

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ
Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение
высшего профессионального образования
САНКТ-ПЕТЕРБУРГСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ
АЭРОКОСМИЧЕСКОГО ПРИБОРОСТРОЕНИЯ

РАСЧЕТ И ПРОЕКТИРОВАНИЕ МЕХАНИЗМОВ ПРИБОРОВ

Методические указания
к выполнению курсового проекта



Санкт-Петербург
2011

Составители: А. И. Скалон, Л. С. Лукичева, И. Н. Лукьяненко,
О. В. Опалихина

Рецензент доктор технических наук, профессор *В. П. Ларин*

Методические указания содержат необходимые сведения для выполнения курсового проекта по расчету и проектированию механизмов и входящих в их состав деталей. В них приводятся описание и различные варианты заданий по курсовому проекту. Рассматриваются примеры выбора двигателя, кинематического и силового расчета механизма, выбора и расчета подшипников и элементов крепления, подбора типовой конструкции.

Предназначены для студентов заочного факультета, изучающих дисциплины «Теория механизмов приборов», «Детали машин и основы конструирования», «Теория механизмов и детали приборов».

Методические указания подготовлены кафедрой «Механика» по рекомендации методического совета факультета инноватики и базовой магистерской подготовки Санкт-Петербургского государственного университета аэрокосмического приборостроения.

Редактор *А. А. Гранаткина*
Верстальщик *С. В. Барашкова*

Сдано в набор 26.11.11. Подписано к печати 28.12.11. Формат 60×84 1/16.

Бумага офсетная. Усл.-печ. л. 4,94. Уч.-изд. л. 4,42.

Тираж 250 экз. Заказ № 644.

Редакционно-издательский центр ГУАП
190000, Санкт-Петербург, Б. Морская ул., 67

© Санкт-Петербургский государственный
университет аэрокосмического
приборостроения (ГУАП), 2011

ВВЕДЕНИЕ

Современные тенденции развития авиационной и космической техники характеризуются усложнением схемотехнических решений и высокой насыщенностью технических объектов специальными измерительными системами. Это требует создания приборов и устройств нового поколения и усовершенствования уже существующих.

При проектировании технических объектов необходимо обеспечить ряд требований, основными из которых являются минимальные масса, габаритные размеры и стоимость, высокая надежность и эксплуатационное совершенство проектируемых изделий. Поэтому весьма актуально создание микромеханических устройств, отвечающих современным тенденциям развития аэрокосмической отрасли [1–5].

Темой курсового проекта являются расчет и конструирование исполнительного механизма, состоящего из двигателя и редуктора, подключаемого к нагрузке. Такие механизмы (например, механизмы управления рулями летательного аппарата, электромеханизмы приводов, гиросtabilизаторы и т. д.) находят широкое применение в приборах и устройствах летательных аппаратов для дистанционной передачи измеряемых параметров (указатели высоты и скорости, авиагоризонта и курсовой системы), а также поддержания технических параметров на определенном уровне.

Наряду с микромеханическими устройствами (гироскопы и акселерометры, датчики давления и угловых скоростей) используются и классические механизмы, габаритные размеры которых превышают микромеханические размеры, но в то же время удовлетворяют требованиям минимизации массогабаритных показателей.

Назначение и достоинства приборного исполнительного механизма рассмотрим на примере классического барометрического виссотомера, кинематическая схема которого для двух вариантов ис-

полнения прибора – с исполнительным механизмом и без него – представлена на рис. 1.

Барометрические высотомеры используются в авиации очень давно. Изначально в качестве чувствительных их элементов применялись металлические анероидные коробки [2, 3].

Принцип действия прибора основан на измерении барометрического давления анероидной коробкой 1 и известной зависимости указанного давления от высоты.

Барометрическое давление p устанавливается в корпусе прибора благодаря сообщению его через приемник воздушного давления 3 с окружающей атмосферой.

При изменении высоты полета, а следовательно, и барометрического давления, изменяется деформация анероидной коробки. Смещение ее подвижного центра с помощью индукционного датчика 2 преобразуется в электрический сигнал и подается на двигатель 4 исполнительного механизма, который через редуктор 5 поворачивает стрелку 6 указателя высотомера и подвижный элемент потенциометра 7 или другого датчика угла. На двигатель поступает сигнал, равный разности напряжений индукционного датчика и потенциометра. При достижении стрелкой указателя 6 деления, соответствующего измеряемой высоте полета, разность сигналов становится равной нулю, и двигатель отключается, при этом стрелка прибора указывает высоту полета.

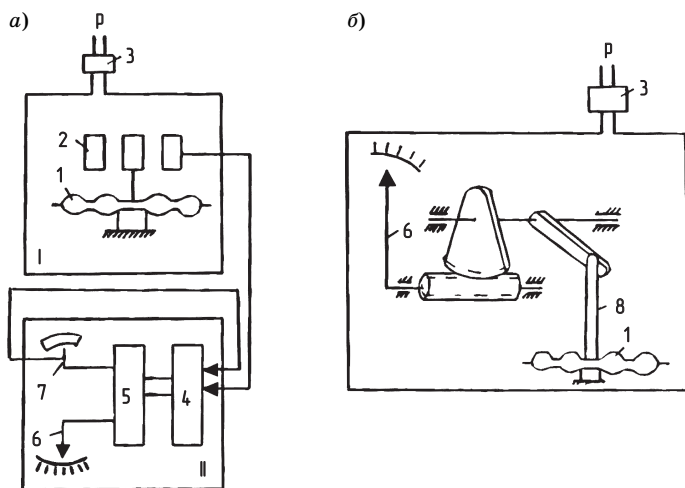


Рис. 1. Кинематические схемы высотомера с исполнительным (а) и без исполнительного (б) механизма

В используемых ранее высотомерах (рис. 1, б) перемещение подвижного центра анероидной коробки преобразовывалось в поворот стрелки с помощью передаточного шарнирно-рычажного механизма 8.

На основании сравнения кинематических схем прибора можно отметить три важных достоинства исполнительного механизма:

1) повышение точности вследствие исключения механического соединения анероидной коробки 1 с передаточным механизмом, который создает дополнительную нагрузку на упругий элемент и искажает его показания;

2) возможность конструктивного оформления прибора в виде двух блоков: указателя и чувствительного элемента, который может быть размещен в непосредственной близости от приемника воздушного давления, что также способствует повышению точности в результате более точного измерения барометрического давления;

3) возможность передачи информации о высоте полета в виде электрического сигнала не только в указатель высотомера, но и в другие системы, например, в автопилот.

Указатели приборов, как это видно из рассмотренного примера, содержат исполнительный механизм, потенциометр, шкалу и стрелку. Аналоговые стрелочные приборы частично сохранились на современных самолетах. Однако в последних разработках аэрокосмической техники они отсутствуют.

Использование в качестве чувствительных элементов высотомеров металлических анероидных коробок делает приборы тяжелыми и громоздкими. Высотомеры со стрелочным индикатором, кроме того, имеют еще ряд недостатков. Они тяжелы в настройке, обладают небольшой точностью (погрешность прибора у поверхности Земли ± 20 м, а на высоте 17000 м она составляет ± 300 м) и не учитывают влияния температуры.

С созданием микросистемной техники появились микромеханические кремниевые датчики давления, позволившие устранить указанные недостатки путем значительного уменьшения массы и габаритных размеров высотомеров. Поэтому их стали широко применять в авиации и космонавтике в составе электронных высотомеров. Основными структурными элементами подобных датчиков являются кремниевый упругий чувствительный элемент и преобразователь его деформации в электрический сигнал, возникающий при измерении давления контролируемой среды.

Современные конструктивные решения микромеханики позволяют создавать датчики как в виде монокристаллического кремния, так и с использованием гибридной технологии. В таких датчиках деформации чувствительного элемента, пропорциональные значению действующего на него давления, измеряются и преобразуются в электрическое напряжение, величина которого пропорциональна величине измеренного давления. Помимо указанных датчиков, широкое распространение получили и другие устройства, спроектированные по микроэлектромеханической технологии. К ним относятся микромеханические датчики угловых скоростей (ДУС) и микромеханические акселерометры [5].

Первое преимущество кремниевых датчиков по сравнению с аналогичными приборами на основе металлических мембран – это долговременная стабильность параметров. Вторым преимуществом кремниевых сенсоров является более высокая чувствительность. Третье преимущество – более высокая точность и линейность характеристики преобразования «давление–напряжение».

Решающим же преимуществом кремниевых датчиков являются компактность, невысокая стоимость (при серийном производстве), высокая надежность и простота эксплуатации. Следует также отметить устойчивость электронных высотомеров к вибрации и ударам, возможность автоматической установки на «ноль», автоматической корректировки, прямой интерфейс с электронной системой навигации [5].

Итак, электронный высотомер на основе микромеханических датчиков давления (рис. 2) по сравнению с высотомерами на основе металлических чувствительных элементов имеет множество преимуществ. Из изложенного следует, что в авиаприборостроении наметилась устойчивая тенденция замены аналоговых стрелочных приборов микроэлектромеханическими устройствами.



Рис. 2. Кремниевый датчик давления

Однако от применения классических исполнительных механизмов в современных изделиях авиационной и космической техники полностью не отказались. Их используют в качестве механизмов управления.

Привод рулевых поверхностей самолета обеспечивается комплексом устройств, отклоняющих рулевые поверхности по сигналу летчика, систем автоматического управления (САУ) и других систем, следящих за динамической

и статической устойчивостью, стабилизацией заданных режимов полета и прочими параметрами.

Замкнутый контур управления самолетом включает в себя:

1) управляющее звено (летчик, САУ, автоматическая система управления и стабилизации и др.);

2) передающее звено (привод рулевых поверхностей самолета);

3) управляемое звено (самолет).

Привод рулевых поверхностей самолета состоит из блока связи, соединяющего привод с системами управления, дистанционной передачи, обеспечивающей передачу сигнала от блоков связи к рулевым поверхностям (устройства суммирования, распределения и изменения сигналов управления), исполнительных механизмов, преобразующих сигнал в механическое перемещение рулевых поверхностей управления, систем энергоснабжения устройств и элементов привода. Обычно применяют механический, гидравлический, электрический и комбинированный приводы.

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

Механические передачи механизмов управления самолетов можно подразделить на передачи:

- вращательного движения;
- преобразования видов движения;
- 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 схемы и конструктивного исполнения различают многоступенчатые передачи:

– с соосной схемой;

– с развернутой схемой;

– комбинированные, включающие в себя различные виды зубчатых передач, в том числе винтовые или червячные передачи.

Механизмы для преобразования одного вида движения в другой можно подразделить на передачи для преобразования:

– вращательного – в поступательное (винтовые, шариковинтовые и др.);

– вращательного – в качательное (рычажные и др.);

– вращательного – одновременно в качательное и возвратно-поступательное (передачи типа «качалка – тяга» и др.);

– возвратно-поступательного – во вращательное.

Среди передач, предназначенных для преобразования вращательного движения в поступательное, наиболее распространены передачи типа «винт-гайка» и шариковинтовые пары.

Для осуществления движения звеньев по заданным законам изменения скорости или заданной траектории применяют кулачковые, рычажные и другие механизмы.

Таким образом, освоив проектирование исполнительных механизмов, студенты приобретают практические навыки расчета и конструирования отдельных элементов и узлов современных изделий авиационной и космической техники. Именно этим обусловлена выбранная тематика курсового проектирования.

1. ОБЩИЕ МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ

1.1. Задание на курсовое проектирование

Техническое задание на курсовое проектирование оформляется в виде самостоятельного документа (Приложение 1).

В курсовом проекте необходимо спроектировать исполнительный механизм, состоящий из двигателя и редуктора с одним выход-

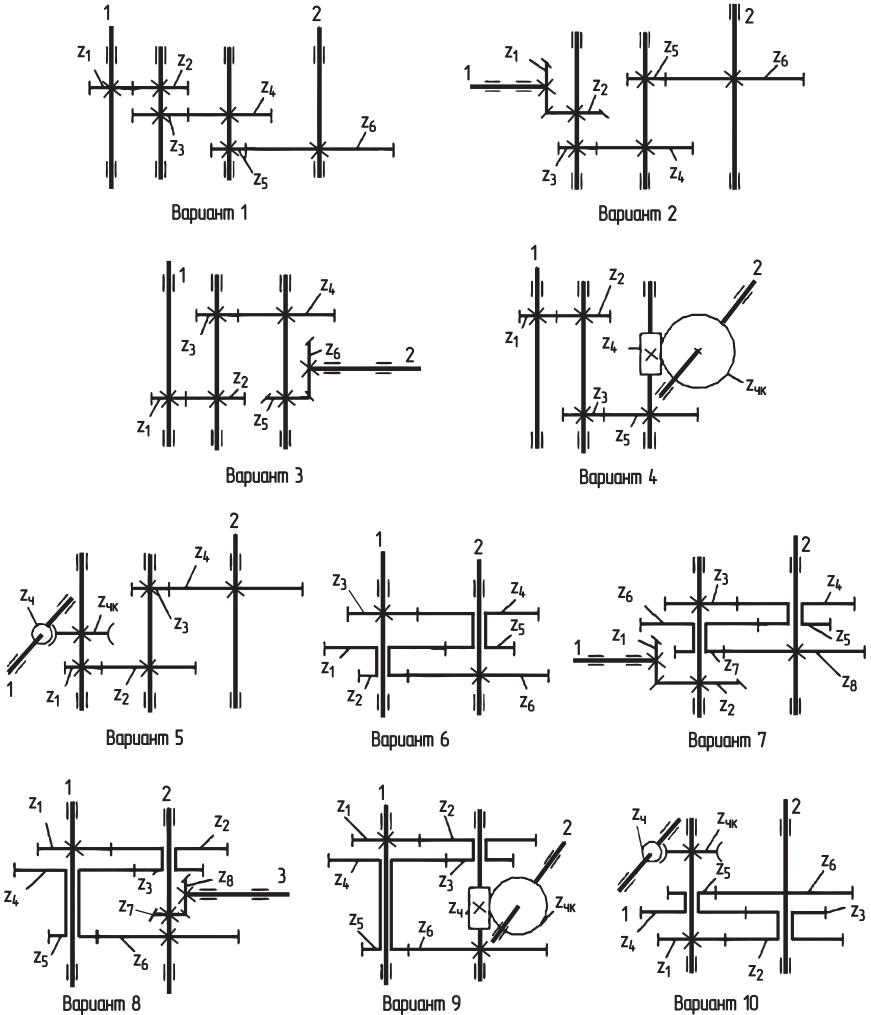


Рис. 3. Варианты кинематической схемы

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 [$\Delta\phi$], угл. мин	30	20	25	30	35	20	40	45	30	

ным валом (рис. 3). Числовые значения параметров механизма $M_{\text{вых}}$, $n_{\text{вых}}$, [$\Delta\phi$] указаны в табл. 1.

Исходные данные и вариант кинематической схемы выбирают в зависимости от последних цифр шифра (номер зачетной книжки): предпоследняя цифра соответствует варианту кинематической схемы (по рис. 3), а последняя – варианту исходных числовых данных, приведенных в табл. 1.

Момент $M_{\text{вых}}$ характеризует момент сопротивления, который должен преодолеть редуктор для совершения полезной работы: в указателях приборов это обычно момент трения в опорах, в силовых устройствах управления рулями – момент, необходимый для поворота рулей 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 по форме (Приложение 1).

На последующих страницах располагают материал пояснительной записки по разделам.

Форма и содержание основной надписи на листах текста пояснительной записки и чертежах 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 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 $n_{\text{дв}}$ до требуемой частоты вращения выходного вала $n_{\text{вых}}$ и увеличивает момент двигателя $M_{\text{дв}}$ до заданного значения его на выходном валу $M_{\text{вых}}$ [2–4].

Соотношения между частотой вращения n и моментом M определяются выражениями

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

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

где U – передаточное отношение редуктора; η – коэффициент полезного действия.

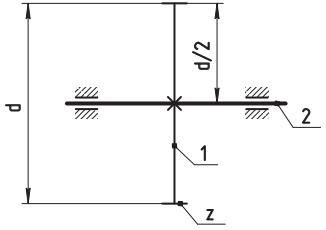
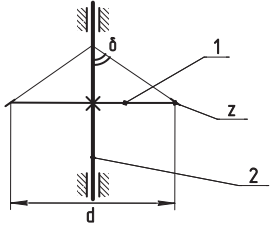
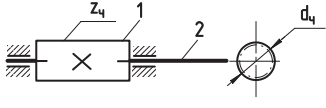
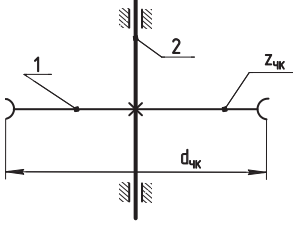
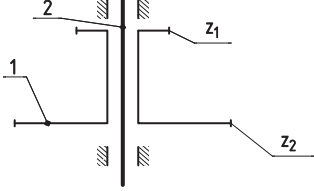
Передаточное отношение многоступенчатого редуктора, имеющего кинематическую схему, изображенную на рис. 3, равно произведению передаточных отношений отдельных ступеней:

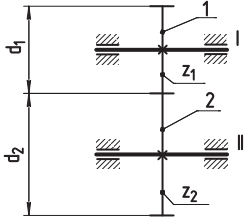
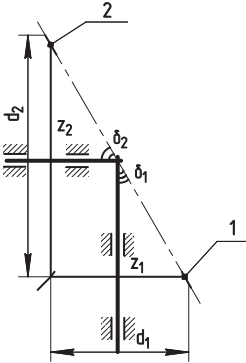
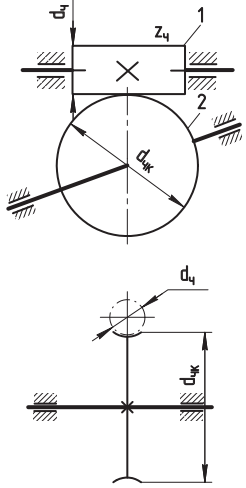
$$U = (-1)^k \prod_{i=1}^k U_i = (-1)^k U_1 U_2 \dots U_k.$$

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 мень-

Условное обозначение зубчатых колес

Условное изображение элементов зубчатых передач	Название элементов зубчатых передач
	<p>Цилиндрическое прямозубое колесо <i>1</i>, закрепленное неподвижно (знак «×») на валу <i>2</i></p>
	<p>Коническое колесо <i>1</i> закреплено неподвижно на валу <i>2</i>, δ – половина угла конуса при вершине</p>
	<p>Червяк <i>1</i>, изготовленный совместно с валом <i>2</i></p>
	<p>Червячное колесо <i>1</i>, закрепленное неподвижно на валу <i>2</i></p>
	<p>Блок зубчатых колес <i>1</i>, состоящий из шестерни z_1 и колеса z_2, установленный по посадке с зазором относительно вала <i>2</i></p>

Условное изображение элементов зубчатых передач	Название элементов зубчатых передач
	<p>Передача цилиндрическая прямозубая: шестерня 1 имеет число зубьев z_1 и диаметр делительной окружности d_1, число зубьев колеса z_2, диаметр делительной окружности d_2.</p> <p>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 z_1 и диаметр делительной окружности d_1, колесо 2 имеет число зубьев z_2 и диаметр делительной окружности d_2.</p> <p>Если вал 1 ведущий, то передаточное число</p> $U = \frac{z_2}{z_1} = \frac{d_2}{d_1}$
	<p>Червячная передача: червяк 1 имеет число заходов $z_ч$ и диаметр делительной окружности $d_ч$, червячное колесо 2 имеет число зубьев $z_чк$ и диаметр делительной окружности $d_чк$.</p> <p>Передаточное число</p> $U = \frac{z_чк}{z_ч} = \frac{d_чк}{d_ч}$

шим 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

$$U = \frac{z_{\text{чк}}}{z_{\text{ч}}} = \frac{d_{\text{чк}}}{d_{\text{ч}}}; \quad (3)$$

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

Например, цилиндрический редуктор варианта 1 схемы на рис. 3 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 на-

зывают 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 и отличается от передаточного отношения, которое равно отношению мгновенных угловых скоростей (частот вращения) ведущего колеса к ведомому и которое может быть меньше или больше единицы, положительным или отрицательным [4].

Кинематические схемы, изображенные на рис. 3, определяют только тип передачи и порядок соединения зубчатых колес, число ступеней в проектируемом редукторе может отличаться от числа их, 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. 3) и соосные (варианты 6–10, рис. 3).

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 находит преимущественное применение в следящих системах приборов.

Передача вращательного движения осуществляется следующим образом (см. рис. 3, 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. 3) имеют более простую конструкцию, содержат меньшее число валов и опор. Передача вращательного движения осуществляется следующим образом (см. вариант 6, рис. 3): вал 1 и закрепленная на этом валу шестерня z_1 вращаются с частотой вращения вала двигателя $n_{\text{дв}}$. 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 данного 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

$$n_1 = n_{\text{дв}} \text{ и } n_{4-5} = \frac{n_{\text{дв}}}{U_1 U_2}.$$

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

$$n_2 = \frac{n_{\text{ДВ}}}{U_1 U_2 U_3},$$

тогда как блок $z_2 - z_3$ вращается с частотой

$$n_{2-3} = \frac{n_{\text{ДВ}}}{U_1}.$$

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.

3. МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ К РАСЧЕТУ ПАРАМЕТРОВ РЕДУКТОРА

Последовательность выполнения расчетов параметров редуктора отражена в содержании пояснительной записки (см. разд. 1.2). Дадим краткие пояснения к расчетам основных параметров.

3.1. Выбор двигателя

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 размерность: $N_{\text{ВЫХ}}$ – Вт, $M_{\text{ВЫХ}}$ – Н · см, $n_{\text{ВЫХ}}$ – об/мин.

Расчет мощности двигателя

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

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

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

При расчете всех параметров необходимо записать формулу, ввести 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 η – КПД механизма, для редуктора с червячной передачей примем $\eta = 0,5$.

Расчет момента двигателя

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

Выбор двигателя

Выбор двигателя производится по каталогу (Приложение 4) с учетом следующих соображений:

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. Частоту вращения двигателя для уменьшения числа ступеней редуктора желательно иметь невысокой, для комбинированного многоступенчатого редуктора он должен быть ориентировочно $n_{\text{дв}} \leq (100 - 1000)n_{\text{вых}}$.

3. Габаритные размеры D и L (рис. 4, 5) желательно иметь меньшими (в пояснительной записке необходимо привести чертеж и указать параметры выбранного двигателя).

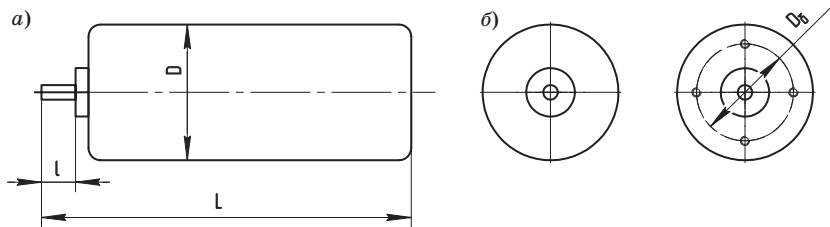


Рис. 4. Габаритные чертежи двигателей без фланца

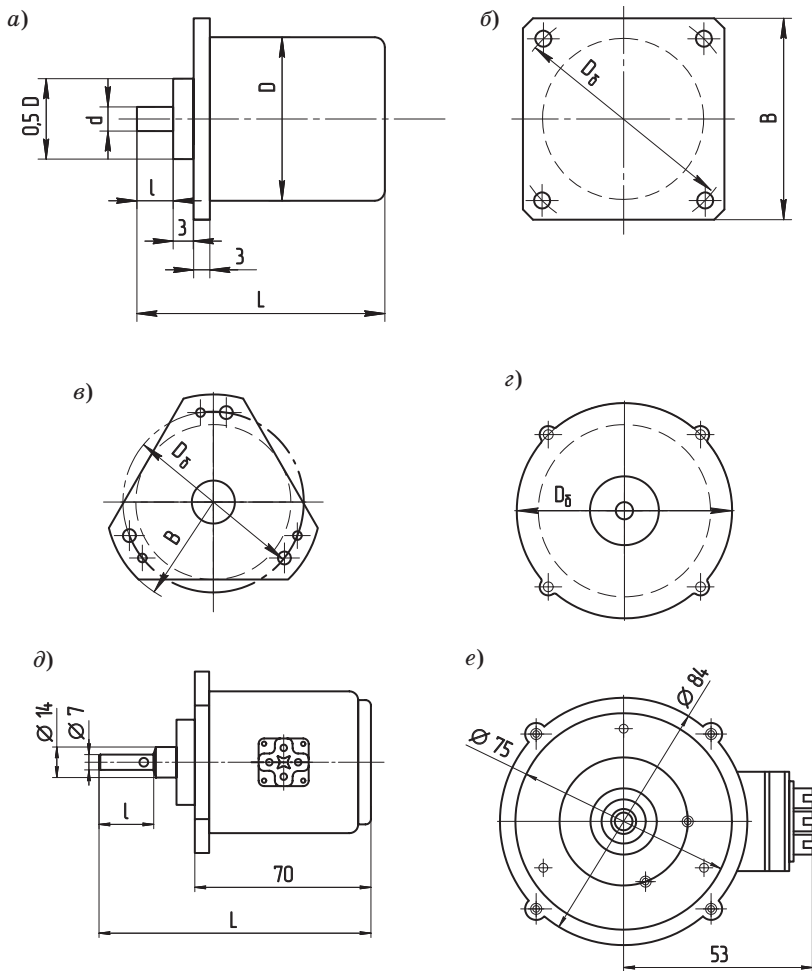


Рис. 5. Габаритные чертежи двигателей с фланцем

Следует иметь в виду, что при одинаковой мощности двигателя меньшие габаритные размеры получают при более высокой частоте вращения. Однако это приводит к увеличению передаточного отношения и числа ступеней редуктора.

3.2. Кинематический расчет редуктора

Вид кинематической схемы и тип используемых зубчатых передач определены заданием варианта (см. рис. 3). В пояснительной записке необходимо привести чертеж кинематической схемы.

Расчет передаточного отношения редуктора

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

Определение передаточных чисел ступеней редуктора

Общее передаточное число редуктора распределяют по ступеням с учетом требований к его инерционности, точности передачи по углу и унификации конструкции. Для снижения инерционности, характеризующей запаздывание в повороте выходного вала по отношению к началу движения входного вала, а также для повышения точности передачи желательно 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 противоречащим друг другу требованиям, экономически целесообразно первое условие выполнить на первых двух ступенях редуктора, а для последующих ступеней 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 ее 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 ступе-

ней 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 ступеней цилиндрической передачи рекомендуется выбирать равным $U_{\max} = 4,5 - 6$.

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

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 кинематической 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.

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

Рассмотрим два примера распределения общего передаточного числа $U = 500$ для вариантов 1 и 5 кинематической схемы (рис. 3).

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

Определим p и U_p , при которых выполняется 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 5 указанной схемы примем

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

По формуле (9)

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

При $p = 1$ и $U_p > U_{\max}$ требуются 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 вычислим, 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 $U_0 = U_{\text{чп}} = 16,7$ и три цилиндрические передачи. Это распре-

деление может быть рекомендовано для варианта 4 кинематической схемы и $U = 2 \cdot 3 \cdot 5 \cdot 16,7$ и соосных ее вариантов 9 и 10.

Определение числа зубьев колес

Соотношение между числом зубьев колеса и шестерни цилиндрической и конической передач определяется передаточным числом U , поэтому, выбрав число зубьев шестерни $z_{ш}$, число зубьев колеса рассчитывают по формуле (4).

Для цилиндрической и конической передач в редукторах с развернутой кинематической цепью (варианты 1–5 схемы на рис. 3) число зубьев шестерни выбирают равным или близким к минимальному z_{\min} , при котором исключается подрезание последних (см. табл. 3). Для большей унификации число зубьев цилиндрических шестерен всех ступеней полагают 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 , получаем

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

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

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

Данное условие 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, полагая для уменьшения габаритных размеров $z_{ш} = 17 - 20$.

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

$$z_1 = \frac{z_0}{1+U_1}, \quad z_2 = z_0 - z_1,$$

$$z_3 = \frac{z_0}{1+U_2}, \quad z_4 = z_0 - z_3,$$

.....

(13)

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

Число зубьев червячного колеса определяют по формуле (3), выбрав число заходов червяка $z_{\text{ч}} = 1 - 4$ таким образом, 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.

Обеспечение требуемой точности редуктора

Точность реализации требуемого передаточного отношения редуктора, рассчитанного по формуле (1), оценивают по выражению

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

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

Значение γ сравнивают с допустимым значением $[\gamma] = 0,02 - 0,03$. При невыполнении условия $\gamma \leq [\gamma]$ погрешность γ уменьшают корректировкой числа зубьев. Корректировка достигается увеличением числа зубьев шестерни на 1–3 зуба при неизменном числе зубьев колес или одновременном их увеличении или уменьшении. В соосных редукторах при корректировке обязательным является выполнение условия соосности.

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. 3 и табл. 4):

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

и находят значения функций $\sin \delta_{ш,к}$, $\cos \delta_{ш,к}$.

Для червячной передачи вычисляют угол подъема винтовой линии

$$\lambda = \arctg(z_q/q), \quad (16)$$

а также коэффициент полезного действия

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

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

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

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

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

а по формуле (11) получим

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

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

$$z_1 = \frac{102}{1+2} = 34, \quad z_2 = 102 - 34 = 68,$$

$$z_3 = \frac{102}{1+3} = 25,5 = 26,$$

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

Число заходов червяка должно превышать $z_q = 1$, так как при $U = 16,7$ и $z_q = 1$ получаем

$$z_{чк} = 16,7 < z_{\min}.$$

Выберем с целью уменьшения габаритных размеров $z_q = 2$. Тогда по формуле (3) имеем

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

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

Определим по формуле (14) погрешность

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

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 выберем $q = 12,5$ и по формулам (16), (17) найдем

$$\begin{aligned} \operatorname{tg} \lambda &= 2/12,5 = 0,16, \quad \lambda = 9,1^\circ, \quad \cos \lambda = 0,945, \\ \eta &= \operatorname{tg} 9, \quad l/\operatorname{tg}(9,1 + 2)^\circ = 0,81. \end{aligned}$$

Расчет коэффициента полезного действия редуктора

Коэффициент полезного действия редуктора, имеющего заданную кинематическую схему (рис. 3), 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

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

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

3.3. Расчет модуля и геометрических размеров колес

Все основные размеры 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 далее:

– 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;

Таблица 4

Размеры зубчатых колес, мм

Тип передачи	Элемент передачи	Диаметры окружностей, мм (рис. 6)		
		Делительной d	Выступов d_a	Впадин d_f
Цилиндрическая: прямозубая	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	Шестерня, колесо	$m_s z$	$m_s(z_{\text{ш}} + 2 \cos\delta_{\text{ш}})$	$m_s(z_{\text{ш}} - 2,5 \cos\delta_{\text{ш}})$
			$m_s(z_{\text{к}} + 2 \cos\delta_{\text{к}})$	$m_s(z_{\text{к}} - 2,5 \cos\delta_{\text{к}})$
Червячная	Червяк	$m_s q$	$m_s(q + 2)$	$m_s(q - 2,5)$
	Червячное колесо	$m_s z_{\text{чк}}$	$m_s(z_{\text{чк}} + 2)$	$m_s(z_{\text{чк}} - 2,5)$

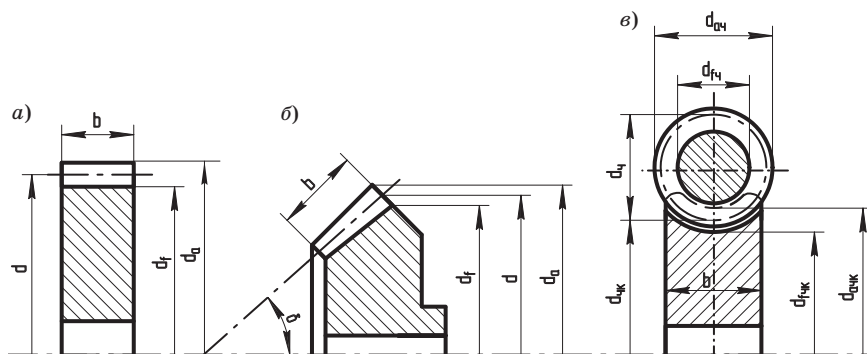


Рис. 6. Зубчатые колеса:
а – цилиндрическое; б – коническое; в – червячное

– 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.

Для конического колеса определяют диаметры окружностей в наибольшем торцевом сечении, m_s – модуль в указанном сечении (для прямозубых конических передач торцевое и нормальное сечения совпадают, $m = m_s$).

Соотношение между торцевым m_s и средним m_{cp} модулями конических передач выражается формулами

$$m_{cp} = m_s(L - 0,5)/L,$$
$$m_s \left(1 + \frac{\Psi}{z_{ш}} \sin \delta_{ш} \right), \quad \Psi = \left(\frac{1}{5} - \frac{1}{7} \right) \frac{z_{ш}}{\sin \delta_{ш}},$$

где L – длина образующей делительного конуса,

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

Размеры по торцевому (большому) сечению указывают на чертежах, так как они удобнее для измерения. Размеры в среднем сечении используют при силовых расчетах [2, 4].

Ширину венца колеса b рассчитывают по формуле

$$b = m\Psi.$$

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

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

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

Допускается любое сочетание параметров m_s и q .

Для передачи вращения модули шестерни и колеса, находящихся в зацеплении, должны быть одинаковыми, модуль червяка должен быть 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, из двух значений выбирают наибольшее и округляют до ближайшего стандартного значения. Расчет выполняют для всех видов передач, ис-

пользуемых в редукторе, с учетом значений крутящих моментов, передаваемых рассматриваемой передачей. Для цилиндрических передач модуль вычисляют только применительно к ступени, передающей больший крутящий момент, и с целью повышения унификации принимают его одинаковым для всех цилиндрических колес.

Расчет модуля производится в следующем порядке.

Таблица 5

Формулы для расчета модуля передачи

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

Пр и м е ч а н и е.

M_k – момент на колесе, Н · см;

K_E – приведенный модуль упругости,

$$K_E = \sqrt{\frac{2 E_{ш} E_k}{(E_{ш} + E_k) \cdot 2,15 \cdot 10^7}}, \quad K_E = 0,6 - 1;$$

$E_{ш}, E_k$ – соответственно модули упругости материала шестерни и колеса, Н/см²; $[\sigma]_{изг}, [\tau]_k$ – допускаемые напряжения материала, Н/см²; $M_k, z_k, [\tau]_k$ – параметры колеса; Ψ – относительная толщина колеса: для цилиндрического $\Psi = 4 - 10$, для конического $\Psi = (1/5 - 1/7) z_{ш} / \sin \delta_{ш}$, для червячного $\Psi = \pi \gamma / 180^\circ$, где γ – половина угла охвата червяка, $\gamma = 20 - 60^\circ$; K_ε – коэффициент степени перекрытия, $K_\varepsilon = 1,2$ для косозубых колес, $K_\varepsilon = 1,5$ для червячной передачи.

Таблица 6

Параметры редуктора

Параметры	Передаточное число	Крутящий момент		Диаметры, мм			Усилия, Н		
		Расчетная формула	Значение, Н·см	d	d_f	d_a	P	T	Q
$z_{ч} = 2,$ $q = 12,5,$ $z_{чк} = 33$	$U_{ч} = 16,5$	$M_{ч} = \frac{M_{чк}}{U_{ч} \eta_{ч}}$ $M_{чк} = M_1$	0,26 3,45	6,25 16,5	6	7,25	0,82 4,18	1,61 1,61	$Q_{чк} = P_{к} = 4,18$ $Q_{чк} = P_{ч} = 0,82$
$z_1 = 34$ $z_2 = 68$	$U_1 = 2$	$M_1 = \frac{M_2}{U_1 \eta_1}$ $M_2 = M_3$	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 85	14,5 82,5	19 87	24 23,52	8,73 8,56	—

П р и м е ч а н и е.

Приведены результаты расчета редуктора по варианту 10 схемы на рис. 3 для исходных данных из примера 3.

Ширина зубчатых колес: для цилиндрических $b = m\psi = 1 \cdot 6 = 6$ мм, для червячного $\psi = \pi(q/180) = \pi q/57 = 50 \cdot 12,5/57 = 11$, $b = m\psi = 0,5 \cdot 1 = 5,5$ мм, для червяка $b = 0,7 \cdot l_{ч} = 0,7 \cdot 7,25 = 5,08$ мм.

Расчет крутящих моментов

Расчет оформляют в виде таблицы (см., 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.

Расчет модуля передачи по формулам из табл. 5

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 допускаемые напряжения материала $[\sigma]_{изг}$ и $[\tau]_к$, модули упругости E ($E_{ш}$ – шестерни, $E_{к}$ – колеса) и по формуле из табл. 5 рассчитывают коэффициент $K_E = f(E_{ш}, E_{к})$.

Таблица 7

Характеристики материалов

Марка материала	Вид обработки материала	Модуль упругости E , Н/см ²	Допускаемое напряжение	
			Нормальное $[\sigma]$, Н/см ²	На контактную прочность $[\tau]$, Н/см ²
Ст5	Нормализация Цементация	$2,15 \cdot 10^7$	8500	13000
			11500	45000
Ст45	Нормализация Улучшение Закалка	$2,15 \cdot 10^7$	14000	17300
			19000	21700
			16800	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	15000
			11000	13750
			8100	9600

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

$$[M]_p = M_{к,ш} K_{к.н} K_d K_p,$$

где $K_{к.н}$ – коэффициент концентрации нагрузки, $K_{к.н} = 1,2$ при симметричном расположении колеса относительно опор, $K_{к.н} = 1,4$ при несимметричном его расположении; K_d – коэффициент динамической нагрузки, $K_d = 1,1$; K_p – коэффициент режима работы (удары, вибрации), $K_p = 1 - 1,1$.

4. Выбирают или вычисляют в соответствии с рекомендациями 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_3 по табл. 8 в зависимости от реального числа зубьев для прямозубой цилиндрической передачи и эквивалентного числа, рассчитываемого по формулам:

для косозубой цилиндрической передачи

$$z_{3,кос} = z / \cos^3 \beta;$$

для червячной

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

для конической

$$z_{3,кон} = z / \cos \delta.$$

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

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

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

Применительно к червячной передаче расчет производят для червячного колеса. Для косозубой цилиндрической и червячной передач при расчете учитывают коэффициент степени перекрытия K_E , приведенный в примечании к табл. 5.

8. Из двух значений модуля, определенных из условия 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. Определить модуль цилиндрических колес редуктора, рассмотренного в примере 3, при $M_{\text{вых}} = 100 \text{ Н} \cdot \text{см}$.

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

Выберем материалы с характеристиками, приведенными в табл. 9.

По формулам из примечания к табл. 5 находим

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

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

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

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

Положим $\Psi = 6$.

Таблица 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	$1,1 \cdot 10^7$	$8,1 \cdot 10^3$	$9,6 \cdot 10^3$

Значение модуля из условия контактной прочности составляет

$$m \geq \sqrt[3]{\left(\frac{2380 K_E}{z_k [\tau]_k}\right)^2 \frac{U+1}{\Psi} [M_k]_p} = \sqrt[3]{\left(\frac{2380 \cdot 0,82}{85 \cdot 9600}\right)^2 \cdot \frac{5+1}{6} \cdot [154]} = \\ = 0,096 \text{ см} = 0,96 \text{ мм}.$$

Определим по табл. 8 коэффициент формы зуба y :

$$y_{ш} = 0,096, y_k = 0,136.$$

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

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

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

Значение модуля из условия прочности на изгиб составляет

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

Выберем большее значение модуля $m = 0,96$ мм и примем ближайшее большее стандартное значение $m = 1$ мм.

4. РАСЧЕТ ВАЛОВ (ОСЕЙ)

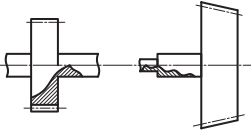
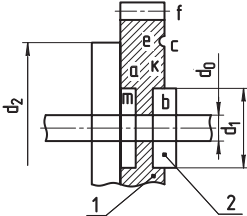
Расчет валов (осей) заключается в определении диаметра из условия прочности. Оси в отличие от валов не передают крутящий момент. В предложенных заданиях оси могут быть применены в осевых редукторах.

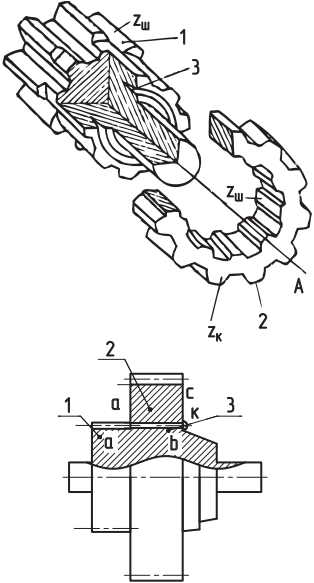
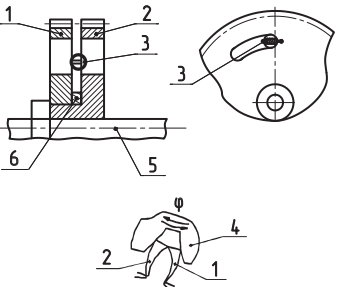
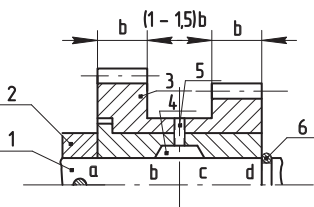
Расчет выполняют для двух валов выходной ступени редуктора по вариантам 1, 3, 4, 6–10 кинематической схемы, а также выходного вала и второго вала от входа по ее вариантам 2 и 5.

4.1. Составление компоновочной схемы

Компоновочная схема представляет собой эскизный упрощенный вариант конструкции. При составлении схемы должны быть продуманы и решены следующие вопросы: выбраны конструкция,

Способы крепления зубчатых колес

№ п/п	Конструкция	Примечание
1		<p>Шестерня изготовлена совместно с валом.</p> <p>Применение: $m \leq 0,5$ мм</p>
2		<p>Червяк изготовлен совместно с валом.</p> <p>Применение: $m \leq 2$ мм</p>
3		<p>Зубчатое колесо 1 (цилиндрическое, коническое, червячное) закреплено на валу 2 штифтом 3.</p> <p>Применение: $m \leq 2$ мм</p>
4		<p>Колесо 1 установлено на валу 2 по посадке с натягом. Поверхность <i>aa</i> служит для осевой фиксации (упора) колеса. Дополнительное крепление – керновое в трех-четырех точках. Соотношение диаметров</p> $d_2 > d_1 > d_0.$ <p>Применение: $m \leq 1$ 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 $S_{ambk} = S_{cef}$, $d_2 > d_1 > d_0$.</p> <p>Применение: $m \leq 1$ мм</p>
6		<p>Крепление колеса 1 на лыске 3 обеспечивает неподвижность соединения только в окружном направлении.</p> <p>Осевое фиксирование: упор в поверхность <i>aa</i> и применение кольца 2.</p> <p>Применение: $m \leq 1$ мм.</p>

№ п/п	Конструкция	Примечание
7		<p>Шлицевое соединение колеса 2 и шестерни 1. На участке <i>ab</i> диаметр ее 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: $m \leq 1$ мм</p>
8		<p>Крепление безлюфтового колеса, состоящего из частей 1 и 2, разведенных на угол ϕ 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.</p> <p>Применение: $m \leq 1$ мм</p>
9		<p>Стальной блок зубчатых колес 3 может вращаться относительно вала 1 на подшипниках скольжения, образованных стальным валом 1 и поверхностями <i>ab</i> и <i>cd</i> бронзовой (латунной) втулки 2, запрессованной в блок 3 для уменьшения трения. В зазор 4 через отверстие 5 вводят смазку для уменьшения трения и износа</p>

№ п/п	Конструкция	Примечание
		<p>Осевая фиксация: упор в торец ступицы колеса или втулки, закрепленной на валу штифтом и пружинным кольцом b.</p> <p>Применение: $m > 0,5$ мм</p>
10		<p>Блок зубчатых колес z_1 и z_2, вращающихся относительно вала 1, состоит из колеса z_2 (латунь, бронза) и шестерни z_1 (сталь). Крепление шестерни см. п. 4.</p> <p>Подшипник скольжения на участке cd.</p> <p>Осевая фиксация (см. п. 9).</p> <p>Применение: $m < 1$ мм</p>
11		<p>Блок колес: шестерня z_1 (бронза, латунь), колесо z_2 (сталь). Соединение колеса z_2 и шестерни z_1 шлицевое, 1 – керновка.</p> <p>Осевая фиксация блока (см. п. 9).</p> <p>Применение: $m < 1$ мм</p>
12		<p>Крепление колеса 3 на валу 1 с помощью шпонки 4.</p> <p>Осевое фиксирование (см. п. 9). Позиции $2, 5$ – элементы осевой фиксации колеса. Колесо может быть изготовлено со ступицей и без нее.</p> <p>Применение: $m > 1$ мм</p>

способ крепления и осевой фиксации зубчатых колес, расположение двигателя, форма редуктора. Рекомендуемые в приборостроении конструкции зубчатых колес и способы крепления их 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 он является элементом с наибольшими размерами и массой. Рекомендуемая для авиационных приборов форма – цилиндр и прямоугольный параллелепипед предпочтительно с квадратным основанием. Данную форму желательно сохранить и для редукторов, хотя это требование не является обязательным.

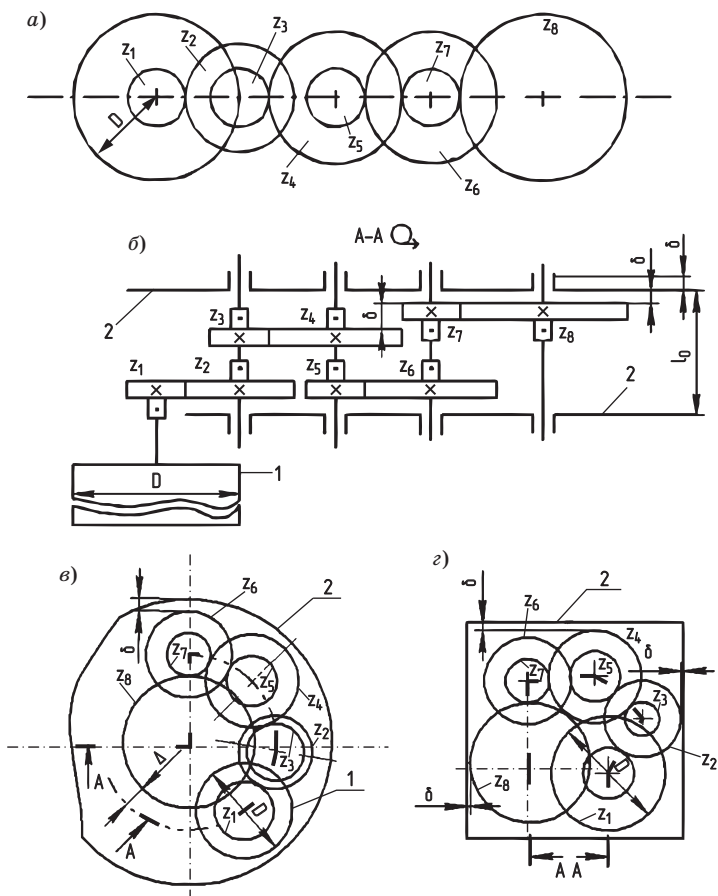


Рис. 7. Компонентная схема редуктора (вариант 1)

Компонентную схему составляют в такой последовательности:

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

2. Показывают 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 выступал за них не более чем на 1/5 площади фланца. Объем редуктора должен быть максимально за-

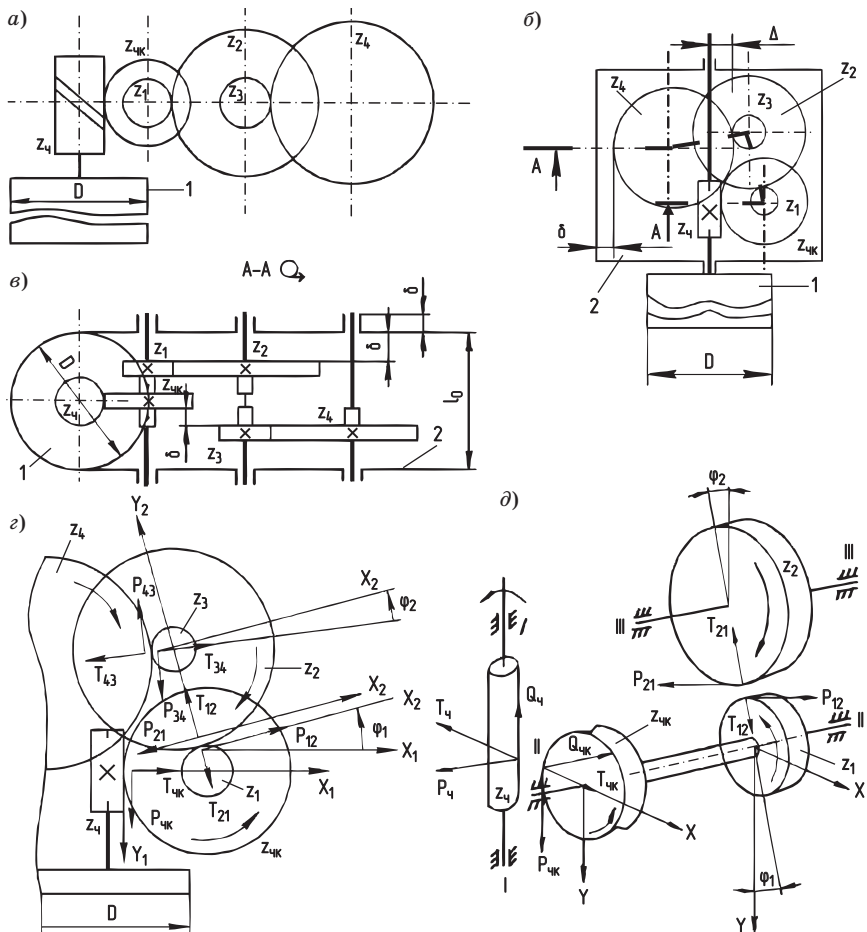


Рис. 8. Компонентная схема редуктора (вариант 5)

полнен (рис. 7, в, г, 8, б). При изображении обращают внимание на то, чтобы валы (центры колес) не пересекали других колес и отстояли от них не менее чем на $\Delta = 5 - 10$ мм, меньшее значение расстояния принимают 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 представляют расположение их вдоль осей вращения на развертке редуктора А-А. Цилиндрические колеса изображают в виде прямоугольников с разме-

рами 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 осуществить закрепление их согласно п. 4–6 из табл. 10.

При построении обращают внимание на то, чтобы зубчатые колеса, окружности которых пересекаются (см. рис. 7, *в*, *г*, 8, *б*), располагались на разных уровнях по высоте – это условие сборки редуктора. Например, для редуктора (см. рис. 7, *в*) колесо z_3 должно быть смещено по высоте относительно колес $z_1 - z_6$ (см. рис. 7, *б*). В редукторе (см. рис. 8, *б*) червяк $z_ч$ и колеса z_2 и z_4 должны находиться на разных уровнях (рис. 8, *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. 9. Вариант кинематической схемы на рис. 9, *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. 9, *б* может быть реализовано большее передаточное число $U_{чп}$. Возможны и другие ее варианты (см., например, рис. 9, *в*).

Компоновка редуктора с конической передачей показана на рис. 10.

Расположение элементов кинематической схемы на рис. 10, *в* рекомендуется для ее варианта 7 при передаточном числе конической передачи $U_{кон} < 2 - 2,5$, а также для варианта 6 этой схемы при большом диаметре двигателя D (без ограничения $U_{кон}$). Для реализации $U_{кон} > 2$ можно применить вариант схемы на рис. 10, *б*.

Для вариантов 2, 5, 7, 10 компоновочной схемы длина валов цилиндрических передач должна быть соизмерима с диаметром D двига-

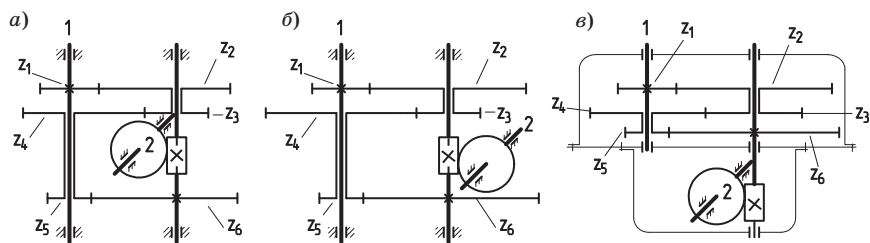


Рис. 9. Схемы редукторов с червячной передачей

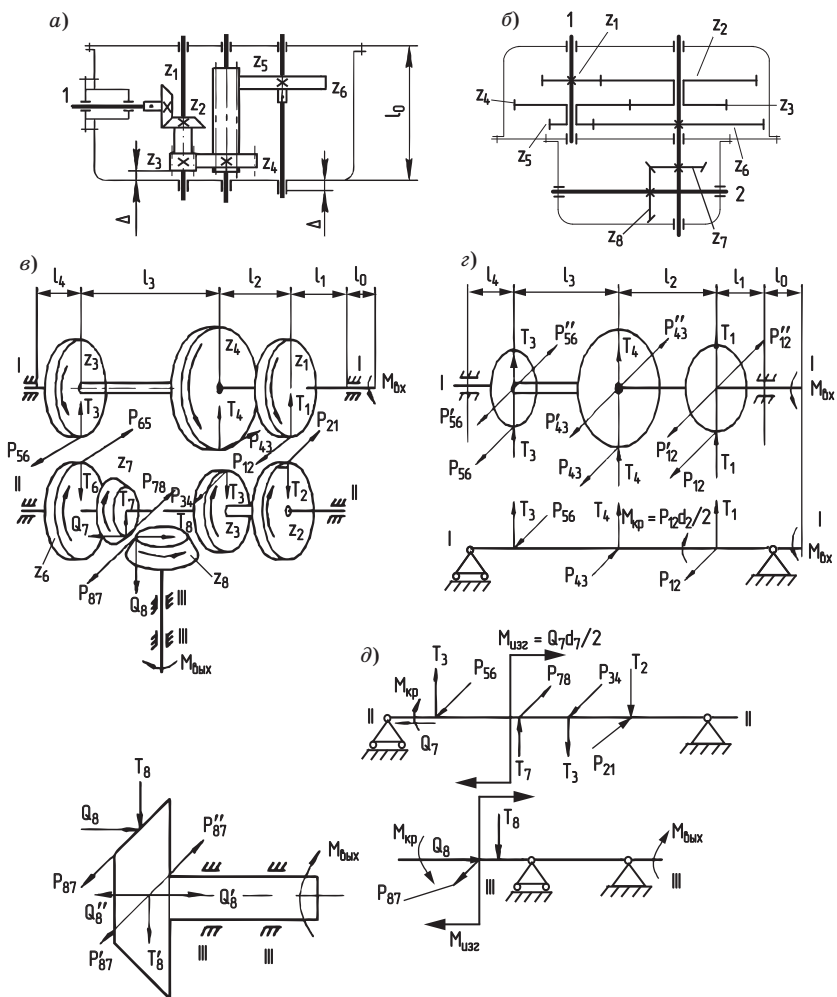


Рис. 10. Схемы редукторов с конической передачей

теля. 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 кор-

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

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 положение средних сечений колес и точки приложения усилий (рис. 10, з).

4.2. Расчет усилий в зацеплениях зубчатых колес

Расчет усилий в зацеплениях зубчатых колес производится по формулам из табл. 11.

Окружные и радиальные усилия цилиндрических и конических передач редукторов обозначают двумя подстрочными индексами:

Таблица 11

Усилия в передачах

Передача	Элемент передачи	Усилие		
		Окружное P	Радиальное T	Осевое Q
Цилиндрическая: прямозубая (рис. 11, а) косозубая (рис. 11, б)	Колесо, шестерня	$P = \frac{2M}{d}$	$T = Ptg\alpha$	–
			$T = \frac{Ptg\alpha}{\cos\beta}$	$Q = Ptg\beta$
Коническая (рис. 12, а)	Колесо, червяк	$P_{чк} = \frac{2M_{чк}}{d_{чк}}$ $P_{ч} = \frac{2M_{ч}}{d_{ч}}$	$T_{к} = P_{к} tg\alpha \cos\delta_{к}$ $T_{ш} = P_{ш} tg\alpha \cos\delta_{ш}$	$Q_{к} = T_{ш}$ $Q_{ш} = T_{к}$
Червячная (рис. 12, б)			$T_{чк} = \frac{P_{чк} tg\alpha}{\cos\delta_{к}}$ $T_{ч} = T_{чк}$	$Q_{чк} = T_{ч}$ $Q_{ч} = T_{чк}$

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 него – для ведущего. Радиальное усилие T направлено к центру колеса, осевое Q – вдоль оси; $\alpha = 20^\circ$, углы $\delta_{ш}, \delta_{к}, \beta$ см. примечание к табл. 4.

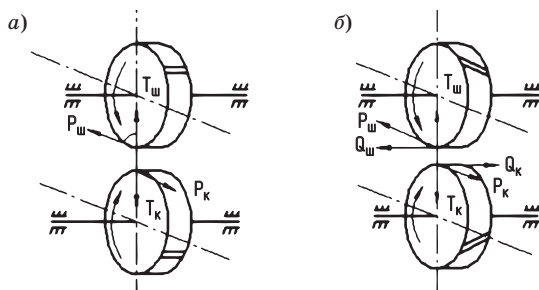


Рис. 11. Усилы в цилиндрических передачах

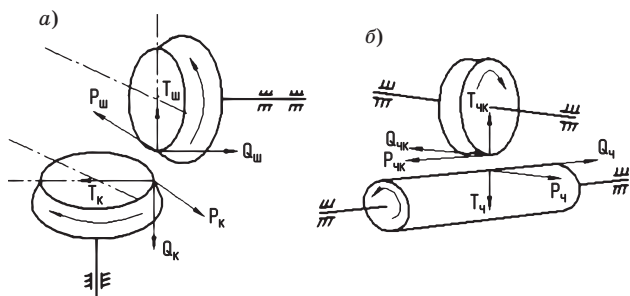


Рис. 12. Усилы в конической (а) и червячной (б) передачах

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. 8, з, д, 10, 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:

$$P_k / P_{ш} = \eta.$$

4.3. 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. Подшип-

ники скольжения и шарикоподшипники должны соответствовать шарнирному опиранию валов. В реальных конструкциях обычно одна из двух опор вала является шарнирно неподвижной, другая – 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. 8, *г* и 10, *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 данной силы совпадает с направлением вращения колеса. Для ведущего колеса окружная сила действует против движения. При составлении расчетной схемы рекомендуется ввести прямоугольную систему координат OXY и ориентировать оси ее в направлении действия сил одного из колес, закрепленных на валу (см. рис. 8, *г*, *д*; 13, *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. 8, *г*, 13, *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'' создают крутящий момент $M_{кр} = Pd/2$, осевые усилия Q и Q'' – 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. 13, *б*), где φ – угол, определяемый по компоновочной схеме. В пояснительной записке приводят компоновочную схему. Усилия показывают на схеме, представленной в виде одной или двух проекций, или в аксонометрическом ее изображении.

Приведение сил к центру тяжести вала позволяет представить его расчетную схему в виде балки с шарнирным опиранием, нагру-

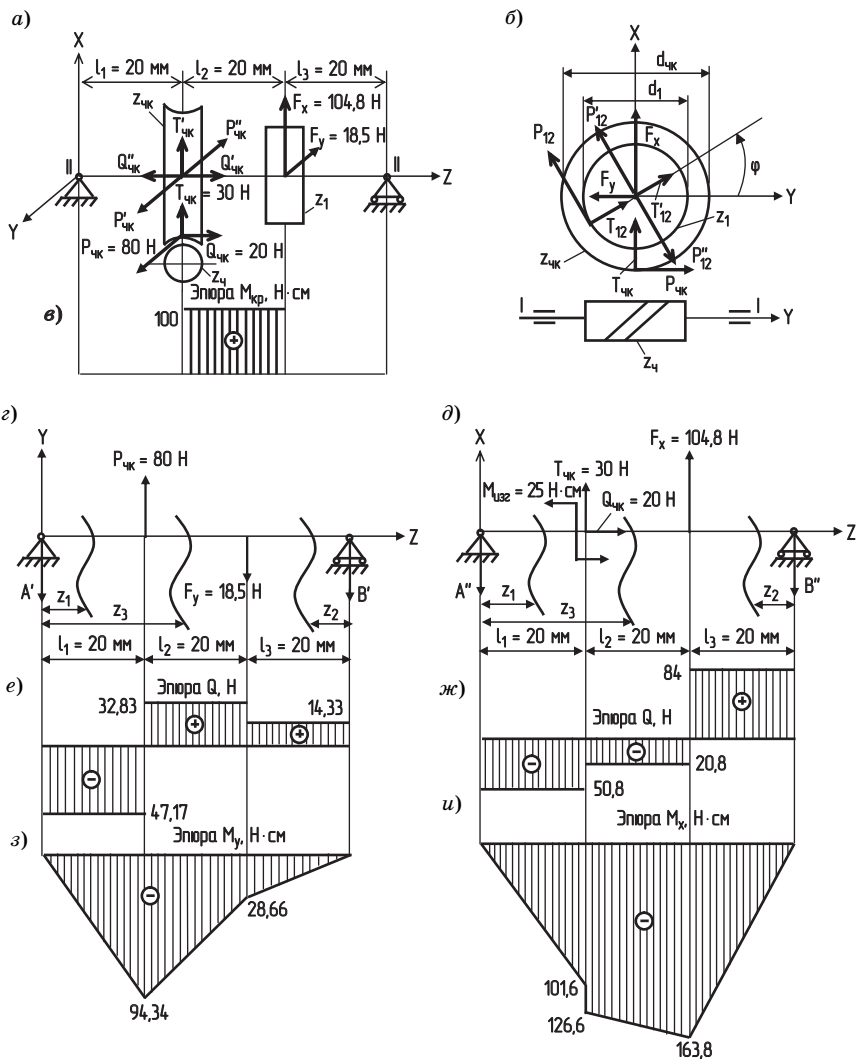


Рис. 13. Схемы к расчету вала

женной силами, действующими в плоскостях OXZ и OYZ , а также крутящими и изгибающими моментами (см. эпюры на рис. 10, г, 13). Силы и изгибающий момент приложены в средних сечениях колес. Крутящий момент передается на вал в точке крепления колеса к валу.

4.4. 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. 10, z 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

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

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

при изгибе

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

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

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

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

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

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

где M_x, M_y – изгибающие моменты в опасном сечении в двух взаимно перпендикулярных плоскостях; $M_{пр}$ – приведенный момент; W_p, W_0 – полярный и экваториальный моменты сопротивления сечения

соответственно; $[\tau]$ – допускаемое 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/см² соответственно.

На рис. 8, *д* и 10, *в*, а также в табл. 11 для простоты силы изображают 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), увеличивают расчетное значение в 1,1 – 1,2 раза, вычисляют для этого значения напряжения τ и σ 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 следующий:

1. Изображают расчетные схемы вала в двух взаимно перпендикулярных плоскостях (см. рис. 13). Исследование проводят последовательно для каждой схемы.

2. Из условий равновесия вычисляют 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 $M_{\text{изг}}$.

4. По формуле (22) вычисляют наибольший приведенный момент $M_{\text{пр}}$, соответствующий опасному сечению, и рассчитывают диаметр вала $d_{\text{в}}$. Расчетное значение диаметра округляют до стандартного большего 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. 8, *д*) при $P_{12} = 100, T_{12} = 36,4, P_{\text{чк}} = 80, T_{\text{чк}} = 30, Q_{\text{чк}} = 20$ Н, $d_1 = 20, d_{\text{чк}} = 25, l_1 = l_2 = l_3 = 20$ мм, $\varphi = 30^\circ$.

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

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

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

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

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

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

(см. рис. 13, д).

Силы P'_{12} и T'_{12} спроектируем на оси системы координат OXY (см. рис. 7, б):

$$F_x = P'_{12} \cos \varphi + T'_{12} \sin \varphi = 100 \cos 30^\circ + 36,4 \sin 30^\circ = 104,8 \text{ Н},$$

$$F_y = P'_{12} \sin \varphi - T'_{12} \cos \varphi = 100 \sin 30^\circ - 36,4 \cos 30^\circ = 18,5 \text{ Н}.$$

Рассмотрим изгиб вала в плоскостях OXZ и OYZ , соответствующие расчетные схемы представлены на рис. 13 з, д (в обозначении сил штрихи опущены).

Определим реакции A' и B' из условия равновесия.

Для плоскости OXZ (рис. 13, з)

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

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

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

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

Проверка:

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

Для плоскости OYZ (рис. 13, д)

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

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

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

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

Проверка:

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

Пользуясь методом сечений, определяем внутренние силы (табл. 12).

Построим по данным табл. 12 эпюры Q и $M_{\text{изг}}$ (см. рис. 13) и определим опасное сечение:

Таблица 12

Внутренние силовые факторы

Параметр	Внутренние силы и моменты для участков с границами		
	$0 \leq z_1 \leq l_1$	$0 \leq z_2 \leq l_3$	$l_1 \leq z_3 \leq l_1 + l_2$
Поперечная сила Q , Н	Плоскость OXY		
	$Q_1 = -A' = -47,17$	$Q_2 = B' = 14,33$	$Q_3 = -A' + P_{\text{чк}} = -47,17 + 80 = 32,83$
Изгибающий момент M_x , Н·см	$M_1 = -A'z_1, z_1 = 0, M_1 = 0, z_1 = l_1, M_1 = -A'l_1 = -47,17 \cdot 2 = -94,34$	$M_2 = -B'z_2, z_2 = 0, M_2 = 0, z_2 = l_3, M_2 = -B'l_3 = -14,33 \cdot 2 = -28,66$	$M_3 = -A'z_3 + P_{\text{чк}}(z_3 - l_1), z_3 = l_1, M_3 = -A'l_1 = -94,34, z_3 = l_1 + l_2, M_3 = -A'(l_1 + l_2) + P_{\text{чк}}l_2 = -47,17 \cdot (2 + 2) + 80 \cdot 2 = -28,66$
Поперечная сила Q , Н	Плоскость OYZ		
	$Q_1 = -A'' = -50,8$	$Q_2 = B'' = 84$	$Q_3 = -A'' + T_{\text{чк}} = -50,8 + 30 = -20,8$
Изгибающий момент M_y , Н·см	$M_1 = -A''z_1, z_1 = 0, M_1 = 0, z_1 = l_1, M_1 = -A''l_1 = -50,8 \cdot 2 = 101,6$	$M_2 = -B''z_2, z_2 = 0, M_2 = 0, z_2 = l_3, M_2 = -B''l_3 = -84 \cdot 2 = 168$	$M_3 = -A''z_3 - M_{\text{изг}} + T_{\text{чк}}(z_3 - l_1), z_3 = l_1, M_3 = -A''l_1 - M_{\text{изг}} = -101,6 - 25 = -126,6, z_3 = l_1 + l_2, M_3 = -A''(l_1 + l_2) - M_{\text{изг}} + T_{\text{чк}}l_2 = -50,8 \cdot (2 + 2) - 25 + 30 \cdot 2 = -168$

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 $z_2 = l_3$. В этом сечении вал изгибается и скручивается. По формуле (21) определяем

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

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

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

Примем $d_B = 6 \text{ мм}$.

Пример 6. Определить диаметр вала II (рис. 14) для следующих исходных данных: $l_1 = 14$, $l_2 = 68$, $l_3 = 32 \text{ мм}$, $P_{o12} = 26,67$, $P_{o43} = 66,67$, $T_{12} = 9,6$, $T_{43} = 24 \text{ Н} \cdot \text{см}$, $M_{кр} = 80 \text{ Н} \cdot \text{см}$. Расчетная схема вала представлена на рис. 15.

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

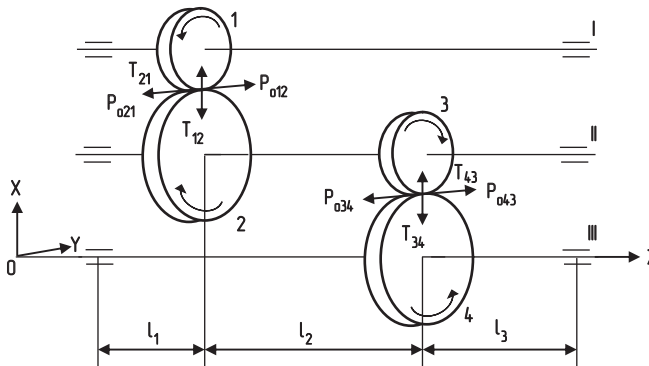


Рис. 14. Схема редуктора с цилиндрической передачей

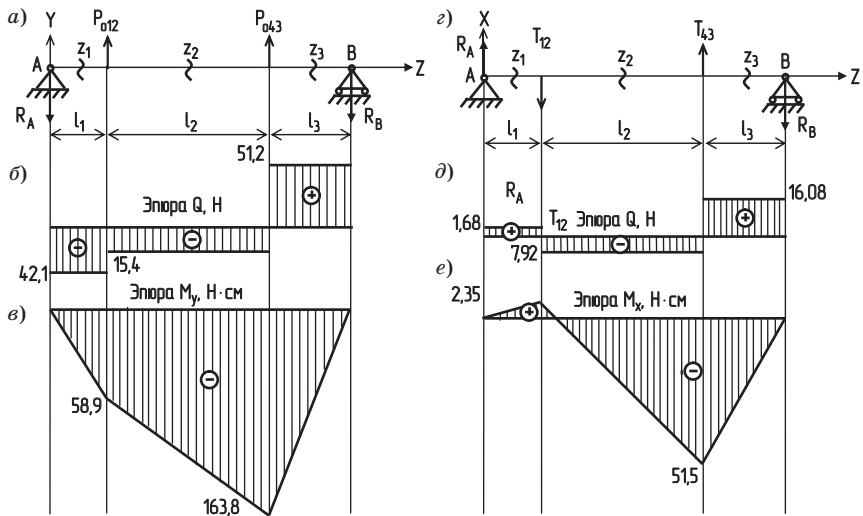


Рис. 15. Схемы к расчету вала

Таблица 13

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 OXZ			
Поперечная сила Q , Н	$Q_1 = R_A^V = 1,68$	$Q_1 = R_A^V - T_{12} = -7,92$	$Q_1 = -R_B^V = 16,08$
Изгибающий момент M_x , Н·см	$M_{изг1} = R_A^V z_1,$ $z_1 = 0,$ $M_1 = 0, z_1 = l_1,$ $M_{изг1} = R_A^V l_1 =$ $= 1,68 \cdot 1,4 = 2,35$	$M_{изг2} = R_A^V z_2 -$ $- T_{12}(z_2 - l_1), z_2 = l_1,$ $M_2 = -R_A^V l_1 - 0 = 2,35,$ $z_2 = l_1 + l_2,$ $M_{изг2} = R_A^V(l_1 + l_2) -$ $- T_{12}(l_1 + l_2 - l_1) =$ $= 1,68 \cdot (1,4 + 6,8) -$ $- 9,6 \cdot 6,8 = -51,5$	$M_{изг3} = -R_B^V z_3,$ $z_3 = 0, M_3 = 0,$ $z_3 = l_3,$ $M_{изг3} = -R_B^V l_3 =$ $= -16,08 \cdot 3,2 = -51,5$
Плоскость OYZ			
Поперечная сила Q , Н	$Q_1 = -R_A^H = -42,1$	$Q_1 = -R_A^H + P_{021} =$ $= -42,1 + 26,67 = -15,43$	$Q_1 = -R_B^H = 51,2$
Изгибающий момент M_y , Н·см	$M_{изг1} = -R_A^H z_1,$ $z_1 = 0,$ $M_1 = 0, z_1 = l_1,$ $M_{изг1} = -R_A^H l_1 =$ $= -58,9$	$M_{изг2} = -R_A^H z_2 +$ $+ P_{021}(z_2 - l_1), z_2 = l_1,$ $M_{изг2} = -R_A^H l_1 +$ $+ P_{021}(l_1 - l_1) = -58,9,$ $z_2 = l_1 + l_2,$ $M_2 = -R_A^H(l_1 + l_2) +$ $+ P_{021}(l_1 + l_2 - l_1) = 163,8$	$M_{изг3} = -R_B^H z_3,$ $z_3 = 0, M_3 = 0, z_3 = l_3,$ $M_{изг3} = -R_B^H l_3 =$ $= -163,8$

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. 16, а).

Момент положителен, если внешние моменты вызывают растяжение нижних волокон балки, отмеченных пунктиром (рис. 16, в, з).

Знак «минус» соответствует противоположным направлениям сил и моментов (рис. 16, б, д, е).

Определим реакции R_A^V , R_B^V в опорах в вертикальной плоскости OXZ из условия равновесия (рис. 15, 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, определим внутренние силы (табл. 13).

Найдем реакции R_A^H , R_B^H в опорах в горизонтальной плоскости OYZ из условия равновесия (рис. 15, а)

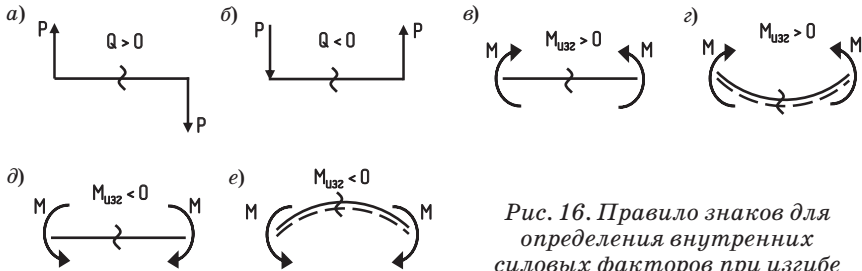


Рис. 16. Правило знаков для определения внутренних силовых факторов при изгибе

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

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 построим эпюры Q (рис. 15, б, в) и $M_{изг}$ (рис. 15, г, д) и определим 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 $z_3 = l_3$. Рассчитаем 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 $[\sigma_{-1}] = 10^4 \frac{\text{Н}}{\text{см}^2}$. Найдем 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 округляем до ближайшего большего стандартного значения $d_B = 6$ мм. Тогда диаметр вала между опорами равен

$$d_{пр} = (1,2 - 1,5)d_B.$$

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

5. РАСЧЕТ ТОЧНОСТИ ПЕРЕДАЧИ

Точность передачи оценивают по погрешности угла поворота выходного вала, номинальное значение которого

$$\varphi_{\text{вых}} = \varphi_{\text{вх}}/U.$$

В реальных условиях

$$\varphi_{\text{вых}} \sim \varphi_{\text{вых}} \pm \Delta\varphi,$$

где $\Delta\varphi$ – погрешность передачи.

Величину $\Delta\varphi$ рассчитывают по формуле

$$\Delta\varphi = \Delta\varphi_{\text{I}} + \Delta\varphi_{\text{II}} + \Delta\varphi_{\text{III}}, \quad (23)$$

где $\Delta\varphi_{\text{I}}$ – кинематическая погрешность редуктора, обусловленная неточностью изготовления зубчатых колес; $\Delta\varphi_{\text{II}}$ – погрешность мертвого хода в результате зазоров в их зацеплении; $\Delta\varphi_{\text{III}}$ – погрешность от упругой податливости валов и зубчатых колес.

Наиболее значимы составляющие $\Delta\varphi_{\text{I}}$ и $\Delta\varphi_{\text{II}}$.

Кинематическая погрешность редуктора по вероятностному методу расчета имеет вид

$$\Delta\varphi_{\text{I}} = 0,7 \cdot \left[\frac{\Delta\varphi_1}{U_{1-n}} + \frac{\Delta\varphi_2 + \Delta\varphi_3}{U_{3-n}} + \dots + \frac{\Delta\varphi_{(n-2)} + \Delta\varphi_{(n-1)}}{U_{(n-1)-n}} + \Delta\varphi_n \right], \quad (24)$$

где $\Delta\varphi_1, \Delta\varphi_2, \dots, \Delta\varphi_n$ – погрешности зубчатых колес редуктора; $n = 2k$, k – число ступеней редуктора; $U_{1-n}, U_{3-n}, \dots, U_{(n-1)-n}$ – передаточные числа соответственно от первого колеса до n -го, от третьего до n -го и т. д.; $U_{1-n} = U$, $U_{3-n} = U/U_1$, ..., $U_{(n-1)-n} = U_k$, U_k – передаточное число выходной k -й ступени.

Кинематическая погрешность колеса (угл. мин):

цилиндрического

$$\Delta\varphi = 6,88 F/d,$$

червячного –

$$\Delta\varphi_{\text{чк}} = 6,88 F/d_{\text{чк}}, \quad (25)$$

где $d, d_{\text{чк}}$ – диаметры делительных окружностей, мм; F – стандартная норма кинематической точности, мкм (табл. 14).

Кинематическую погрешность червячной передачи приводят к червячному колесу:

Нормы кинематической точности колес F , мкм

Степень точности	Модуль, мм		Норма F для колес с диаметром делительной окружности d , мм						
	Св.	До	До 12	Св. 12 до 20	Св. 20 до 32	Св. 32 до 50	Св. 50 до 80	Св. 80 до 125	Св. 125 до 200
7	0,1	0,5	31	33	36	39	44	51	59
	0,5	1	32	34	37	40	45	52	60
8	0,1	0,5	43	45	49	55	61	71	81
	0,5	1	45	47	51	57	63	73	83
9	0,1	0,5	55	58	63	71	78	91	103
	0,5	1	58	61	66	74	81	94	106

$$\Delta\varphi_{\text{чп}} = \Delta\varphi_{\text{чк}} + 6,88 \delta t_{\text{в}} / d_{\text{чк}} \text{ угл. мин,}$$

где $\Delta\varphi_{\text{чк}}$ – погрешность червячного колеса, определяемая по формуле (25); $d_{\text{чк}}$ – диаметр делительной окружности червячного колеса, мм; $\delta t_{\text{в}}$ – допуск на отклонение винтовой линии червяка, мкм (см. табл. 14).

Погрешность мертвого хода проявляется только при реверсивном вращении (в обоих направлениях).

Погрешность мертвого хода редуктора, рассчитанная вероятностным методом, имеет вид

$$\Delta\varphi_{\text{п}} = 0,7 \cdot \left[\frac{\Delta\varphi_{j1-2}}{U_{2-n}} + \frac{\Delta\varphi_{j3-4}}{U_{4-n}} + \dots + \frac{\Delta\varphi_{j(n-3)-(n-2)}}{U_{(n-1)-n}} + \Delta\varphi_{j(n-1)-n} \right], \quad (26)$$

где $U_{2-n}, U_{4-n}, \dots, U_{(n-1)-n}$ – передаточные числа соответственно от второго, четвертого, $(n-1)$ -го колеса до n -го; $\Delta\varphi_{1-2}, \Delta\varphi_{3-4}, \dots$ – погрешности от зазора j в зацеплении первого и второго, третьего, четвертого и т. д. зубчатых колес.

Погрешность мертвого хода от зазора j для пары сопряженных зубчатых колес рассчитывают по формуле

$$\Delta\varphi_j = 7,4 j / d_{\text{к}}, \text{ угл. мин,}$$

где $d_{\text{к}}$ – диаметр делительной окружности колеса ступени, мм; j – максимальный боковой зазор, мкм (табл. 15), зависящий от степени точности, вида сопряжения (Н, G, ...) и межцентрового расстояния L : $L = 0,5 \cdot (d_{\text{ш}} + d_{\text{к}})$ для цилиндрических и конических передач, $L = 0,5 \cdot (d_{\text{ч}} + d_{\text{чк}})$ для червячной (табл. 16).

Таблица 15

Максимальные боковые зазоры j , мкм

Степень точности	Вид сопряжения	Зазор для передач с межцентровым расстоянием L						
		До 12	Св. 12 до 20	Св. 20 до 32	Св. 32 до 50	Св. 50 до 80	Св. 80 до 125	Св. 125 до 180
		$0,1 < m \leq 0,5$ мм						
7	H	25	30	32	38	42	48	55
	G	35	42	48	55	65	70	85
	F	48	55	65	75	85	95	115
	E	70	80	95	110	135	145	170
8	G	40	45	50	60	70	80	95
	F	50	60	70	80	95	105	125
	E	70	85	100	115	140	155	175
9	F	55	65	75	85	105	110	135
	E	80	90	105	120	140	160	185
	D	100	120	140	160	190	220	260
7	H G F E	$0,5 < m \leq 1$ мм						
		32	34	38	42	45	50	55
		45	48	52	60	65	75	85
		55	60	65	80	90	105	120
		75	85	95	115	135	150	170
8	G	50	55	60	65	70	85	95
	F	60	65	75	85	95	100	125
	E	80	90	100	120	140	160	175
9	F	70	75	80	90	100	120	145
	E	90	95	110	125	150	170	195

Таблица 16

Допуск δt_v на отклонение винтовой линии червяка

Модуль осевой m , мм	Значения δt_v для степеней точности, мкм		
	7	8	9
До 0,5	10	12	15
Св. 0,5 до 1,0	12	15	17

Зазор в зацеплении создают с целью исключения заклинивания передачи вследствие температурной деформации и неточности изготовления элементов зацепления, а также для размещения смазки, введение которой позволяет уменьшить трение и износ. Величину зазора назначают в зависимости от температурного диапазона

работы механизма и точности изготовления колес. Большие значения зазора характерны для сопряжения D, меньшие – для сопряжения H.

Степень точности и вид сопряжения выбирают так, чтобы выполнялось требование точности передачи при минимальной стоимости редуктора:

$$\Delta\varphi \leq K[\Delta\varphi],$$

где $\Delta\varphi$ – суммарная погрешность редуктора; $[\Delta\varphi]$ – его допускаемая погрешность; K – коэффициент запаса, $K = 1,2 - 1,5$.

Снижение себестоимости редуктора может быть достигнуто направленным конструированием и выбором более низкой точности изготовления колес (степени 9 по сравнению со степенью 8 и т. д.). Из выражений (24), (26) следует, что более значимыми в суммарной погрешности редуктора являются погрешности двух последних ступеней на его выходе. Для уменьшения их на этих ступенях желательно иметь большие по величине передаточные числа, что было учтено при кинематическом расчете (см. п. 3.2). Кроме того, погрешность мертвого хода этих ступеней может быть полностью устранена применением безлюфтовых зубчатых колес (см. табл. 10). Устранение мертвого хода достигается путем углового смещения частей 1 и 2 колеса на угол φ с помощью пружины 3, при котором обеспечивается контакт частей 1 и 2 с шестерней 4 при вращении ее в любом направлении.

Для других ступеней применение безлюфтовых колес нецелесообразно, так как влияние их погрешностей на суммарную погрешность менее существенно.

Пример 7. Расчет точности передачи (см. примеры 3, 4): его оформляют в виде таблицы (табл. 17).

Кинематическую погрешность редуктора рассчитывают по формуле (24):

$$\begin{aligned} \Delta\varphi_I &= 0,7 \cdot \left[\frac{\Delta\varphi_4 + \Delta\varphi_{чк} + \Delta\varphi_1}{U_1 U_2 U_3} + \frac{\Delta\varphi_2 + \Delta\varphi_3}{U_2 U_3} + \Delta\varphi_4 \right] = \\ &= 0,7 \cdot \left[\frac{6,25 + 24,2 + 15}{2 \cdot 3,08 \cdot 5} + \frac{8,2 + 18}{3,08 \cdot 5} + 7,6 \right] = 11,9 \text{ угл. мин.} \end{aligned}$$

Погрешность мертвого хода редуктора определяют по формуле (26):

Расчет точности передачи

Параметр	Значение параметра элемента передачи							
	Червяк	Червячное колесо	Зубчатые колеса					
			z_1	z_2	z_3	z_4	z_5	z_6
Число зубьев	$z_ч = 2$	33	34	68	25	77	17	85
Модуль m , мм	0,5		1,0		1,0		1,0	
Диаметр d , мм	6,25	16,5	34	68	25	77	17	85
Передаточное число U	$U_{чп} = 16,5$		$U_1 = 2$		$U_2 = 3,08$		$U_3 = 5$	
Межцентровое расстояние L , мм	$L = (6,25 + 16,5)/2 = 11,375$		51		51		51	
Степень точности, сопряжение	9F		9F					
Норма F , мкм	15	58	74	81	66	81	61	94
$\Delta\varphi_i$, угл. мин	$\frac{6,88 \cdot 15}{16,5} = 6,25$	$\frac{6,88 \cdot 58}{16,5} = 24,2$	15	8,2	18	7,2	24	7,6
Зазор j , мкм	70		100		100		100	
$\Delta\varphi_j$, угл. мин	$\frac{7,4 \cdot 70}{16,5} = 31,4$		10,9		9,6		8,7	

$$\Delta\varphi_{II} = 0,7 \cdot \left[\frac{\Delta\varphi_{чп}}{U_1 U_2 U_3} + \frac{\Delta\varphi_{1-2}}{U_2 U_3} + \frac{\Delta\varphi_{3-4}}{U_3} + \Delta\varphi_{5-6} \right] =$$

$$= 0,7 \cdot \left[\frac{31,4}{2 \cdot 3,08 \cdot 5} + \frac{10,5}{3,08 \cdot 5} + \frac{0,6}{5} + 8,7 \right] = 8,64 \text{ угл. мин.}$$

Суммарная погрешность редуктора, рассчитываемая по формуле (23), равна

$$\Delta\varphi = \Delta\varphi_I + \Delta\varphi_{II} = 11,9 + 8,64 = 20,54 > [\Delta\varphi] = 20 \text{ угл. мин.}$$

Для повышения точности передачи на выходной ступени установим безлюфтовое колесо. Тогда

$$\Delta\varphi = 8,64 - 0,7 = 2,55 \text{ угл. мин,}$$

а суммарная погрешность –

$$\Delta\varphi = 11,9' + 2,55' = 14,45' < [\Delta\varphi].$$

6. 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 по величине момент трения.

Шарикоподшипники рекомендуется использовать в валах конической и червячной передач, а также в валах последней (наиболее нагруженной) ступени редуктора с целью снижения трения. Подшипники скольжения применяют в качестве опор блоков зубчатых колес в вариантах 6–10 компоновочных схем и в валах промежуточных цилиндрических передач. Шарикоподшипники являются обязательным элементом всех вариантов таких схем.

Для каждого типа опор расчет выполняют только для наиболее нагруженной опоры, имеющей более высокую частоту вращения. Осевая нагрузка F_a на опору создается осевой силой в зубчатом зацеплении (см. п. 4.2, пример 5, 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. 4.4, рис. 13).

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

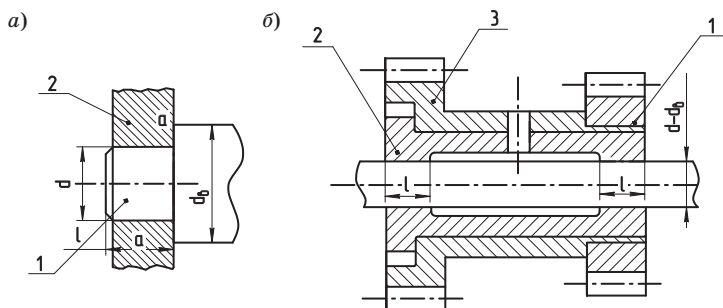


Рис. 17. Подшипники скольжения

Размеры подшипников скольжения обычно задают исходя из конструктивных соображений:

для опор на рис. 17, а

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

для опор на рис. 17, б

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

где d_B – диаметр вала (см. п. 4.4); меньшее значение δ принимают при $d_B < 3$ мм.

Проверку проводят:

для опор, приведенных на рис. 17, а, б, условие ограничения износа элементов

$$P = \frac{F_r}{ld} \leq [P], \quad (27)$$

для опор, приведенных на рис. 17, а, условие прочности цапфы 1 на изгиб

$$\sigma_{\text{изг}} = \frac{F_r l / 2}{0,1d^3} \leq [\sigma] \quad (28)$$

и условие прочности на смятие опорной поверхности *aa* подшипника 2

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{4F_a}{\pi(d_B^2 - d^2)} \leq [\sigma]_{\text{см}}, \quad (29)$$

где $[\sigma]$, $[\sigma]_{\text{см}} \approx 4[\sigma]$ – допускаемые напряжения материала подшипников скольжения (см. табл. 7); p , $[p]$ – действующее и допускаемое удельное давление, для пар трения сталь–бронза, сталь–латунь, сталь–фторопласт $[p] = 300 - 500 \text{ Н/см}^2$.

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. 17, б). При необходимости производят корректировку размеров согласно условиям (27)–(29).

Шарикоподшипники используют в качестве опор валов (рис. 18).

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

при $F_a/F_r \leq 0,35$ – радиальный ($\alpha_0 = 0$) (рис. 19, а, б и табл. 18);

при $0,35 < (F_a/F_r) \leq 1$ – радиально-упорный с углом контакта $\alpha_0 = 12 - 18^\circ$ (рис. 19, в и табл. 18);

при $(F_a/F_r) > 1$ – радиально-упорный, $\alpha_0 \geq 18^\circ$.

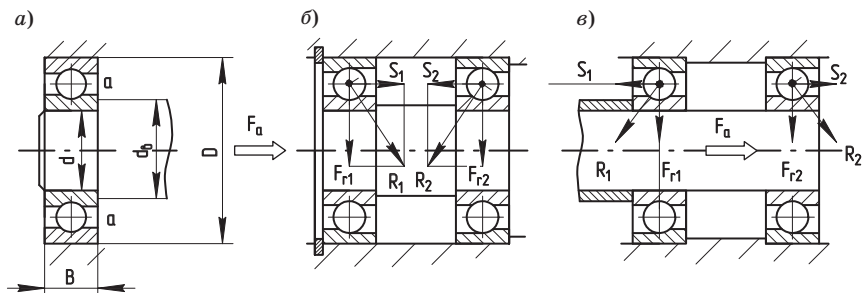


Рис. 18. Схемы крепления шарикоподшипников

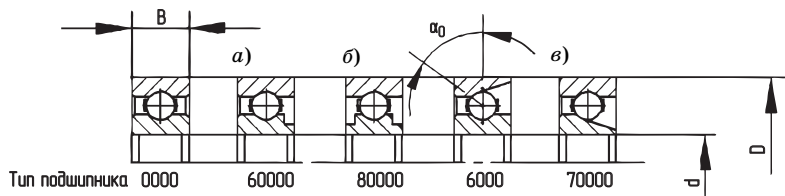


Рис. 19. К выбору типа подшипника

Таблица 18

Параметры шарикоподшипников

Типоразмер подшипника	Размеры, мм			Грузоподъемность, Н		Типоразмер подшипника	Размеры, мм			Грузоподъемность, Н	
	d	D	B	C	C ₀		d	D	B	C	C ₀
Радиальные подшипники, $\alpha_0 = 0^\circ$ (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, $\alpha_0 = 12^\circ$ (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

Типо-размер подшипника	Размеры, мм			Грузоподъемность, Н		Типо-размер подшипника	Размеры, мм			Грузоподъемность, Н	
	d	D	B	Грузоподъемность, Н			d	D	B	Грузоподъемность, Н	
				C	C_0					C	C_0
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, $\alpha_0 = 18^\circ$ (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						

В обозначении подшипника тип указывается четвертой цифрой: радиальный – 0, радиально-упорный – 6 (см. табл. 18).

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

Долговечность подшипника

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

где C – динамическая грузоподъемность, равная радиальной силе, при которой подшипник выдерживает без усталостного разрушения 10^6 оборотов подвижного кольца (см. табл. 18); 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 $t \leq 100^\circ \text{C}$, $K_T = 1$; X , Y – коэффициенты приведения сил F_r и F_a к эквивалентной радиальной силе (табл. 19); ν – коэффициент, учитывающий вращение внутреннего кольца, $\nu = 1$.

Значения X и Y для однорядных шарикоподшипников

Угол контакта α_0 , град	Отношение $\frac{F_a}{C_0}$	X и Y при соотношениях				Параметр e
		$F_a / (\nu F_r) > e$		$F_a / (\nu F_r) \leq e$		
		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 приведены в табл. 18.

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 $F_a/(\nu F_r)$;
- выписывают значение e , соответствующее расчетному значению F_a/C_0 ;

- сравнивают параметры e и $F_a/(\nu F_r)$ и в зависимости от соотношения между ними выбирают X и Y .

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

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

и принимают

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

$$F_{a1} = S_2 - F_a, \quad F_{a2} = S_2 \text{ при } S_1 < S_2, F_a \leq S_2 - S_1.$$

Порядок выбора типоразмера следующий:

1. Определяют диаметр цапфы вала – внутренний диаметр d подшипника (рис. 18, *a*). Для выходного вала принимают $d = (1 - 1,1)d_{\text{в}}$ и округляют до ближайшего большего значения d по табл. 18; здесь $d_{\text{в}}$ – диаметр вала, рассчитанный по формуле (22).

Диаметры подшипников промежуточных валов определяют с учетом конструктивных соображений так, чтобы выполнялось соотношение $d_{\text{в}} - d = \delta_0 = 1,5 - 4$ мм. Меньшее значение δ_0 принимают для $d \leq 3$ мм. При значениях $d_{\text{в}} < 1 - 2$ мм допускается увеличение диаметра $d_{\text{в}}$ для получения рекомендуемого значения δ_0 . Опорная поверхность aa (рис. 18, *a*) высотой δ_0 необходима для фиксации вала в осевом направлении, установки шарикоподшипника без перекосов и восприятия осевой нагрузки (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. 18), 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 $F_{r1} = 200$ и $F_{r2} = 250$ Н, осевая нагрузка $F_a = 100$ Н, диаметр вала $d_{\text{в}} = 10$ мм, частота вращения $n = 200$ об/мин и $K_{\text{д}} = K_{\text{т}} = \nu = 1$. Требуемая долговечность $L_h = 20000$ ч.

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

Примем $d = d_{\text{в}} - 2 = 10 - 2 = 8$ мм и из табл. 18 выберем типоразмер 6008 ($8 \times 24 \times 7$), для которого $C = 3800, C_0 = 2200$ Н.

Согласно табл. 19 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. 19

$$e' = 0,4,$$

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

$[\Delta e] = 0,2$ – требуемая точность при расчете, т. е. это значение параметра e' можно считать окончательным,

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

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

Для первой опоры

$$\frac{F_{a1}}{F_{r1}} = \frac{80}{200} = 0,4 = e', X = 1, Y = 0.$$

Для второй опоры

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

Эквивалентная динамическая нагрузка

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

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

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 $F_a/F_r = 0$, выберем 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. 18).

Для второй наиболее нагруженной опоры эквивалентная динамическая нагрузка

$$P_2 = vXF_r + K_dK_T = 1 \cdot 1 \cdot 250 \cdot 1 \cdot 1 = 250 \text{ Н.}$$

Долговечность составляет

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

7. 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. 3 и 12 табл. 10) стандартизованы:

для штифта

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

для шпонок

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

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

Диаметр штифта $d_{\text{шт}}$ выбирают из ряда стандартных размеров с учетом соотношения $d_{\text{шт}} \leq (d_B / 3)$ и проверяют условия прочности: на срез в сечениях aa и bb (см. п. 3 табл. 10)

$$\tau_{\text{ср}} = \frac{4M_K}{\pi d_B d_{\text{шт}}^2} \leq [\tau_{\text{ср}}];$$

на смятие поверхностей ka и mb

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{2M_K}{\pi d_{\text{шт}} (D - d_B)} \leq [\sigma_{\text{см}}].$$

Размеры шпонки b , h (см. п. 12 табл. 10) выбирают в зависимости от диаметра вала d_B и рассчитывают ее длину с учетом условий прочности:

на срез в сечении aa

$$\tau_{\text{ср}} = \frac{2M_{\text{к}}}{bd_{\text{в}}^2} \leq [\tau_{\text{ср}}];$$

на смятие поверхности ak

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{4M_{\text{к}}}{d_{\text{в}}hl} \leq [\sigma_{\text{см}}].$$

Ширину лыски b (см. п. 6 табл. 10) принимают равной $b = (0,6 - 0,7)d_{\text{в}}$, длину l определяют из условия прочности на смятие поверхности

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{12M_{\text{к}}}{d_{\text{в}}hl} \leq [\sigma_{\text{см}}].$$

Для шлицевого соединения (см. п. 7 табл. 10) рассчитывают длину соединения l с учетом условий прочности:

на срез зуба

$$\tau_{\text{ср}} = \frac{2M_{\text{к}}}{(d_{\text{в}}zbl_{\text{к}})k} \leq [\tau_{\text{ср}}], \quad k = 0,7;$$

на смятие боковой поверхности зуба

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{8M_{\text{к}}}{zl(D_{\text{н}}^2 - d_{\text{в}}^2)k} \leq [\sigma_{\text{см}}], \quad k = 0,7,$$

где $M_{\text{к}}$ – крутящий момент на колесе; $d_{\text{в}}$ – диаметр вала; $z_{\text{ш}}$ – число шлицов (число зубьев шестерни); D – наружный диаметр ступицы колеса, $D = d_{\text{в}} + (3 - 4)$ мм; $D_{\text{н}}$ – наружный диаметр шлицов (диаметр делительной окружности шестерни); $[\sigma_{\text{см}}]$, $[\tau_{\text{ср}}]$ – допускаемые напряжения; для стальных штифтов, шпонок, валов (лысок, шлицов) $[\sigma_{\text{см}}] = 7000 - 10000$; $[\tau_{\text{ср}}] = 6000 - 8000$ Н/см². Посадки с гарантированным натягом Н7/к7, Н8/к8 для приборных конструкций обеспечивают надежность соединения, параметры посадок не рассчитывают.

8. ОЦЕНКА УРОВНЯ УНИФИКАЦИИ КОНСТРУКЦИИ

Уровень унификации и стандартизации конструкции оценивают по коэффициенту унификации $K_{\text{у}}$ и интегральному коэффициенту $K_{\text{и}}$:

$$K_{\text{у}} = \frac{N - N_{\text{о}}}{N} \cdot 100 \%, \quad K_{\text{и}} = \left(1 - \frac{n_{\text{о}}}{n}\right) \left(1 - \frac{n}{N}\right),$$

где N – общее число составных частей изделия (деталей, стандартных изделий); $N_{\text{о}}$ – число оригинальных деталей; n – общее число

Элементы конструкции и типоразмеры

Позиции на сборочном чертеже	Наименование детали	Типоразмер детали, мм	Число деталей	Индекс детали
1	Двигатель	50 × 50 × 60	1	с
2	Корпус редуктора	100 × 120 × 150	1	
3	Крышка редуктора	80 × 90 × 10	1	о
4	Вал	3 × 3 × 150	2	
5	Червячное колесо	17 × 17 × 6	1	
6	Зубчатое колесо	20 × 20 × 5	6	
7	Подшипник	3 × 8 × 3	2	
8	Подшипник	4 × 9 × 2,5	4	
9	Винт	M2 × 4	10	с
10	Штифт	1 × 1 × 5	3	

Пр и м е ч а н и е. о – оригинальная деталь, с – стандартная.

основных типоразмеров деталей; n_o – число типоразмеров оригинальных деталей.

Параметры N , N_o определяют по спецификации механизма. Необходимые данные для расчета записывают в табл. 20.

Например, для приведенных в табл. 20 данных

$$K_y = \frac{31-4}{31} \cdot 100\% = 87\%, \quad K_{и} = \left(1 - \frac{8}{19}\right) \left(1 - \frac{19}{31}\right) = 0,224.$$

При проектировании должны быть выполнены условия

$$K_y \geq [K_{и}], \quad K_{и} \geq [K_y],$$

где $[K_y]$, $[K_{и}]$ – допускаемые значения коэффициентов, в курсовых проектах $[K_y] = 40\%$, $[K_{и}] = 0,2$.

9. МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ ПО КОНСТРУИРОВАНИЮ МЕХАНИЗМА

В приборостроении находят применение следующие конструкции редукторов: однокорпусная (рис. 20), на двух платах (рис. 21), в отдельном закрытом корпусе (рис. 22) и на общей плате (рис. 23).

Однокорпусную конструкцию (рис. 20) используют для цилиндрических передач и выполняют на одном основании 1 с применением втулок 3, которые позволяют располагать подшипники 2 в средней части, а зубчатые колеса 4 крепить консольно. Для обес-

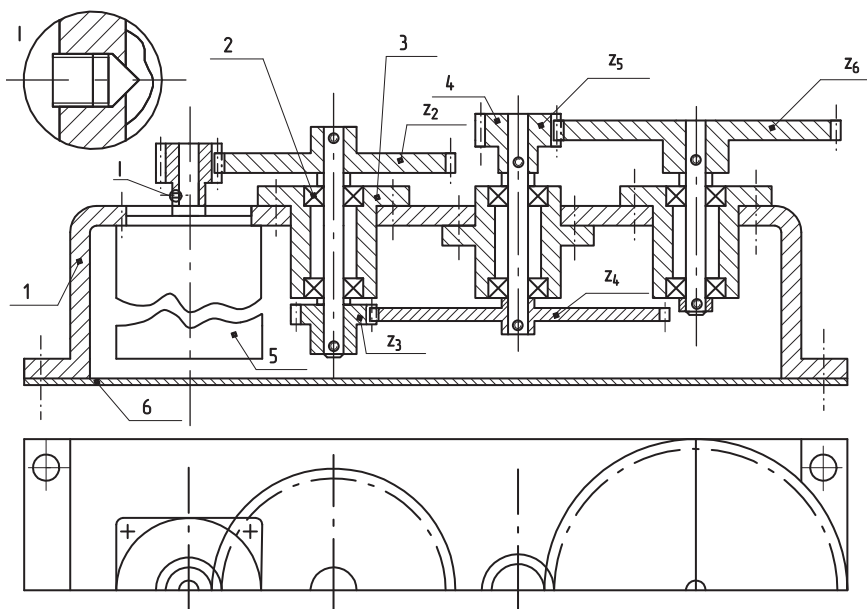


Рис. 20. Однокорпусная конструкция

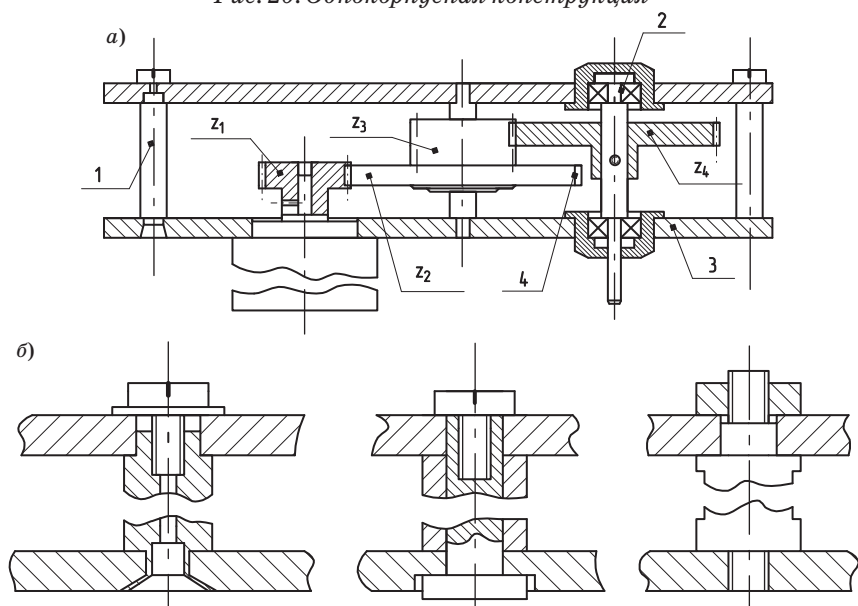


Рис. 21. Конструкция на двух платах

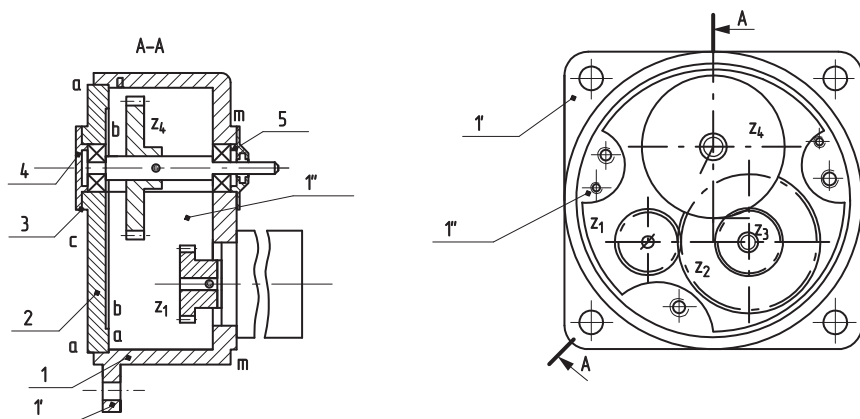


Рис. 22. Конструкция в закрытом корпусе

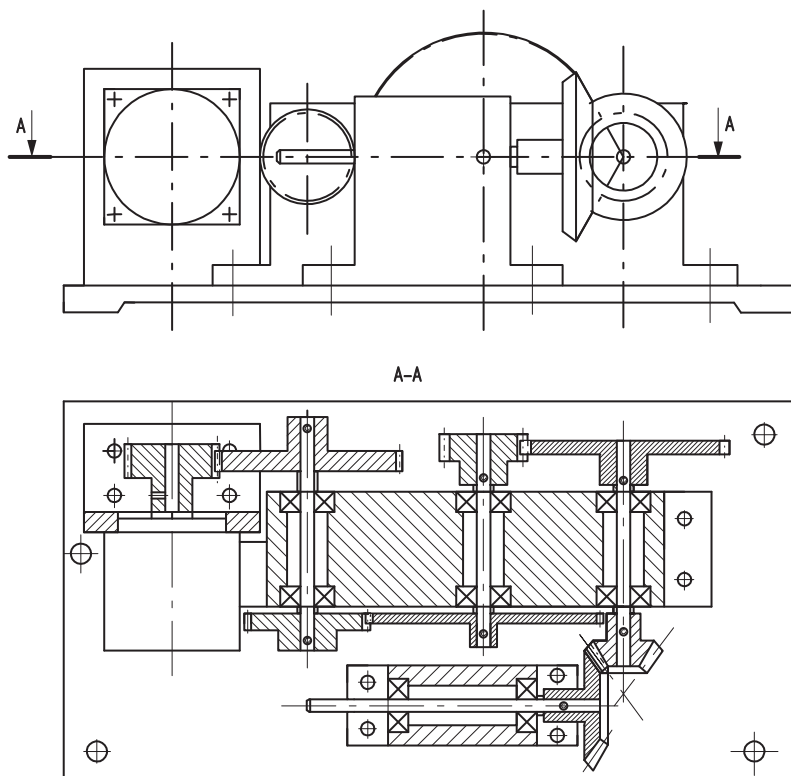


Рис. 23. Конструкция на общей плате

печения параллельности валов втулки 3 центрируют относительно корпуса 1 по цилиндрической поверхности *aa* или с помощью двух штифтов; первый вариант схемы предпочтительнее, так как исключает регулировку положения втулок. Редуктор может быть закрыт одним либо двумя тонкими кожухами 6.

В редукторе на двух платах (рис. 21) подшипники 2 располагают на концах валов, а зубчатые колеса 4 монтируют на участке между опорами. Платы 3 закрепляют на нескольких стойках 1. Крепление плат и стоек пояснено на рис. 21, б. Редуктор обычно имеет открытую конструкцию, его устанавливают внутри прибора. Возможно применение защитного кожуха. Валы монтируют на шарикоподшипниках или подшипниках скольжения, причем подшипником является отверстие в бронзовой плате. Конструкция применима для цилиндрических передач.

Редуктор в закрытом корпусе (рис. 22) не имеет ограничений по виду зацепления зубчатых колес и состоит из корпуса 1 и одной или двух крышек 2, в качестве опор используют подшипники скольжения и шарикоподшипники, которые устанавливают непосредственно в корпусе и крышке. Корпус обычно изготавливают литьем под давлением из алюминиевых сплавов. Центрирование корпуса и крышки осуществляется с помощью штифтов или по цилиндрической поверхности в редукторах цилиндрической формы.

Применение подшипниковых крышек 4 и 5 позволяет с помощью прокладок 3 выставить требуемый осевой зазор (осевое смещение) вала на радиальных шарикоподшипниках или осевой натяг радиально-упорных шарикоподшипников. Конструкция оказывается технологичной, так как отверстия под подшипники в корпусе и крышке могут быть обработаны совместно за один проход режущего инструмента, при этом технологически с высокой точностью обеспечивается параллельность валов редуктора. Конструкция крышки также допускает замену смазки подшипников без разборки механизма и защищает их от попадания пыли. С целью облегчения конструкции стенки корпуса изготавливают тонкими (1,5–3 мм), а для соединения корпуса и крышки предусматривают приливы 1', которые в корпусах прямоугольной формы обычно размещают по углам, для удобства обработки сопрягаемых поверхностей корпуса и крышки (*aa*, *ab*, *cc*, *mm*) их располагают на другом уровне по отношению к необрабатываемой (после отливки) поверхности. Крепление механизма на объекте осуществляют за фланец 1.

В редукторах, собираемых на общей плате 1 (рис. 23), подшипники монтируют в специальных кронштейнах или стойках, которые крепят к плате винтами и центрируют штифтами. Механизм закрывают кожухом. В редукторе могут быть использованы цилиндрические, конические и червячные передачи.

Типовые конструкции подшипниковых узлов приведены в табл. 21.

Для однокорпусного редуктора и редуктора на общей плате рекомендуется использовать конструкции из п. 1–3 табл. 21. Для редуктора в закрытом корпусе и редуктора на двух платах предлагается

Таблица 21

Типовые конструкции подшипниковых узлов редукторов

№ п/п	Конструкция	Примечание
1		<p>Подшипники 5 установлены в корпусе 3 и крышке 4 и поджаты глухими центрирующими втулками 1. Осевое смещение вала осуществляют с помощью прокладок 2. Конструкция проста и технологична</p>
2		<p>Конструкция аналогична. Наружное кольцо подшипника установлено в упор заплечика корпуса 1</p>
3		<p>В правой опоре применена тарельчатая пружина 2 для регулировки положения вала. Пружина 2 установлена между нажимным стаканом 3 и торцевой крышкой 1</p>
4		<p>Левая и правая опоры имеют одинаковую конструкцию. Подшипники установлены в корпусе 1 и крышке 2. Осевое положение вала регулируют прокладками 3. Предусмотрены защитные колпачки 4. Недостаток – трудность точной обработки глухих отверстий</p>
5		<p>Конструкция более технологична, чем предыдущая, так как отверстия под подшипники в корпусе и крышке сквозные. Положение вала регулируют прокладками 2 и фиксируют разрезными кольцами 1. От загрязнения узлы защищены шайбами 3</p>

№ п/п	Конструкция	Примечание
6		<p>Подшипники установлены во втулке 2, которую за фланец крепят в корпусе 3. Внутренние кольца в осевом направлении фиксируют с внешней стороны втулкой 1, ступицей 4 или другой деталью</p>
7		<p>Конструкция аналогична. Между наружными кольцами подшипников устанавливают распорную втулку 1. Достоинство конструкции – технологичность</p>
8		<p>Подшипники установлены в стакане 1. Между наружными кольцами подшипников введена распорная втулка. Зацепление зубчатых колес регулируют смещением стакана относительно корпуса 4 с помощью прокладок 3. Имеется манжетный уплотнитель 5</p>
9		<p>Внутренние кольца подшипников установлены до упора в бортик 1. Правильное зацепление обеспечивают смещением стакана 3 относительно корпуса 5 прокладками 4. Имеется лабиринтное уплотнение 2</p>
10		<p>Подшипники установлены в отдельные втулки 1, которые крепят к плате или корпусу 2 винтами или монтируют по неподвижной посадке</p>

применять конструкции из п. 1–5 при толщине корпуса платы, большей ширины подшипника, и конструкцию из п. 10, если ширина подшипника соизмерима или больше толщины корпуса.

Конструкции из п. 6–9 могут быть использованы в вариантах 2, 3, 7 и 8 схемы установки валов с консольно закрепленным коническим колесом.

На входном и выходном валах редуктора необходимо предусмотреть уплотняющие устройства, предназначенные для защиты подшипника от попадания в него посторонних частиц и предотвращения

ния вытекания смазки. Для входного вала, имеющего высокую частоту вращения, рекомендуется выбирать бесконтактное устройство с кольцевыми канавками 4, заполненными консистентной (густой) смазкой (см. п. 9 табл. 21). На выходном валу может быть установлен контактный фетровый уплотнитель, пропитанный маслом (см. п. 8 табл. 21).

Внутреннее кольцо шарикоподшипника устанавливают на валу по неподвижным посадкам H6/k6 или H6/h6, которые обеспечивают изменением предельных размеров вала. Наружное кольцо монтируют с небольшим зазором. Рекомендуемые посадки H7/h7 или G7/h7. Их получают изменением предельных размеров отверстия в корпусе или крышке.

Вращение от двигателя к редуктору в исполнительных механизмах приборов может передаваться без муфты и с помощью втулочной муфты: неподвижной (рис. 24, а) или допускающей осевое смещение валов (рис. 24, б, в). Вариант схемы на рис. 24, в выполним только при $d_2 < d_1$, для конструкций на рис. 24, а, б допускается любое сочетание d_2 и d_1 .

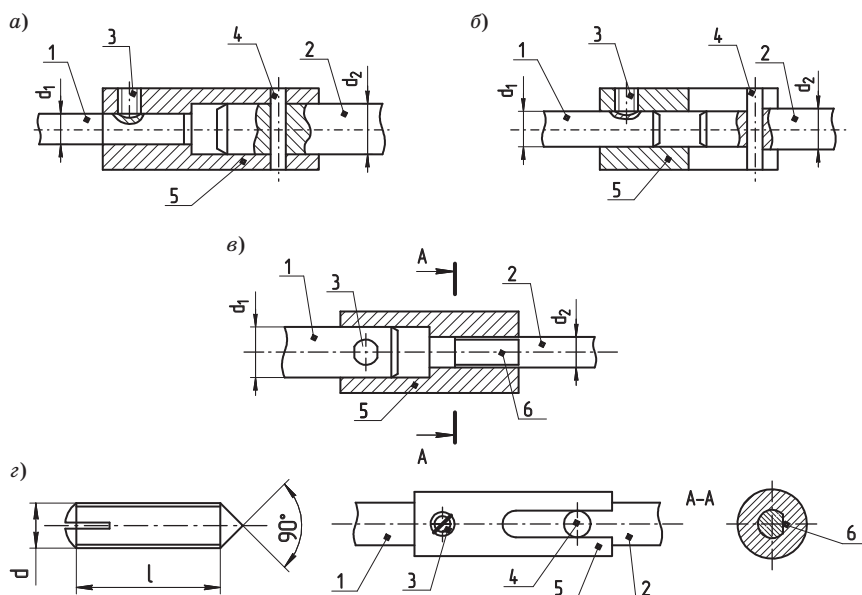


Рис. 24. Конструкции муфт.

1 – вал двигателя; 2 – входной вал редуктора; 3 – установочный винт;
4 – штифты; 5 – втулка; 6 – лыска

Втулку 5 на валу двигателя закрепляют с помощью закаленного винта (рис. 24, з) диаметром $d = 1; 1,2; 1,4; 1,6; 2$ мм и длиной 2, 3 мм. Размеры штифта и лыски определяют в соответствии с рекомендациями п. 7. Наружный диаметр втулки принимают равным

$$d + \delta_1 = D,$$

где $d = \max(d_2, d_1)$; $\delta_1 = 3 - 4$ мм, и проверяют втулку на прочность при кручении по формуле (18), где

$$W_p = 0,2D[1 - d^4/D^4].$$

В редукторах, устанавливаемых внутри приборов, муфты обычно не применяют, а входную шестерню закрепляют на валу двигателя винтом или монтируют по неподвижной посадке (см. рис. 21). В этом случае двигатель закрепляют на корпусе или крышке редуктора без дополнительной переходной втулки.

Двигатели 1 без фланцев (см. рис. 4) закрепляют в специальных стаканах 2 (рис. 25). Упругую податливость стаканов увеличивают введением продольной (aa) и поперечной (abc) прорезей в конструкции, представленной на рис. 25, а, и трех-четырех продольных прорезей (aa) в конструкции, приведенной на рис. 25, б.

Стенки стакана на участке с прорезями стягивают с помощью винтов или болтов, устанавливаемых в приливы 1' стакана (рис. 25, а),

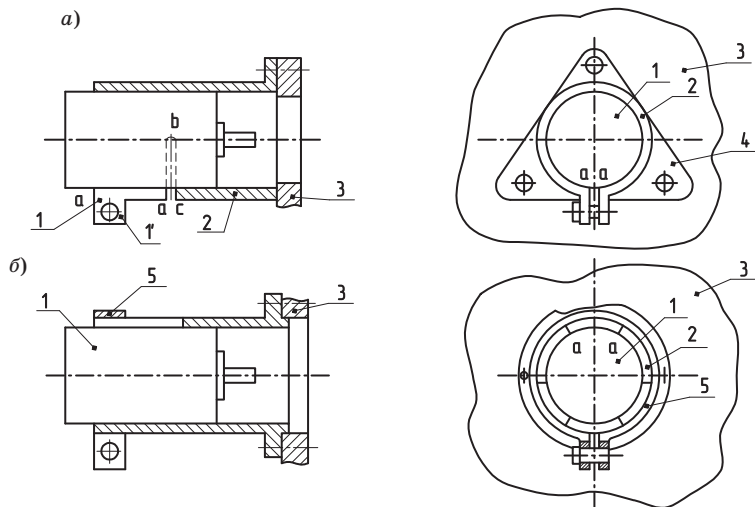


Рис. 25. Крепление двигателя

или бандажной лентой 5 (конструкция на рис. 25, б). Соосность валов двигателя и входного вала редуктора обеспечивают введением центрирования двигателя и стакана относительно крышки или корпуса редуктора. В стакане двигатель центрируют по поверхности диаметра D . Стакан 2 центрируют относительно корпуса 3 по цилиндрической поверхности (*к*т рис. 22, б) или с помощью двух установочных штифтов 4. Двигатель с фланцем центрируют по поверхности aa (см. рис. 5 и рис. 1–12, а).

Сборочный чертеж исполнительного механизма должен содержать изображения (виды, разрезы и сечения), а также размеры, необходимые для полного понимания конструкции, и, в частности, основные виды компоновки с детальной проработкой конструкции.

Главный вид выбирают так, чтобы были ясны кинематика движения, конструктивная схема редуктора в целом и особенности конструкции отдельных элементов, расположение и крепление зубчатых колес, двигателя, валов, подшипниковых узлов, соединение корпуса и крышки или плат.

В редукторах с развернутой кинематической цепью таким видом может быть развертка редуктора. Вторым обязательным для этих редукторов видом является вид со снятой крышкой или платой на цилиндрические зубчатые колеса.

На сборочном чертеже должны быть проставлены позиции всех деталей и указаны габаритные, установочные и присоединительные размеры.

На рабочем чертеже должна быть показана конструкция детали, проставлены все необходимые для ее изготовления размеры, указаны точность изготовления, взаимное расположение поверхностей и их шероховатость.

Примеры конструкции редукторов различных вариантов приведены в атласе [9]. В этом учебном пособии представлены редукторы с двумя выходными валами. В заданиях проекта первый выходной вал следует рассматривать как промежуточный вал редуктора.

**ОБРАЗЕЦ БЛАНКА ЗАДАНИЯ
НА ВЫПОЛНЕНИЕ КУРСОВОГО ПРОЕКТА**

Санкт-Петербургский государственный университет
аэрокосмического приборостроения

К защите _____ (Фамилия И. О. преподавателя)
(Подпись)

« _____ » _____ 200 _____ г.

**Техническое задание
на выполнение курсового проекта
по дисциплине «Теория механизмов приборов»**

Провести расчет элемента и параметров конструкции исполнительного механизма летательного аппарата с учетом указанных в задании схемных особенностей.

Тип механизма: исполнительный механизм с одним выходным валом.

Схемные особенности: редуктор с развернутой кинематической цепью.

Параметры механизма: момент на выходном валу $M_{\text{вых}}$, Н · см, частота вращения выходного вала $n_{\text{вых}}$, об/мин, точность передачи $[\Delta\varphi]$, угл. мин.

Студент группы _____ (Фамилия И. О.)

ОБРАЗЕЦ ОФОРМЛЕНИЯ ТИТУЛЬНОГО ЛИСТА

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ
Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение
высшего профессионального образования
САНКТ-ПЕТЕРБУРГСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ
АЭРОКОСМИЧЕСКОГО ПРИБОРОСТРОЕНИЯ

Курсовой проект
Защищен с оценкой

Руководитель _____
Должность

Уч. звание, степень

Подпись, дата

Инициалы и фамилия

ПОЯСНИТЕЛЬНАЯ ЗАПИСКА
К КУРСОВОМУ ПРОЕКТУ
по дисциплине «Теория механизмов приборов»

ИСПОЛНИТЕЛЬНЫЙ МЕХАНИЗМ
М4.ТМЦ.1903.06.КП
(кодовое обозначение проекта)

Проект выполнил
Студент гр. _____
Подпись, дата

Инициалы и фамилия

Санкт-Петербург
2011

ФОРМА И СОДЕРЖАНИЕ ОСНОВНЫХ НАДПИСЕЙ

Форма 1

185					55	
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		
Разраб.						
Проб.						
Т.контр.						
Н.контр.						
Утв.						
			Лит.	Масса		Масштаб
						1:1
			Лист	Листов	1	

Штамп основной надписи 1-го листа чертежа

Форма 2

185					40	
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		
Разраб.						
Проб.						
Н.контр.						
Утв.						
			Лит.	Лист		Листов

Штамп основной надписи 1-го листа текстового документа

Форма 2а

185					15
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата	
				Лист	

Штамп основной надписи 2-го и последующих листов текстового документа, чертежа (схемы)

ДВИГАТЕЛИ

Номер рисунка	Тип двигателя	Мощность, Вт	Частота вращения, мин ⁻¹	Номинальный момент, Н·см	Момент инерции якоря, кг·см ²	Пульсовый момент, Н·см	Габаритные размеры, мм				D _δ /B	
							D	L	d	l		Отверстия для крепления
Электродвигатели с малой частотой вращения												
4, а	МФА	0,35	6,8	50	-	-	40	118	5	14	-	-
	ДРВ-1,5	1,5	153	9,5	-	-	40	108	6	8	-	-
5, а, б	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												
5, а, в	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
5, а, б	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
5, а, в	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

Продолжение табл. П4

Номер рисушка	Тип двигателя	Мощность, Вт	Частота вращения, мин ⁻¹	Номинальный момент, Н·см	Момент инерции якоря, кг·см ²	Пульсовый момент, Н·см	Габаритные размеры, мм					
							D	L	d	l	Отверстия для крепления	D ₈ /B
4, а	ДПМ-20-0,6	0,61	3000	0,20	0,0037	0,4	20	30	2	8	-	-
	2ДЭС-7	0,73	2000	0,35	-	-	20	53	2	6	-	-
5, а, б	ДПМ-20-0,9	0,92	4500	0,20	0,0037	0,5	20	30	2	8	-	-
	ДИД-1ТА	1	18000	0,09	0,0007	0,15	33	54,5	2,8	10	3 отв. Ø2,8	40/23
5, а, з	Г-205	1	3000	0,33	-	-	58	79	4	15	4 отв. Ø3,5	64/-
	УАД-24	1,2	1250	0,9	0,057	1,35	50	60	4	20	-	-
4, а	ДПМ-20	1,24	6000	0,2	0,0037	0,6	20	30	2	8	-	-
		1,33	9000	0,15	0,0037	0,7	20	30	2	8	-	-
5, а, б	ДПМ-25	1,5	2500	0,5	0,0116	1	23	65,5	2	10	-	-
	ДП-1	1,73	5200	0,33	-	-	22,5	52	2,8	7,4	2 отв. Ø2,8	25/22,5
5, а, в	ДИД-2ТА	2	18000	0,18	0,0009	0,34	33	68,5	2,8	12	3 отв. Ø2,8	40/23
	Г-201	2	8000	0,25	-	-	54	72	4	15	4 отв. Ø3,5	60/-
5, а, з	Г-202	2	3000	0,65	-	-	58	79	4	15	4 отв. Ø3,5	64/-
	ДПМ-25	2,3	4500	0,5	0,0116	1,5	23	65,5	2	10	-	-
4, а	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	-	-
5, а, в	ДИД-3ТА	3	8000	0,56	0,0024	1	48	70	4,8	19	3 отв. Ø3,2	59/34
	ДПМ-25	3,1	6000	0,5	0,0116	1,8	23	65,5	2	10	-	-
4, а	ДПМ-35	3,1	2500	2	0,062	5	33	92	3	14	-	-
		3,5	7500	0,45	-	-	54	72	4	15	4 отв. Ø3,4	60/-

Номер рисунка	Тип двигателя	Мощность, Вт	Частота вращения, мин ⁻¹	Номинальный момент, Н·см	Момент инерции якоря, кг·см ²	Пусковой момент, Н·см	Габаритные размеры, мм					D _в /B
							D	L	d	l	Отверстия для крепления	
4, 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	-	-
5, а, е	ДИД-5ТА	5	6000	1,2	0,025	2,2	60	104	48	19	3 отв. Ø 4,2	74/43
	ДПМ-35	5,4	2500	2,1	0,062	5	33	92	3	14	-	-
4, а	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	-	-
5, а, б	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	-	-
4, а	УАД-54	9	1280	6,8	0,225	10	62	88	5	25,5	-	-
	АДП-262	9,5	1850	5	0,017	9	74	122	4	7,5	-	-
5, а, е	ДИД-10ТА	10	10000	1,5	0,0366	2,8	60	104	4,8	19	3 отв. Ø 4,2	74/43
4, а	ДПМ-35	12,3	6000	2	0,062	7	40	83	5	15	4 отв. Ø 3,2	47/40
	УАД-42	13	2700	4,7	0,17	9,4	33	92	3	14	-	-
4, а	СЛ-221	13	3600	3,5	0,14	-	50	70	4	20,5	-	-
	ДМП-35	13,8	9000	1,5	0,062	7	70	104	4	9	-	-
							33	92	3	14	-	-

Окончание табл. П4

Номер рисунка	Тип двигателя	Мощность, Вт	Частота вращения, мин ⁻¹	Номинальный момент, Н·см	Момент инерции якоря, кг·см ²	Пусковой момент, Н·см	Габаритные размеры, мм					
							D	L	d	l	Отверстия для крепления	D ₈ /B
5, а, б	Д-15	15	6000	2,4	—	—	40	108	5	10	4 отв. Ø М3	32/—
5, а, з	Г-32	16	7500	2,1	—	—	65	81	5	15	4 отв. Ø 3,2	73/—
5, а, б	ДПР-74	18,5	4500	4	0,078	26	40	83	5	15	4 отв. Ø 3,2	47/40
4, 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	—	—
5, а, б	СД-20	20	5000	3,25	0,128	—	52,5	114	5	13	4 отв. Ø 5,2	62/54,5
4, а	СЛ-261	24	3600	6,5	0,2	—	70	115	6	9	—	—
5, а, б	ДПР-72	25	6000	4	0,078	32	40	83	6	10	4 отв. Ø 3,2	47/40
4, 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	—	—
5, а, б	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	—	—
5, а, б	ДРВ-45	45	7000	6,25	0,74	—	62,5	124	7,5	16	4 отв. Ø 4,5	72/62,5
4, а	СЛ-361	50	3000	16	0,7	—	85	133	8	13	—	—
5, а, б	МУ-101	60	5600	10,4	—	—	58	119	8	15	4 отв. Ø 5,2	76/66
4, а	УАД-72	70	2700	25,2	0,79	38	75	115	6	30	—	—
5, а, б	СД-75	75	7500	9,75	0,4	—	62	130	6	8	4 отв. Ø 5,2	76/66

Библиографический список

1. *Артоболевский, И. И.* Теория механизмов и машин: учебник для вузов/*И. И. Артоболевский*. 3-е изд., перераб. и доп. М.: Наука: Физматлит, 1975. 639 с.
2. *Первицкий, Ю. Д.* Расчет и конструирование точных механизмов: учеб. пособие/*Ю. Д. Первицкий*. 2-е изд., перераб. и доп. Л.: Машиностроение, 1976. 456 с.
3. *Иосилевич, Г. Б.* Прикладная механика: учебник/*Г. Б. Иосилевич, Г. Б. Строганов, Г. С. Маслов*; ред. *Г. Б. Иосилевич*. 2-е изд., перераб. и доп. М.: Высшая школа, 1989. 350 с.
4. *Иванов, М. Н.* Детали машин: учебник/*М. Н. Иванов*. 4-е изд., перераб. М.: Высшая школа, 1984. 336 с.
5. *Распопов, В. Я.* Микромеханические приборы: учеб. пособие для вузов/*В. Я. Распопов*. М.: Машиностроение, 2007. 400 с.
6. *Опалихина, О. В.* Механика: методические указания по оформлению курсового проекта/*О. В. Опалихина, Ю. Н. Соколов*. СПб.: ГУАП, 2008. 18 с.
7. *Феодосьев, В. И.* Соппротивление материалов: учебник для вузов/*В. И. Феодосьев*. М.: Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2007. 592 с.
8. *Степин, П. А.* Соппротивление материалов/*П. А. Степин*. СПб.: Лань, 2010. 320 с.
9. *Лукичева, Л. С.* Конструирование механизмов приборов и устройств летательных аппаратов: учеб. пособие/*Л. С. Лукичева, С. А. Михальков, Е. Е. Чаадаева*. Л.: ГУАП, 1988. 53 с.

СОДЕРЖАНИЕ

Введение.....	3
1. Общие методические указания	9
1.1. Задание на курсовое проектирование	9
1.2. Методические указания по содержанию и объему проекта.....	10
2. Рекомендации по проектированию зубчатых механизмов.....	12
3. Методические указания к расчету параметров редуктора	17
3.1. Выбор двигателя	17
3.2. Кинематический расчет редуктора.....	20
3.3. Расчет модуля и геометрических размеров колес	27
4. Расчет валов (осей).....	34
4.1. Составление компоновочной схемы.....	34
4.2. Расчет усилий в зацеплениях зубчатых колес	42
4.3. Составление расчетной схемы вала.....	43
4.4. Расчет вала.....	46
5. Расчет точности передачи	54
6. Расчет и выбор подшипников	59
7. Расчет элементов крепления	66
8. Оценка уровня унификации конструкции	67
9. Методические указания по конструированию механизма	68
ПРИЛОЖЕНИЕ 1. Образец бланка задания на выполнение курсового проекта	77
ПРИЛОЖЕНИЕ 2. Образец оформления титульного листа.....	78
ПРИЛОЖЕНИЕ 3. Форма и содержание основных надписей.....	79
ПРИЛОЖЕНИЕ 4. Двигатели.....	80
Библиографический список.....	84

