



**Министерство образования Республики Беларусь**

**Учреждение образования  
«Гомельский государственный технический  
университет имени П. О. Сухого»**

**Кафедра «Механика»**

# **ПРОЕКТИРОВАНИЕ МНОГОСТУПЕНЧАТОГО ЧЕРВЯЧНОГО РЕДУКТОРА**

**УЧЕБНО-МЕТОДИЧЕСКОЕ ПОСОБИЕ  
к курсовому проектированию  
по дисциплине «Детали машин»**

**для студентов специальностей 1-36 01 01 «Технология  
машиностроения» и 1-36 12 01 «Проектирование  
и производство сельскохозяйственной техники»  
дневной и заочной форм обучения**

**Гомель 2020**

УДК 621.81(075.8)  
ББК 34.44я73  
П79

*Рекомендовано научно-методическим советом  
машиностроительного факультета ГГТУ им. П. О. Сухого  
(протокол № 6 от 24.06.2019 г.)*

Составитель *Н. В. Акулов*

Рецензент: декан механико-технол. фак. ГГТУ им. П. О. Сухого  
канд. техн. наук, доц. *И. Б. Одарченко*

**Проектирование** многоступенчатого червячного редуктора : учеб.-метод. пособие к курсовому проектированию по дисциплине «Детали машин» для студентов специальностей 1-36 01 01 «Технология машиностроения» и 1-36 12 01 «Проектирование и производство сельскохозяйственной техники» днев. и заоч. форм обучения / сост. Н. В. Акулов. – Гомель : ГГТУ им. П. О. Сухого, 2020. – 60 с. – Систем. требования: PC не ниже Intel Celeron 300 МГц ; 32 Mb RAM ; свободное место на HDD 16 Mb ; Windows 98 и выше ; Adobe Acrobat Reader. – Режим доступа: <https://elib.gstu.by>. – Загл. с титул. экрана.

Приведены сведения по выбору электродвигателя и кинематический расчет привода, даны методика расчета параметров зацепления многоступенчатого червячного редуктора, предварительный расчет валов, выбор муфты; теоретический материал по определению конструктивных размеров шестерен и зубчатых колес, корпуса и крышки редуктора; рекомендации по выполнению первого этапа эскизной компоновки многоступенчатого редуктора.

Для студентов специальностей 1-36 01 01 «Технология машиностроения» и 1-36 12 01 «Проектирование и производство сельскохозяйственной техники» дневной и заочной форм обучения.

УДК 621.81(075.8)  
ББК 34.44я73

© Учреждение образования «Гомельский  
государственный технический университет  
имени П. О. Сухого», 2020

## ВВЕДЕНИЕ

В качестве основной дидактической задачи при изучении курса «Детали машин» выступает развитие умений у студентов выполнять инженерно-технические проекты. Реализация поставленной задачи и развивающая функция дидактического процесса предусматриваются на конкретных объектах – технологических машинах. Это способствует *мотивации* изучения общетехнических дисциплин и закрепляет в сознании студентов *прикладную направленность* знаний при изучении ими профессиональных предметов.

В комплексной цепочке: наука – техника – производство ключевым звеном является инженерно-конструкторская служба. Дисциплина «Детали машин» считается школой, в которой студенты должны овладеть умениями и навыками проектирования и конструирования.

Объектом закрепления теории и навыков решения комплексных инженерно-технических задач служит привод. Студенты производят кинематические расчеты, определяют силы, действующие на детали и звенья сборочных единиц, выполняют расчеты деталей на прочность и жесткость, решают вопросы, связанные с выбором материалов и наиболее технологичных форм деталей, освещают вопросы сборки и разборки отдельных сборочных единиц и привода в целом. Они знакомятся с действующими стандартами и нормативными материалами, справочной литературой; приобретают навыки пользования ими при выборе конструкций и размеров деталей, а также при выполнении рабочей конструкторской документации: пояснительной записки, габаритных, сборочных и рабочих чертежей. Знания и опыт, приобретенные студентами при выполнении курсового проекта, по деталям машин – это база для выполнения последующих курсовых проектов по специальным дисциплинам и дипломному проектированию.

# 1 ВЫБОР ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛЯ И КИНЕМАТИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ПРИВОДА

Назначение, содержание и основные требования к курсовому проекту представлены в [12].

Приступая к выполнению курсового проекта по курсу «Детали машин» необходимо внимательно изучить заданную для проектирования схему привода.

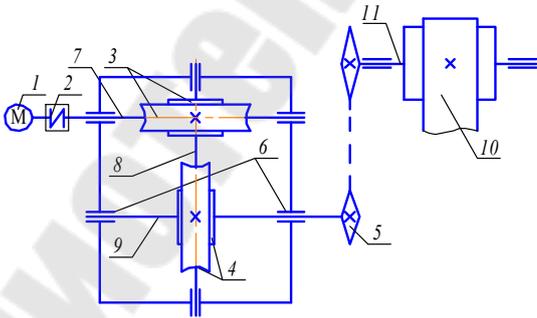
В задании на курсовой проект обычно указываются: мощность на приводном валу  $P_{\text{вых}}$  (кВт); частота вращения приводного вала  $n_{\text{вых}}$  в  $\text{мин}^{-1}$  (об/мин); срок службы привода,  $T_{\text{пр}}$  (лет); коэффициенты использования привода в течение года и суток  $K_{\text{год}}$ ,  $K_{\text{сут}}$ . Нередко вместо заданных выше параметров может быть указано: тяговое усилие  $F_{\text{вых}}$  (Н), скорость тягового элемента  $v_{\text{вых}}$  (м/с) и диаметр барабана  $D$  (мм) или параметры тяговой звездочки.

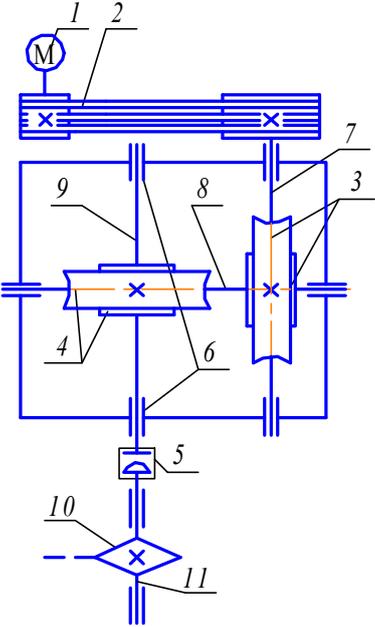
## 1.1 Схемы приводов и их краткая характеристика

Кинематические схемы приводов и их характеристика представлены в табл. 1.1.

Таблица 1.1

Кинематические схемы приводов и их характеристика

Номер схемы	Схема	Характеристика
1		<p>Привод ленточного конвейера, состоящий:</p> <p>1 – электродвигатель; 2 – муфта упругая; 3 – червяк и червячное колесо (быстроходная ступень); 4 – червяк и червячное колесо (тихоходная ступень); 5 – открытая передача (цепная); 6 – пара подшипников качения; 7 – вал ведущий (быстроходный, входной); 8 – вал промежуточный; 9 – вал ведомый (тихоходный, выходной); 10 – барабан; 11 – вал приводной</p>

<p>2</p>		<p>Привод цепного конвейера, состоящий:</p> <p>1 – электродвигатель; 2 – открытая передача (ременная); 3 – червяк и червячное колесо (быстроходная ступень); 4 – червяк и червячное колесо (тихоходная ступень); 5 – муфта цепная; 6 – пара подшипников качения; 7 – вал ведущий (быстроходный, входной); 8 – вал промежуточный; 9 – вал ведомый (тихоходный, выходной); 10 – тяговая звездочка; 11 – вал приводной</p>
<p>Примечание. Для представленных схем может использоваться в качестве открытой передачи – клиноременная, цилиндрическая, коническая, цепная; в качестве конвейера – ленточный, цепной или любой другой. Червяк может располагаться снизу, сверху или сбоку.</p>		

Пример циклограммы нагружения привода представлен на рис. 1.1.

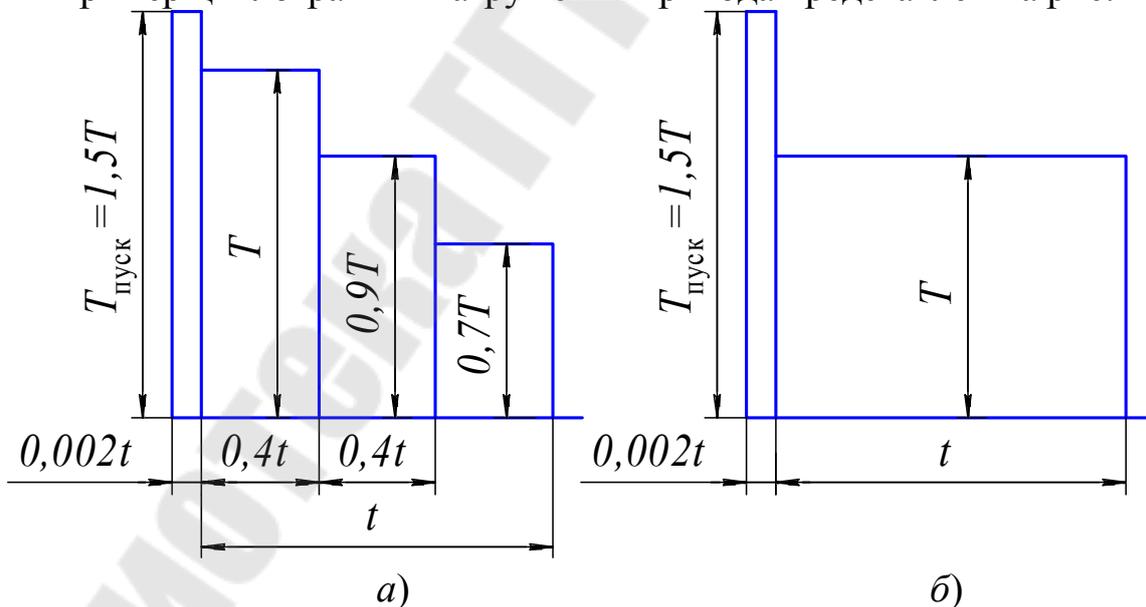


Рис. 1.1 Пример циклограммы нагружения привода

## 1.2 Определение расчетной мощности привода

Расчетная мощность электродвигателя определяется по формуле

$$P_{эд} = \frac{P_{\text{вых}}}{\eta_{\text{общ}}}, \quad (1.1)$$

где  $P_{\text{вых}}$  – мощность на приводном валу конвейера, кВт;  
 $\eta_{\text{общ}}$  – общий КПД привода;

$$\eta_{\text{общ}} = \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \dots \cdot \eta_i; \quad (1.2)$$

$\eta_1, \eta_2, \eta_i$  – КПД отдельных элементов привода (муфт, червячных, ременных и цепных передач, пары подшипников) (табл. П1);

## 1.3 Выбор электродвигателя

При выборе электродвигателя используют данные для трехфазных электродвигателей переменного тока с короткозамкнутым ротором серий 4А ([12]) или АИР (см. табл. П.2 приложения). Данные типы электродвигателей характеризуются синхронной частотой вращения  $n_{\text{эдс}}$ , которая больше, чем частота вращения вала электродвигателя  $n_{\text{эд}}$  у нагруженного электродвигателя за счет скольжения  $s$ .

За расчетную частоту  $n_{\text{эд}}$  вращения принимаем номинальную частоту вращения (для электродвигателей серии 4А):

$$n_{\text{эд}} = n_{\text{ном}} = n_{\text{эдс}}(1 - s), \quad (1.3)$$

где  $n_{\text{эдс}}$  – синхронная частота вращения, об/мин;

$s$  – коэффициент скольжения.

При выборе типа электродвигателя необходимо учитывать следующее:

– номинальная мощность  $P_{\text{ном}}$  электродвигателя должна быть по возможности близка к расчетной мощности  $P_{\text{эд}}$ ;

– для предотвращения выхода электродвигателя из строя его перегрузка должна удовлетворять условию:

$$\Delta P = \frac{P_{\text{эд}} - P_{\text{ном}}}{P_{\text{ном}}} \cdot 100 \% \leq 6 \% ; \quad (1.4)$$

– отношение  $\frac{T_{\text{пуск}}}{T_{\text{ном}}}$  электродвигателя не должно быть меньше  $\frac{T_{\text{пуск}}}{T}$  на циклограмме нагрузки привода (см. рис 1.1, а, б);

– частота вращения  $n_{\text{эд}}$  выбирается таким образом, чтобы передаточные отношения передач привода были оптимальными.

Ориентировочно требуемая частота вращения вала электродвигателя определяется по формуле

$$n_{\text{тр}} = n \cdot u_{\text{оп min}} \cdot u_{\text{ред.ср}} \quad (1.5)$$

где  $u_{\text{оп min}}$  – наименьшее значение передаточного числа открытой передачи привода (см. табл. П.3 приложения);

$u_{\text{ред.ср}}$  – среднее значение передаточного числа редуктора привода (см. табл. П.3).

По величине  $n_{\text{тр}}$  с учетом  $P_{\text{эд}}$  принимаем по табл. П.2 электродвигатель. Для электродвигателей серии АИР  $n_{\text{эд}}$  определять не требуется, так как они задаются в характеристиках электродвигателей (см. табл. П.2 приложения).

Техническая характеристика принятого электродвигателя представлена в табл. 1.2.

Таблица 1.2

Характеристика электродвигателя

Обозначение электродвигателя	Исполнение	Номинальная мощность, кВт	Частота вращения, об/мин	$\frac{T_{\text{пуск}}}{T_{\text{ном}}}$	$\frac{T_{\text{max}}}{T_{\text{ном}}}$

#### 1.4 Определение общего передаточного числа привода и разбивка его по отдельным передачам и ступеням редуктора

Общее передаточное число привода определяется по формуле

$$u_{\text{общ}} = \frac{n_{\text{эд}}}{n_{\text{вых}}}. \quad (1.6)$$

Разбивка передаточного числа по ступеням осуществляется на основании рекомендаций ([9], [10], [15]).

Для двухступенчатого червячного редуктора должны выполняться следующие условия:

$$u_{\text{ред}} = u_{\text{б.}} \cdot u_{\text{т.}} = 150 \dots 400 (\text{max } 80 \dots 2500); u_{\text{б.}} = u_{\text{т.}} = \sqrt{u_{\text{ред}}}, \quad (1.7)$$

где  $u_{\text{б.}}$  – передаточное число быстроходной ступени (червячная);

$u_{\text{т.}}$  – передаточное число тихоходной ступени (червячная);

В курсовом проекте передаточные отношения открытых передач необходимо предварительно принимать минимальными, представленными в табл. ПЗ приложения.

### 1.5 Силовые и кинематические параметры привода

Расчет элементов привода выполняем по расчетной мощности  $P_{\text{эд}}$  электродвигателя и частоте  $n_{\text{эд}}$ .

Для каждого из валов элементов привода определяем частоту вращения  $n$  (об/мин), мощность  $P$  (кВт) и вращающий момент  $T$  (Н·м).

Частоты вращения валов привода:

$$n_1 = n_{\text{эд}}; \dots; n_i = n_{i-1} / u_{i-1}.$$

Мощности, передаваемые на валы привода:

$$P_1 = P_{\text{эд}}; \dots; P_2 = P_1 \cdot \eta_1; \dots; P_i = P_{i-1} \cdot \eta_{i-1}.$$

Вращающие моменты, передаваемые валами:

$$T_i = 9550 \cdot \frac{P_i}{n_i}. \quad (1.8)$$

Результаты расчета представляются в табл. 1.3.

Таблица 1.3

**Силовые и кинематические параметры привода**

Номер вала	Частота вращения, об/мин	Мощность, кВт	Крутящий момент, Н·м
Электродвигатель			
1			
...	...	...	...

## **2 МЕТОДИКА РАСЧЕТА ПАРАМЕТРОВ ЗАЦЕПЛЕНИЯ МНОГОСТУПЕНЧАТОГО ЧЕРВЧНОГО РЕДУКТОРА**

Расчет параметров зацепления ведется на основании информации представленной в [1]–[3], [7]–[9], [11], [13], [14].

### **2.1 Общие сведения**

Червячные передачи относятся к гиперболоидным передачам, у которых оси колес перекрещиваются.

При буквенных обозначениях, общих для червяка и колеса, ( $d$ ,  $d_a$  и др.), параметры, относящиеся к червяку, помечаются индексом 1, к колесу – индексом 2.

Термины и обозначения червячных передач регламентируются документом [1].

#### ***Характеристика передачи.***

Ведущим (входным) звеном обычно является червяк; лишь иногда в ускоряющих передачах ведущим (выходным) является колесо.

Основные достоинства червячных передач – плавность и относительная бесшумность, возможность реализации большого передаточного числа в одной ступени.

Основной недостаток – низкий КПД.

Смещение (корректирование) осуществляют у червяка (чаще всего – с целью получения стандартного межосевого расстояния).

В червячных передачах необходимо предусматривать возможность регулирования при сборке редуктора положения колеса вдоль его оси для совмещения с осевой плоскостью червяка.

#### ***Основные параметры.***

Схема и основные элементы червячной передачи показаны на рис. 2.1.

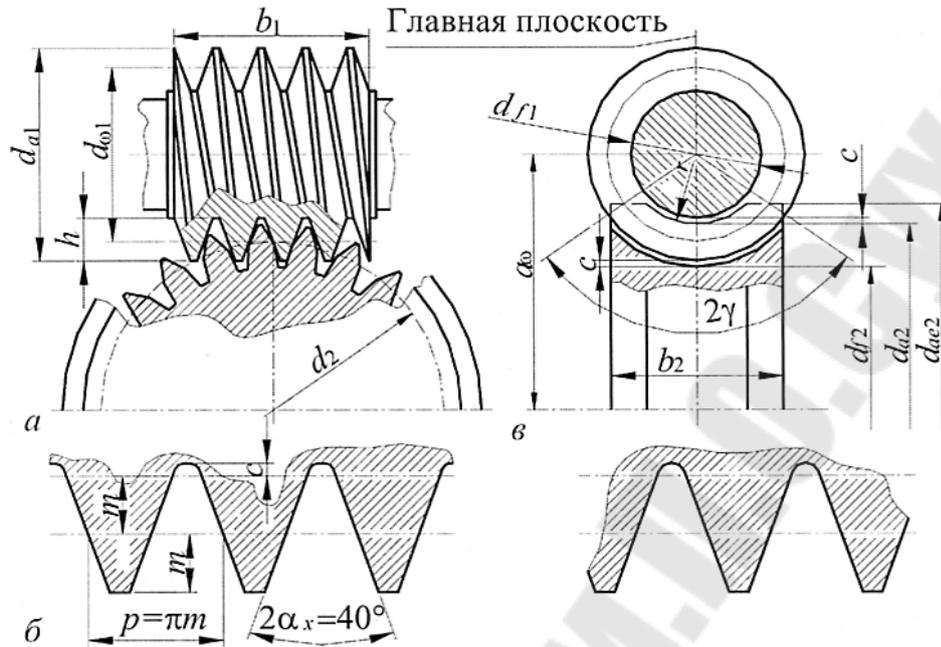


Рис. 2.1 Схема и основные элементы червячной передачи

Модули  $m$  цилиндрических червячных передач, определяемые в осевом сечении червяка, приведены в табл. П4.

Величины коэффициентов диаметра червяка  $q$  приведены в табл. П.5 приложения.

### **Червяки.**

Документы [1] и [2] предусматривают следующие основные типы цилиндрических червяков:

- архимедов червяк ( $ZA$ );
- эвольвентный червяк ( $Z1$ );
- с прямолинейным профилем витка ( $ZN1$ );
- с прямолинейным профилем впадины ( $ZN2$ );
- цилиндрический, образованный конусом ( $ZK1$ ).

Наиболее распространены архимедовы червяки ( $ZA$ ), их обычно не шлифуют.

Для силовых передач предпочтительны:

- эвольвентные червяки ( $Z1Z1$ );
- червяки, образованные конусом ( $ZK$ ).

Эти червяки подвергают шлифованию.

Исходный червяк – по [2].

В передачах с однозаходным червяком происходят большие потери на трение.

Такие передачи рекомендуется применять при кратковременных периодах работы и в кинематических (отсчетных) механизмах, так как однозаходные червяки, как правило, точнее многозаходных.

Направление витков следует назначать правое; левое направление витков применяют лишь в особых случаях.

### ***Червячные колеса.***

Число зубьев червячного колеса  $z_2$ , выбирают в зависимости от передаточного отношения и числа заходов червяка.

В силовых передачах желательно назначать такую заходность червяка, чтобы число зубьев червячного колеса  $z_2$  было в диапазоне 30–70.

При  $z_2$ , близком к нижнему пределу, несколько уменьшаются габариты передачи; но при этом снижается ее коэффициент полезного действия, так как приходится выполнять червяки с малым числом заходов  $z_1$ . Поэтому  $z_2$  из диапазона 30–50 рекомендуется лишь при сравнительно небольших передаваемых мощностях.

При больших мощностях следует стремиться к повышению коэффициента полезного действия, увеличивая число зубьев червячного колеса  $z_2$  до 60–70.

Применять  $z_2$  более 80 не рекомендуется, так как в этом случае обычно становится критичной прочность зубьев на изгиб, особенно для бронз с высокой износостойчивостью.

Назначать  $z_2$  менее 28 не следует во избежание подреза зуба. Если требуется использовать  $z_2$  менее 28, то следует применять смещение исходного контура (инструмента), как у цилиндрических зубчатых колес [7].

Число зубьев  $z_2$  стандартом не регламентируется.

При проектировании червячных передач следует:

- передаточное число  $u$  назначать из стандартного ряда (см. табл. П.6 приложения);
- число заходов червяка  $z_1$ , число зубьев червячного колеса  $z_2$ , коэффициент диаметра червяка  $q$  и межосевое расстояние  $a_w$  назначают из стандартных рядов по табл. П.7 приложения.

## 2.2 Расчет червячной передачи

### 2.2.1 Материалы червяков и червячных колес. Назначение твердости и термообработки.

Основной причиной выхода из строя зубчатых колес является повреждение зубчатых венцов в результате усталостного выкрашивания, износа и поломок зубьев. Наименьшая интенсивность изнашивания в червячной паре обеспечивается, если червяк имеет высокую твердость ( $H > 45HRC$ ), а его рабочие поверхности отполированы. Поэтому для червяков используются стали марок 45, 40Х, 40ХН, 35ХГСА, закаленные до твердости (45...55)HRC с последующей шлифовкой и полированием.

Широко применяются червяки из сталей 20Х, 12ХН3А, 18ХГТ и другие, подвергаемые цементации и из сталей 38Х2МЮА, 38Х2Ю и другие, упрочняемые азотированием.

В этом случае достигается твердость поверхностей червяка (56...63)HRC, а финишную обработку производят шлифованием и полированием.

В качестве материалов для изготовления венцов червячных колес червячных передач используются бронзы, латуни и серые чугуны, которые условно делят на три группы:

- группа I – оловянные бронзы;
- группа II – безоловянные бронзы и латуни;
- группа III – серые чугуны (применяют для изготовления малонагруженных или редко работающих передач, в которых габариты и масса не имеют определяющего значения).

Выбор марки материала червячного колеса зависит от скорости скольжения и производится по табл. П9.

Скорость скольжения  $v_s$ , мм, определяется по эмпирической формуле:

$$v_s = 0,00045 \cdot n_1 \cdot \sqrt[3]{T_2}, \quad (2.1)$$

где  $n_1$  – частота вращения червяка, об/мин;

$T_2$  – вращающий момент на валу червячного колеса, Н·м.

### 2.2.2 Определение допускаемых напряжений для материалов венцов червячных колес.

При скорости  $v_s \geq 5$  м/с для венца червячного колеса выбираем оловянно-фосфористые или оловянно-цинковые бронзы (см. табл. П.9 приложения).

При этом учитываем, что чем больше  $v_s$ , тем больше содержание олова. Для этих бронз при закаленном шлифованном и полированном червяке допускаемое контактное напряжение назначаем из условия сопротивления материала поверхностной усталости (выкрашиванию) с учетом износа по формуле

$$[\sigma_H] = K_1 \cdot \sigma_B \cdot C_v \cdot Z_N, \quad (2.2)$$

где  $K_1 \cdot \sigma_B$  – допускаемое напряжение при  $10^7$  циклов, причем  $K_1 = 0,75 \dots 0,9$ ; большие значения числового коэффициента назначаем для цементованного червяка, меньшие – для закаленного ТВЧ;

$C_v$  – коэффициент, учитывающий износ и выбираемый в зависимости от скорости скольжения по табл. П.10 приложения.

$Z_N$  – коэффициент долговечности,

$$Z_N = m_H \sqrt{\frac{N_{HG}}{N_{HE}}}, \quad (2.3)$$

$m_H$  – показатель степени кривой усталости,  $m_H = 8$ ;

$N_{HG}$  – база испытаний,  $N_{HG} = 10^7$ ;

$N_{HE}$  – эквивалентное число циклов нагружения;

$$N_{HE} = 60 \cdot n_i \cdot L_h \cdot \sum_{k=1}^p \left( \frac{T_k}{T_{\max}} \right)^{m_H/2} \cdot \left( \frac{L_{hk}}{L_h} \right) \leq 25 \cdot 10^7, \quad (2.4)$$

где  $T_k$  и  $L_{hk}$  – вращающий момент и ресурс на  $k$ -ом режиме нагружения;

$p$  – число режимов нагружения;

$n_i$  – частота вращения червячного колеса на  $i$ -ой ступени;

$T_{\max}$  – максимальный из длительно действующих вращающих моментов;

$L_h$  – ресурс червячной передачи, ч;

$$L_h = 365 \cdot 24 \cdot L \cdot K_{\text{год}} \cdot K_{\text{сут}} \quad (2.5)$$

$L$  – срок службы привода, лет;

$K_{\text{год}}, K_{\text{сут}}$  – коэффициенты использования привода в течение года и суток.

Для типовых режимов нагружения

$$N_{HE} = N_H K_{HE}, \quad (2.6)$$

где  $K_{HE}$  – коэффициент эквивалентности (см. табл. П.11 приложения)

$N_H$  – число циклов,

$$N_H = 60 \cdot n_i \cdot L_h \quad (2.7)$$

При скорости  $v_s < 5$  м/с для венца червячного колеса выбираем безоловянные бронзы (см. табл. П.9 приложения). Для этих бронз при закаленном шлифованном и полированном червяке допускаемое контактное напряжение назначаем из условия сопротивления заеданию в зависимости от скорости скольжения

$$[\sigma_H] = (300 \dots 275) - 25 \cdot v_s, \quad (2.8)$$

где большие значения числового коэффициента назначаем для цементированного червяка, меньшие – для закаленного ТВЧ.

При скорости  $v_s < 2$  м/с для червячного колеса выбираем чугун (см. табл. П.9 приложения). Допускаемое контактное напряжение назначаем из условия сопротивления заеданию в зависимости от скорости скольжения

$$[\sigma_H] = (200 \dots 175) - 35 \cdot v_s, \quad (2.9)$$

где большие значения числового коэффициента принимаем для червяка, закаленного ТВЧ, меньшие – для улучшенного червяка.

Допускаемое контактное напряжение для проверки статической прочности зубьев

$$[\sigma_H]_{\max} = k_{Hcm} \cdot \sigma_T, \quad (2.10)$$

где  $k_{Hcm}$  – коэффициент;  $k_{Hcm} = 4$  – для оловянной бронзы,  $k_{Hcm} = 2$  – для безоловянной бронзы. Значение  $[\sigma_H]_{\max}$  для чугуна принимаем равным  $[\sigma_H]_{\max} = 260 \dots 300$  МПа.

Допускаемое напряжение изгиба для бронзовых червячных колес при нереверсивной передаче (зубья работают одной стороной)

$$[\sigma_F]_0 = (0,25 \cdot \sigma_T + 0,08 \cdot \sigma_B) \cdot Y_N, \quad (2.11)$$

где  $Y_N$  – коэффициент долговечности,

$$Y_N = m_H \sqrt{\frac{N_{FG}}{N_{FE}}}, \quad (2.12)$$

$m_F$  – показатель степени кривой усталости,  $m_F = 9$ ;

$N_{FG}$  – база испытаний,  $N_{FG} = 10^6$ ;

$N_{FE}$  – эквивалентное число циклов нагружения,

$$N_{FE} = 60 \cdot n_i \cdot L_h \cdot \sum_{k=1}^p \left( \frac{T_k}{T_{\max}} \right)^{m_F} \cdot \left( \frac{L_{hk}}{L_h} \right) \leq 25 \cdot 10^7, \quad (2.13)$$

где  $T_k$  и  $L_{hk}$  – вращающий момент и ресурс на  $k$ -м режиме нагружения;

$T_{\max}$  – максимальный из длительно действующих вращающих моментов.

Значения  $N_{FE}$  принимают

$$10^6 = N_{FE} \leq 25 \cdot 10^7. \quad (2.14)$$

При типовых режимах нагружения

$$N_{FE} = N_F K_{FE}, \quad (2.15)$$

где  $K_{FE}$  – коэффициент эквивалентности (см. табл. П.11 приложения);

$N_F = N_H$  – число циклов.

Допускаемое напряжение изгиба для чугунных червячных колес при нереверсивной передаче

$$[\sigma_F]_0 = 0,22 \cdot \sigma_{\text{ви}}, \quad (2.16)$$

где  $\sigma_{\text{ви}}$  – предел прочности на изгиб.

Допускаемое напряжение изгиба при реверсивной передаче (зубья работают обеими сторонами)

$$[\sigma_F]_{-1} = 0,8 \cdot [\sigma_F]_0. \quad (2.17)$$

Допускаемое напряжение изгиба для проверки статической прочности зубьев

$$[\sigma_F]_{\text{max}} = k_{Fcm} \cdot \sigma_T, \quad (2.18)$$

где  $k_{Fcm}$  – коэффициент;  $k_{Fcm} = 0,8$  – для оловянной и безоловянной бронз. Значение  $[\sigma_H]_{\text{max}}$  для чугуна принимаем равным  $[\sigma_H]_{\text{max}} = 0,6 \cdot \sigma_B$ .

Допускаемые напряжения, рассчитанные по приведенным формулам, следует уменьшить на 15 % в случае, когда зона зацепления не находится в масле (верхнее или боковое расположение червяка).

### 2.2.3 Проектный расчет.

Определение параметров деталей закрытой червячной передачи является задачей проектировочного расчета, который выполняем из условия обеспечения сопротивления усталостному выкрашиванию рабочих (активных) поверхностей зубьев.

Назначаем число заходов червяка  $z_1$  в зависимости от передаточного числа  $u$  рассматриваемой ступени по табл. П.12 приложения.

Число зубьев червячного колеса  $z_2$  определяем по формуле

$$z_2 = u \cdot z_1. \quad (2.19)$$

Полученное значение  $z_2$  округляем до целого значения.

Коэффициент диаметра червяка  $q$  определяем по формуле

$$q = 0,25 \cdot z_2. \quad (2.20)$$

Полученное значение  $q$  округляем до стандартного значения по табл. П.5 приложения.

Межосевое расстояние  $a_w$  определяем по формуле

$$a_w = \left( \frac{z_2}{q} + 1 \right) \cdot \sqrt[3]{ \left( \frac{170}{\frac{z_2}{q} \cdot [\sigma_H]} \right)^2 \cdot T_2 \cdot K'_H }, \quad (2.21)$$

где  $T_2$  – крутящий момент на валу червячного колеса, Н·м;

$K'_H$  – предварительное значение коэффициента нагрузки;  
 $K'_H = 1,1 \dots 1,2$ .

Полученное значение  $a_w$  округляем до стандартного значения (см. табл. П.7 приложения).

Определяем осевой модуль зацепления  $m$  из формулы

$$a_w = \frac{d_1 + d_2}{2} = \frac{m \cdot (z_2 + q)}{2} \quad (2.22)$$

или выбираем из диапазона

$$m = (0,04 \dots 0,05) \cdot a_w. \quad (2.23)$$

Определяем значения делительных диаметров  $d_1$  и  $d_2$  по формулам

$$d_1 = q \cdot m; \quad (2.24)$$

$$d_2 = z_2 \cdot m. \quad (2.25)$$

Для вписывания в заданное или стандартное межосевое расстояние при выбранных  $m$ ,  $z_2$  и  $q$  червячные передачи выполняют со смещением червяка. Коэффициент смещения червяка  $x$  определяется по формуле

$$x = \frac{a_w}{m} - \frac{z_2 + q}{2}. \quad (2.26)$$

Величину  $x$  рекомендуется принимать в пределах  $1 \geq x \geq -1$ . Если значение  $x$  выходит за указанные выше границы, необходимо изменить значение  $z_2$  и (или)  $q$ , а также произвести перерасчет передачи. При этом рекомендуется изменять  $z_2$  не более чем на 2 зуба, чтобы не превысить допускаемого отклонения фактического передаточного числа  $u$  от заданного ( $\Delta u \leq 4\%$ ). Значение  $q$  должно оставаться в границах

$$(0,25 \cdot z_2 - 2) \leq q \leq (0,25 \cdot z_2 + 2).$$

Уточняем, в случае необходимости, после расчета коэффициента смещения червяка  $x$  значения  $z_2$  и  $q$ .

Фактическое значение передаточного числа

$$u_{\phi} = \frac{z_2}{z_1}. \quad (2.27)$$

Отклонение фактического передаточного числа  $u_{\phi}$  от заданного  $u$

$$\Delta u = \frac{u_{\phi} - u}{u} \cdot 100\% \leq 4\%. \quad (2.28)$$

Угол подъема  $\gamma$  винтовой линии на делительном цилиндре определяется по формуле

$$\gamma = \arctg \frac{z_1}{q}. \quad (2.29)$$

Скорость скольжения  $v_s$ , м/с

$$v_s = 5,236 \cdot 10^{-5} \cdot n_1 \cdot \frac{d_1}{\cos \gamma}. \quad (2.30)$$

Степень точности передачи  $n_{\text{ст}}$  при  $v_s \leq 10$  м/с – 7 степень точности, при  $v_s \leq 5$  м/с – 6 степень точности, при  $v_s \leq 2$  м/с – 9 степень точности.

## 2.2.4 Проверочный расчет.

### *Проверка на контактную прочность.*

Определив размеры деталей червячной передачи и уточнив значения некоторых из ранее выбранных по рекомендациям параметров, выполним проверочные расчеты.

Условие обеспечения сопротивления контактному выкрашиванию

$$\sigma_H = \frac{5300}{\frac{z_2}{q}} \cdot \sqrt{\left[ \left( \frac{z_2}{q} + 1 \right) / a_w \right]^3} \cdot T_2 \cdot K_H \leq [\sigma_H], \quad (2.31)$$

где  $T_2$  – крутящий момент на валу червячного колеса, Н·м;

$K_H$  – уточненное значение коэффициента нагрузки,

$$K_H = K_v \cdot K_\beta; \quad (2.32)$$

$K_v$  – коэффициент динамичности нагрузки; при окружной скорости колеса  $v_2 \leq 3$  м/с принимаем  $K_v = 1$ . В общем случае  $K_v = 1 \dots 1,3$ ;

$K_\beta$  – коэффициент концентрации нагрузки

$$K_\beta = 1 + \left( \frac{z_2}{\theta} \right)^2 \cdot (1 - X), \quad (2.33)$$

$\theta$  – коэффициент деформации червяка, определяемый из табл. П.13 приложения в зависимости от  $z_2$  и  $q$ .

$X$  – отношение средневзвешенного момента к максимальному из длительно действующих,

$$X = \sum \frac{T_k}{T_{\max}} \frac{L_{hk}}{L_h}. \quad (2.34)$$

Значения коэффициента  $X$  представлены в табл. П14.

Недонапряжение по формуле () должно составлять не более 15 %, перенапряжение – не более 5 %.

Если условие прочности () не выполняется, то следует:  
– или назначить другой материал венца червячного колеса;  
– или увеличить величину делительного диаметра червячного колеса  $d_2$ .

После принятой корректировки следует произвести перерасчет передачи.

### **Проверка на выносливость при изгибе.**

Условие обеспечения сопротивления усталостной поломке зуба

$$\sigma_{F2} = \frac{1,54 \cdot T_2 \cdot K_F \cdot \cos \gamma}{d_2 \cdot m^2 \cdot q} \cdot Y_{F2} \leq [\sigma_F]_2, \quad (2.35)$$

где  $K_F$  – коэффициент нагрузки; можно принимать  $K_F = K_H$ ;

$Y_{F2}$  – коэффициент формы зуба колеса.

Коэффициент  $Y_{F2}$  выбираем в зависимости от приведенного числа зубьев  $z_{v2}$  (см. табл. П.15 приложения) червячного колеса

$$z_{v2} = \frac{z_2}{\cos^3 \gamma}. \quad (2.36)$$

В результате расчета должно выполняться условие (). Если условие прочности не выполняется, то следует увеличить величину модуля  $m$ . После корректировки следует произвести перерасчет передачи.

Если в результате расчета выполняются условия прочности на контактную и изгибную выносливость, то далее производим геометрический расчет червячной передачи.

### **2.2.5 Проверочный расчет на контактную прочность и на прочность при изгибе максимальной нагрузкой.**

Остаточная деформация или хрупкое разрушение поверхностного слоя зубьев колеса предотвращается при выполнении условия

$$\sigma_{H \max} = \sigma_H \cdot \sqrt{K_n} \leq [\sigma_H]_{\max}. \quad (2.37)$$

Остаточные деформации или хрупкий излом зубьев колеса предотвращается при выполнении условия

$$\sigma_{F \max} = \sigma_F \cdot K_n \leq [\sigma_F]_{\max} \cdot \quad (2.38)$$

В условиях () и () коэффициент  $K_n = T_{\text{пуск}}/\Gamma$  принимается по техническим условиям или заданию на курсовой проект.

### 2.2.6 Геометрический расчет червячной передачи.

Исходными данными для выполнения расчета являются:

- модуль  $m$ , мм;
- коэффициент диаметра червяка  $q$ ;
- число заходов червяка  $z_1$ ;
- вид червяка с углом профиля по [1] и [2]:
  - а) архимедов червяк ( $ZA$ ) с углом профиля  $\alpha_x = 20^\circ$  в осевом сечении витка;
  - б) эвольвентный червяк ( $Z1$ ) с углом профиля  $\alpha_n = 20^\circ$  в нормальном сечении зуба рейки, сопряженной с червяком;
  - в) с прямолинейным профилем витка ( $ZN1$ ) с углом профиля в нормальном сечении витка  $\alpha_{nT} = 20^\circ$ ;
  - г) с прямолинейным профилем впадины ( $ZN2$ ) с углом профиля в нормальном сечении витка  $\alpha_{nS} = 20^\circ$ ;
  - д) цилиндрический, образованный конусом ( $ZK1$ ), с углом профиля конической производящей поверхности  $\alpha_0 = 20^\circ$ ;
- коэффициент радиального зазора  $c^* = 0,2$ ; допускается изменять коэффициент радиального зазора, но его величина должна быть в пределах  $0,15 \leq c^* \leq 0,3$ ; для эвольвентных червяков и червяков с делительным углом  $\gamma \geq 26^\circ 33' 54''$  принимать  $c^* = 0,2 \cdot \cos \gamma$ ;
- коэффициент высоты витка  $h^* = 2 + c^*$ ;
- коэффициент высоты головки  $h_a^* = 1$ ;
- коэффициент высоты ножки  $h_f^* = 1 + c^*$ ;
- коэффициент граничной высоты  $h_i^* \geq 2$ ;
- коэффициент расчетной толщины  $s^* = 0,5 \cdot \pi$ ;
- коэффициент глубины захода  $h_d^* = 2$ ;
- коэффициент радиуса кривизны переходной кривой  $\rho_f^* = 0,3$ ;
- межосевое расстояние  $a_w$ , мм ();

- коэффициент смещения червяка  $x$ ;
- передаточное число  $u$  ( ).

В результате расчетов в предыдущих разделах получены: число зубьев червячного колеса  $z_2$ ; коэффициент смещения червяка  $x$ ; межосевое расстояние  $a_w$ , мм; делительный диаметр червяка  $d_1$ , мм; делительный диаметр колеса  $d_2$ , мм; делительный угол подъема  $\gamma$ , град.

Начальный диаметр червяка  $d_{w1}$ , мм, определяется по формуле

$$d_{w1} = (q + 2x) \cdot m. \quad (2.39)$$

Начальный угол подъема  $\gamma_w$ , град, определяется по формуле

$$\gamma_w = \arctg \frac{z_1 \cdot m}{d_{w1}}. \quad (2.40)$$

Основной угол подъема  $\gamma_b$ , град, определяется по формуле

$$\cos \gamma_b = \cos \alpha_n \cdot \cos \gamma. \quad (2.41)$$

Определяется для червяка Z1.

Основной угол подъема  $d_{b1}$ , мм, определяется по формуле

$$d_b = \frac{z_1 \cdot m}{\operatorname{tg} \gamma_b}. \quad (2.42)$$

Определяется для червяка Z1.

Высота витка червяка  $h_1$ , мм

$$h_1 = h^* \cdot m. \quad (2.43)$$

Высота головки витка червяка  $h_{a1}$ , мм

$$h_{a1} = h_a^* \cdot m. \quad (2.44)$$

Диаметр вершин витков червяка  $d_{a1}$ , мм

$$d_{a1} = d_1 + 2h_a^* \cdot m. \quad (2.45)$$

Диаметр вершин зубьев колеса  $d_{a2}$ , мм

$$d_{a2} = d_2 + 2(h_a^* + x) \cdot m. \quad (2.46)$$

Диаметры впадин  $d_f$ , мм:

– червяка

$$d_{f1} = d_1 - 2,4 \cdot m; \quad (2.47)$$

– колеса

$$d_{f2} = d_2 - 2,4 \cdot m; \quad (2.48)$$

Наибольший диаметр червячного колеса  $d_{ae2}$ , мм

$$d_{ae2} \leq d_{a2} + \frac{6m}{z_2 + 2}. \quad (2.49)$$

Радиус кривизны переходной кривой  $\rho_{f1}$ , мм

$$\rho_{f1} = \rho_f^* \cdot m. \quad (2.50)$$

Длина нарезанной части червяка  $b_1$ , мм, определяется по формулам в зависимости от  $x$  и  $z_1$ :

– при  $x = -1$  и  $z_1 = 1, 2$  и  $4$

$$b_1 \geq (10,5 + z_1) \cdot m; \quad (2.51)$$

– при  $x = -0,5$  и  $z_1 = 1$  или  $2$

$$b_1 \geq (8 + 0,06 \cdot z_2) \cdot m; \quad (2.52)$$

– при  $x = -0,5$  и  $z_1 = 4$

$$b_1 \geq (9,5 + 0,09 \cdot z_2) \cdot m; \quad (2.53)$$

– при  $x = 0$  и  $z_1 = 1$  или  $2$

$$b_1 \geq (11 + 0,06 \cdot z_2) \cdot m; \quad (2.54)$$

– при  $x = 0$  и  $z_1 = 4$

$$b_1 \geq (12,5 + 0,09 \cdot z_2) \cdot m; \quad (2.55)$$

– при  $x = +0,5$  и  $z_1 = 1$  или  $2$

$$b_1 \geq (11 + 0,1 \cdot z_2) \cdot m; \quad (2.56)$$

– при  $x = +0,5$  и  $z_1 = 4$

$$b_1 \geq (12,5 + 0,1 \cdot z_2) \cdot m; \quad (2.57)$$

– при  $x = +1$  и  $z_1 = 1$  или  $2$

$$b_1 \geq (12 + 0,1 \cdot z_2) \cdot m; \quad (2.58)$$

– при  $x = +1$  и  $z_1 = 4$

$$b_1 \geq (13 + 0,1 \cdot z_2) \cdot m; \quad (2.59)$$

При промежуточном значении коэффициента  $x$  длину  $b_1$  вычисляют по ближайшему пределу  $x$ , который дает большее значение  $b_1$ .

Для шлифуемых и фрезеруемых червяков полученную длину  $b_1$  следует увеличить на:

– 25 мм при  $m < 10$  мм;

– (35 – 40) мм при  $m = (10 \dots 16)$  мм;

– 50 мм при  $m > 16$  мм.

Ширина венца червячного колеса  $b_2$ , мм

– при  $z_1 < 4$

$$b_2 \leq 0,75 \cdot d_{a1}; \quad (2.60)$$

– при  $z_1 = 4$

$$b_2 \leq 0,67 \cdot d_{a1}. \quad (2.61)$$

Условный угол обхвата  $2\delta$ , град, определяется по формуле

$$\delta = \arcsin\left(\frac{b_2}{d_{a1} - 0,5m}\right). \quad (2.62)$$

Угол обхвата  $2\delta$  может быть принят:

– для силовых передач  $2\delta = 90^\circ \dots 120^\circ$ ;

– для кинематических передач  $2\delta = 45^\circ \dots 120^\circ$ .

Расчетный шаг червяка  $p_1$ , мм

$$p_1 = \pi \cdot m. \quad (2.63)$$

Ход витка  $p_{z1}$ , мм

$$p_{z1} = p_1 \cdot z_1. \quad (2.64)$$

Результаты расчета червячной передачи представляются в виде табл. 2.1.

Таблица 2.1

**Параметры червячной передачи быстроходной (тихоходной ) ступени**

Наименование параметра	Обозначение	Единица измерения	Значение	
			червяк	колесо
Модуль зацепления осевой	$m$	мм		
Модуль нормальный	$m_n$	мм		
Число заходов червяка и число зубьев колеса	$z$	–		
Коэффициент диаметра червяка	$q$	–		
Коэффициент смещения	$x$	–		
Делительный угол подъема витков червяка	$\gamma$	град		
Диаметр начальной окружности	$d_w$	мм		
Делительный диаметр	$d$	мм		
Диаметр окружности вершин	$d_a$	мм		
Диаметр окружности впадин	$d_f$	мм		
Наибольший диаметр червячного колеса	$d_{ae2}$	мм		
Длина нарезанной части червяка	$b_1$	мм		
Ширина венца колеса	$b_2$	мм		
Угол обхвата червяка венцом колеса	$2\delta$	град		
Степень точности	–	–		

### 3 РАСЧЕТ ОТКРЫТЫХ ПЕРЕДАЧ ПРИВОДА

Расчет выполняется на основании информации по расчету открытых механических передач, представленной в справочной и учебной литературе [6], [7], [11].

#### 4 ПРЕДВАРИТЕЛЬНЫЙ РАСЧЕТ ВАЛОВ. ВЫБОР МУФТЫ

Червяки, как правило, выполняют стальными и, чаще всего, заодно с валом. Геометрические размеры червяка, в том числе длина нарезанной части  $b_1$  и ориентировочное расстояние  $l$  между опорами, определяют из расчетов и эскизного чертежа редуктора. Поэтому при конструировании вала-червяка эти данные являются исходными.

Размеры выступающего из редуктора конца вала-червяка, диаметр вала в месте установки подшипников и другие его диаметры определяют по рекомендациям, приведенным в [12].

На рис. 4.1 приведены возможные конструкции червяков.

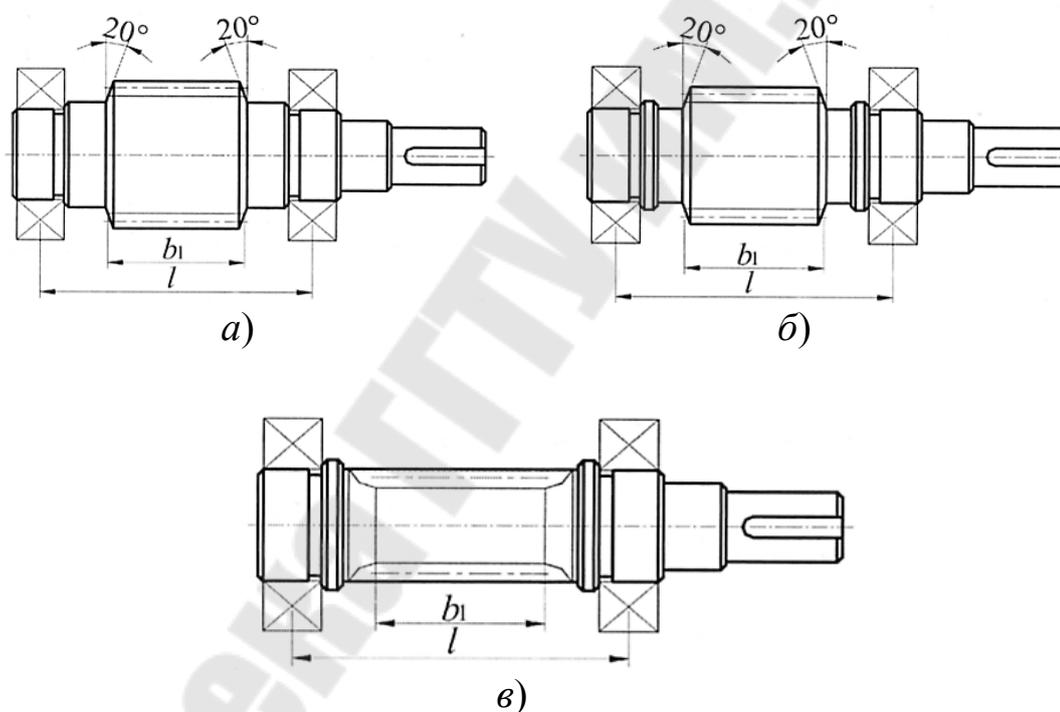


Рис. 4.1 Эскизы возможных конструкций червяков

Одним из основных требований, предъявляемых к ним, является обеспечение высокой жесткости червяка. Для этого расстояние между опорами стараются делать как можно меньшим. Диаметр вала-червяка в ненарезанной части назначают таким, чтобы обеспечить по возможности свободный выход инструмента при обработке витков и необходимую величину упорного заплечика для подшипника.

На рис. 4.1, *а*, *б* диаметр вала-червяка перед нарезанной частью удовлетворяет условию свободного выхода инструмента при обработке витков. На рис. 4.1, *а* высота заплечика при этом оказывается достаточной для упора подшипника, а на рис. 4.1, *б* она мала. Поэтому для упора подшипника предусмотрен специальный заплечик. При малом диаметре червяк приходится выполнять по рис. 4.1, *в*. В этом случае упорные заплечики в местах установки подшипников выполняют как по рис. 4.1, *б*, так и по рис. 4.1, *в*.

Для соединения вала электродвигателя и входного вала редуктора или выходного вала редуктора с приводным валом применяют муфты различной конструкции (например, упругая втулочно-пальцевая, цепная, упругая) [12].

## 5 КОНСТРУИРОВАНИЕ ЧЕРВЯЧНЫХ КОЛЕС

Основные геометрические размеры червячного колеса определяются из расчета (см. разд. 2). Чаще всего червячные колеса изготавливают составными: центр выполняют из серого чугуна или из стали, зубчатый венец – из бронзы. Соединение венца с центром должно обеспечивать передачу большого вращающего момента и сравнительно небольшой осевой силы. Конструкция червячного колеса и способ соединения венца с центром зависят от объема выпуска.

При единичном и мелкосерийном производстве, когда годовой объем выпуска менее 50 шт. и при небольших размерах колес ( $d_{ae2}$  менее 400 мм) зубчатые венцы соединяют с центром посадкой с натягом.

При постоянном направлении вращения червячного колеса на наружной поверхности центра предусматривают буртик, на который направляют осевую силу (см. рис. 5.1, *а*).

При больших размерах колес ( $d_{ae2} > 350$  мм) крепление венца к центру можно осуществлять болтами, поставленными без зазора (см. рис. 5.1, *б*) или заклепками (см. рис. 5.1, *в*). В этом случае венец центрируют по диаметру  $D$ . Сопряжение центрирующих поверхностей выполняют по переходной посадке.

В такой конструкции необходимо предусматривать надежное стопорение гайки от самоотвинчивания.

Фиксирующие болты (в количестве 3 – 4) имеют следующие размеры:

$$d_{\text{винт}} = (1,2 \dots 1,4) \cdot m; \quad (5.1)$$

$$l_{\text{винт}} = (1,6 \dots 1,8) \cdot b_2; \quad (5.2)$$

Червячные колеса вращаются с небольшой скоростью и, как правило, не требуют балансировки, поэтому нерабочие поверхности обода, диска, ступицы колеса оставляют необработанными и делают конусными с большими радиусами закруглений.

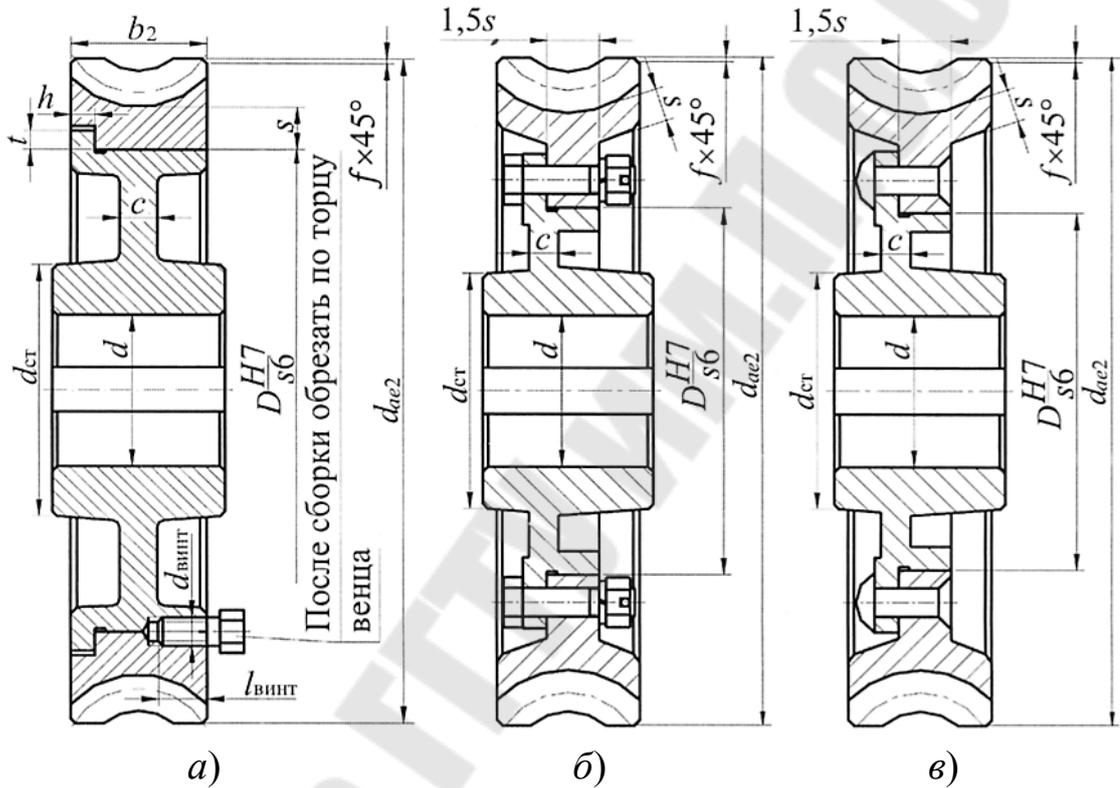


Рис. 5.1 Эскизы конструкций червячных колес

Острые кромки на торцах венца притупляют фасками

$$f \approx 0,5 \cdot m. \quad (5.3)$$

Размеры других основных конструктивных элементов принимают по соотношениям:

$$s \approx 2,5 \cdot m; \quad (5.4)$$

$$c = (3,6 \dots 4,2) \cdot m; \quad (5.5)$$

$$h \approx 0,15 \cdot b_2; \quad (5.6)$$

$$t \approx 0,8 \cdot h. \quad (5.7)$$

Остальные конструктивные элементы червячных колес следует принимать такими же, как для цилиндрических зубчатых колес внешнего зацепления [12].

## **6 КОНСТРУКТИВНЫЕ РАЗМЕРЫ КОРПУСА И КРЫШКИ РЕДУКТОРА**

Корпусные детали являются составными частями редуктора и предназначаются для обеспечения правильного взаимного расположения сопряженных деталей редуктора, восприятия нагрузок, действующих в редукторе, защиты рабочих поверхностей зубчатых колес и подшипников от взвешенных инородных частиц окружающей среды, защиты масла от выброса его в окружающую среду при работе редуктора, отвода теплоты, а также для размещения масляной ванны (у редукторов с картерной смазкой).

Конструкция корпуса проектируется на основании многих требований, учитывающих технологию изготовления корпуса и монтажа передачи, удобство осмотров и ремонта при эксплуатации.

Корпус является ответственным узлом, который воспринимает реакции зубчатой передачи, возникающие при ее работе. Конструкция корпуса должна быть достаточно жесткой, чтобы уменьшить перекося осей валов, вызванных деформациями корпуса под действием внутренних и внешних сил.

В связи с указанным при проектировании корпусов цилиндрических передач необходимо принимать во внимание направление и относительную величину радиальных и осевых реакций на опорах валов.

Для повышения жесткости при одновременном снижении веса корпус снабжается ребрами. Расположение ребер согласовывается с направлением усилий, деформирующих корпус. Ребра увеличивают поверхность охлаждения корпуса, поэтому их ориентация должна учитывать также и целесообразное направление воздуха, как охлаждающей среды, особенно в случае принудительного обдува.

Валы многоступенчатых редукторов, выполняемых в виде отдельного механизма, обычно располагают в одной плоскости, реже в двух плоскостях, если это диктуется компоновкой двигателя и ведомого механизма или обеспечивает сокращение габаритов. Разъемы обычно располагают в плоскости параллельной или перпендикулярной основанию корпуса, менее технологичны наклонные разъемы.

Разъемы корпуса в плоскости осей зубчатой передачи целесообразны для упрощения сборки, осмотров и ремонта, для облегчения слесарной пригонки и доводки пятна контакта в зацеплении. Однако наличие разъема повышает число корпусных деталей, требующих тщательной взаимной пригонки, снижает жесткость корпуса, требует увеличения числа крепежных деталей.

Для изготовления литых корпусов применяется серый чугун марок СЧ-15 или СЧ-18. В ответственных конструкциях, предназначенных для работы в условиях вибрационных и ударных нагрузок, корпуса отливаются из стали марки 55Л. Возможно применение высокопрочного чугуна марки ВЧ-40. Уменьшение веса корпуса может быть получено при использовании алюминиевых и других сплавов.

Расчет основных элементов корпуса производится на основании рекомендаций [12].

Основные зависимости представлены в табл. 6.1.

Количество болтов  $d_1$  должно быть  $z \geq 4$ .

Таблица 6.1

**Основные элементы корпуса**

Параметры	Ориентировочные соотношения (размеры в мм)
1. Толщина стенки корпуса и крышки редуктора	$\delta = 0,025 \cdot a_{\text{вТ}} + 3$ ; $\delta_1 = 0,02 \cdot a_{\text{вТ}} + 3$ . Во всех случаях $\delta \geq 8$ мм; $\delta_1 \geq 8$ мм
2. Толщина верхнего пояса (фланца) корпуса	$b = 1,5 \cdot \delta$
3. Толщина нижнего пояса (фланца) крышки корпуса	$b_1 = 1,5 \cdot \delta_1$
4. Толщина нижнего пояса корпуса	$p = 2,35 \cdot \delta$
5. Толщина ребер основания корпуса	$m = (0,85 \dots 1,0) \cdot \delta$
6. Толщина ребер крышки	$m_1 = (0,85 \dots 1,0) \cdot \delta_1$
7. Диаметр фундаментных болтов	$d_1 = (0,03 \dots 0,036) \cdot a_{\text{Т}} + 12$
8. Диаметр болтов у подшипников	$d_2 = (0,7 \dots 0,75) \cdot d_1$
9. Диаметр болтов, соединяющих основание корпуса с крышкой	$d_3 = (0,5 \dots 0,6) \cdot d_1$
10. Расстояние от дна корпуса до вершин зубьев тихоходной ступени	$c = (5 \dots 10) \cdot m$

Размеры, определяющие положение болтов  $d_2$  и высота бобышки  $h_6$  под эти болты принимаются конструктивно так, чтобы образовалась опорная поверхность под головку болта и гайку.

Длину  $l$  подшипниковых гнезд определяют конструктивно. Она зависит от размеров, устанавливаемых в гнезде деталей: ширины подшипника, высоты крышки, толщины распорных и мазеудерживающих колец и других деталей. Мазеудерживающие кольца могут иметь 2...3 круговых проточки винтового характера. Зазор между корпусом и кольцом не превышает 0,2...0,3 мм. Торцы мазеудерживающих колец должны выступать внутрь корпуса на величину 1...2 мм.

Основание корпуса и крышку фиксируют относительно друг друга коническими или цилиндрическими штифтами, устанавливаемыми без зазора до расточки гнезд под подшипники. Основание и крышку корпуса соединяют болтами  $d_3$  для обеспечения герметичности. Для предотвращения протекания масла плоскость разъема покрывают герметиком.

Для захватывания редуктора при подъеме делают под фланцем основания приливы в виде крюков. Для снятия крышки делают крюки или петли на ней.

Для заливки масла и осмотра в крышке корпуса имеется окно, закрываемое крышкой. Для соединения внутренней полости редуктора с атмосферой и повышения надежности уплотнений устанавливают отдушину.

Для удаления загрязненного масла и для промывки редуктора в нижней части корпуса делают отверстие под пробку с цилиндрической или конической резьбой. Под цилиндрическую пробку ставят уплотняющую прокладку.

Маслоспускное отверстие выполняют на уровне днища или несколько ниже его. Желательно, чтобы днище имело наклон 1...2° в сторону маслоспускного отверстия.

Для облегчения отделения крышки от основания корпуса при разборке на поясе основания устанавливают два отжимных болта.

Подшипники закрывают глухими и сквозными крышками, через которые проходят выходные концы валов.

## **7 ПЕРВЫЙ ЭТАП ЭСКИЗНОЙ КОМПОНОВКИ МНОГОСТУПЕНЧАТОГО ЧЕРВЯЧНОГО РЕДУКТОРА**

Эскизную компоновку этого редуктора выполняем в двух проекциях, чтобы показать конструкции и размеры всех трех валов: быстрого, промежуточного и тихоходного.

Компоновку выполняем с фронтальной проекции быстроходной передачи (см. рис. 7.1).

Проводим две параллельные горизонтальные осевые линии на расстоянии  $a_{wb}$  друг от друга. Далее проводим вертикальную осевую линию.

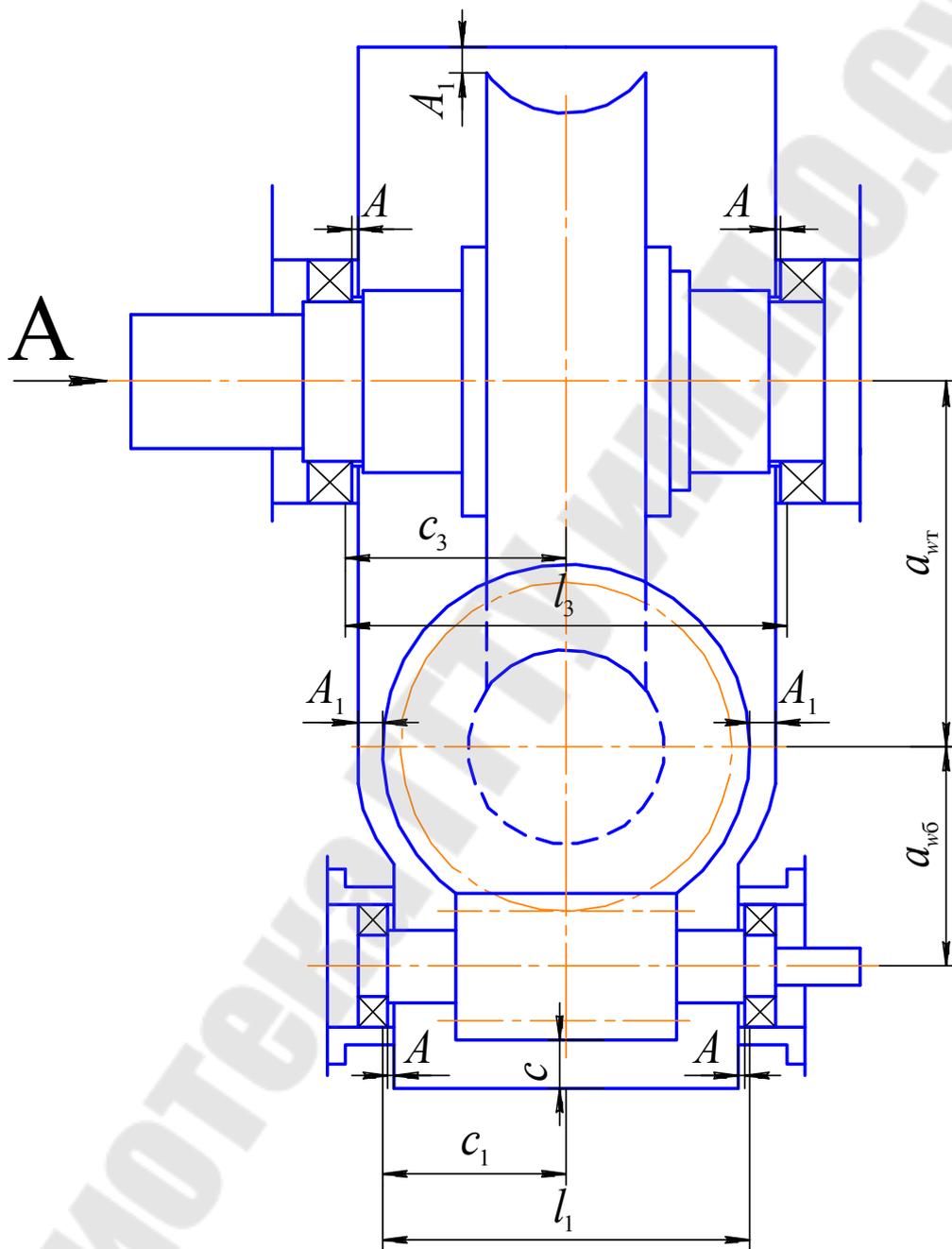


Рис. 7.1 Схема эскизной компоновки двухступенчатого червячного редуктора (быстроходный и тихоходный валы)

Из точки пересечения центра червячного колеса быстроходной передачи проводим делительную окружность размером  $d_2$ .

Вычерчиваем контур червяка по геометрическим размерам  $b_1$ ,  $d_1$ ,  $d_{a1}$  червяка и конструктивным размерам вала.

Проводим окружность наибольшего диаметра червячного колеса размером  $d_{ae2}$ .

В зависимости от нагрузок, действующих на валы, предварительно намечают тип подшипников легкой или средней серии. Габаритные размеры подшипников выбирают по диаметру вала в месте посадки подшипников. Результаты выбора представляют в виде табл. 7.1.

Таблица 7.1

**Характеристика подшипников**

Условное обозначение подшипника	$d$	$D$	$T$	$B/c$	$C$	$C_0$	$e$
	мм				кН		
...	...	...	...	...	...	...	...

Задаемся расстоянием между подшипниками червяка  $l_1 \approx d_{ae2}$ . Для устранения защемления подшипников червяка из-за тепловых деформаций деталей передачи с одной стороны его устанавливают два радиально-упорных подшипника, с другой радиальный подшипник, свободно перемещающийся вдоль оси червяка (см. рис. 7.1). Такая конструкция применяется в редукторах с расстоянием между подшипниками червяка  $l_1 > 8d$  для шариковых радиально-упорных подшипников и  $l_1 > 6d$  – для конических роликовых подшипников, где  $d$  – диаметр вала под подшипник. В противном случае червяк устанавливают на два радиально-упорных подшипника (см. рис. 7.2). Проводим контуры подшипников по размерам  $D$  и  $B$ .

Намечаем контуры внутренней стенки корпуса редуктора. Расстояние от внутренней стенки корпуса редуктора до торца вращающейся детали  $A_1 = 1,2 \cdot \delta$ , где  $\delta$  – толщина стенки корпуса.

Расстояние от торца подшипника качения тихоходной ступени до внутренней стенки корпуса редуктора принимаем равным  $A = \delta$ .

Наименьший зазор между внутренней стенкой редуктора и зубчатым колесом  $A = \delta$ .

Расстояние от окружности выступов наибольшего зубчатого колеса до внутренней поверхности днища принимаем равным  $c$  (см. табл. 6.1).

В процессе компоновки возможно изменение первоначально принятого значения ( $l_1 \approx d_{ae2}$ ), которое определяется минимально допустимым зазором ( $A_1$ ) между корпусом и колесом и толщиной края бобышки  $h = 5 \dots 8$  мм.

Замеряем и проставляем размеры  $C_1$  и  $l_1$ .

Компоновку промежуточного вала (рис. 7.2) начинаем с выполнения тихоходной червячной передачи.

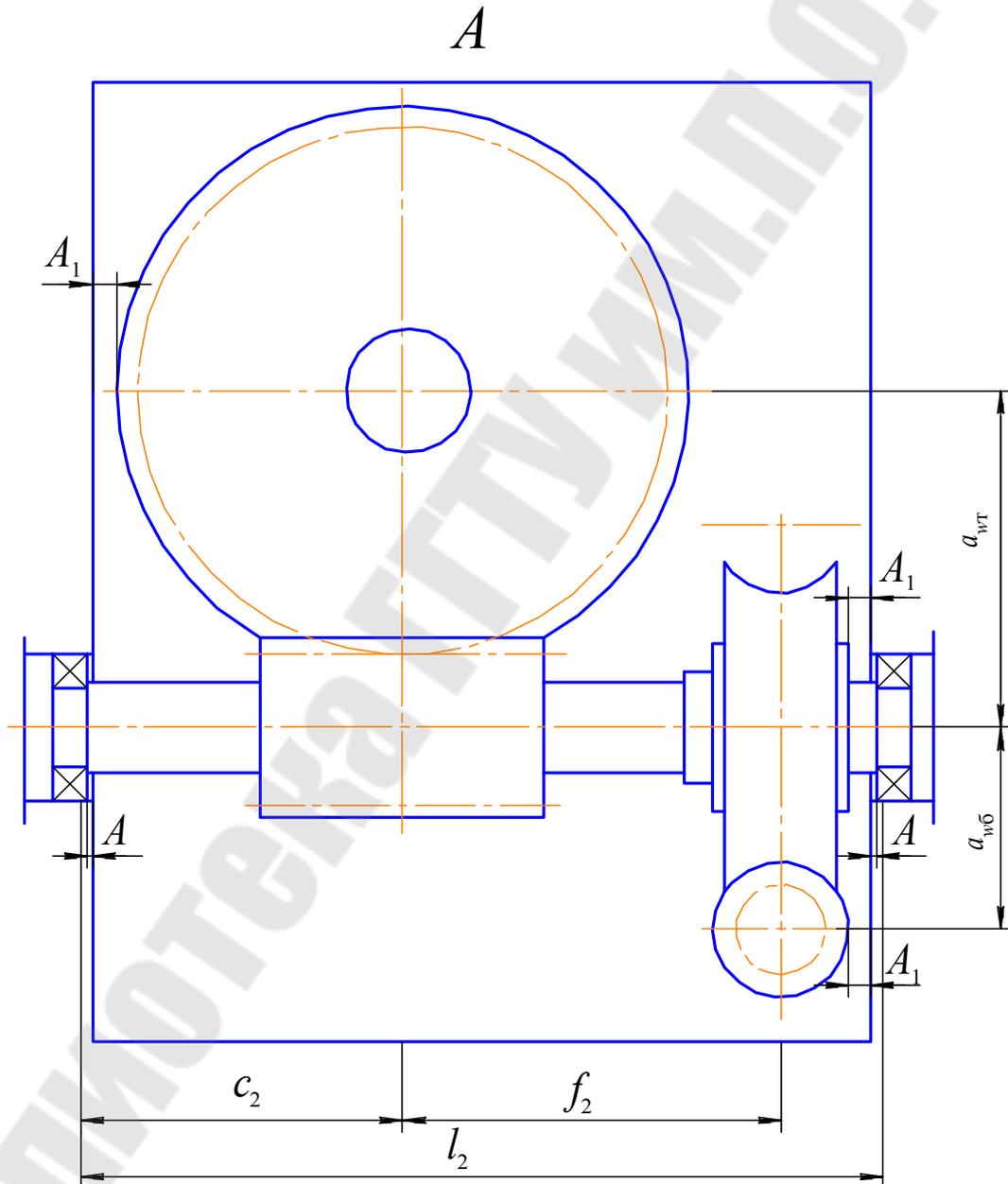


Рис. 7.2 Схема эскизной компоновки двухступенчатого червячного редуктора (промежуточный вал)

Проводим две параллельные горизонтальные осевые линии на расстоянии  $a_{вт}$  друг от друга. Далее проводим вертикальную осевую линию.

Из точки пересечения центра червячного колеса проводим делительную окружность размером  $d_2$ .

Вычерчиваем контур червяка по геометрическим размерам  $b_1$ ,  $d_1$ ,  $d_{a1}$  червяка и конструктивным размерам вала.

Проводим окружность наибольшего диаметра червячного колеса размером  $d_{ae2}$ .

Выполняем профильную проекцию быстроходной передачи.

Проводим параллельно промежуточному валу осевую линию быстроходного вала на расстоянии  $a_{вб}$ .

На расстоянии зазора  $C = (0,3...0,5) \cdot A_1$  и половины наружного диаметра витков червяка быстроходной передачи  $0,5 \cdot d_{a1}$  проводим ось симметрии быстроходной червячной передачи.

Проводим окружности делительного (начального) цилиндра  $d_1(d_{w1})$  и наружного диаметра  $d_{a1}$  червяка.

Относительно оси симметрии на промежуточном валу проводим контур червячного колеса быстроходной передачи по размерам  $b_2$ ,  $d_2$ ,  $d_{ae2}$ ,  $d_c$  и  $l_c$ .

На расстоянии зазоров  $A_1$  и  $C$  проводим контур внутренней стенки корпуса редуктора.

В зависимости от принятого диаметра вала под подшипники предварительно выбираем подшипники качения для промежуточного вала (см. табл. 7.1) и вычерчиваем контуры подшипников качения.

Замеряем и проставляем размеры  $C_2$ ,  $l_2$  и  $f_2$ .

Далее выполняем компоновку тихоходного вала (см. рис. 7.1).

На продолжении горизонтальных осевых линий червячного колеса и червяка проводим перпендикулярно ось симметрии червячной передачи.

На промежуточном валу проводим контуры червяка тихоходной и червячного колеса быстроходной передач по размерам червяка  $d_1(d_{w1})$ ,  $d_{a1}$  и червячного колеса  $d_2$  и  $d_{ae2}$ .

На тихоходном валу проводим контур червячного колеса тихоходной передачи по размерам  $b_2$ ,  $d_2$ ,  $d_{ae2}$ .

На расстоянии зазора ( $A_1$ ) проводим внутреннюю стенку корпуса редуктора.

По диаметру вала под подшипники предварительно выбираем радиально-упорные подшипники (см. табл. 7.1).

По этим размерам прочерчиваем контуры подшипников в виде прямоугольников.

Замеряем и проставляем размеры на тихоходном валу  $C_3$  и  $l_3$ .

При установке радиально-упорных подшипников необходимо учитывать, что радиальные реакции считают приложенными к валу в точках пересечения нормалей, проведенных к серединам контактных площадок. Для однорядных конических роликовых подшипников расстояние  $a$  определяется по формуле

$$a = \frac{T}{2} + \frac{(d + D) \cdot e}{6}, \quad (7.1)$$

где  $T, d, D, e$  – параметры принятого подшипника (принимаются по справочнику).

## 8 ПРОВЕРКА ДОЛГОВЕЧНОСТИ ПОДШИПНИКОВ ПО ДИНАМИЧЕСКОЙ ГРУЗОПОДЪЕМНОСТИ

### 8.1 Определение сил, действующих в червячном зацеплении, элементах открытых передач и муфте

Для поддержания и установки вращающихся деталей машин применяют валы, которые подвергаются изгибу от сил, возникающих в деталях передач, от веса этих деталей и собственного веса (у мощных передач). Они также передают вращающие моменты и испытывают кручение.

Валы передач несут червяки, червячные колеса, звездочки, шкивы и муфты. Силы взаимодействия между зубьями сцепляющихся колес представлены тремя взаимно перпендикулярными составляющими  $F_t, F_r$  и  $F_a$ .

Окружная сила  $F_t$  направлена по касательной к начальным окружностям зубчатых колес; радиальная сила  $F_r$  – по радиусу к центру колеса и осевая сила  $F_a$  – параллельно оси вала.

Силы взаимодействия между зубьями принято определять в полюсе зацепления. Распределенную по контактным линиям нагрузку в

зацеплении заменяют равнодействующей, которая направлена по линии зацепления.

На схемах усилия смещаем в плоскость эллипса. Это сделано для того, чтобы векторы сил не накладывались друг на друга.

Направление вращения ведущего вала редуктора задают, а направления вращения последующих валов определяют в зависимости от направления вращения ведущего вала.

При определении усилий нечетные индексы (1, 3, 5) соответствуют шестерне, а четные (2, 4, 6) – зубчатому колесу.

На ведущий и ведомый валы, кроме сил в зацеплении, действует на консоли сила, под действием которой вал изгибается. Это может быть усилие от ременной передачи ( $F_{оп}$ ), от цепной передачи ( $F_{в}$ ) или неуравновешенная составляющая силы, передаваемая муфтой ( $F_{м}$ ), а также силы, предусмотренные конструкцией привода (действующие в открытых зубчатых передачах). Направление силы  $F_{м}$  принимаем: в сторону окружной силы  $F_t$  – для подбора подшипников, противоположно  $F_t$  – для расчета вала на прочность.

На червяке 1 и червячном колесе 2 первой ступени действуют: окружная сила на червяке равна осевой силе на колесе  $F_{t1} = F_{a2}$ , осевая сила на червяке равна окружной силе на колесе  $F_{a1} = F_{t2}$  и радиальная сила на червяке равна радиальной силе на колесе  $F_{r1} = F_{r2}$ . Усилия определяют по формулам

$$F_{t1} = F_{a2} = \frac{2T_1}{d_1}; \quad (8.1)$$

$$F_{t2} = F_{a1} = \frac{2T_2}{d_2}; \quad (8.2)$$

$$F_{r1} = F_{t1} \cdot \operatorname{tg} \alpha, \quad (8.3)$$

где  $T_1$  – крутящий момент на шестерне, Н·мм;

$d_1$  – делительный диаметр червяка, мм;

$T_2$  – крутящий момент на червячном колесе, Н·мм;

$d_2$  – делительный диаметр червячного колеса, мм;

$\alpha$  – угол зацепления, град.

Во второй ступени передачи индексы 1 и 2 заменяются соответственно индексами 3 и 4.

Нагрузки, действующие на ведущий или ведомый вал от муфты, ременной или цепной передач, открытых цилиндрической или конической передач определяют по [12].

## 8.2 Расчет червячной передачи на жесткость

Расчет выполняют с целью предотвращения недопустимой концентрации нагрузки в зоне контакта. Условие жесткости червяка имеет вид

$$f = \frac{\sqrt{(F_{t1} + F_{r1} \cdot L)^3}}{48 \cdot E \cdot I_f} \leq [f], \quad (8.4)$$

где  $f$  – прогиб червяка, мм;

$F_{t1}, F_{r1}$  – соответственно окружная и радиальная силы, действующие в зацеплении, Н;

$L$  – расстояние между опорами червяка, мм; при предварительных расчетах можно принимать  $L = (0,9 \dots 1,0) \cdot d_2$ ;

$E$  – модуль упругости материала червяка, МПа;  $E = 2,1 \cdot 10^5$  МПа;

$I_f$  – приведенный момент инерции поперечного сечения нарезной части червяка, мм<sup>4</sup>;

$[f]$  – допустимый прогиб, мм;  $[f] = (0,005 \dots 0,008) \cdot m$ .

Приведенный момент инерции червяка определяют по формуле

$$I_f = \frac{\pi \cdot m}{64} \cdot (q + 2,4)^3 \cdot (q + 0,35). \quad (8.5)$$

Если  $f > [f]$ , то необходимо или увеличить коэффициент  $q$ , или уменьшить расстояние  $L$ .

## 8.3 Подбор подшипников по динамической грузоподъемности

После определения нагрузок, действующих на валы, составляется расчетная схема вала (входного, промежуточного, выходного).

Определяются опорные реакции в опорах.

Затем осуществляют подбор подшипников.

Подшипники качения подбирают по динамической и статической грузоподъемности. Выбор рационального типоразмера подшипника зависит от характера нагрузки, ее величины и направления; частоты вращения; условий эксплуатации; особых требований, предъявляемых конструкцией узла; стоимости подшипника. При выборе подшипника необходимо учитывать следующее:

- шариковые подшипники дешевле роликовых;
- в опорах, подверженных действию ударных нагрузок, предпочтение нужно отдавать роликоподшипникам;
- при действии на опору чисто радиальной нагрузки следует ставить радиальные подшипники (шариковые, роликовые);
- более тяжелые подшипники характеризуются пониженной быстроходностью;
- при одинаковых размерах и нагрузках перекосы, обусловленные деформацией опор, в роликовых подшипниках меньше, чем в шариковых, однако начальный радиальный зазор у шариковых подшипников примерно в два раза меньше, чем у роликовых;
- с увеличением класса точности подшипника повышается нагрузочная способность, но одновременно возрастает его цена.

В курсовом проектировании обычно используются подшипники нулевого класса.

По динамической грузоподъемности подшипники выбирают при частоте  $n \geq 1$  мин<sup>-1</sup>.

В ходе составления компоновочного чертежа редуктора подшипники уже были предварительно выбраны по диаметру вала. Поэтому расчеты сводятся к проверке выбранного подшипника и уточнению его типа, диаметра и серии.

Выбор подшипника по динамической грузоподъемности состоит в проверке его расчетной долговечности при заданных условиях работы.

Номинальная долговечность подшипника  $L$ , млн об., определяется по формуле

$$L = \left( \frac{C}{P_3} \right)^p, \quad (8.6)$$

где  $C$  – динамическая грузоподъемность данного типоразмера подшипника, кН (выбирается по каталогу);

$P_3$  – эквивалентная нагрузка на подшипник, кН;

$p$  – показатель степени;  $p = 3$  – для шарикоподшипников;  
 $p = 10/3$  – для роликоподшипников.

Номинальная долговечность подшипника  $L_h$ , в часах, определяется по формуле

$$L_h = a_1 \cdot a_{23} \cdot \frac{10^6 \cdot L}{60 \cdot n}, \quad (8.7)$$

где  $a_1$  – коэффициент надежности; при безотказной работе подшипников  $a_1 = 1$ ;

$a_{23}$  – коэффициент, учитывающий влияние качества подшипника и качества его эксплуатации; при обычных условиях работы подшипника  $a_{23} = 0,7 \dots 0,8$  – для шариковых подшипников;  $a_{23} = 0,6 \dots 0,7$  – для роликовых конических подшипников;  $a_{23} = 0,5 \dots 0,6$  – для роликовых цилиндрических и шариковых сферических двухрядных подшипников.

Эквивалентная нагрузка для радиальных и радиально-упорных подшипников – это постоянная радиальная нагрузка, которая в случае приложения ее к подшипнику с вращающимся внутренним кольцом обеспечивает такую долговечность, какую подшипник будет иметь при действительных условиях нагружения и вращения.

Для радиальных шарикоподшипников и радиально-упорных шарико- и роликоподшипников эквивалентная нагрузка определяется по формуле

$$P_3 = (X \cdot V \cdot F_r + Y \cdot F_a) \cdot K_6 \cdot K_T, \quad (8.8)$$

где  $F_r$  – радиальная нагрузка на подшипник, Н;

$F_a$  – осевая нагрузка на подшипник, Н;

$X$  – коэффициент радиальной нагрузки (табл. П.16, П.17 приложения);

$Y$  – коэффициент осевой нагрузки (табл. П.16, П.17 приложения);

$V$  – коэффициент вращения;  $V = 1$  – при вращении внутреннего кольца подшипника;  $V = 1,2$  – при вращении наружного кольца;

$K_6$  – коэффициент безопасности (табл. П.18 приложения);

$K_T$  – температурный коэффициент (табл. П.19 приложения).

Выбор коэффициентов  $X$  и  $Y$  при расчете эквивалентной нагрузки  $P_3$  производится с учетом следующих соображений: по мере увеличения  $F_a$  выбираются зазоры в подшипнике, и распределение нагрузки между телами качения становится все более благоприятным (возрастает дуга контакта, в пределах которой тела качения воспринимают нагрузку), в работу вступает большее число тел качения. При этом увеличение силы  $F_a$  до определенного значения не приводит к снижению работоспособности подшипника, поэтому расчет эквивалентной нагрузки ведется только по радиальной нагрузке  $F_r$ , а осевая  $F_a$  не учитывается.

При дальнейшем возрастании  $F_a$  увеличение дуги контакта уже не может компенсировать повышение нагрузки на подшипник, и работоспособность его снижается.

Предельное значение осевой нагрузки  $F_a$  (в долях  $F_r$ ), в случае превышения которой  $F_a$  должна учитываться при расчете эквивалентной нагрузки  $P_3$ , которая оценивается параметром  $e$ .

Определяя эквивалентную нагрузку шарикового радиального подшипника (угол контакта  $\alpha = 0$ ), вначале находим отношение  $F_a / C_0$ , где  $C_0$  – статическая грузоподъемность подшипника (принимается по каталогу). По соотношению  $F_a / C_0$  определяем вспомогательный параметр  $e$ . Затем в зависимости от соотношений  $F_a / C_0$  и  $F_a / (V \cdot F_r)$ , т.е.

$$\frac{F_a}{V \cdot F_r} \leq e \quad \text{или} \quad \frac{F_a}{V \cdot F_r} > e \quad (8.9)$$

находим  $X$  и  $Y$ .

Если в шариковых радиальных, однорядных шариковых или роликовых радиально-упорных подшипниках  $F_a / (V \cdot F_r) \leq e$ , осевую нагрузку не учитывают, т.е. принимают  $X = 1$ ,  $Y = 0$  (см. табл. П.20 приложения).

При определении расчетной осевой нагрузки, действующей на радиально-упорный подшипник, кроме внешней осевой нагрузки  $F_{ab}$  учитываются также осевые составляющие  $F_{sI}$  и  $F_{sII}$  от радиальных нагрузок, возникающие в подшипниках вследствие наклона линии контакта.

Расчетные осевые нагрузки на подшипники  $F_{aI}$  и  $F_{aII}$  опор  $I$  и  $II$  в этом случае в зависимости от направления силы  $F_{ab}$  и относительного расположения подшипников приведены на рис. 8.1 и в табл. П.21 приложения.

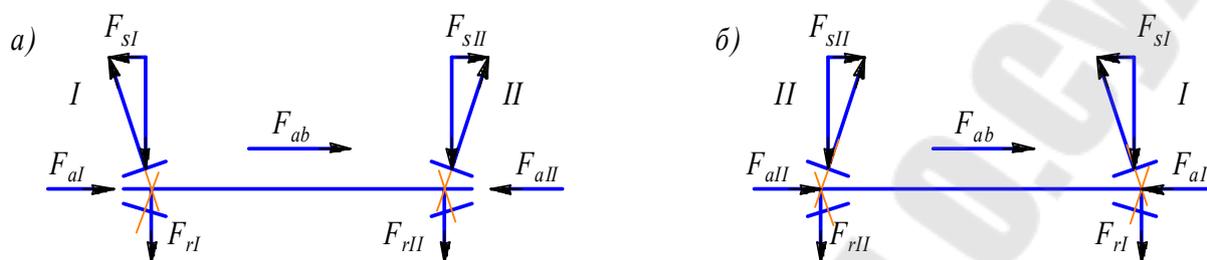


Рис. 8.1. Определение расчетных осевых нагрузок для радиально-упорных подшипников, установленных:  
а – враспор; б – вращажку

Осевые составляющие  $F_s$  для конических роликоподшипников

$$F_s = 0,83 \cdot e \cdot F_r, \quad (8.10)$$

где значение параметра  $e$  приведено в табл. П16 в зависимости от угла  $\alpha$ .

Для радиально-упорных шарикоподшипников

$$F_s = e \cdot F_r, \quad (8.11)$$

где параметр  $e$  принимается по табл. П16, при углах  $\alpha > 15^\circ$ .

## 9 ВТОРОЙ ЭТАП ЭСКИЗНОЙ КОМПОНОВКИ

Второй этап компоновки редукторов имеет целью конструктивно оформить валы (червяки), червячные колеса, подшипниковые узлы, корпус и подготовить данные для проверки прочности валов и некоторых других деталей. Диаметры валов назначают в соответствии с результатами предварительного расчета и с учетом технологических требований на обработку и сборку.

## 10 ПРОВЕРКА ПРОЧНОСТИ ШПОНОЧНЫХ СОЕДИНЕНИЙ

Для изготовления шпонок принимаем сталь 45 нормализованную. Напряжения смятия и условие прочности проверяется по формуле

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{2 \cdot T}{d \cdot l_p \cdot (h - t_1)} \leq [\sigma_{\text{см}}], \quad (10.1)$$

где  $T$  – передаваемый вращающий момент, Н·мм;

$d$  – диаметр вала в месте установки шпонки, мм;

$l_p$  – рабочая длина шпонки, мм;  $l_p = l - b$  или  $l_p = l - b/2$ ;

$[\sigma_{\text{см}}]$  – допускаемое напряжение смятия, МПа;  $[\sigma_{\text{см}}] = 150$  МПа.

Проверку осуществляем в месте посадки полумуфт, зубчатых колес и элементов открытых передач (зубчатые колеса, шкивы, звездочки).

## 11 ПРОВЕРКА ВАЛА НА ВЫНОСЛИВОСТЬ

Проверка вала выполняется после предварительного оформления его чертежа. Это вызвано тем, что усталостная прочность детали определяется рядом факторов, устанавливаемых в процессе проектирования: радиусами галтелей, перепадом диаметров между соседними ступенями вала, шероховатостью поверхности, диаметрами, натягом между валом и деталями и т.д.

По данным расчета (см. раздел 8.2), определяются значения изгибающих моментов и строятся эпюры. Далее находим суммарные изгибающие моменты в опасных сечениях.

Проверяют наиболее опасные сечения, в которых имеется концентрация напряжений. При проверке определяется расчетный коэффициент запаса по выносливости (усталостной прочности) и сопоставляется с допускаемым. Проверочный расчет вала на выносливость является окончательным и основным.

Принимаем, что нормальные напряжения от изгиба изменяются по симметричному циклу, а касательные от кручения по отнулевому.

Прочность вала считается обеспеченной при условии [12]

$$s \geq [s], \quad (11.1)$$

где  $[s]$  – допускаемая величина коэффициента запаса прочности;  $[s] = 1,5 \dots 2,5$ .

Коэффициент запаса прочности в опасном сечении определяется по формуле

$$s = \frac{s_\sigma \cdot s_\tau}{\sqrt{s_\sigma^2 + s_\tau^2}}, \quad (11.2)$$

где  $s_\sigma$  – коэффициент запаса прочности по нормальным напряжениям;

$$s_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{k_\sigma}{\varepsilon_\sigma \cdot \beta} \cdot \sigma_v + \psi_\sigma \cdot \sigma_m}, \quad (11.3)$$

$\sigma_{-1}$  – предел выносливости стали при симметричном цикле изгиба, МПа;

$\sigma_{-1} = 0,43 \cdot \sigma_B$  – для углеродистых сталей;

$\sigma_{-1} = 0,35 \cdot \sigma_B + (70 \dots 120)$  МПа – для углеродистых сталей;

$k_\sigma$  – эффективный коэффициент концентрации нормальных напряжений (табл. П26);

$\varepsilon_\sigma$  – масштабный фактор для нормальных напряжений (табл. П28);

$\beta$  – коэффициент, учитывающий влияние шероховатости поверхности;

$\sigma_v$  – амплитуда цикла нормальных напряжений, равная наибольшему напряжению изгиба  $\sigma_{in}$  в рассматриваемом сечении;

$\sigma_m$  – среднее напряжение цикла нормальных напряжений; если осевая нагрузка  $F_a$  на вал отсутствует или пренебрежимо мала, то принимают  $\sigma_m = 0$ ; в противном случае  $\sigma_m = F_a / (\pi \cdot d^2 / 4)$ ;

$\psi_\sigma$  – коэффициент; для углеродистых сталей, имеющих  $\sigma_B = 650 \dots 750$  МПа, принимаем  $\psi_\sigma = 0,2$ ; для легированных сталей  $\psi_\sigma = 0,25 \dots 0,3$ ;

$s_\tau$  – коэффициент запаса прочности по касательным напряжениям;

$$s_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\frac{k_\tau}{\varepsilon_\tau \cdot \beta} \cdot \tau_v + \psi_\tau \cdot \tau_m}, \quad (11.4)$$

$\tau_{-1}$  – предел выносливости стали при симметричном цикле кручения;  $\tau_{-1} = 0,58 \cdot \sigma_{-1}$ .

Значение коэффициента  $\psi_\tau = 0,1$ .

Остальные обозначения в формуле (11.4) имеют тот же смысл, что и в формуле (11.3), с той лишь разницей, что они относятся к напряжениям кручения.

В процессе расчета рассматривается два случая.

**Случай 1.** В месте установки зубчатого колеса. Концентрация напряжений обусловлена наличием шпоночной канавки.

Амплитуда нормальных напряжений изгиба определяется по формуле

$$\sigma_v = \sigma_{\max} = \frac{M_\Sigma}{W_{\text{нетто}}}, \quad (11.5)$$

где  $M_\Sigma$  – суммарный изгибающий момент, Н·мм;

$W_{\text{нетто}}$  – момент сопротивления кручению, мм<sup>3</sup>;

$$W_{\text{нетто}} = \frac{\pi \cdot d^3}{32} - \frac{b \cdot t_1 \cdot (d - t_1)^2}{2 \cdot d}; \quad (11.6)$$

$d$  – диаметр вала в зоне установки зубчатого колеса, мм;

$b$  – ширина призматической шпонки, мм;

$t_1$  – глубина паза в валу, мм.

Амплитуда и среднее напряжение цикла касательных напряжений определяется по формуле

$$\tau_v = \tau_m = \frac{T}{2 \cdot W_{k\text{нетто}}}, \quad (11.7)$$

где  $T$  – вращающий момент на рассматриваемом валу, Н·мм;

$W_{k\text{нетто}}$  – момент сопротивления изгибу, мм<sup>3</sup>;

$$W_{k\text{нетто}} = \frac{\pi \cdot d^3}{16} - \frac{b \cdot t_1 \cdot (d - t_1)^2}{2 \cdot d}. \quad (11.8)$$

**Случай 2.** В месте установки подшипников. Концентрация напряжений обусловлена посадкой внутреннего кольца подшипника с гарантированным натягом.

Амплитуда нормальных напряжений определяется по формуле

$$\sigma_v = \sigma_{\max} = \frac{M_{\Sigma}}{W}, \quad (11.9)$$

где  $W$  – осевой момент сопротивления сечения,  $\text{мм}^3$ .

$$W = \frac{\pi \cdot d^3}{32}. \quad (11.10)$$

Амплитуда и среднее напряжение цикла касательных напряжений определяется по формуле

$$\tau_v = \tau_m = \frac{T}{2 \cdot W_p}, \quad (11.11)$$

где  $W_p = 2 \cdot W$  – полярный момент сопротивления,  $\text{мм}^3$ .

## 12 ТЕПЛОВОЙ РАСЧЕТ ЧЕРВЯЧНОГО РЕДУКТОРА

Выделение значительного количества теплоты при работе червячной передачи приводит к нагреву масла. При температуре масла, превышающей предельное значение, происходит резкое снижение его вязкости, вследствие чего в передаче возможно возникновение заедания. Для нормальной работы передачи средняя рабочая температура масла  $t_m$  не должна превышать допустимого значения  $[t_m]$ .

При естественном охлаждении редуктора температура масла определяется по формуле

$$t_m = \frac{10^3 (1 - \eta) \cdot P_1}{K_T \cdot A \cdot (1 + \psi)} + t_0 \leq [t_m], \quad (12.1)$$

где  $\eta$  – КПД редуктор;

$P_1$  – мощность на валу червяка, кВт;

$K_T$  – коэффициент теплопередачи поверхности корпуса, Вт/(м<sup>2</sup> · °С);  $K_T = 12 \dots 18$  Вт/(м<sup>2</sup> · °С);

$A$  – площадь поверхности охлаждения корпуса редуктора без учета площади его дна, м<sup>2</sup>;

$\psi$  – коэффициент, учитывающий отвод теплоты от корпуса редуктора через основание (металлическую раму или плиту);  $\psi = 0,2 \dots 0,3$  при установке корпуса на металлическое основание;  $\psi = 0$  при установке на фундамент с плохой теплопроводностью (бетонный);

$t_0$  – температура окружающего воздуха, °С;  $t_0 = 20 \dots 30$  °С;

$[t_M]$  – допустимая температура масла, °С;  $[t_M] = 95$  °С.

Площадь  $A$  поверхности охлаждения корпуса редуктора определяется по формуле

$$A = 20 \cdot a_{\text{вт}}^{1,7}. \quad (12.2)$$

Если в результате расчета  $t_M > [t_M]$ , то предусматривают отвод избыточного количества теплоты следующими способами:

- оребрением корпуса (увеличивается  $A$ );
- искусственной вентиляцией (возрастает  $K_T$ );
- с помощью системы жидкостного охлаждения (снижается  $t_M$ );
- применением циркуляционной смазочной системы с охлаждением.

Расположение ребер выбирается из условия лучшего обтекания их воздухом. При естественном охлаждении редуктора ребра располагают вертикально, чтобы нагретый воздух двигался вверх, при искусственном – горизонтально, т.е. вдоль направления потока воздуха от вентилятора.

Если при естественном охлаждении оребрение не дает желаемого результата, то необходимо применять искусственное охлаждение, например, обдув корпуса воздухом с помощью вентилятора, крыльчатка которого закреплена на быстроходном валу так, чтобы воздушный поток обдувал возможно большую часть поверхности корпуса. Крыльчатку закрывают кожухом, а ребра на корпусе располагают горизонтально. В этом случае  $K_T = 20 \dots 30$  Вт/(м<sup>2</sup> · °С).

Для отвода значительного количества теплоты применяют систему жидкостного охлаждения ( $K_T = 100 \dots 200 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ \text{С})$ ) или циркуляционную смазочную систему.

### 13 ВЫБОР И НАЗНАЧЕНИЕ ПОСАДОК ОСНОВНЫХ ДЕТАЛЕЙ РЕДУКТОРА И ЭЛЕМЕНТОВ ПЕРЕДАЧ

Рекомендуемые посадки основных деталей редукторов, шкивов, звездочек и муфт представлены в табл. 13.1.

Таблица 13.1

Посадки основных деталей передач

Рекомендуемые посадки	Пример соединения
$\frac{H7}{r6}; \frac{H7}{s6}$	Зубчатые колеса на валы при тяжелых ударных нагрузках
$\frac{H7}{p6}; \frac{H7}{r6}$	Зубчатые колеса и зубчатые муфты на валы
$\frac{H7}{n6}; \frac{H7}{m6}; \frac{H7}{k6}$	Зубчатые колеса при частом демонтаже; шестерни на валах электродвигателей; муфты; мазеудерживающие кольца
$\frac{H7}{j_s6}; \frac{H7}{h6}; \frac{H7}{h7}$	Стаканы под подшипники качения в корпусе; распорные втулки
$\frac{H7}{r6}$	Муфты при тяжелых ударных нагрузках
$\frac{H7}{j_s6}; \frac{H7}{h6}$	Шкивы и звездочки
$\frac{H8}{h8}$	Распорные кольца; сальники
Отклонение вала $k6$	Внутренние кольца подшипников качения на валы
Отклонение отверстия $H7$	Наружные кольца подшипников качения в корпусе

## 14 СМАЗКА РЕДУКТОРА

Для уменьшения потерь мощности на трение, снижение интенсивности изнашивания трущихся поверхностей, их охлаждения и очистки от продуктов износа, а также для предохранения от заедания, задиrow, коррозии должно быть обеспечено надежное смазывание трущихся поверхностей.

Подробно вопросы смазки редукторов рассмотрены в работе [9], [12].

## ЛИТЕРАТУРА

1. ГОСТ 18498–89. Передачи червячные. Термины, определения и обозначения. – М. : Из-во стандартов, 1992. – 85 с.
2. ГОСТ 19036–94. Передачи червячные цилиндрические. Исходный червяк и исходный производящий червяк. – М. : Из-во стандартов, 1994. – 8 с.
3. ГОСТ 2.406–76. Правила выполнения чертежей цилиндрических червяков и червячных колес. – М. : Из-во стандартов, 1977. – 5 с.
4. ГОСТ 21354–87. Передачи зубчатые цилиндрические эвольвентные внешнего зацепления. Расчет на прочность. – М. : Из-во стандартов, 1988. – 129 с.
5. Акулов, Н. В. Разработка привода с одноступенчатым приводом : практ. руководство / Н. В. Акулов, Э. Я. Коновалов. – Гомель : ГГТУ, 2005. – 152 с.
6. Акулов, Н. В. Расчет и конструирование открытых механических передач: метод. указания к курсовому проекту / Н. В. Акулов, Е. М. Глушак. – Гомель : ГГТУ, 2009. – 47 с.
7. Гурин В. В. Детали машин. Курсовое проектирование : учебник / В. В. Гурин, В. М. Замятин, А. М. Попов. – Томск : Из-во Томс. политехн. ун-та, 2009. – Кн. 1. – 378 с.
8. Детали машин и основы конструирования / под ред. М. Н. Ерохина. – М. : КолосС, 2005. – 462 с.
9. Дунаев, П. Ф. Конструирование узлов и деталей машин: Учеб. пособие / П. Ф. Дунаев, О.П. Леликов. – М. : Высш. шк, 2000. – 447 с.
10. Иванов М. Н. Детали машин : учеб. для студентов втузов / под ред. В. А. Финогенова. – М. : Высш. шк., 2000. – 383 с.
11. Курсовое проектирование деталей машин : учеб. пособие / С. А. Чернавский [и др.]. – М. : Машиностроение, 1987. – 416 с.
12. Столяров, А. И. Проектирование механического привода с многоступенчатым приводом. Цилиндрические редукторы : учеб.-метод. пособие к курсовому проектированию по дисциплине «Детали машин» / А. И. Столяров, Н. В. Акулов. – Гомель : ГГТУ им. П. О. Сухого, 2017. – 76 с.
13. Санюкевич, Ф. М. Детали машин. Курсовое проектирование: Учебное пособие. – Брест: БГТУ, 2004. – 488 с.
14. Тюняев, А. В. Детали машин : учебник / А. В. Тюняев, В. П. Звездаков, В. А. Вагнер. – СПб. : Издательство «Лань», 2013. – 736 с.
15. Шейнблит, А. Е. Курсовое проектирование деталей машин : учеб. пособие / А. Е. Шейнблит. – Калининград : Янтар. сказ, 2002. – 454 с.

## ПРИЛОЖЕНИЕ

Таблица П.1

**Значения КПД механических передач  
(без учета потерь в подшипниках)**

Тип передачи	КПД передач	
	закрытых	открытых
Зубчатая цилиндрическая	0,95÷0,98	0,92÷0,94
Зубчатая коническая	0,94÷0,97	0,91÷0,93
Червячная при числе заходов червяка:		
1	0,68÷0,72	0,52÷0,62
2	0,73÷0,78	0,62÷0,72
4	0,78÷0,84	0,94÷0,97
Цепная	0,94÷0,96	0,91÷0,93
Ременная:		
– клиновая	0,93÷0,95	
– плоская	0,94÷0,96	
Муфты	0,98÷0,99	
Подшипники качения (одна пара)	0,99÷0,995	

Таблица П.2

**Двигатели закрытые обдуваемые единой серии АИР  
(тип/асинхронная частота вращения)**

Мощность, кВт	Синхронная частота вращения вала двигателя, мин <sup>-1</sup>											
	3000			1500			1000			750		
	Типоразмер	Асинхронная частота вращения, мин <sup>-1</sup>	$\frac{T_{\Pi}}{T}$	Типоразмер	Асинхронная частота вращения, мин <sup>-1</sup>	$\frac{T_{\Pi}}{T}$	Типоразмер	Асинхронная частота вращения, мин <sup>-1</sup>	$\frac{T_{\Pi}}{T}$	Типоразмер	Асинхронная частота вращения, мин <sup>-1</sup>	$\frac{T_{\Pi}}{T}$
0,75	71A2	2820	2,2	71 B4	1350	2,2	80A6	920	2,2	90LA8	705	2,2
1,1	71B2	2805	2,2	80A4	1395	2,2	80B6	920	2,2	90LB8	715	2,2
1,5	80A2	2850	2,2	80B4	1395	2,2	90L6	925	2,2	100L8	702	2,2
2,2	80B2	2850	2,2	90L4	1395	2,2	100L6	945	2,2	112MA8	709	2,2
3	90L2	2850	2,2	100S4	1410	2,2	112MA6	950	2,2	112MB8	709	2,2
4	100S2	2850	2,2	100L4	1410	2,2	112MB6	950	2,2	132S8	716	2,2
5,5	100L2	2850	2,2	112M4	1432	2,2	132S6	960	2,2	132M8	712	2,2
7,5	112M2	2895	2,2	132S4	1440	2,2	132M6	960	2,2	160S8	727	2,4
11	132M2	2910	2,2	132M4	1447	2,2	160S6	970	2,5	160M8	727	2,4

Окончание табл. П.2

15	160S2	2910	2,7	160S4	1455	2,9	160M6	970	2,6	180M8	731	2,2
18,5	160M2	2910	2,7	160M4	1455	2,9	180M6	980	2,4	—	—	—
22	180S2	2919	2,7	180S4	1462	2,4	—	—	—	—	—	—
30	180M2	2925	2,7	180M4	1470	2,7	—	—	—	—	—	—

Примечания: Пример условного обозначения двигателя: «Двигатель АИР100L2 ТУ;  $T_{п}$  – пиковое значение электромагнитного момента.  $T$  – номинальный момент двигателя.

Таблица П.3

**Передаточные числа механических передач**

Вид передачи	Передаточное число	
	среднее значение	наибольшее значение
Зубчатая передача одноступенчатая с: – цилиндрическими прямозубыми колесами – цилиндрическими косозубыми колесами – коническими прямозубыми колесами – коническими косозубыми и круглозубыми колесами	3 ... 4 3 ... 5 2 ... 3 2 ... 4	10 10 4 6
Червячная передача	10 ... 40	80
Ременная передача: – плоскоременная – клиноременная	2 ... 5 2 ... 5	6 7
Цепная передача	2 ... 6	8
Открытая зубчатая передача: – цилиндрическая – коническая	4 ... 6 2 ... 3	8 4

Таблица П.4

**Ряды стандартных осевых модулей зацепления червячных цилиндрических передач  $m$ , мм (ГОСТ 19672–74)**

1-й ряд	...	...	...	...	0,25	0,315	0,4	0,5	0,63	0,8	1	1,25	1,6
	2	2,5	3,15	4	5	6,3	8	10	12,5	16	20	25	
2-й ряд	0,12	0,15	0,3	0,6	1,5	3	3,5	6	7	12			

Таблица П.5

**Ряды коэффициентов диаметра червяка  $q$  мм (ГОСТ 19672–74)**

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

Таблица П.6

**Ряды стандартных значений передаточных чисел  
червячных цилиндрических передач (ГОСТ 2144–76)**

1-й ряд	8	10	12,5	16	20	25	31,5	40	50	63
2-й ряд	9	11,2	14	18	22,4	28	35,5	45	56	

Примечание. Фактическое значение передаточного числа не должно отличаться от номинального более чем на 4 %.

Таблица П.7

**Числа заходов червяка  $z_1$ , зубьев червячных колес  $z_2$ , коэффициенты  
диаметра червяка  $q$  и межосевые расстояния  $a_w$  червячных  
цилиндрических передач (ГОСТ 2144–76)**

$z_1$	1				2				4					
$z_2$	22	24	26	28	30	32	36	40	46	50	58	63	73	80
$q$	1-й ряд						6,3	8	10	12,5	16	20	25	
	2-й ряд						7,1	9	11,2	14	18	22,4		

$a_w$ , мм	40	50	63	71	80	90	100	112	125
	140	160	180	200	225	250	280	315	355

Примечание. Для нестандартных передач можно не придерживаться стандартных значений  $a_w$ .  
В этом случае полученное в результате расчета значение межосевого расстояния округляют до ближайшего большего значения из ряда нормальных линейных размеров по ГОСТ 6636–69 (см. табл. П8)

Таблица П.8

**Номинальные линейные размеры (ГОСТ 6636–69)**

Основные размеры, мм	... 1,0; 1,05; 1,1; 1,15; 1,2; 1,3; 1,4; 1,5; 1,6; 1,7; 1,8; 1,9; 2,0; 2,1; 2,2; 2,3; 2,4; 2,5; 2,6; 2,8; 3,0; 3,2; 3,4; 3,6; 3,8; 4,0; 4,2; 4,5; 4,8; 5,0; 5,3; 5,6; 6,0; 6,3; 6,7; 7,1; 7,5; 8,0; 8,5; 9,0; 9,5; 10; 10,5; 11; 11,5; 12; 13; 14; 15; 16; 17; 18; 19; 20; 21; 22; 24; 25; 26; 28; 30; 32; 34; 36; 38; 40; 42; 45; 48; 50; 53; 56; 60; 63; 67; 71; 75; 80; 85; 95; 100; 105; 110; 120; 125; 130; 140; 150; 160; 170; 180; 190; 200; 210; 220; 240; 250; 260; 280; 300; 320; 340; 360; 380; 400; 420; 450; 480; 500; 530; 560; 600; 630; 670; 710; 750; 800; 850; 900; 950
Дополнительные размеры, мм	...1,25; 1,35; 1,45; 1,65; 1,75; 1,85; 1,95; 2,05; 2,15; 2,3; 2,7; 2,9; 3,1; 3,3; 3,5; 3,7; 3,9; 4,1; 4,4; 4,6; 4,9; 5,2; 5,5; 5,8; 6,2; 6,5; 7,0; 7,3; 7,8; 8,2; 8,8; 9,2; 9,8; 10,2; 10,8; 11,2; 11,8; 12,5; 13,5; 14,5; 15,5; 16,5; 17,5; 18,5; 19,5; 20,5; 21,5; 23; 27; 29; 31; 33; 35; 37; 39; 41; 44; 46; 49; 52; 55; 58; 62; 65; 70; 73; 78; 82; 88; 98; 102; 108; 112; 115; 118; 135; 145; 155; 165; 175; 185; 195; 205; 215; 230; 270; 290; 310; 315; 330; 350; 370; 390; 410; 440; 460; 490; 515; 545; 580; 615; 650; 690; 730; 775; 825; 875; 925; 975

Таблица П.9

## Материалы, применяемые для изготовления червячных колес и червяков

Червячное колесо					
материал	Способ отливки	$\sigma_b$	$\sigma_T$	Твердость НВ	Модуль упругости $E \cdot 10^5$ , МПа
		МПа			
БрО10Н1Ф1	Ц	285	165	110	1,05
БрО10Ф1	К	275	200	100	1,02
	З	230	140	80	0,75
БрО5Ц5С5	К	200	90	60	0,59
	З	145	80	50	0,52
БрА10Ж4Н4	Ц	700	460	140	1,10
	К	650	430	130	1,08
БрА10Ж3Мц1,5	К	550	360	125	1,08
	З	450	300	120	1,10
БрА9Ж3Л	Ц	530	245	115	1,06
	К	500	230	105	1,03
	З	425	195	95	0,91
ЛЦ23А6Ж3Мц2	Ц	500	330	90	0,87
	К	450	295	80	0,74
	З	400	260	60	0,59
СЧ 15	З	150	–	210	2,0
СЧ 18		180	–	220	2,0
Червяк					
марка стали				твердость	
45; 50; 20Х; 40Х; 40ХН; 20ХНЗА; 12ХНЗА; 18ХГТ; 38Х2МЮА; 38Х2Ю				HRC 45 ... 62	
40ХН; 30ХГН; 20ХГР; 20ХНЗА; 38ХГН; 30ХГС; 35ХГСА				HRC 45 ... 50	
20; 40; 45; 50; Ст6				HB<350	
Примечание. Ц, К, З – отливки: центробежная, в кокиль, в песчаную форму					

Таблица П.10

Значение коэффициента износа  $C_v$ 

Скорость скольжения $v_s$ , м/с	5	6	7	$\geq 8$
Коэффициент износа $C_v$	0,95	0,88	0,83	0,8

Таблица П.11

## Коэффициенты эквивалентности

Типовой режим	0	I	II	III	IV	V
$K_{HE}$	1,0	0,416	0,2	0,121	0,081	0,034
$K_{FE}$	1,0	0,2	0,1	0,04	0,016	0,004

Таблица П.12

Рекомендуемые числа заходов червяка  $z_1$ 

Передаточное число $u$	$8 \leq u \leq 14$	$14 \leq u \leq 30$	$u > 30$
Число заходов червяка $z_1$	4	2	1

Таблица П.13

Коэффициент деформации червяка  $\theta$ 

Число заходов червяка $z_1$	Коэффициент $\theta$ при $q$							
	8	9	10	12	12,5	14	16	20
1	72	89	108	147	157	176	215	300
2	57	71	86	117	125	140	171	238
4	47	58	70	94	101	112	137	190

Таблица П.14

Отношение средневзвешенного момента к максимальному  $X$ 

Типовой режим	0	I	II	III	IV	V
$X$	1,0	0,77	0,5	0,5	0,38	0,31

Таблица П.15

Коэффициент  $Y_{F2}$  формы зуба в зависимости от эквивалентного числа зубьев

$z_v$	20	24	26	28	30	32	35	37
$Y_{F2}$	1,98	1,88	1,85	1,80	1,76	1,71	1,64	1,61
$z_v$	40	45	50	60	80	100	150	300
$Y_{F2}$	1,55	1,48	1,45	1,40	1,34	1,30	1,27	1,24

**Коэффициенты радиальной и осевой нагрузок для выбора радиальных  
и радиально-упорных шарикоподшипников**

Тип подшипника			Однорядные		Двухрядные				<i>e</i>	
			$\frac{F_a}{V \cdot F_r} > e$		$\frac{F_a}{V \cdot F_r} \leq e$		$\frac{F_a}{V \cdot F_r} > e$			
$\alpha$	$\frac{F_a}{C_0}$	$\frac{i \cdot F_a}{C_0}$	<i>X</i>	<i>Y</i>	<i>X</i>	<i>Y</i>	<i>X</i>	<i>Y</i>		
0°	0,014		0,56	2,30	1	0	0,56	2,30	0,19	
	0,028			1,99				1,99	0,22	
	0,056			1,71				1,71	0,26	
	0,084			1,55				1,55	0,28	
	0,110			1,45				1,45	0,30	
	0,170			1,31				1,31	0,34	
	0,280			1,15				1,15	0,38	
	0,420			1,04				1,04	0,42	
	0,560			1,00				1,00	0,44	
	12°	0,014		0,014				0,45	1,72	1
0,029		0,029	1,62	1,82	2,58	0,35				
0,057		0,057	1,43	1,64	2,33	0,39				
0,086		0,086	1,34	1,53	2,17	0,41				
0,110		0,110	1,28	1,47	2,08	0,43				
0,170		0,170	1,19	1,36	1,93	0,46				
0,290		0,290	1,07	1,22	1,74	0,51				
0,430		0,430	1,01	1,15	1,64	0,55				
0,570		0,570	1,00	1,14	1,63	0,55				
15°		0,015	0,015	0,44	1,47	1	1,65		0,72	
	0,029	0,029	1,40		1,57			2,28		0,40
	0,058	0,058	1,30		1,46			2,11		0,43
	0,087	0,087	1,23		1,38			2,00		0,46
	0,120	0,120	1,19		1,34			1,93		0,47
	0,170	0,170	1,12		1,26			1,82		0,50
	0,290	0,290	1,02		1,14			1,66		0,55
	0,440	0,440	1,00		1,12			1,63		0,56
	0,580	0,580	1,00		1,12			1,63		0,56
	20°				0,43			1,00		1
25°			0,41	0,87		0,92	0,67	1,41	0,68	
26°			0,40	0,83		0,86	0,65	1,34	0,73	
30°			0,39	0,76		0,78	0,63	1,24	0,80	
35°			0,37	0,66		0,66	0,60	1,07	0,95	
40°			0,35	0,57		0,55	0,57	0,93	1,14	
45°			0,33	0,50		0,47	0,54	0,81	1,34	

Тип подшипника			Однорядные		Двухрядные				$e$
			$\frac{F_a}{V \cdot F_r} > e$		$\frac{F_a}{V \cdot F_r} \leq e$		$\frac{F_a}{V \cdot F_r} > e$		
$\alpha$	$\frac{F_a}{C_0}$	$\frac{i \cdot F_a}{C_0}$	$X$	$Y$	$X$	$Y$	$X$	$Y$	
Шариковый сферический подшипник			0,4	$0,4ctg\alpha$	1	$0,42ctg\alpha$	0,65	$0,65ctg\alpha$	$1,5tg\alpha$
Примечание. 1. Для однорядных подшипников при $\frac{F_a}{V \cdot F_r} \leq e$ принимаются $X = 1$ и $T = 0$ .									
2. $i$ – число рядов тел									

Таблица П.17

**Коэффициенты радиальной и осевой нагрузок для выбора радиально-упорных и радиальных самоустанавливающихся роликоподшипников**

$\frac{F_a}{V \cdot F_r} \leq e$		$\frac{F_a}{V \cdot F_r} > e$		$e$
$X$	$Y$	$X$	$Y$	
Подшипники однорядные				
1	0	0,4	...	$1,5tg\alpha$
Подшипники двухрядные				
1	$0,45ctg\alpha$	0,67	$0,67ctg\alpha$	$1,5tg\alpha$

Таблица П.18

**Коэффициенты безопасности  $K_6$  в зависимости от характера нагрузки**

Характеристика нагрузки на подшипник	$K_6$	Использование
Спокойная нагрузка без толчков	1	Ролики ленточных конвейеров; маломощные кинематические редукторы и приводы
Легкие толчки. Кратковременная перегрузка до 125 % номинальной расчетной нагрузки	1 ... 1,2	Прецизионные зубчатые передачи; металлорежущие станки, кроме строгальных и долбежных; блоки; электродвигатели малой и средней мощности; легкие вентиляторы и воздуходувки
Умеренные толчки. Вибрационная нагрузка. Кратковременная перегрузка до 150 % номинальной расчетной нагрузки	1,3 ... 1,5	Буксы рельсового подвижного состава; зубчатые передачи 7-й и 8-й степеней точности; редукторы всех конструкций
То же в условиях повышенной надежности	1,5 ... 1,8	Центрифуги; мощные электрические машины; энергетическое оборудование

Характеристика нагрузки на подшипник	$K_6$	Использование
Нагрузки со значительными толчками и вибрацией. Кратковременная перегрузка до 200 % номинальной расчетной нагрузки	1,8 ... 2,5	Зубчатые передачи 9-й степени точности; дробилки и копры; кривошипно-шатунные механизмы; валки прокатных станов; мощные вентиляторы и эксгаустеры
Нагрузки с сильными ударами. Кратковременная перегрузка до 300 % номинальной расчетной нагрузки	2,5 ... 3,0	Тяжелые ковочные машины; лесопильные рамы; рабочие рольганги у крупносортовых станов, блюмингов и слябингов

Таблица П.19

**Температурные коэффициенты  $K_T$  в зависимости от рабочей температуры подшипника [5]**

$С^{\circ}$	$K_T$	$С^{\circ}$	$K_T$
125	1,05	200	1,25
150	1,10	225	1,35
175	1,15	250	1,40

Таблица П.20

**Формулы для расчета эквивалентной динамической нагрузки [3]**

Тип подшипника	$P_9, Н$	
	$\frac{F_a}{V \cdot F_r} \leq e$	$\frac{F_a}{V \cdot F_r} > e$
Радиальный шариковый	$P_9 = V \cdot F_r \cdot K_6 \cdot K_T$	$P_9 = (0,56 \cdot V \cdot F_r + Y \cdot F_a) \cdot K_6 \cdot K_T$
Радиальный сферический двухрядный	$P_9 = (X \cdot V \cdot F_r + Y \cdot F_a) \cdot K_6 \cdot K_T$	
Радиальный с короткими цилиндрическими роликами	$P_9 = V \cdot F_r \cdot K_6 \cdot K_T$	
Радиально-упорный шариковый	$P_9 = V \cdot F_r \cdot K_6 \cdot K_T$	$P_9 = (X \cdot V \cdot F_r + Y \cdot F_a) \cdot K_6 \cdot K_T$
Конический роликовый	$P_9 = V \cdot F_r \cdot K_6 \cdot K_T$	$P_9 = (0,4 \cdot V \cdot F_r + Y \cdot F_a) \cdot K_6 \cdot K_T$
Упорный (шариковый, роликовый)	$P_9 = F_a \cdot K_6 \cdot K_T$	

Таблица П.21

**Формулы для определения расчетных осевых нагрузок**

Условия нагружения	Расчетные осевые нагрузки на подшипник	
	в опоре I	в опоре II
$F_{sI} \geq F_{sII}$ $F_{ab} \geq 0$	$F_{aI} = F_{sI}$	$F_{aII} = F_{sI} + F_{ab}$
$F_{sI} < F_{sII}$ $F_{ab} \geq F_{sII} - F_{sI}$		
$F_{sI} < F_{sII}$ $F_{ab} \leq F_{sII} - F_{sI}$	$F_{aI} = F_{sII} - F_{ab}$	$F_{aII} = F_{sII}$

## СОДЕРЖАНИЕ

Введение .....	3
1 Выбор электродвигателя и кинематический расчет привода ...	4
1.1 Схемы приводов и их краткая характеристика .....	4
1.2 Определение расчетной мощности привода .....	6
1.3 Выбор электродвигателя .....	6
1.4 Определение общего передаточного числа привода и разбивка его по отдельным передачам и ступеням редуктора .....	7
1.5 Силовые и кинематические параметры привода .....	8
2 Методика расчета параметров зацепления многоступенчатого червячного редуктора .....	9
2.1 Общие сведения .....	9
2.2 Расчет червячной передачи .....	12
3 Расчет открытых передач привода .....	25
4 Предварительный расчет валов. Выбор муфты .....	26
5 Конструирование червячных колес .....	27
6 Конструктивные размеры корпуса и крышки редуктора .....	29
7 Первый этап эскизной компоновки многоступенчатого червячного редуктора .....	31
8 Проверка долговечности подшипников по динамической грузоподъемности .....	36
8.1 Определение сил, действующих в червячном зацеплении, элементах открытых передач и муфте .....	36
8.2 Расчет червячной передачи на жесткость .....	38
8.3 Подбор подшипников по динамической грузоподъемности	38
9 Второй этап эскизной компоновки .....	42
10 Проверка прочности шпоночных соединений .....	43
11 Проверка вала на выносливость .....	43
12 Тепловой расчет червячного редуктора .....	46
13 Выбор и назначение посадок основных деталей редуктора и элементов передач .....	48
14 Смазка редуктора .....	49
Литература .....	50
Приложение .....	51

# **ПРОЕКТИРОВАНИЕ МНОГОСТУПЕНЧАТОГО ЧЕРВЯЧНОГО РЕДУКТОРА**

**Учебно-методическое пособие  
к курсовому проектированию  
по дисциплине «Детали машин»  
для студентов специальностей 1-36 01 01 «Технология  
машиностроения» и 1-36 12 01 «Проектирование  
и производство сельскохозяйственной техники»  
дневной и заочной форм обучения**

**Составитель Акулов Николай Владимирович**

Подписано к размещению в электронную библиотеку  
ГГТУ им. П. О. Сухого в качестве электронного  
учебно-методического документа 10.11.20.

Рег. № 68Е.  
<http://www.gstu.by>