.* Для варианта 1 кинематической схемы принимают  $U_1 = 1,5$ ,  $U_2 = 3$ ,  $U_{\max} = 5$ . В соответствии с выражением (8) на последующих ступенях должно быть реализовано передаточное число  $U^* = 500 / (1 \cdot 5 \cdot 3) = 111$ .

Определяется  $p$  и  $U_p$ , при которых справедливо условие (10):  
– при  $p=1$

$$U_p = U^* = 111, U_p > U_{\max},$$

– при  $p=2$

$$U_p = \sqrt{U^*} = 10,5, U_p > U_{\max},$$

– при  $p=3$

$$U_p = \sqrt[3]{111} = 4,8, U_2 < U_p < U_{\max}.$$

Итак, редуктор имеет пять ступеней:  $U_1=1,5, U_2=3, U_3=U_4=U_5=4,8$ .

Это распределение может быть использовано для варианта 2 кинематической схемы, а также для ее вариантов 6,7, так как получено нечетное число ступеней.

*Пример 2.* Для варианта 50 принимают

$$U_0 = U_{\text{цп}} = 10, U_1 = 2, U_2 = 3, U_{\max} = 5.$$

По формуле (9)

$$U^* = \frac{500}{10 \cdot 2 \cdot 3} = 8,3.$$

При  $p=1$  и  $U_p > U_{\max}$  требуется корректировка  $U_0$  или введение двух цилиндрических передач ( $p=2$ ). Так как диапазон изменения передаточного числа червячной передачи достаточно широк, корректировка  $U_0$  в вариантах 4, 5, 9, 10 схемы оказывается более предпочтительной, поскольку она позволяет сократить число ступеней редуктора. Новое значение  $U_0$  вычисляют, приняв для  $p=1$  передаточное число  $U_p = U_3 = U_{\max} = 5$ . Из выражения (7)

$$U_0 = \frac{U}{U_1 U_2 U_3} = \frac{500}{2 \cdot 3 \cdot 5} = 16,7.$$

Итак, редуктор содержит червячную передачу с передаточным числом  $U_0 = U_{\text{цп}} = 16,7$  и три цилиндрические передачи. Это распределение может быть рекомендовано для варианта 4 кинематической схемы и  $U = 2 \cdot 3 \cdot 5 \cdot 16,7$  и схожих вариантов – 9 и 10.

### 4.3. Определение числа зубьев колес

Соотношение между числами зубьев колеса и шестерни цилиндрической и конической передач определяется передаточным чис-

лом  $U$ , поэтому, выбрав число зубьев шестерни  $z_{\text{ш}}$ , число зубьев колеса рассчитывают по формуле (4).

Для цилиндрической и конической передач в редукторах с развращенной кинематической цепью (варианты схем 1–5) число зубьев шестерни выбирают равным или близким к минимальному  $z_{\text{min}}$ , при котором исключается подрезание последних (см. табл. 3). Для большей унификации число зубьев цилиндрических шестерен всех ступеней принимают одинаковым.

В соосных редукторах (варианты 6–10 схемы) число зубьев цилиндрических колес рассчитывают из условия соосности цилиндрических передач, при выполнении которого обеспечивается постоянство межцентровых расстояний всех ступеней таких передач.

Например, для варианта 6 кинематической схемы условие соосности имеет вид

$$\frac{d_1}{2} + \frac{d_2}{2} = \frac{d_3}{2} + \frac{d_4}{2} = \frac{d_5}{2} + \frac{d_6}{2}.$$

Выражая диаметр делительных окружностей через модуль  $m$  и число зубьев  $z$

$$m_1(z_1 + z_2) = m_2(z_3 + z_4) = m_3(z_5 + z_6).$$

Если модули зубчатых колес всех ступеней одинаковы:  $m_1 = m_2 = m_3 = m$ , что целесообразно для повышения унификации редуктора, условие соосности принимает вид

$$z_1 + z_2 = z_3 + z_4 = z_5 + z_6 = z_0. \quad (11)$$

Так же его можно записать также в следующем виде:

$$z_1(1 + U_1) = z_3(1 + U_2) = z_5(1 + U_3) = z_0. \quad (12)$$

Число  $z_0$  определяют как сумму числа зубьев шестерни и колеса ступени с наибольшим передаточным числом, приняв для уменьшения габаритных размеров,  $z_{\text{ш}} = 17–20$ .

Для остальных ступеней число зубьев шестерни и колеса вычисляют, используя, соответственно, выражения (12) и (11):

$$\begin{aligned} z_1 &= \frac{z_0}{1 + U_1}, \\ z_3 &= \frac{z_0}{1 + U_2} \dots \\ z_2 &= z_0 - z_1; \end{aligned} \quad (13)$$

$$z_4 = z_0 - z_3 \dots$$

Число зубьев может быть только целым, поэтому результаты расчета необходимо округлить до ближайшего целого числа.

Число зубьев червячного колеса находят по формуле (3), выбрав число заходов червяка  $z_{\text{ч}} = 1-4$  так, чтобы число зубьев червячного колеса  $z_{\text{чк}}$  превышало минимально допустимое значение  $z_{\text{min}} = 26$  (по условию неподрезания зубьев  $z_{\text{чк}} \geq 26$ ). В противном случае происходит подрезание ножки зуба колеса головкой зуба инструмента.

#### 4.4. Расчет точности редуктора по скорости

Процент ошибки между заданным числом оборотов и полученным в результате расчетов не должен превышать 2%. При большем проценте ошибки необходимо пересчитать механизм, изменяя число зубьев в передаче. Процент ошибки рассчитывается по выражению

$$\gamma = \frac{U - \prod_{i=1}^k \frac{z_{2i}}{z_{2i-1}} U_0}{U} \leq [\gamma], \quad (14)$$

где  $\gamma$  – погрешность, вызванная округлением при расчете числа зубьев до целого;  $k$  – число ступеней редуктора.

#### 4.5. Расчет параметров, зависящих от числа зубьев и передаточного числа

Для конической передачи определяют половину угла конуса  $\delta_{\text{к}}$  и  $\delta_{\text{ш}}$  при вершине (см. рис. 2 и табл. 4):

$$\delta_{\text{к}} = \arctg U, \quad \delta_{\text{ш}} = \pi / 2 - \delta_{\text{к}} \quad (15)$$

и находят значения функций  $\sin \delta_{\text{шк}}$ ,  $\cos \delta_{\text{шк}}$ .

Для червячной передачи вычисляют угол подъема винтовой линии

$$\lambda = \arctg(z_{\text{ч}} / q), \quad (16)$$

а также коэффициент полезного действия

$$\eta_{\text{чп}} = \frac{\text{tg} \lambda}{\text{tg}(\lambda + \rho)}, \quad (17)$$

где  $\rho$  – угол трения скольжения,  $\rho = 2-3$ ;  $q$  – коэффициент диаметра червяка, выбираемый из числа стандартных значений (рекомендуется  $q = 10-16$ ).



*Пример 3.* Рассчитать число зубьев редуктора, рассмотренного в примере 2 для варианта 10 кинематической схемы при заданной погрешности  $[\gamma]=0,03$ .

Для цилиндрической передачи с большим передаточным числом  $z_5=17$ . По формуле (4)

$$z_6 = 17 \cdot 5 = 85,$$

а по формуле (11)

$$z_0 = z_5 + z_6 = 17 + 85 = 102.$$

Для определения  $z_{1,3}$  и  $z_{2,4}$  используются выражения (11–13):

$$z_1 = \frac{102}{1+2} = 34, \quad z_3 = \frac{102}{1+3} = 25,5 = 26,$$

$$z_2 = 102 - 34 = 68,$$

$$z_4 = 102 - 26 = 76.$$

Число заходов червяка должно превышать  $z_{\text{ч}}=2$ , так как при  $U=16,7$  и  $z_{\text{ч}}=1$  получают

$$z_{\text{чк}} = 16,7 < z_{\text{min}}.$$

С целью уменьшения габаритных размеров выбирают  $z_{\text{ч}}=2$ . Тогда по формуле (3)

$$z_{\text{чк}} = 2 \cdot 16,7 = 33,4 = 33.$$

Реализованное число  $U_{\text{чп}} = 33 / 2 = 16,5$ .

Определить по формуле (14) погрешность

$$\gamma = \left( 500 - \frac{33}{2} \cdot \frac{68}{34} \cdot \frac{76}{26} \cdot \frac{85}{17} \right) / 500 = -0,0354.$$

Эта погрешность объясняется неточностью реализации передаточных чисел  $U_2$  и  $U_{\text{чп}}$ . Знак «минус» означает, что передаточное число превышает значение, при котором  $n_{\text{вых}}$  соответствует заданному значению (см. п. 2.2). Повышение точности реализации передаточного числа может быть получено при округлении  $z_3$  в меньшую сторону  $z_3=25$ . Тогда

$$z_4 = 102 - 25 = 77,$$

в этом случае

$$\gamma = -0,0154 < [\gamma].$$

Для червячной передачи  $q=12,5$  и по формулам (16), (17) находят

$$\operatorname{tg}\lambda = 2 / 12,5 = 0,16, \lambda = 9,1^\circ,$$

$$\cos\lambda = 0,945,$$

$$\eta = \operatorname{tg}9, l / \operatorname{tg}(9,1 + 2)^\circ = 0,81.$$

#### 4.6. Расчет коэффициента полезного действия редуктора

Коэффициент полезного действия редуктора, имеющего заданную кинематическую схему (рис. 2), равен произведению КПД отдельных ступеней:

$$\eta^* = \prod_{(i=1)}^k \eta_i = \eta_1 \eta_2 \dots \eta_k.$$

Коэффициент полезного действия рассчитывают только для червячной передачи (формула (17)). Для цилиндрической передачи принимают  $\eta = 0,97-0,98$ , для конической  $\eta = 0,95-0,96$ . Например, редуктор, рассмотренный в примерах 2 и 3 имеет КПД

$$\eta^* = \eta_{\text{ш}} \eta_1 \eta_2 \eta_3 = 0,81 \cdot 0,98^3 = 0,76.$$

Расчет КПД производят для проверки правильности выбора двигателя: мощность выбранного двигателя должна быть больше мощности, рассчитанной по формуле (6) при значении КПД  $\eta^*$ . Если это условие не выполняется, необходимо выбрать другой двигатель, большей мощности.

#### 4.7. Расчет модуля и геометрических размеров колес

Все основные параметры зубчатого венца колес зависят от модуля (см. табл. 4). Стандартные значения модуля по ГОСТ 9563-60 «Основные нормы взаимозаменяемости. Колеса зубчатые. Модули» до 2 мм приведены ниже:

– нормальный модуль  $m$  для цилиндрических передач, мм: 0,25; 0,3; 0,4; 0,5; 0,6; 0,8; 1,0; 1,25; 1,5; 2;

– торцевой модуль  $m_s$  для конических и червячных передач, мм: 0,25; 0,315; 0,4; 0,5; 0,63; 0,8; 1,1; 1,25; 1,6; 2;

– для червяков стандартизован коэффициент диаметра червяка  $q$ : 6,3; 8,0; 10,0; 12,5; 16,0; 20,0

Допускается любое сочетание параметров  $m_s$  и  $q$ .

Для передачи вращения модули шестерни и колеса, находящихся в зацеплении, должны быть одинаковыми, а модуль червяка –

Двигатели

Номер рисунка	Тип двигателя	Мощность, Вт	Частота вращения, мин <sup>-1</sup>	Номинальный момент, Н·см	Момент инерции якоря, кг·см <sup>2</sup>	Пусковой момент, Н·см	Габаритные размеры, мм					
							D	L	d	l	Отверстия для крепления	D <sub>б</sub> / B
Электродвигатели с малой частотой вращения												
2, а	МФА	0,35	6,8	50	–	–	40	118	5	14	–	–
	ДРВ-1,5	1,5	153	9,5	–	–	40	108	6	8	–	–
3	РД-0,9-1 / 6	14	1,92	6,25	–	–	75	98	7	14	4 отв. Ø 3,2	–
	РД-0,9-1 / 137	14	8,8	13,7	–	–	75	98	7	14	4 отв. Ø 3,2	–
	РД-0,9-1 / 76	14	15,6	76,6	–	–	75	98	7	14	4 отв. Ø 3,2	–
	РД-0,9-1 / 39	14	30,7	39,0	–	–	75	98	7	14	4 отв. Ø 3,2	–
	РД-0,9-1-15	14	76,8	15,6	–	–	75	98	7	14	4 отв. Ø 3,2	–
Электродвигатели обычные												
1, а	ДИД-0,1ГА	0,1	13000	0,015	0,00022	0,026	18,5	33	4	5	4 отв. Ø 2,8	22 / 14
	ДПР-1	0,18	9000	0,02	–	–	10	30	2	7	4 отв. Ø 1,4	11 / 10
	ДПР-2	0,25	2500	0,08	–	–	15	37	2	8	4 отв. Ø 2	18 / 15
	ДПР-32	0,32	2500	0,2	–	–	20	47,5	3	8,5	4 отв. Ø 2,6	24 / 20
	ДПР-2-10	0,5	6000	0,08	–	–	15	37,2	3	8	2 отв. Ø 2	18 / 15
1, б	ДИД-0,5ГА	0,5	14000	0,035	0,00045	0,07	22,2	44,3	4	5	3 отв. Ø 2,8	27 / 17
	ДИД-0,6ГА	0,6	15000	0,065	0,00076	0,12	26	45,5	4	5	3 отв. Ø 2,8	31 / 20
2, а	ДПМ-20-0,6	0,6	3000	0,20	0,0037	0,4	20	30	2	8	–	–
	2ДКС-7	0,73	2000	0,35	–	–	20	53	2	6	–	–
	ДПМ-20-0,9	0,92	4500	0,20	0,0037	0,5	20	30	2	8	–	–
1, в	ДИД-1ГА	1	18000	0,09	0,0007	0,15	33	54,5	2,8	10	3 отв. Ø 2,8	40 / 23
1, е	Г-205	1	3000	0,33	–	–	58	79	4	15	4 отв. Ø 3,5	64 / –
2, а	УАД-24	1,2	1250	0,9	0,057	1,35	50	60	4	20	–	–
	ДПМ-20	1,24	6000	0,2	0,0037	0,6	20	30	2	8	–	–
	ДПМ-20	1,33	9000	0,15	0,0037	0,7	20	30	2	8	–	–
	ДПМ-25	1,5	2500	0,5	0,0116	1	23	65,5	2	10	–	–
1, а	ДИ-1	1,73	5200	0,33	–	–	22,5	52	2,8	7,4	2 отв. Ø 2,8	25 / 22,5
1, б	ДИД-2ГА	2	18000	0,18	0,0009	0,34	33	68,5	2,8	12	3 отв. Ø 2,8	40 / 23
1, в	Г-201	2	8000	0,25	–	–	54	72	4	15	4 отв. Ø 3,5	60 / –
	Г-202	2	3000	0,65	–	–	58	79	4	15	4 отв. Ø 3,5	64 / –

2, а	ДПМ-25	2,3	4500	0,5	0,0116	1,5	23	65,5	2	10	–	–
	УАД-34	2,5	1250	1,9	0,075	2,84	50	70	4	20,5	–	–
	ДПМ-30	2,6	2500	1	0,029	2,5	28	81	3	12	–	–
1, б	ДИД-3ТА	3	8000	0,56	0,0024	1	48	70	4,8	19	3 отв. Ø 3,2	59 / 34
2, а	ДПМ-25	3,1	6000	0,5	0,0116	1,8	23	65,5	2	10	–	–
	ДПМ-35	3,1	2500	2	0,062	5	33	92	3	14	–	–
1, в	Г-210	3,5	7500	0,45	–	–	54	72	4	15	4 отв. Ø 3,4	60 / –
2, а	УАД-22	4	2700	1,44	0,057	2,16	40	59	4	20,5	–	–
	ДПМ-30	4,6	4500	1	0,029	3	28	81	3	12	–	–
1, б	ДИД-5ТА	5	6000	1,2	0,025	2,2	60	104	48	19	3 отв. Ø 4,2	74 / 43
2, а	ДПМ-35	5,4	2500	2,1	0,062	5	33	92	3	14	–	–
	УАД-44	6	1280	4,6	0,170	5,9	62	75	5	25,5	–	–
	ДПМ-30	6,2	6000	1	0,029	3,5	28	81	3	12	–	–
	УАД-32	7	2700	2,52	0,075	5,04	50	60	4	20,5	Паз под сегментную шпонку	–
	СЛ-121	7,5	4500	1,6	0,039	–	50	88	4	7	–	–
1, а	СД-8	7,8	5500	1,3	–	–	40	106	6	10	–	–
2, а	УАД-54	9	1280	6,8	0,225	10	62	88	5	25,5	–	–
	ДПМ-35	9,2	4500	2	0,062	6	33	92	3	14	–	–
	АДП-262	9,5	1850	5	0,017	9	74	122	4	7,5	–	–
1, б	ДИД-10ТА	10	10000	1,5	0,0366	2,8	60	104	4,8	19	3 отв. Ø 4,2	74 / 43
1, а	ДПР-74	10	2500	4	0,079	17	40	83	5	15	4 отв. Ø 3,2	47 / 40
2, а	ДПМ-35	12, 3	6000	2	0,062	7	33	92	3	14	–	–
	УАД-42	13	2700	4,7	0,17	9,4	50	70	4	20,5	–	–
	СЛ-221	13	3600	3,5	0,14	–	70	104	4	9	–	–
	ДМП-35	13, 8	9000	1,5	0,062	7	33	92	3	14	–	–
3б	Д-15	15	6000	2,4	–	–	40	108	5	10	4 отв. Ø М3	32 / –
1, в	Г-32	16	7500	2,1	–	–	65	81	5	15	4 отв. Ø 3,2	73 / –
1, а	ДПР-74	18, 5	4500	4	0,078	26	40	83	5	15	4 отв. Ø 3,2	47 / 40
2, а	УАД-64	20	1280	15,2	0,57	22,8	75	95	6	30	–	–
	УАД-52	20	2700	7,2	0,225	14,4	52	88	6	30	–	–
1, а	СД-20	20	5000	3,25	0,128	–	52,5	114	5	13	4 отв. Ø 5,2	62 / 54,5
2, а	СЛ-261	24	3600	6,5	0,2	–	70	115	6	9	–	–
1, а	ДПР-72	25	6000	4	0,078	32	40	83	6	10	4 отв. Ø 3,2	47 / 40
2, а	СЛ-281	26	5000	5	0,2	–	70	126	6	10	–	–
	УАД-74	30	1280	22,8	0,79	34	75	115	6	30	–	–
	АДП-363	35	6000	5,7	0,04	7	85	135	8	10	–	–
	СЛ-321	38	3000	12,5	0,6	–	85	123	8	13	–	–
	УАД-62	40	2700	14,4	0,57	21,6	75	95	6	30	–	–
1, а	ДРВ-45	45	7000	6,25	0,74	–	62,5	124	7,5	16	4 отв. Ø 4,5	72 / 62,5
2, а	СЛ-361	50	3000	16	0,7	–	85	133	8	13	–	–
1, а	МУ-101	60	5600	10,4	–	–	58	119	8	15	4 отв. Ø 5,2	76 / 66
2, а	УАД-72	70	2700	25,2	0,79	38	75	115	6	30	–	–
1, а	СД-75	75	7500	9,75	0,4	–	62	130	6	8	4 отв. Ø 5,2	76 / 66

Механический привод в настоящее время используют на легких дозвуковых и других самолетах в аварийных системах ручного управления. Современные самолеты оборудованы в основном комбинированными электромеханическими, электрогидравлическими, электрогидромеханическими и гидромеханическими приводами рулевых поверхностей самолета.

Механические передачи механизмов управления самолетов можно подразделить на передачи:

- вращательного движения;
- для преобразования видов движения;
- для осуществления движения звеньев по заданным законам изменения скорости или заданной траектории.

Среди передач вращательного движения, нашедших широкое применение в изделиях авиационной и космической техники, следует выделить зубчатые передачи. Их различают в зависимости от изменения угловой скорости, передаточного отношения, числа ступеней и силовых потоков, времени действия, направления вращения. Кроме того, зубчатые передачи можно классифицировать:

- по величине окружной скорости – на тихоходные, если эта скорость в точке зацепления не превышает 3 м/с; среднескоростные, если она составляет 4–5 м/с, и быстроходные, если окружная скорость больше 15 м/с;

- по назначению – на силовые и кинематические;

- по взаимному расположению валов – на зубчатые с параллельными, пересекающимися и скрещивающимися осями;

- по виду зуба – на передачи с прямыми, косыми, шевронными и винтовыми зубьями;

- по форме кривой, образующей рабочий участок профиля зуба, – на передачи с эвольвентным, треугольным и специальными профилями зуба;

- по виду зацепления – на передачи внешнего и внутреннего зацепления и передачи, состоящие из зубчатого колеса с внешними зубьями и рейки;

- по характеру относительного движения зубчатых колес – на простые и планетарные передачи, имеющие зубчатые колеса с перемещающимися осями.

При больших передаточных отношениях между двигателями и исполнительными механизмами применяют многоступенчатые зубчатые передачи. В зависимости от кинематической и конструктивной схем различают следующие многоступенчатые передачи:

- с соосной схемой;

Для червячной передачи  $q=12,5$  и по формулам (16), (17) находят

$$\operatorname{tg}\lambda = 2 / 12,5 = 0,16, \lambda = 9,1^\circ,$$

$$\cos\lambda = 0,945,$$

$$\eta = \operatorname{tg}9,1 / \operatorname{tg}(9,1 + 2)^\circ = 0,81.$$

#### 4.6. Расчет коэффициента полезного действия редуктора

Коэффициент полезного действия редуктора, имеющего заданную кинематическую схему (рис. 2), равен произведению КПД отдельных ступеней:

$$\eta^* = \prod_{(i=1)}^k \eta_i = \eta_1 \eta_2 \dots \eta_k.$$

Коэффициент полезного действия рассчитывают только для червячной передачи (формула (17)). Для цилиндрической передачи принимают  $\eta = 0,97-0,98$ , для конической  $\eta = 0,95-0,96$ . Например, редуктор, рассмотренный в примерах 2 и 3 имеет КПД

$$\eta^* = \eta_{\text{ш}} \eta_1 \eta_2 \eta_3 = 0,81 \cdot 0,98^3 = 0,76.$$

Расчет КПД производят для проверки правильности выбора двигателя: мощность выбранного двигателя должна быть больше мощности, рассчитанной по формуле (6) при значении КПД  $\eta^*$ . Если это условие не выполняется, необходимо выбрать другой двигатель, большей мощности.

#### 4.7. Расчет модуля и геометрических размеров колес

Все основные параметры зубчатого венца колес зависят от модуля (см. табл. 4). Стандартные значения модуля по ГОСТ 9563-60 «Основные нормы взаимозаменяемости. Колеса зубчатые. Модули» до 2 мм приведены ниже:

– нормальный модуль  $m$  для цилиндрических передач, мм: 0,25; 0,3; 0,4; 0,5; 0,6; 0,8; 1,0; 1,25; 1,5; 2;

– торцевой модуль  $m_s$  для конических и червячных передач, мм: 0,25; 0,315; 0,4; 0,5; 0,63; 0,8; 1,1; 1,25; 1,6; 2;

– для червяков стандартизован коэффициент диаметра червяка  $q$ : 6,3; 8,0; 10,0; 12,5; 16,0; 20,0

Допускается любое сочетание параметров  $m_s$  и  $q$ .

Для передачи вращения модули шестерни и колеса, находящихся в зацеплении, должны быть одинаковыми, а модуль червяка –

равен модулю червячного колеса. В то же время модули разных ступеней редуктора могут отличаться друг от друга.

Модуль определяют из двух условий прочности: на контактную прочность и на изгиб по формулам из табл. 5, выбирают наибольшее и округляют до ближайшего стандартного значения. Расчет выполняют для всех видов передач, используемых в редукторе, с учетом значений крутящих моментов, передаваемых рассматриваемой передачей. Для цилиндрических передач модуль вычисляют только применительно к ступени, передающей больший крутящий момент, с целью повышения унификации принимают его одинаковым для всех цилиндрических колес.

Таблица 4

Размеры зубчатых колес, мм

Тип передачи	Элемент передачи	Диаметры окружностей, мм		
		делительной, $d$	выступов, $d_a$	впадин, $d_f$
Цилиндрическая: прямозубая косозубая	Шестерня, колесо	$mz$	$m(z + 2)$	$m(z - 2,5)$
		$\frac{mz}{\cos\beta}$	$m\left(\frac{z}{\cos\beta} + 2\right)$	$m\left(\frac{z}{\cos\beta} - 2,5\right)$
Коническая		$m_s z$	$m_s(z_{\text{ш}} + 2 \cos\delta_{\text{ш}})$	$m_s(z_{\text{ш}} - 2,5 \cos\delta_{\text{ш}})$
			$m_s(z_{\text{к}} + 2 \cos\delta_{\text{к}})$	$m_s(z_{\text{к}} - 2,5 \cos\delta_{\text{к}})$
Червячная	Червяк	$m_s q$	$m_s(q + 2)$	$m_s(q - 2,5)$
	Червячное колесо	$m_s z_{\text{чк}}$	$m_s(z_{\text{чк}} + 2)$	$m_s(z_{\text{чк}} - 2,5)$

*Примечания.*

1. Для конического колеса определяют диаметры окружностей в наибольшего торцевого сечения,  $m_s$  – модуль наибольшего торцевого сечения (для прямозубых конических передач торцевое и нормальное сечения совпадают,  $m = m_s$ ).

Соотношение между торцевым  $m_s$  и средним  $m_{\text{ср}}$  модулями конических передач выражается формулами

$$m_{\text{ср}} = m_s(L - 0,5)/L,$$

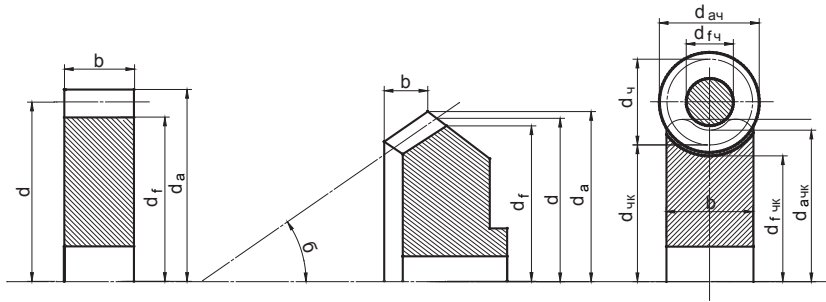


Рис. 5. Зубчатые колеса: а – цилиндрическое; б – коническое; в – червячное

$$m_s \left( 1 + \frac{\Psi}{z_{ш}} \sin \delta_{ш} \right), \Psi = \left( \frac{1}{5} - \frac{1}{7} \right) \frac{z_{ш}}{\sin \delta_{ш}},$$

где  $L$  – длина образующей делительного конуса,

$$L = 0,5 m_s \sqrt{z_{ш}^2 + z_{к}^2}.$$

Размеры большего торцевого сечения указывают на чертежах, так как они удобнее для измерения, размеры среднего сечения используют при силовых расчетах [2, 4].

2. Ширину венца колеса  $b$  вычисляют по формуле

$$b = m \Psi.$$

Для цилиндрических колес  $\Psi = 4-10$ , для конических  $\Psi = (l/5 - 1/7) z_{ш} / \sin \delta_{ш}$ , для червячного колеса  $\Psi = \pi \gamma q$   $180^\circ$ ,  $\gamma = 40 \div 60^\circ$ . Для червяка  $b = 0,7 l_{ч}$ .

3. Углы при вершине конуса  $\delta_{ш}$ ,  $\delta_{к}$  вычисляют по формулам (15).

4. Для косозубого колеса  $\beta$  – угол наклона зуба,  $\beta = 7-15^\circ$ .

#### 4.8. Расчет крутящих моментов

Расчет оформляют в виде таблицы (например, табл. 6). В таблице приводят расчетную формулу, устанавливающую зависимость между моментами на колесе и шестерне  $M_{ш} = M_{к} / (U \eta)$  или выражающую равенство моментов шестерни и колеса в случае закрепления их на одном валу или выполнения в виде одного блока. Для каждого вида передач рассматривают пример расчета крутящего момента, для остальных ступеней – только его результаты. При



расчете моментов используют значения КПД, принятые в расчете КПД редуктора.

#### 4.9. Расчет модуля передачи

1. Указывают тип рассчитываемой передачи, номер ступени, передаточное число, число зубьев и крутящие моменты на колесе и шестерне (червяке).

2. Выбирают материал шестерни и колеса. С целью уменьшения момента трения и износа рекомендуется использовать разнородные антифрикционные материалы: сталь – для шестерни (червяка), бронза или латунь – для колеса (табл. 7).

Из табл. 7 выписывают допустимые напряжения материалов  $[\sigma_{изг}]$  и  $[\tau]_к$ , модули упругости  $E$  ( $E_{ш}$  – шестерни,  $E_к$  – колеса), приведенный модуль упругости  $K_E = f(E_{ш}, E_к)$  можно принять  $0,6 \leq K_E \leq 1,0$ .

Таблица 5

#### Формулы для расчета модуля передачи

Вид передачи	Формулы для расчета модуля из условий прочности	
	на выкрашивание	на изгиб
Цилиндрическая: прямозубая косозубая	$m \geq 3 \sqrt{\left( \frac{2380 K_E}{z_k [\tau]_к} \right)^2 \frac{U+1}{\Psi} [M_к]_p}$	$m \geq 3 \sqrt{\frac{0,64 [M]_p}{z y \Psi [\sigma]_{изг}}}$
	$m_n \geq 3 \sqrt{\left( \frac{1925 \cos^2 \beta K_E}{z_k [\tau]_к} \right)^2 \frac{U+1}{\Psi} [M_к]_p}$	$m_n \geq 3 \sqrt{\frac{0,64 \cos \beta [M]_p}{z y_\alpha \Psi [\sigma]_{изг} K_\varepsilon}}$
Коническая	$m_{ср} \geq 3 \sqrt{\left( \frac{2380 K_E}{z_k [\tau]_к} \right)^2 \frac{\sqrt{U^2+1}}{\Psi} [M_к]_p}$	$m_{ср} \geq 3 \sqrt{\frac{0,64 [M]_p}{z y_\alpha \Psi [\sigma]_{изг}}}$
Червячная	$m_s \geq 3 \sqrt{\left( \frac{1675}{z_{чк} [\tau]_к} \right)^2 \frac{\cos \lambda}{q} [M_к]_p}$	$m_s \geq 3 \sqrt{\frac{0,64 [M_{чк}]_p}{z_{чк} y_\alpha \Psi' \cos \lambda [\sigma]_{изг} K_\varepsilon}}$

*Примечание.*

$M_к$  – момент на колесе, Н·см;  $K_{к.н}$  – коэффициент концентрации нагрузки,  $K_{к.н} = 1,2$  при симметричном расположении колеса относительно опор,  $K_{к.н} = 1,4$  при несимметричном его расположении;  $K_д$  – коэффициент динамической нагрузки,  $K_д = 1,1$ ;  $K_p$  – коэффициент режима работы (удары, вибрации),  $K_p = 1-1,1$ ;  $K_E$  –

приведенный модуль упругости;  $E_{ш}$ ,  $E_{к}$  – соответственно модули упругости материалов шестерни и колеса, Н/см<sup>2</sup>;  $[\sigma]_{изг}$ ,  $[\tau]_{к}$  – допускаемые напряжения материала, Н/см<sup>2</sup>;  $M_{к}$ ,  $z_{к}$ ,  $[\tau]_{к}$  – параметры колеса (индекс «к»);  $\Psi$  – относительная толщина колеса: для цилиндрического  $\Psi = 4-10$ , для конического  $\Psi = (1/5-1/7)z_{ш}/\sin\delta_{ш}$ , для червячного  $\Psi = \pi\gamma q / 180^\circ$ , где  $\gamma$  – половина угла охвата червяка,  $\gamma = 20-60^\circ$ ;  $K_{\varepsilon}$  – коэффициент степени перекрытия,  $K_{\varepsilon} = 1,2$  для косозубых колес,  $K_{\varepsilon} = 1,5$  для червячной передачи.

3. Задают значения параметров  $K_{к.н}$ ,  $K_{д}$ ,  $K_{р}$  и вычисляют расчетный момент  $[M]_{р}$  на колесе и шестерне передачи по формуле

$$[M]_{р} = M_{к,ш} K_{к.н} K_{д} K_{р}.$$

4. Выбирают или вычисляют в соответствии с рекомендациями из примечания к табл. 5 относительную толщину колеса.

5. Рассчитывают значение модуля из условия контактной прочности (на выкрашивание). В формулу для расчета модуля на выкрашивание (см. табл. 5) подставляют значения параметров колеса.

6. Определяют коэффициент формы зуба  $y$  или  $y_{\varepsilon}$  по табл. 8 в зависимости от реального числа зубьев для прямозубой цилиндрической передачи и эквивалентного числа, рассчитываемого по формулам:

– для косозубой цилиндрической передачи

$$z_{\varepsilon,кос} = z / \cos^3 \beta;$$

– для червячной

$$z_{\varepsilon,чк} = z_{чк} / \cos^3 \lambda;$$

– для конической

$$z_{\varepsilon,кон} = z / \cos \delta.$$

7. Находят и сравнивают произведения  $[\sigma]_{изг}y$  для шестерни и колеса. Расчет модуля по условию прочности на изгиб выполняют для элемента, у которого это произведение оказывается меньшим, в формулу из табл. 5 подставляют значения параметров для этого элемента. Например:

$$m = 3 \sqrt{\frac{0,64 [M_{ш}]_{р}}{z_{ш} y_{ш} \Psi [\sigma_{ш}]_{изг}}} \quad \text{при } [\sigma_{ш}]_{изг} y_{ш} < [\sigma_{к}]_{изг} y_{к}.$$

Применительно к червячной передаче расчет производят для червячного колеса. Для косозубой цилиндрической и червячной передач при расчете учитывают коэффициент степени перекрытия  $K_{\varepsilon}$ , приведенный в примечании к табл. 5.

### Параметры редуктора

Параметры	Передаточное число	Крутящий момент		Диаметры, мм			Усилия, Н		
		Расчетная формула	Значение, Н·см	$d$	$d_f$	$d_a$	$P$	$T$	$Q$
$z_{ч1} = 2,$ $q = 12,5,$ $z_{чк} = 33$	$U_{ч1} = 16,5$	$M_{ч1} = \frac{M_{чк}}{U_{ч1} \eta_{ч1}}$ $M_{чк} = M_1$	$\frac{3,45}{16,5 - 0,81} = 0,26$ 3,45	6,25 16,5	6	7,25	0,82 4,18	1,61 1,61	$Q_{чк} = P = 4,18$ $Q_{чк} = P_{ч1} = 0,82$
$z_1 = 34$ $z_2 = 68$	$U_1 = 2$	$M_1 = \frac{M_2}{U_1 \eta_1}$ $M_2 = M_3$	3,45 6,76	34 68	—	—	2,03 1,98	0,74 0,72	—
$z_3 = 25$ $z_4 = 77$	$U_2 = 3,08$	$M_3 = \frac{M_4}{U_2 \eta_2}$ $M_4 = M_5$	6,76 20,41	25 77	—	—	5,20 5,00	1,89 1,84	—
$z_5 = 17$ $z_6 = 85$	$U_3 = 5$	$M_5 = \frac{M_6}{U_3 \eta_3}$ $M_6 = M_{\text{вых}}$	20,41 100	17 1·85=85	$1 \cdot (85 - 2,5) = 82,5$	$1 \cdot (85 + 2) = 87$	24 23,52	8,73 8,56	—

#### Примечание.

Показаны результаты расчета редуктора из варианта 10 схемы (рис. 3) для исходных данных из примера 3.

Ширина зубчатых колес: для цилиндрических –  $b = m \Psi = 1 \cdot 6 = 6$  мм, для червячного –  $\Psi = \pi q / 180^\circ = \pi q / 57 = 50 \cdot 12,5 / 57 = 11$ ,  $b = m \Psi = 0,5 \cdot 1 = 5,5$  мм, для червяка  $b = 0,7 l_{ч1} = 0,7 \cdot 7,25 = 5,08$  мм.

## Характеристики материалов

Марка материала	Вид обработки материала	Модуль упругости $E$ , Н/см <sup>2</sup>	Допускаемое напряжение	
			Нормальное $[\sigma]$ , Н/см <sup>2</sup>	На контактную прочность $[\tau]$ , Н/см <sup>2</sup>
Ст 5	Нормализация Цементация	$2.15 \cdot 10^7$	8500 11500	13000 45000
Ст 45	Нормализация Улучшение Закалка	$2.15 \cdot 10^7$	14000 19000 16800	17300 21700 38600
Латунь ЛС59	–	$0,93 \cdot 10^7$	8500	10000
Бронзы ОФ-5-0,15 АЖ-9-4 ОНФ	– –	$1,1 \cdot 10^7$	11000 11000 8100	15000 13750 9600

Таблица 8

Значения коэффициента формы зуба  $y$ 

$z$	$y$	$z$	$y$	$z$	$y$
14	0,088	20	0,102	38	0,122
15	0,092	24	0,107	50	0,130
16	0,094	28	0,112	100	0,142
17	0,096	30	0,114	150	0,146

8. Из двух значений модуля, определенных согласно условию прочности, выбирают большее и округляют до ближайшего большего стандартного значения по ГОСТ 9563-60 «Основные нормы взаимозаменяемости. Колеса зубчатые. Модули».

В соосных редукторах из-за трудности изготовления блоков колес малых размеров рекомендуется использовать значения модуля, превышающие 0,5 мм.

9. Расчет геометрических размеров колес производят по формулам из табл. 4, значения диаметров записывают в графы 5–7 табл. 6. Ширина зубчатых колес, приведена в примечании к табл. 6.

*Пример 4.* Определяют модуль цилиндрических колес редуктора, рассмотренного в примере 3, при  $M_{\text{вых}} = 100 \text{ Н} \cdot \text{см}$ .

Расчет выполняют для наиболее нагруженной выходной ступени с параметрами  $M_{\text{к}} = 100 \text{ Н} \cdot \text{см}$ ,  $M_{\text{ш}} = 20,41 \text{ Н} \cdot \text{см}$ ,  $z_{\text{к}} = 85$ ,  $z_{\text{ш}} = 17$ ,  $U = 5$  (см. табл. 6).

Выбирают материалы согласно табл. 9.

## Характеристики материалов зубчатых колес

Элемент	Материал	$E, \text{Н/см}^2$	$[\sigma]_{\text{изг}}, \text{Н/см}^2$	$[\tau]_k, \text{Н/см}^2$
Шестерня	Ст 40Х	$2,15 \cdot 10^7$	$1,5 \cdot 10^4$	$1,73 \cdot 10^4$
Колесо	Бр ОНФ	$1,1 \cdot 10^7$	$8,1 \cdot 10^3$	$9,6 \cdot 10^3$

По формулам из примечания к табл. 5 находят

$$K_E = \sqrt{\frac{2 \cdot 2,15 \cdot 10^7 \cdot 1,1 \cdot 10^7}{(2,15 + 1,1) \cdot 10^7 \cdot 2,15 \cdot 10^7}} = 0,82.$$

Принимают  $K_{к.н} = 1,4$ ,  $K_d = 1,1$ ,  $K_p = 1$  и вычислим расчетные моменты по формулам из примечания к табл. 5:

$$[M_k]_p = 100 \cdot 1,4 \cdot 1,1 \cdot 1 = 154 \text{ Н} \cdot \text{см},$$

$$[M_{ш}]_p = \frac{[M_k]_p}{U_{ш,к} \eta_{ш,к}} = 31,43 \text{ Н} \cdot \text{см}.$$

Пусть  $\Psi = 6$ .

Значение модуля из условия контактной прочности составляет

$$m \geq \sqrt[3]{\left( \frac{2380 K_E}{z_k [\tau]_k} \right)^2 \frac{U+1}{\Psi} [M_k]_p} =$$

$$= \sqrt[3]{\left( \frac{2380 \cdot 0,82}{85 \cdot 9600} \right)^2 \cdot \frac{5+1}{6} \cdot [154]} = 0,096 \text{ см} = 0,96 \text{ мм}.$$

Определяют по табл. 8 коэффициент формы зуба  $y$ :

$$y_{ш} = 0,096, \quad y_k = 0,136.$$

Прочность на изгиб проверяют для элемента с меньшим значением произведения  $[\sigma]y$  (в рассматриваемом случае – колеса):

$$[\sigma_{ш}]_{\text{изг}} y_{ш} = 1,5 \cdot 10^4 \cdot 0,096 = 1,44 \cdot 10^3 \text{ Н/см}^2,$$

$$[\sigma_k]_{\text{изг}} y_k = 8,1 \cdot 10^3 \cdot 0,136 = 1,10 \cdot 10^3 \text{ Н/см}^2.$$

Значение модуля из условия прочности на изгиб составляет

$$m \geq \sqrt[3]{\frac{0,64 [M_k]_p}{z_k y_k \Psi [\sigma_k]_{\text{изг}}}} = \sqrt[3]{\frac{0,64 \cdot 154}{85 \cdot 1100 \cdot 6}} = 0,056 \text{ см} = 0,56 \text{ мм}.$$

Выбирают большее значение модуля  $m=0,96$  мм и принимают ближайшее большее стандартное значение  $m=1$  мм.

## 5. РАСЧЕТ ВАЛОВ (ОСЕЙ)

Расчет валов (осей) заключается в определении диаметра из условия прочности. Оси в отличие от валов не передают крутящий момент. В предложенных заданиях оси могут применяться в соосных редукторах.

Расчет выполняют для двух валов выходной ступени редуктора по вариантам 1, 3, 4, 6–10 кинематической схемы, для выходного вала и второго вала – от входа согласно вариантам 2 и 5.

### 5.1. Составление компоновочной схемы

Компоновочная схема представляет собой эскизный упрощенный вариант конструкции. При составлении схемы должны быть продуманы и решены следующие вопросы: выбор конструкции, способа крепления и осевой фиксации зубчатых колес, расположение двигателя, форма редуктора. Рекомендуемые в приборостроении конструкции зубчатых колес и способы их крепления приведены в табл. 10.

Осевое фиксирование колес вводят для обеспечения надежного зацепления при любом положении редуктора в пространстве. Необходимо учитывать размеры двигателя, так как в приборных редукторах двигатель является элементом с наибольшими габаритами и массой. Рекомендуемая для авиационных приборов форма – цилиндр или прямоугольный параллелепипед предпочтительно с квадратным основанием. Эту форму желательно сохранить и для редукторов, хотя данное требование не является обязательным.

Компоновочную схему составляют в такой последовательности:

1. На плоскости, перпендикулярной осям вращения цилиндрических колес, изображают зацепление в масштабе 2:1, расположив центры вращения колес на одной линии (рис. 7, а, 8, а). Показывают только делительные окружности.

2. Указывают контуры двигателя (линия 1).

3. Задают форму редуктора расположением входного и выходного валов и размещают колеса так, чтобы фланец двигателя вписывался в контуры редуктора или имел выступ не более  $1/5$  площади фланца. Объем редуктора должен быть максимально заполнен (рис. 7, в, г, 8, б). При создании изображения обращают внимание

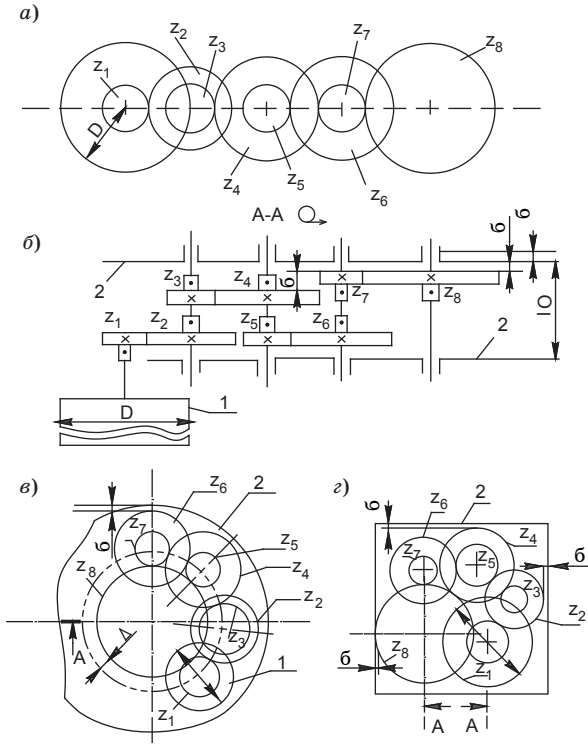
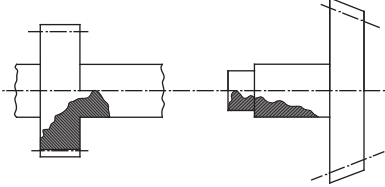
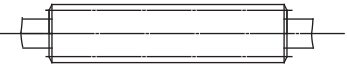
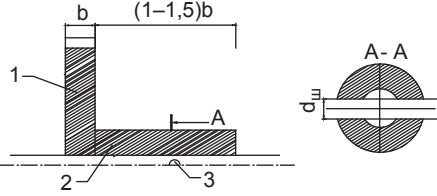
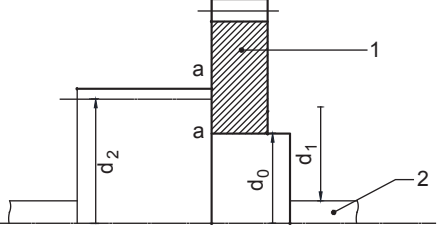
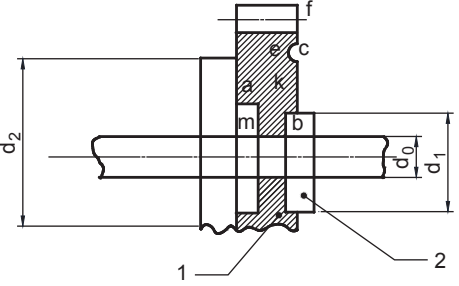


Рис. 6. Компоновочная схема редуктора  
(вариант 1)

на то, чтобы валы (центры колес) не пересекали другие колеса и отстояли от них не менее, чем на  $\Delta = 5-10$  мм, меньшее расстояние допустимо при  $m \leq 0,5$  мм. Фланец двигателя может перекрывать несколько колес и их осей.

4. Выбирают конструкцию, способ крепления и осевой фиксации колес (табл. 10), и в масштабе 2:1 упрощенно изображают расположение колес вдоль осей вращения на развертке редуктора А – А. Цилиндрические колеса изображают в виде прямоугольников с размерами  $d$  и  $b$ . Для облегчения сборки ширину шестерни увеличивают на 1–2 мм. В редукторах с модулем  $m \leq 0,5$  мм ширина шестерни, изготовленной вместе с валом, может быть увеличена таким образом, чтобы создать упор для колес и обеспечить крепление колес согласно п. 4–6 из табл. 10.

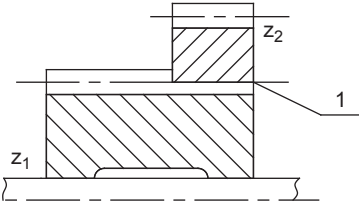
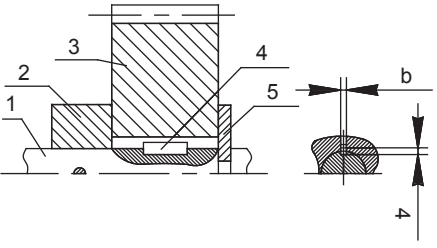
## Способы крепления зубчатых колес

№ п/п	Конструкция	Пояснения
1		<p>Шестерня изготовлена совместно с валом. Применение: <math>m \leq 0,5</math> мм</p>
2		<p>Червяк изготовлен совместно с валом. Применение: <math>m \leq 2</math> мм</p>
3		<p>Зубчатое колесо 1 (цилиндрическое, коническое, червячное) закреплено на валу 2 штифтом 3. Применение: <math>m \leq 2</math> мм</p>
4		<p>Колесо 1 установлено на валу 2 по посадке на натягом. Поверхность аа служит для осевой фиксации (упора) колеса. Дополнительное крепление – керновое в трех-четырех точках. <math>d_2 &gt; d_1 &gt; d_0</math>. Применение: <math>m \leq 1</math> мм</p>
5		<p>Крепление пластическим деформированием колеса 1 на участке <i>cef</i> (обжимным пуансоном). Материал колеса 1 затекает в канавку <i>ambk</i> на валу 2. Площади <math>S_{ambk} = S_{cefi}</math>. <math>d_2 &gt; d_1 &gt; d_0</math>. Применение: <math>m \leq 1</math> мм</p>



№ п/п	Конструкция	Пояснения
6		<p>Крепление колеса 1 на лыске 3 обеспечивает неподвижность соединения только в окружном направлении. Осевое фиксирование: упор в поверхность <i>aa</i> и применение кольца 2.</p> <p>Применение: <math>m \leq 1</math> мм.</p>
7		<p>Шлицевое соединение колеса 2 и шестерни 1. На участке <i>ab</i> диаметр шестерни 1 уменьшен до диаметра делительной окружности (срезана головка зуба). Поверхность <i>aa</i> служит для упора колеса 2. Шлицами являются зубья шестерни 1.</p> <p>Колесо 2 на внутренней поверхности имеет зубчатый венец, сопрягаемый с зубчатым венцом шестерни. Сопряжение колеса 2 и шестерни 1. на участке <i>ab</i> по посадке центрирования. Для осевой фиксации зубья шестерни на участке <i>bc</i> развальцовывают (<i>ckb</i>), (отгибают). Канавка 3 снижает жесткость зубьев для развальцовки.</p> <p>Применение: <math>m \leq 1</math> мм</p>

№ п/п	Конструкция	Пояснения
8		<p>Крепление безлюфтового колеса, состоящего из частей 1 и 2, разведенных на угол <math>\varphi</math> пружиной 3. Обеспечивается контакт колеса с шестерней 4 при любом направлении вращения. Посадка части 2 на валу 5 неподвижная, части 1 – с зазором, 6 – прокладка.          Применение: <math>m \leq 1</math> мм</p>
9		<p>Стальной блок зубчатых колес 3 может вращаться относительно вала 1 на подшипниках скольжения, образованных стальным валом 1 и поверхностями <math>ab</math> и <math>cd</math> бронзовой (латунной) втулки 2, запрессованной в блок 3 для уменьшения трения. В зазор 4 через отверстие 5 вводят смазку для уменьшения трения и износа.          Осевая фиксация: упор в торец ступицы колеса или втулки, закрепленной на валу штифтом и пружинным кольцом 6.          Применение: <math>m &gt; 0,5</math> мм</p>
10		<p>Блок зубчатых колес <math>z_1</math> и <math>z_2</math>, вращающихся относительно вала 1, состоит из колеса <math>z_2</math> (латунь, бронза) и шестерни <math>z_1</math> (сталь). Крепление шестерни см. п. 4.          Подшипник скольжения на участке <math>cd</math>.          Осевая фиксация (см. п. 9).          Применение: <math>m &lt; 1</math> мм</p>

№ п/п	Конструкция	Пояснения
11		<p>Блок колес: шестерня <math>z_1</math> (бронза, латунь), колесо <math>z_2</math> (сталь). Соединение колеса <math>z_2</math> и шестерни <math>z_1</math> шлицевое, 1 – керновка.</p> <p>Осевая фиксация блока (см. п. 9).</p> <p>Применение: <math>m &lt; 1</math> мм</p>
12		<p>Крепление колеса 3 на валу 1 с помощью шпонки 4.</p> <p>Осевое фиксирование (см. п. 9). Колесо может быть изготовлено со ступицей и без нее.</p> <p>Применение: <math>m &gt; 1</math> мм</p>

При построении обращают внимание на то, чтобы зубчатые колеса, окружности которых пересекаются (см. рис. 6, в, г, 7, б), располагались на разных уровнях по высоте – это условие сборки редуктора. Например, для редуктора (рис. 6, в) колесо  $z_3$  должно быть смещено по высоте относительно колес  $z_1 - z_6$  (см. рис. 6, б). В редукторе (рис. 7, б) червяк  $z_ч$  и колеса  $z_2$  и  $z_4$  должны находиться на разных уровнях (рис. 7, в). Расстояние между поверхностями колес разных уровней должно превышать  $\delta = 2-3$  мм.

Способы размещения червячного колеса в редукторах для вариантов 4 и 9 схемы показаны на рис. 8. Вариант кинематической схемы на рис. 8, а осуществим при выполнении условия

$$\left[ \frac{m_s(d_ч + b_{чк})}{2+C} \right] \leq \frac{mz_0}{2},$$

где  $C = 6-10$  мм. В варианте схемы на рис. 8, б может быть реализовано большее передаточное число  $U_{чш}$ . Возможны и другие ее варианты (рис. 8, в).

Компоновка редуктора с конической передачей показана на рис. 9.

Расположение элементов кинематической схемы на рис. 9, в рекомендуется для варианта 7 при передаточном числе конической передачи  $U_{кон} < 2$ , а также для варианта 6 этой схемы при боль-

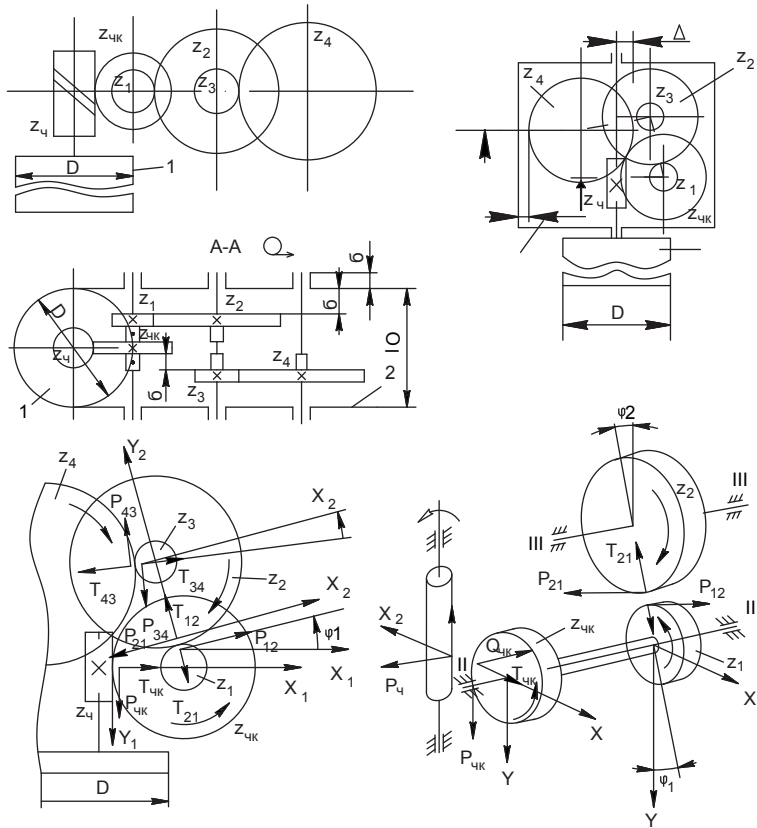


Рис. 7. Компонировочная схема редуктора (вариант 5)

шом диаметре двигателя  $D$  (без ограничения  $U_{\text{кон}}$ ). Для реализации  $U_{\text{кон}} > 2$  можно применить вариант схемы на рис. 9, б.

Для вариантов 2, 5, 7, 10 компоновочной схемы длина валов цилиндрических передач должна быть соизмерима с диаметром  $D$  двигателя. Длина валов червяка и конического колеса в схемах на рис. 9, в и 10, б может быть меньше размера  $L_0$  (см. рис. 7, б, 8, в, 10, а).

Компоновочную схему используют для определения длины валов и положения сечений приложения нагрузки при их расчете. При определении длины валов следует учитывать рекомендации по конструированию: расстояние от поверхностей вращающихся элементов (колесо и др.) до неподвижной внутренней поверхности

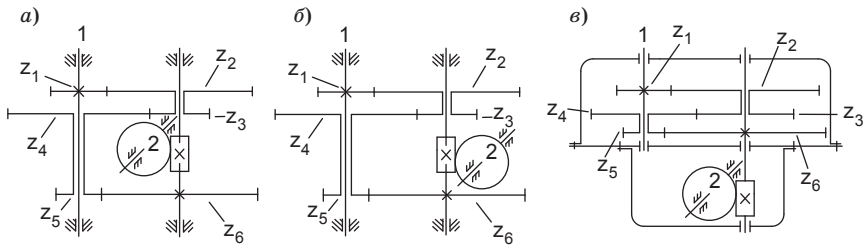


Рис. 8. Схемы редукторов с червячной передачей

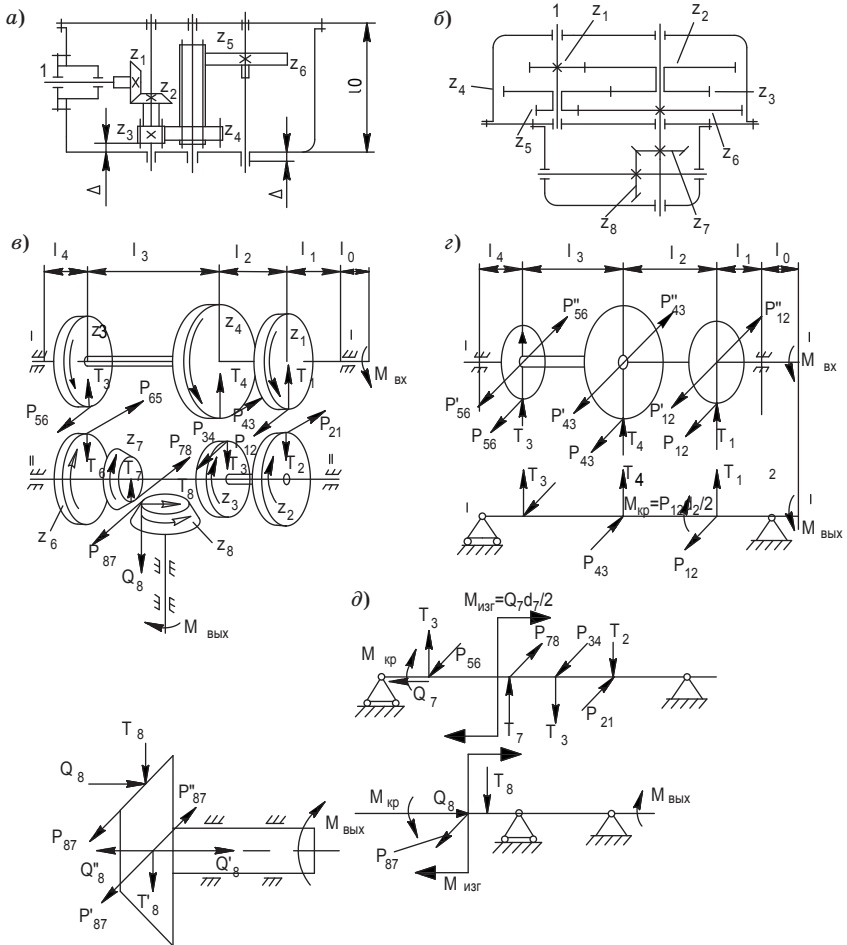


Рис. 9. Схемы редукторов с конической передачей

корпуса, крышки (линия 2) должно быть не менее  $\delta = 2-3$  мм, примерно на такую же величину относительно внутренней поверхности корпуса и крышки, среднее сечение подшипника смещено в направлении внешней поверхности корпуса.

Таким образом, расстояние между опорами

$$L = L_0 + 2\delta,$$

где  $L_0$  – размер по чертежу на рис. 7, б, 8, в, 10, а.

Используя схемы компоновки, составляют расчетные схемы валов, на которых указывают размеры  $l_1, l_2, \dots$ , определяющие положения средних сечений колес и точки приложения усилий (рис. 9, з).

## 5.2. Расчет усилий в зацеплениях зубчатых колес

Расчет усилий в зацеплениях зубчатых колес производится по формулам из таблицы 10.

Таблица 11

Усилия в передачах

Передача	Элемент передачи	Усилие		
		Окружное $P$	Радиальное $T$	Осевое $Q$
Цилиндрическая: прямозубая (рис. 10, а) косозубая (рис. 10, б)	Колесо, шестерня	$P = \frac{2M}{d}$	$T = P \operatorname{tg} \alpha$	–
			$T = \frac{P \operatorname{tg} \alpha}{\cos \beta}$	$Q = P \operatorname{tg} \beta$
Коническая (рис. 11, а)	Колесо, червяк	$P_{\text{чк}} = \frac{2M_{\text{чк}}}{d_{\text{чк}}}$ $P_{\text{ч}} = \frac{2M_{\text{ч}}}{d_{\text{ч}}}$	$T_{\text{к}} = \frac{P_{\text{к}} \operatorname{tg} \alpha}{\cos \delta_{\text{к}}}$ $T_{\text{ш}} = \frac{P_{\text{ш}} \operatorname{tg} \alpha}{\cos \delta_{\text{ш}}}$	$Q_{\text{к}} = T_{\text{ш}}$ $Q_{\text{ш}} = T_{\text{к}}$
Червячная (рис. 11, б)			$T_{\text{чк}} = \frac{P_{\text{чк}} \operatorname{tg} \alpha}{\cos \delta_{\text{к}}}$ $T_{\text{ч}} = T_{\text{чк}}$	$Q_{\text{чк}} = T_{\text{ч}}$ $Q_{\text{ч}} = T_{\text{чк}}$

*Примечание.* Усилия  $P, T, Q$  – составляющие нормального усилия в зацеплении зубчатых колес. Окружное усилие  $P$  направлено по касательной к делительной окружности по ходу движения для ведомого колеса и против – для ведущего. Радиальное усилие  $T$  направлено к центру колеса, осевое  $Q$  – вдоль оси;  $\alpha$  – стандартный угол зацепления,  $\alpha = 20^\circ$ , углы  $\delta_{\text{ш}}, \delta_{\text{к}}, \beta$  (см. примечание к табл. 4).

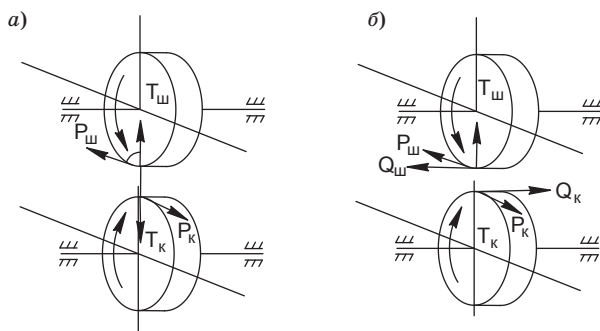


Рис. 10. Усилия в цилиндрических передачах

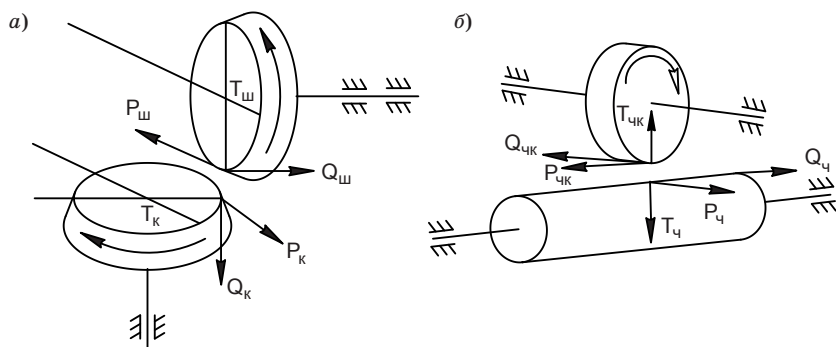


Рис. 11. Усилия в конической (а) и червячной (б) передачах

Окружные и радиальные усилия цилиндрических и конических передач редукторов обозначают двумя подстрочными индексами: первый соответствует номеру колеса, второй – номеру сопряженного колеса, например,  $P_{1,2}$ ,  $T_{1,2}$  – соответственно окружное и радиальное усилие, действующее на первое колесо в результате зацепления его со вторым (см. рис. 7, з, д, 9, в).

Расчет усилий производят для всех колес редуктора с учетом значений их крутящих моментов и диаметров, указанных в табл. 6, расчетные значения усилий записывают в ту же таблицу. Для одной ступени редуктора усилия  $P$  и  $T$  колеса должны быть меньше усилия шестерни на величину КПД ( $\eta$ ):

$$P_k/P_{ш} = \eta.$$

### 5.3. Составление расчетной схемы вала

На расчетной схеме должны быть указаны тип опор, расстояние между ними, колеса, закрепленные на валу, их размеры и положения точки приложения сил, их величина и направление. Подшипники скольжения и шарикоподшипники должны соответствовать шарнирному опиранию валов. В реальных конструкциях обычно одна из двух опор вала является шарнирно неподвижной, вторая опора – шарнирно подвижной. Подвижность второй опоры в осевом направлении предотвращает заклинивание при температурном удлинении вала. Точки приложения сил и их направление определяют с учетом указанного на компоновочной схеме расположения валов.

Полезно представить зацепление в аксонометрии, но обязательно с сохранением относительного положения валов (не по развертке редуктора) (см., например, рис. 7, *г* и 9, *в*). Направление вращения и силы указывают от входа к выходу редуктора. Так как зацепление колес внешнее, колеса, находящиеся в зацеплении, вращаются в разных направлениях. Вращение ведомого колеса создается окружной силой, действующей на это колесо, поэтому направление этой силы совпадает с направлением вращения колеса. Для ведущего колеса окружная сила действует против движения. При составлении расчетной схемы рекомендуется ввести прямоугольную систему координат ОХУ и ориентировать ее оси в направлении действия сил одного из колес, закрепленных на валу (см. рис. 7, *г*; 12, *б*).

Силы, действующие на зубчатые колеса, при исследовании прочности вала необходимо привести к центру тяжести вала. Радиальные усилия проходят через центр вала, поэтому их переносят по линии действия, для приведения окружных и осевых усилий (см. рис. 7, *г*, 12, *б*) в центре тяжести вала на оси прикладывают две равные и противоположно направленные силы, отмеченные штрихами, по модулю равные, соответственно, окружному и осевому усилию.

Силы  $P$  и  $P_{\gg}$  создают крутящий момент  $M_{кр} = Pd/2$ , осевые усилия  $Q$  и  $Q_{\gg}$  – изгибающий момент  $M_{изг} = Qd/2$ . Силы, приведенные к центру тяжести вала и направленные под углом к выбранной системе координат, представляют в виде проекции на эти оси:

$$F_x = \pm T \sin \varphi \pm P \cos \varphi, F_y = \pm T \cos \varphi \pm P \sin \varphi$$

(рис. 12, *б*), где  $\varphi$  – угол, определяемый по компоновочной схеме. В пояснительной записке приводят компоновочную схему. Усилия



показывают на схеме, представленной в виде одной, двух проекций, или аксонометрическом ее изображении.

Приведение сил к центру тяжести вала позволяет представить его расчетную схему в виде балки с шарнирным опиранием, нагруженной силами, действующими в плоскостях  $OXZ$  и  $OYZ$ , а также крутящими и изгибающими моментами (см. эпюры рис. 10, з, 13). Силы и изгибающий момент приложены в средних сечениях колес. Крутящий момент передается на вал в точке крепления колеса к валу.

#### 5.4. Расчет вала

Расчет вала на прочность выполняют в соответствии с составленной расчетной схемой. Так как силы приведены к двум взаимно перпендикулярным плоскостям, в этих плоскостях исследуют плоский изгиб и кручение вала. Определяют участки с однотипной деформацией. Например, для схемы на рис. 9, з вал 1 испытывает кручение на участке  $l_0$ , изгиб – на участках  $l_2, l_3, l_4$  и изгиб и кручение – на участке  $l_1$ . Диаметр вала  $d_B$  на отдельных участках определяют с учетом напряженного состояния из условий прочности:

– при кручении

$$\tau = \frac{M_{кр}}{W_p} = \frac{M_{кр}}{0,2d_B^3} \leq [\tau], \quad (18)$$

$$d_B \geq 3 \sqrt[3]{\frac{M_{кр}}{0,2[\tau]}},$$

– при изгибе

$$\sigma_{изг} = \frac{M_{изг}}{W_0} = \frac{M_{изг}}{0,1d_B^3} \leq [\sigma_{-1}], \quad (19)$$

$$d_B \geq 3 \sqrt[3]{\frac{M_{изг}}{0,1[\sigma_{-1}]}}},$$

– при изгибе и растяжении (сжатии)

$$\sigma = \sigma_p + \sigma_{изг} = \frac{4Q}{\pi d_B^2} + \frac{M_{изг}}{0,1d_B^3} \leq [\sigma_{-1}], \quad (20)$$

– при совместном действии изгиба и кручения по гипотезе прочности

$$\sigma_{\text{экв}} = \sqrt{\sigma^2 + 4\tau^2} \leq [\sigma_{-1}],$$

$$M_{\text{пр}} = \sqrt{M_x^2 + M_y^2 + M_{\text{кр}}^2}, \quad (21)$$

$$d_{\text{в}} \geq \sqrt[3]{\frac{M_{\text{пр}}}{0,1[\sigma_{-1}]}} \quad (22)$$

где  $M_x, M_y$  – изгибающие моменты в опасном сечении в двух перпендикулярных плоскостях;  $M_{\text{пр}}$  – приведенный момент;  $W_p, W_0$  – полярный и экваториальный моменты сопротивления сечения соответственно;  $[\tau]$  – допустимое напряжение на кручение,  $[\tau]=0,5[\sigma_{-1}]$  (см. табл. 7);  $[\sigma_{-1}]$  – предел выносливости при симметричном цикле, для сталей Ст5, Ст45 и Ст40Х принимает значения  $[\sigma_{-1}]=6000-8000; 7000-9000; 7500-10000$  Н/см<sup>2</sup> соответственно.

На рис. 8, *д* и 10, *в*, а также в табл. 11 упрощенно изображают силы не в среднем, а в крайнем сечении.

При совместном действии изгиба, кручения и растяжения (сжатия) диаметр  $d_{\text{в}}$  определяют сначала без учета растяжения по формуле (22), затем увеличивают расчетное значение в 1,1–1,2 раза, вычисляют для этого значения напряжения  $\tau$  и  $\sigma$  в соответствии с формулами (18), (19) и проверяют условие прочности (20). Если условие прочности не выполняется, увеличивают диаметр вала.

Наибольший диаметр  $d_{\text{в}}$  получают на участке совместного действия изгиба и кручения. При длине вала  $l \leq 100$  мм этот диаметр может быть принят для участка вала между опорами. На консольном участке выходного вала диаметр уменьшают для посадки подшипника так, чтобы выполнялось условие (18).

Порядок расчета вала:

1. Изображают расчетные схемы вала в двух взаимно перпендикулярных плоскостях (см. рис. 12). Исследование проводят последовательно для каждой схемы.

2. Вычисляют из условий равновесия реакции опор. Например, условия  $\Sigma M_A=0, \Sigma M_B=0$  используют для расчета реакций, а условия  $\Sigma Y=0, \Sigma X=0$  – для проверки правильности вычислений. Проверка обязательна, так как реакции являются силами, нагружающими вал.

3. Определяют участки с однотипным нагружением, находят внутренние силовые факторы – поперечные силы  $Q$  и изгибающие моменты  $M_{\text{изг}}$ , строят эпюры  $Q$  и  $M_{\text{изг}}$ .

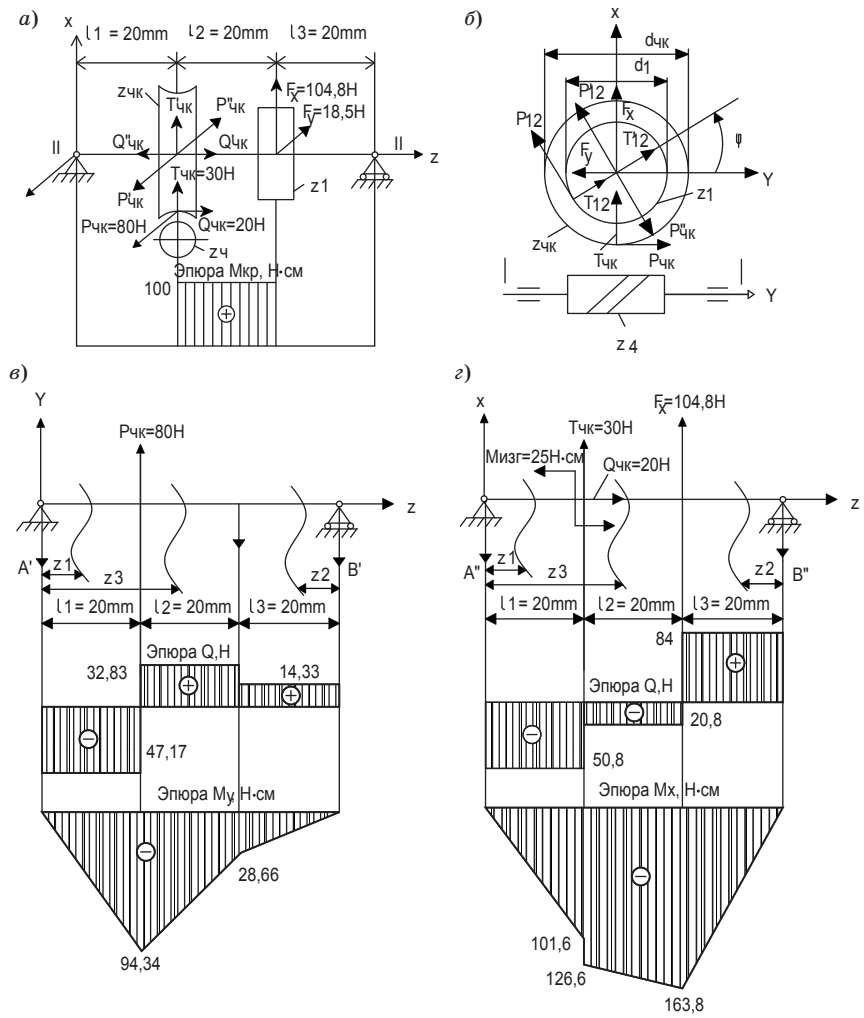


Рис. 12. Схемы к расчету вала

4. Вычисляют по формуле (22) наибольший приведенный момент  $M_{пр}$ , соответствующий опасному сечению, и рассчитывают диаметр вала  $d_v$ . Расчетное значение диаметра округляют до большего стандартного значения, выбранного из рядов нормальных линейных размеров: 1; 1,2; 1,6; 2; 3; 3,5; 4; 4,5; 5; 6; 7; 8; 9; 10; ... мм.

*Пример 5.* Определить диаметр вала II – II (см. рис. 7, *д*) при  $P_{12}=100$ ,  $T_{12}=36,4$ ,  $P_{\text{чк}}=80$ ,  $T_{\text{чк}}=30$ ,  $Q_{\text{чк}}=20\text{Н}$ ,  $d_1=20$ ,  $d_{\text{чк}}=25$ ,  $l_1=l_2=l_3=20\text{ мм}$ ,  $\varphi=30^\circ$ .

Изображают схему действия сил в двух проекциях (см. рис. 13, *а, б*) и приводят силы к центру тяжести вала (отмечены штрихами).

Силы  $P_{\text{чк}}$  и  $P_{\text{чк}}''$ ,  $P_{12}$  и  $P_{12}''$  создают крутящие моменты

$$M_{\text{кр}} = P_{\text{чк}} d_{\text{чк}} / 2 = 80 \cdot 2,5 / 2 = 100 \text{ Н см};$$

$$M_{\text{кр}2} = P_{12} d_1 / 2 = 100 \cdot 2 / 2 = 100 \text{ Н см}.$$

Они скручивают вал на исследуемом участке. Эпюра  $M_{\text{кр}}$  приведена на рис. 13, *в*.

Силы  $Q_{\text{чк}}$  и  $Q_{\text{чк}}''$  создают сосредоточенный изгибающий момент (см. рис. 12, *д*).

$$M_{\text{изг}} = Q_{\text{чк}} d_{\text{чк}} / 2 = 20 \times 2,5 / 2 = 25 \text{ Н см}$$

Силы  $P_{12}'$  и  $T_{12}'$  проектируют на оси системы координат ОХУ (см. рис. 6, *б*).

$$F_x = P_{12}' \cos \varphi + T_{12}' \sin \varphi = 100 \cos 30^\circ + 36,4 \sin 30^\circ = 104,8 \text{ Н},$$

$$F_y = P_{12}' \sin \varphi - T_{12}' \cos \varphi = 100 \sin 30^\circ - 36,4 \cos 30^\circ = 18,5 \text{ Н}.$$

Рассмотрев изгиб вала в плоскостях  $OXZ$  и  $OYZ$ , соответствующие расчетные схемы представлены на рис. 12 *з, д* (в обозначении сил штрихи опущены).

Определить реакции  $A'$ , и  $B'$ , из условия равновесия.

Для плоскости  $OXZ$  (рис. 13, *з*)

$$\sum M_A = P_{\text{чк}} l_1 - F_y (l_1 + l_2) - B' (l_1 + l_2 + l_3) = 0;$$

$$B' = \frac{P_{\text{чк}} l_1 - F_y (l_1 + l_2)}{l_1 + l_2 + l_3} = \frac{80 \cdot 2 - 18,5 \cdot (2 + 2)}{2 + 2 + 2} = 14,33 \text{ Н}.$$

$$\sum M_B = A (l_1 + l_2 + l_3) - P_{\text{чк}} (l_1 + l_2) + F_y l_3 = 0,$$

$$A' = \frac{P_{\text{чк}} (l_1 + l_2) - F_y l_3}{l_1 + l_2 + l_3} = \frac{80 \cdot (2 + 2) - 18,5 \cdot 2}{2 \cdot 3} = 47,17 \text{ Н}.$$

Проверка:

$$\sum X = P_{\text{чк}} - A' - B' - F_y = 80 - 47,17 - 14,33 - 18,5 = 0.$$

Для плоскости  $OYZ$  (рис. 13,  $\partial$ )

$$\Sigma M_A = M_{изг} + T_{чк} l_1 + F_x(l_1 + l_2) - B''(l_1 + l_2 + l_3) = 0,$$

$$B'' = \frac{M_{изг} + T_{чк} l_1 + F_x(l_1 + l_2)}{l_1 + l_2 + l_3} = \frac{25 + 30 \cdot 2 + 104,8 \cdot 2 + 2}{2 \cdot 3} = 84 \text{ Н},$$

$$\Sigma M_B = A''(l_1 + l_2 + l_3) + M_{изг} - T_{чк}(l_1 + l_2) - F_x l_3 = 0,$$

$$A'' = \frac{T_{чк}(l_1 + l_2) + F_x l_3 - M_{изг}}{l_1 + l_2 + l_3} = 50,8 \text{ Н}.$$

Проверка:

$$\Sigma Y = T_{чк} + F_x - A'' - B'' = 30 + 104,8 - 84 - 50,8 = 0.$$

Используя метод сечений, определяя внутренние силы (табл. 12).

По данным табл. 1 строят эпюры  $Q$  и  $M_{изг}$  (см. рис. 13) и определяют опасное сечение:

- при  $z_1 = l_1$

$$M_{изг1} = \sqrt{M_{x1}^2 + M_{y1}^2} = \sqrt{101,6^2 + 94,34^2} = 138,65 \text{ Н} \cdot \text{см},$$

- при  $z_2 = l_3$

$$M_{изг2} = \sqrt{168^2 + 28,66^2} = 170,43 \text{ Н} \cdot \text{см}.$$

Так как  $M_{изг2} > M_{изг1}$ , опасное сечение имеет координату  $z_3 = l_3$ . В этом сечении вал изгибается и скручивается. По формуле (21) определяют

$$M_{пр} = \sqrt{170,43^2 + 100^2} = 197,6 \text{ Н} \cdot \text{см}$$

и, принимая  $[\sigma_{-1}] = 10^4 \text{ Н/см}^2$ , согласно выражению (22) находят диаметр вала

$$d_B \geq \sqrt[3]{\frac{M_{пр}}{0,1[\sigma_{-1}]}} = \sqrt[3]{\frac{197,6}{0,1 \cdot 10^4}} = 0,582 \text{ см}.$$

Можно принять  $d_B = 6 \text{ мм}$ .

*Пример 6.* Определить диаметр вала II (рис. 13) для следующих исходных данных:  $l_1 = 14$ ,  $l_2 = 68$ ,  $l_3 = 32 \text{ мм}$ ,  $P_{012} = 26,67$ ,  $P_{043} = 66,67$ ,  $T_{12} = 9,6$ ,  $T_{43} = 24 \text{ Н}$ ,  $M_{кр} = 80 \text{ Н} \cdot \text{см}$ . Расчетная схема вала представлена на рис. 14.

## Внутренние силовые факторы

Внутренние силы моменты для участков с границами	
Параметр	$0 \leq z_1 \leq l_1$
	$0 \leq z_2 \leq l_3$
	$l_1 \leq z_3 \leq l_1 + l_2$
Плоскость OXY	
Поперечная сила	$Q_2 = B' = 14,33$
Изгибающий момент	$Q_1 = -A' = -47,17$  $M_1 = -A'z_1, z_1 = 0, M_1 = 0,$ $z_1 = l_1, M_1 = -A'l_1 = -47,17 \cdot 2 =$ $= -94,34$  $M_2 = -B'z_2, z_2 = 0, M_2 = 0, z_2 = l_3,$ $M_2 = -B'l_3 = -14,33 \cdot 2 = -28,66$  $Q_3 = -A' + P_{\text{чек}} = -47,17 + 80 = 32,83$  $M_3 = -A'z_3 + P_{\text{чек}}(z_3 - l_1), z_3 = l_1,$ $= M_3 = -A'l_1 = -94,34, z_3 = l_1 + l_2, M_3 =$ $= -A'(l_1 + l_2) + P_{\text{чек}}l_2 = -47,17(2 + 2) +$ $80 \cdot 2 = -28,66$
Плоскость OYZ	
Поперечная сила	$Q_2 = B'' = 84$
Изгибающий момент	$Q_1 = -A'' = -50,8$  $M_1 = -A''z_1, z_1 = 0,$ $M_1 = 0, z_1 = l_1,$ $M_1 = -''l_1 = -50,8 \cdot 2 = 101,6$  $M_2 = -B''z_2, z_2 = 0, M_2 = 0,$ $z_2 = l_3; M_2'' - B''l_3 = -84 \cdot 2 = 168$  $M_3 = -A''z_3 - M_{\text{изг}} + T_{\text{чек}}(z_3 - l_1),$ $z_3 = l_1, M_3 = -A''l_1 - M_{\text{изг}} =$ $= -101,6 - 25 = -126,6,$ $z_3 = l_1 + l_2, M_3 = -A''(l_1 + l_2) -$ $M_{\text{изг}} + T_{\text{чек}}l_2 = -50,8(2 + 2) - 25 +$ $30 \cdot 2 = -168$

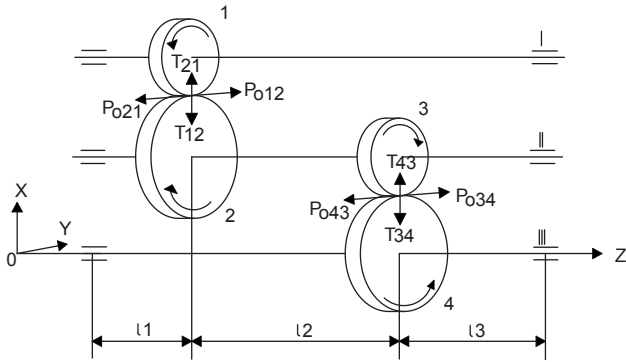


Рис. 13. Схема редуктора с цилиндрической передачей

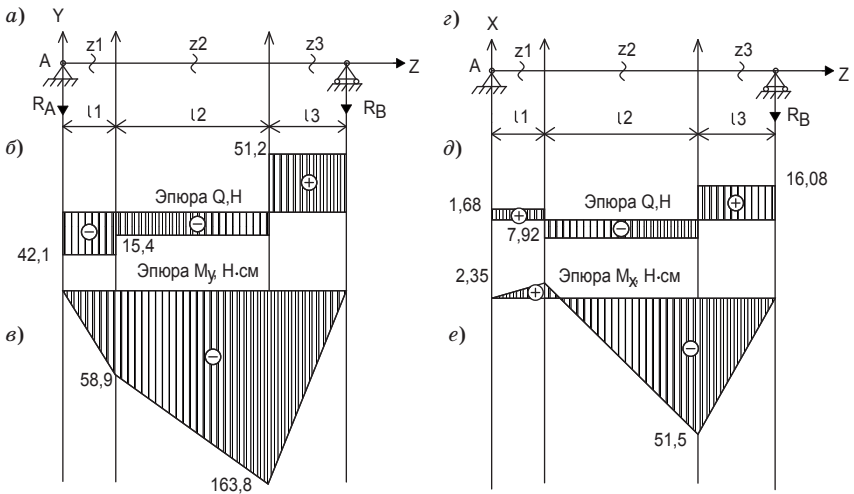


Рис. 14. Схемы к расчету вала

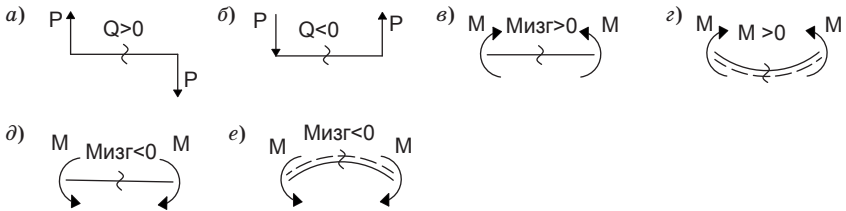


Рис. 15. Правило знаков для определения внутренних силовых факторов при изгибе

## Внутренние силовые факторы

Параметр	Внутренние силы $Q$ и моменты $M_{изг}$ для участков с границами	
	$0 < z_1 \leq l_1$	$l_1 < z_2 \leq l_1 + l_2$ $0 < z_3 \leq l_3$
Плоскость $OXX$		
Поперечная сила $Q$ , Н	$Q_1 = R_A^V = 1,68$	$Q_1 = R_A^V - T_{12} = -7,92$
Изгибающий момент $M_x$ , Н·см	$M_{изг1} = R_A^V z_1, z_1 = 0,$ $M_1 = 0, z_1 = l_1, M_{изг1} =$ $= R_A^V l_1 = 1,68 \cdot 1,4 = 2,35$	$M_{изг2} = R_A^V z_2 - T_{12}(z_2 - l_1), z_2 = l_1,$ $M_2 = -R_A^V l_1 - 0 = 2,35, z_2 = (l_1 + l_2),$ $M_{изг2} = R_A^V(l_1 + l_2) - T_{12}(l_1 + l_2 -$ $l_1) = 1,68(1,4 + 6,8) -$ $9,6 \cdot 6,8 = -51,5$
Плоскость $OYZ$		
Поперечная сила $Q$ , Н	$Q_1 = -R_A^H = -42,1$	$Q_1 = -R_A^H + P_{021} = -42,1 + 26,67 =$ $= -15,43$
Изгибающий момент $M_y$ , Н·см	$M_{изг1} = -R_A^H z_1, z_1 = 0,$ $M_1 = 0, z_1 = l_1, M_{изг1} =$ $= -R_A^H l_1 = -58,9$	$M_{изг2} = -R_A^H z_2 + P_{021}(z_2 - l_1),$ $z_2 = l_1, M_{изг2} = -R_A^H l_1 + P_{021}(l_1 -$ $l_1) = -58,9, z_2 = (l_1 + l_2),$ $M_2 = -R_A^H(l_1 + l_2) + P_{021}(l_1 + l_2 -$ $l_1) = 163,8$



Рассматривается изгиб вала в плоскостях  $OYZ$  и  $OXZ$  (табл. 13).

Внутренние силы определяют, используя метод сечений и правило знаков. При изгибе балки, в случае отсутствия продольных сил, возникают поперечные силы  $Q$  и изгибающие моменты  $M_{\text{изг}}$ .

Поперечная сила положительна, если внешние силы сдвигают левую часть балки вверх, а правую – вниз (рис. 15, а).

Момент положителен, если внешние моменты вызывают растяжение нижних волокон балки, отмеченных пунктиром (рис. 15, в, з).

Знак «минус» соответствует противоположным направлениям сил и моментов (рис. 15, б, д, е).

Определяют реакции  $R_A^V$ ,  $R_B^V$ , в опорах в вертикальной плоскости  $OXZ$  из условия равновесия (рис. 14, з)

$$\Sigma M_A = -T_{12}l_1 + T_{43}(l_1 + l_2) - R_B^V(l_1 + l_2 + l_3) = 0,$$

откуда

$$R_B^V = \frac{-T_{12}l_1 + T_{43}(l_1 + l_2)}{l_1 + l_2 + l_3} = 16,08 \text{ Н},$$

$$\Sigma M_B = -T_{12}(l_2 + l_3) + T_{43}l_3 + R_A^V l_1 + l_2 + l_3 = 0,$$

где

$$R_A^V = \frac{-T_{43}l_3 + T_{12}(l_2 + l_3)}{l_1 + l_2 + l_3} = 1,68 \text{ Н}.$$

Проверка  $\Sigma X = 0$ :

$$\Sigma X = -T_{12} + T_{43} + R_A^V - R_B^V = -9,6 + 24 + 1,68 - 16,08 = 0.$$

Воспользовавшись методом сечений, можно рассчитать внутренние силы (табл. 13).

Находят реакции  $R_A^H$ ,  $R_B^H$  опор в горизонтальной плоскости  $OYZ$  из условия равновесия (рис. 14, а)

$$\Sigma M_A = P_{012}l_1 + P_{043}(l_1 + l_2) - R_B^H(l_1 + l_2 + l_3) = 0,$$

откуда

$$R_B^H = \frac{P_{012}l_1 + P_{043}(l_1 + l_2)}{l_1 + l_2 + l_3} = 51,2 \text{ Н},$$

$$\Sigma M_B = P_{043}l_1 + P_{012}(l_1 + l_2) - R_A^H(l_1 + l_2 + l_3) = 0,$$

где

$$R_A^H = \frac{P_{043}l_1 + P_{012}(l_1 + l_2)}{l_1 + l_2 + l_3} = 42,1 \text{ Н}.$$

Проверка  $\Sigma Y = 0$ :

$$\Sigma Y = P_{012} + P_{043} - R_A^H - R_B^H = 26,67 + 66,67 - 42,1 - 51,2 = 0.$$

По данным табл. 13 строят эпюры  $Q$  (рис. 14, б, д) и  $M_{изг}$  (рис. 14, в, е) и вычисляют опасное сечение:

– при  $z_1 = l_1$

$$M_{изг1} = \sqrt{M_{x1}^2 + M_{y1}^2} = \sqrt{(2,35)^2 + (-58,9)^2} = 58,95 \text{ Н} \cdot \text{см},$$

– при  $z_3 = l_3$

$$M_{изг3} = \sqrt{M_{x3}^2 + M_{y3}^2} = \sqrt{(-51,5)^2 + (-163,8)^2} = 171,7 \text{ Н} \cdot \text{см}.$$

Так как  $M_{изг3} > M_{изг1}$ , опасное сечение имеет координату  $z_3 = l_3$ . Рассчитывают приведенный момент по формуле (21):

$$M_{пр} = \sqrt{M_x^2 + M_y^2 + M_{кр}^2},$$

$$M_{пр} = \sqrt{171,1^2 + (80)^2} = 189,4 \text{ Н} \cdot \text{см}.$$

В примере 6  $[\sigma_{-1}] = 10^4 \frac{\text{Н}}{\text{см}^2}$ . Находят диаметр вала по формуле (22):

$$d_B \geq \sqrt[3]{\frac{M_{пр}}{0,1[\sigma_{-1}]}} = \sqrt[3]{\frac{189,4}{0,1 \cdot 10^4}} = 5,74 \text{ мм}.$$

Полученное значение  $d_B$  округляют до ближайшего большего стандартного значения:  $d_B = 6$  мм. Тогда диаметр вала между опорами равен

$$d_{пр} = (1,2 \div 1,5)d_B.$$

Тогда  $d_{пр} = 1,35 d_B = 1,35 \cdot 6 = 8,1$  мм.

### 5.5. Расчет и выбор подшипников

В исполнительных механизмах приборов и устройств применяют цилиндрические подшипники скольжения и шариковые подшипники качения. Подшипники скольжения значительно проще и дешевле шарикоподшипников, но имеют больший момент трения.

Шарикоподшипники рекомендуется использовать на валах конической и червячной передач, а также – валах последней наиболее

Проверка  $\Sigma Y = 0$ :

$$\Sigma Y = P_{012} + P_{043} - R_A^H - R_B^H = 26,67 + 66,67 - 42,1 - 51,2 = 0.$$

По данным табл. 13 строят эпюры  $Q$  (рис. 14, б, д) и  $M_{изг}$  (рис. 14, в, е) и вычисляют опасное сечение:

– при  $z_1 = l_1$

$$M_{изг1} = \sqrt{M_{x1}^2 + M_{y1}^2} = \sqrt{(2,35)^2 + (-58,9)^2} = 58,95 \text{ Н} \cdot \text{см},$$

– при  $z_3 = l_3$

$$M_{изг3} = \sqrt{M_{x3}^2 + M_{y3}^2} = \sqrt{(-51,5)^2 + (-163,8)^2} = 171,7 \text{ Н} \cdot \text{см}.$$

Так как  $M_{изг3} > M_{изг1}$ , опасное сечение имеет координату  $z_3 = l_3$ . Рассчитывают приведенный момент по формуле (21):

$$M_{пр} = \sqrt{M_x^2 + M_y^2 + M_{кр}^2},$$

$$M_{пр} = \sqrt{171,1^2 + (80)^2} = 189,4 \text{ Н} \cdot \text{см}.$$

В примере 6  $[\sigma_{-1}] = 10^4 \frac{\text{Н}}{\text{см}^2}$ . Находят диаметр вала по формуле (22):

$$d_B \geq \sqrt[3]{\frac{M_{пр}}{0,1[\sigma_{-1}]}} = \sqrt[3]{\frac{189,4}{0,1 \cdot 10^4}} = 5,74 \text{ мм}.$$

Полученное значение  $d_B$  округляют до ближайшего большего стандартного значения:  $d_B = 6$  мм. Тогда диаметр вала между опорами равен

$$d_{пр} = (1,2 \div 1,5)d_B.$$

Тогда  $d_{пр} = 1,35 d_B = 1,35 \cdot 6 = 8,1$  мм.

### 5.5. Расчет и выбор подшипников

В исполнительных механизмах приборов и устройств применяют цилиндрические подшипники скольжения и шариковые подшипники качения. Подшипники скольжения значительно проще и дешевле шарикоподшипников, но имеют больший момент трения.

Шарикоподшипники рекомендуется использовать на валах конической и червячной передач, а также – валах последней наиболее

нагруженной ступени редуктора с целью уменьшения трения. Подшипники скольжения применяют в качестве опор блоков зубчатых колес в вариантах 6–10 компоновочных схем и на валах промежуточных цилиндрических передач. Шарикоподшипники являются обязательным элементом всех вариантов подобных схем.

Для каждого типа опор расчет выполняют только для наиболее нагруженной опоры, имеющей наиболее высокую частоту вращения. Осева́я нагрузка  $F_a$  на опору создается осевой силой в зубчатом зацеплении (см. п. 5.2, табл. 11),

$$F_a = Q.$$

Радиальная нагрузка  $F_r$ , равна реакции опоры:

$$F_{r1} = \sqrt{(A')^2 + (A'')^2}, \quad F_{r2} = \sqrt{(B')^2 + (B'')^2},$$

где  $A'$ ,  $B'$ ,  $A''$ ,  $B''$  – реакции опоры в двух взаимно перпендикулярных плоскостях (см. п. 5.4, рис. 12).

Подшипники скольжения используют в качестве опор вала (рис. 17, а) и опор блока зубчатых колес (рис. 16, б).

Размеры подшипников скольжения обычно задают исходя из конструктивных соображений для опор:

(рис. 16, а)

$$d = d_B - \delta, \quad \delta = 1-3 \text{ мм}, \quad l/d = 0,75-2;$$

(рис. 16, б)

$$d = d_B, \quad l/d = 0,75-1,5,$$

где  $d_B$  – диаметр вала, см. п. 5.4; меньшее значение  $\delta$  принимают при  $d_B < 3$  мм.

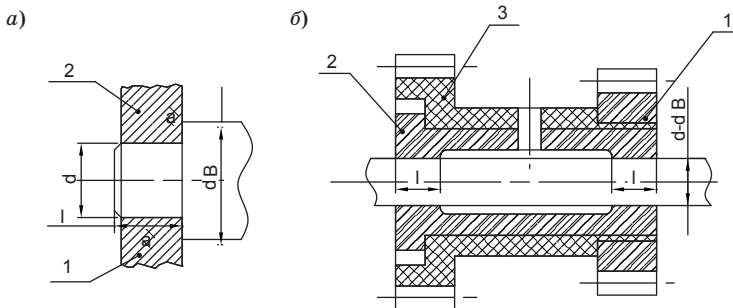


Рис. 16. Подшипники скольжения

Проверку проводят:

– для опор, приведенных на рис. 16, а, б условие ограничения износа элементов

$$P = \frac{F_r}{ld} \leq [P], \quad (32)$$

– для опор, приведенных на рис. 16, а условие прочности цапфы 1 на изгиб

$$\sigma_{\text{из}} = \frac{F_r \cdot l / 2}{0,1d^3} \leq [\sigma], \quad (33)$$

и условие прочности на смятие опорной поверхности  $\alpha\alpha$  подшипника 2:

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{4F_a}{\pi(d_B^2 - d^2)} \leq [\sigma]_{\text{см}}, \quad (34)$$

где  $[\sigma]$ ,  $[\sigma]_{\text{см}} \approx 4[\sigma]$  – допускаемые напряжения материалов подшипников скольжения (см. табл. 7);  $p$ ,  $[p]$  – действующее и допускаемое удельное давление, для пар трения сталь-бронза, сталь-латунь, сталь-фторопласт  $[p] = 300\text{--}500 \text{ Н/см}^2$ . Применение разнородных материалов позволяет уменьшить трение и износ элементов подшипника скольжения. Именно поэтому в стальной блок 3 зубчатых колес запрессовывают бронзовую или латунную втулку 2 (рис. 16, б). При необходимости производят корректировку размеров согласно условиям (27)–(29).

Шарикоподшипники используют в качестве опор валов (рис. 17).

Тип подшипника выбирают в зависимости от соотношения между осевой и радиальной нагрузками:

- при  $F_a / F_r \leq 0,35$  – радиальный ( $\alpha_0 = 0$ ) (рис. 18, а, б и табл. 14);
- при  $0,35 < (F_a / F_r) \leq 1$  – радиально-упорный с углом контакта  $\alpha_0 = 12\text{--}18$  (рис. 18, в и табл. 14);
- при  $(F_a / F_r) > 1$  – радиально-упорный,  $\alpha_0 \geq 18$ .

В обозначении подшипника тип указывается четвертой цифрой: радиальный – 0, радиально-упорный – 6 (см. табл. 14).

Типоразмер (размеры) подшипника выбирают так, чтобы обеспечить требуемую для редукторов долговечность порядка  $[L_h] = 10^4\text{--}10^6$  ч.

Долговечность подшипника

$$L_h = \frac{10^6}{60n} \left( \frac{C}{P} \right)^3, \quad (30)$$

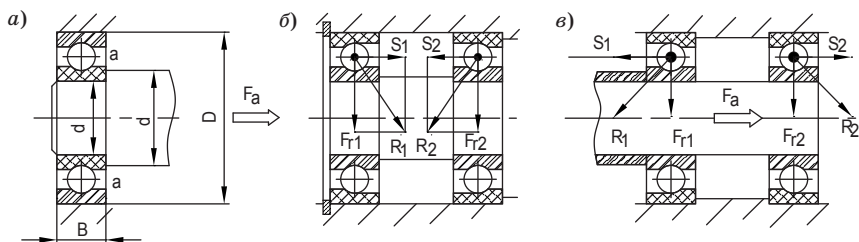


Рисунок 17. Схемы крепления шарикоподшипников

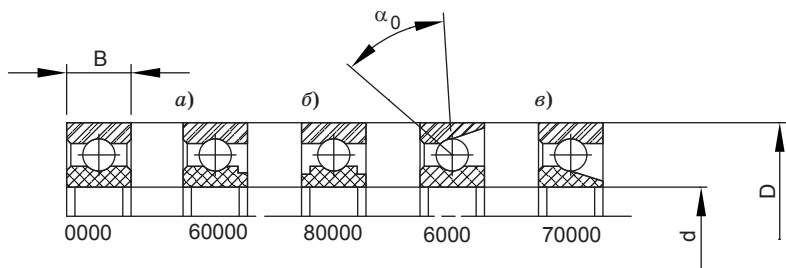


Рис. 18. К выбору типа подшипника

где  $C$  – динамическая грузоподъемность, равная радиальной силе, при которой подшипник выдерживает без усталостного разрушения  $10^6$  оборотов подвижного кольца (см. табл. 14);  $n$  – число оборотов в минуту подвижного кольца подшипника;  $P$  – эквивалентная динамическая нагрузка.

Эквивалентная динамическая нагрузка  $P$  равна

$$P = (\nu X F_r + Y F_a) K_d K_T, \quad (31)$$

где  $K_d$ ,  $K_T$  – коэффициенты динамической нагрузки и температуры, на неподвижном основании  $K_d = 1$  при  $t \leq 100$  °C,  $K_T = 1$ ;  $X$ ,  $Y$  – коэффициенты приведения сил  $F_r$  и  $F_a$  к эквивалентной радиальной силе (табл. 15);  $\nu$  – коэффициент, учитывающий вращение внутреннего кольца,  $\nu = 1$ .

Таблица 14

### Параметры шарикоподшипников

Типоразмер	Размеры, мм			Грузоподъемность, Н		Типоразмер	Размеры, мм			Грузоподъемность, Н	
	$d$	$D$	$B$	$C$	$C_0$		$d$	$D$	$B$	$C$	$C_0$
Радиальные подшипники, $\alpha_0=0^0$ (рис. 19, а, б)											
1000084	4	9	2,5	420	190	17	7	19	6	2240	1180
1000088	8	16	4	980	500	18	8	22	7	2600	1380
1000091	1	4	1,6	200	30	23	3	10	4	500	220
1000092	2	6	2,3	220	30	24	4	13	5	920	430
1000093	3	8	3	440	200	25	5	16	5	1500	760
1000094	4	11	4	750	350	26	6	19	6	2210	1180
1000095	5	13	4	850	400	27	7	22	7	2560	1380
1000096	6	15	5	1160	570	28	8	24	7	2620	1380
1000097	7	17	5	1580	790	29	9	26	8	3570	2000
1000098	8	19	6	1750	900	35	5	19	6	2170	1180
Радиально-упорные подшипники, $\alpha_0=12^0$ (рис. 19, в)											
1006094	4	11	4	740	340	6003	3	16	5	1790	1000
1006095	5	13	4	830	390	6004	4	16	5	1800	1000
1006096	6	15	5	1140	560	6005	5	16	5	1830	1000
6023	3	10	4	490	215	6006	6	21	7	2950	1700
6025	5	16	5	1477	743	6008	8	24	7	3800	2200
6026	6	19	6	2150	1154	6017	7	19	6	2205	1154
6027	7	22	7	2520	1350	6100	10	26	8	3544	1956
Радиально-упорные подшипники, $\alpha_0=18^0$ (рис. 19, в)											
1076091	1,5	5	2	190	60						
1076095	5	13	4	820	380						
2076083	3	7	2,5	370	120						
2078084	4	9	3	405	171						

Таблица 15

Значения  $X$  и  $Y$  для однорядных шарикоподшипников

Угол контакта $\alpha_0$ , град	Отношение $\frac{F_a}{C_0}$	X и Y при соотношениях				Параметр $e$
		$F_a / (vF_r) > e$		$F_a / (vF_r) \leq e$		
		X	Y	X	Y	
0	0,014	0,56	2,30	1	0	0,19
	0,028		1,99			0,22
	0,056		1,71			0,26
	0,110		1,45			0,30
	0,170		1,31			0,34
	0,280		1,15			0,38
	0,560		1,00			0,44
12	0,014	0,45	1,81	1	0	0,30
	0,028		1,62			0,34
	0,056		1,46			0,37
	0,110		1,22			0,45
	0,170		1,13			0,48
	0,280		1,04			0,52
	0,560		1,00			0,54
18–20	–	0,43	1,00	1	0	0,57
21–26		0,41	0,87	1	0	0,68

*Примечание.*

Значения  $y$  и  $e$  для промежуточных значений  $F_a/C_0$  определяют интерполяцией,  $C_0$  – статическая грузоподъемность подшипника, равная статической радиальной нагрузке, при которой наибольшая остаточная контактная деформация не превышает  $10^{-4}$  диаметра шарика. Значения  $C_0$  указаны в табл. 14.

При  $F_a/C_0 = 0$   $x = 1$ ,  $y = 0$ .

При  $F_a/C_0 \neq 0$  порядок выбора  $x$  и  $y$  следующий:

- рассчитывают  $F_a/C_0$  и  $F_a/(vF_r)$ ;
- выписывают значение  $e$ , соответствующее расчетному значению  $F_a/C_0$ ;
- сравнивают параметры  $e$  и  $F_a/(vF_r)$  и в зависимости от соотношения между ними, выбирают  $x$  и  $y$ .

Для радиально-упорных подшипников параметр  $e$  находят методом последовательных приближений. На первом этапе находят  $e$  для значения  $F_a$ , рассчитывают осевые составляющие  $S_{1,2}$  от радиальной нагрузки на опоры:



$$S_1 = eF_{r1}, S_2 = eF_{r2}$$

и принимают

$$F_{a1} = S_1, F_{a2} = F_a + S_1 \begin{cases} \text{при } S_1 > S_2, F_a > 0, \\ \text{при } S_1 < S_2, F_a \geq S_2 - S_1, \end{cases}$$

$$F_{a1} = S_2 - F_a, F_{a1} = S_2 \text{ при } S_1 < S_2, F_a \leq S_2 - S_1.$$

Порядок выбора типоразмера следующий.

1. Определяют диаметр цапфы вала – внутренний диаметр  $d$  подшипника (рис. 17, *a*). Для выходного вала принимают  $d = (1-1,1) d_b$  и округляют до ближайшего большего значения  $d$  по табл. 14; здесь  $d_b$  – диаметр вала, рассчитанный по формуле (22). Диаметры подшипников промежуточных валов определяют с учетом конструктивных соображений так, чтобы выполнялось соотношение  $d_b - d = \delta_0 = 1,5-4$  мм. Меньшее значение  $\delta_0$  принимают для  $d \leq 3$  мм. При значениях  $d_b < 1-2$  мм допускается увеличение диаметра  $d_b$  для получения рекомендуемого значения  $\delta_0$ . Опорная поверхность *aa* (рис. 17, *a*) высотой  $\delta_0$  необходима для фиксации вала в осевом направлении, установки шарикоподшипника без перекосов (см. условие (29)).

2. Из табл. 18 для диаметра  $d$  выбирают подшипник и выписывают его параметры  $d, D, B, C, C_0$ .

3. Определяют эквивалентную динамическую нагрузку  $P$  по формуле (31).

4. Рассчитывают долговечность согласно формуле (30). Если требуемая долговечность не обеспечивается, выбирают подшипник с большим значением динамической грузоподъемности  $C$ .

В исполнительных механизмах могут быть использованы радиальные шарикоподшипники без защитных шайб и с одной или двумя шайбами (рис. 19, *a, б* и табл. 14), предохраняющими подшипник от загрязнения и ограничивающими вытекание и испарение смазки. Наличие шайб в условном обозначении подшипника указывается цифрами: 6 – для одной и 8 – для двух шайб. Эти подшипники имеют те же размеры и параметры  $C$  и  $C_0$ , что и радиальные подшипники без шайб одного типоразмера, например, подшипники 1000084, 1060084, 1080084.

*Пример 8.* Подобрать шарикоподшипники вала, у которого реакции опор  $F_{r1} = 200$  Н и  $F_{r2} = 250$  Н, осевая нагрузка  $F_a = 100$  Н, диаметр вала  $d_b = 10$  мм, частота вращения  $n = 200$  об/мин и  $K_d = K_T = V = 1$ . Требуемая долговечность  $L_h = 20000$  ч.

Отношение  $F_a/F_{r\min}=F_a/F_{r1}=100/200=0,5$ . В соответствии с рекомендациями выбирают радиально-упорный шарикоподшипник с  $\alpha_0=12^\circ$ .

Принимают  $d=d_B - 2=10-2=8$  мм и из табл. 18 выбирают типоразмер 6008 ( $8 \times 24 \times 7$ ), для которого  $C=3800$  Н;  $C_0=2200$  Н.

Согласно табл. 15 при  $F_a/C_0=100/2200=0,045$  параметр  $e=0,36$ . Осевые составляющие радиальных сил

$$S_1=eF_{r1}=0,36 \cdot 200=72, S_2=eF_{r2}=0,36 \cdot 250=90 \text{ Н.}$$

Так как  $S_1 > S_2$  и  $F_a > S_1 - S_2$ ,

$$F_{a1}=S_1=72 \text{ и } F_{a2}=S_1+F_a=72+100=172 \text{ Н.}$$

При этом

$$\frac{F_{a\max}}{C_0} = \frac{72}{2200} = 0,08,$$

по табл. 15

$$e'=0,4,$$

$$\frac{e'-e}{e'} = \frac{0,4-0,36}{0,4} = 0,1 < 0,2,$$

$[\Delta e]=0,2$  – требуемая точность при расчете,

$$S_1=0,4 \cdot 200=80, S_2=0,4 \cdot 250=100 \text{ Н,}$$

$$F_{a1}=S'_1=20, F_{a2}=80+100=180 \text{ Н.}$$

Для первой опоры

$$\frac{F_{a1}}{F_{r1}} = \frac{80}{200} = 0,4 = e', \quad x=1, \quad y=0.$$

Для второй опоры

$$\frac{F_{a2}}{F_{r2}} = \frac{180}{250} = 0,75 > e, \quad x=0,45, \quad y=1,4.$$

Эквивалентная динамическая нагрузка

$$P_1=(X \vee F_{r1} + Y F_{a1}) K_d K_T = (1 \cdot 1 \cdot 200 + 0 \cdot 80) \cdot 1 \cdot 1 = 200 \text{ Н.}$$

$$P_2=(X \vee F_{r2} + Y F_{a2}) K_d K_T = (0,45 \cdot 1 \cdot 250 + 1,4 \cdot 180) \cdot 1 \cdot 1 = 364 \text{ Н.}$$

Долговечность наиболее нагруженной второй опоры

$$L_h = \frac{10^6}{60n} \left( \frac{C}{P_2} \right)^3 = \frac{10^6}{60 \cdot 200} \left( \frac{3800}{364} \right)^3 = 94800 \text{ ч.}$$

Требуемая долговечность обеспечивается.

*Пример 9.* Подобрать шарикоподшипник для исходных данных примера 8 при осевой силе  $F_a = 0$ .

Так как  $F_a / F_r = 0$ , выбирают радиальный шарикоподшипник 1000098 ( $8 \times 19 \times 6$ ), для которого  $C = 1750$ ,  $C_0 = 900$  Н. При  $F_a / F_r = 0$ ,  $x = 1$  и  $y = 0$  (см. табл. 14).

Для второй наиболее нагруженной опоры эквивалентная динамическая нагрузка

$$P_2 = X_v F_r + K_d K_T = 1 \cdot 1 \cdot 250 \cdot 1 \cdot 1 = 250 \text{ Н.}$$

Долговечность

$$L_h = \frac{10^6}{60n} \left( \frac{C}{P_2} \right)^3 = \frac{10^6}{60 \cdot 200} \left( \frac{1750}{250} \right)^3 = 28600 \text{ ч} > [L_h].$$

## 6. РАСЧЕТ ЭЛЕМЕНТОВ КРЕПЛЕНИЯ

Крепление зубчатых колес на валах осуществляют с помощью штифтов, шпонок, лысок, шлицов и посадок с гарантированным натягом (см. табл. 10).

Размеры штифта и шпонки (см. п. 5.1, табл. 10) стандартизованы:

– для штифта

$$d_{\text{шт}} = 0,6; 0,8; 1,0; 1,2; 1,6; 2; 2,5; 3 \text{ мм};$$

$$b = h = 2 \text{ мм}, l = 6, 8, 10 \text{ мм при диаметре вала } 5\text{--}7 \text{ мм},$$

$$b = h = 3 \text{ мм}, l = 6, 8, 10 \text{ мм при диаметре вала } 7\text{--}10 \text{ мм}.$$

Диаметр штифта  $d_{\text{шт}}$  выбирают из ряда стандартных размеров с учетом соотношения  $d_{\text{шт}} \leq (d_{\text{в}} / 3)$  и проверяют условия прочности:

– на срез в сечениях  $aa$  и  $bb$  (см. п. 5.1 табл. 10)

$$\tau_{\text{ср}} = \frac{4M_{\text{к}}}{\pi d_{\text{в}} d_{\text{шт}}^2} \leq [\tau_{\text{ср}}];$$

– на смятие поверхностей  $ka$  и  $tb$ ,