



**МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ
РЕСПУБЛИКИ БЕЛАРУСЬ**

**Белорусский национальный
технический университет**

**Кафедра «Детали машин, подъемно-транспортные машины
и механизмы»**

**А. Т. Скойбеда
А. М. Статкевич
А. А. Калина**

**ПРОЕКТИРОВАНИЕ
МЕХАНИЧЕСКИХ ПЕРЕДАЧ.
ЭСКИЗНЫЙ ПРОЕКТ**

Методическое пособие

**Минск
БНТУ
2014**

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ РЕСПУБЛИКИ БЕЛАРУСЬ
Белорусский национальный технический университет

Кафедра «Детали машин, подъемно-транспортные машины
и механизмы»

А. Т. Скойбеда
А. М. Статкевич
А. А. Калина

ПРОЕКТИРОВАНИЕ МЕХАНИЧЕСКИХ ПЕРЕДАЧ. ЭСКИЗНЫЙ ПРОЕКТ

Методическое пособие

Под редакцией А. Т. Скойбеда

*Рекомендовано учебно-методическим объединением
по образованию в области машиностроительного оборудования
и технологий для студентов направления образования
36 «Техника и технологии»*

Минск
БНТУ
2014

УДК 621.833–025.13:378.147.091.313(075.8)

ББК 34.445я7

С44

Рецензенты:

Г. А. Таяновский, П. П. Анципович

Скойбеда, А. Т.

С44 Проектирование механических передач. Эскизный проект : методическое пособие / А. Т. Скойбеда, А. М. Статкевич, А. А. Калина; под ред. А. Т. Скойбеда. – Минск : БНТУ, 2014. – 112 с.
ISBN 978-985-550-074-3.

Излагается последовательность выполнения эскизной компоновки сборочных единиц при разработке курсового проекта. Приведены примеры выполнения компоновки, необходимые литературные источники и стандарты.

УДК 621.833–025.13:378.147.091.313(075.8)

ББК 34.445я7

ISBN 978-985-550-074-3

© Скойбеда А. Т., Статкевич А. М.,
Калина А.А., 2014

© Белорусский национальный
технический университет, 2014

Введение

Эскизный проект представляет собой совокупность конструкторских документов, в которых содержатся принципиальные технические решения, дающие общее представление об устройстве, компоновке и принципе работы изделия, а также данных, определяющих его основные параметры и габаритные размеры. В курсовом проекте по дисциплинам «Детали машин», «Детали машин и основы конструирования», «Механика» компоновочный чертеж эскизного проекта – первый и, как показала практика его выполнения, самый сложный этап самостоятельной разработки студентами конструкции сборочной единицы (редуктора, коробки скоростей). Для облегчения понимания и сокращения времени перехода от процесса расчета передач к непосредственному конструированию механического привода или коробки скоростей и предназначено это пособие.

Эскизный проект в достаточном и необходимом объеме дает представление о конструктивной сущности проектируемого изделия, обоснование технического решения и на следующей стадии служит для разработки технического проекта и рабочей конструкторской документации. Эскизный проект выполняется в соответствии с требованиями ГОСТ 2.119.73.

Обычно компоновочный чертеж эскизного проекта состоит из изображений в виде основных разрезов редуктора или коробки скоростей. Одним из них для многовальной коробки или редуктора с параллельными или пересекающимися осями валов является развертка, т. е. изображение, на котором все валы, различным образом расположенные в пространстве, представлены (развернуты) в одной плоскости по своим осям. Развертка позволяет наиболее полно и рационально выявить конструкцию деталей и сборочных единиц механизма, их взаимное расположение.

Для червячной передачи и многовальных редукторов с пересекающимися осями (при наличии червячной передачи) развертку по всем валам на одном разрезе изобразить не удастся. В этом случае выполняются несколько разрезов (обычно два).

Прежде чем приступить к разработке компоновочного чертежа эскизного проекта, необходимо по данным технической литературы, справочникам, альбомам, учебным и методическим пособиям,

стандартам, ознакомиться с общими принципами и рекомендациями по проектированию.

На основании анализа существующих конструкций желательно выбрать прототип для проектирования – аналог, по своим техническим данным похожий на разрабатываемое изделие (редуктор или коробку скоростей). Если этого сделать не удастся, то из нескольких конструкций выбираются сходные элементы или модули – чертежи блоков зубчатых колес, муфт, валов с подшипниковыми узлами и т. д.

Облегчает процесс конструирования продуманное и обоснованное использование унифицированных узлов и элементов, для чего следует ознакомиться с ГОСТами на унифицированные и комплектующие сборочные единицы (электродвигатели, муфты, подшипники, крепежные детали и т. д.).

Чертежи на данной стадии целесообразно выполнять на листе ватмана или миллиметровой бумаге в масштабе 1 : 1, так как такое изображение дает более четкое представление о конструкции, пропорциях и взаимной увязке различных элементов. На компоновочных чертежах эскизного проекта допускается схематичное изображение отдельных элементов. При повторении элементов конструкции в нескольких местах на одном или нескольких чертежах их конструкцию достаточно более подробно разработать в одном месте, а в остальных показать их только контурно, давая привязку. В этом случае детали, попавшие в разрез, штриховать не обязательно. На чертежах рекомендуется представлять только размеры сопряжений деталей, межосевые, а также необходимые для справок и используемые в расчетно-пояснительной записке. Вместо увеличения числа проекций допускается использование местных разрезов и сечений.

Другим важным этапом для раскрытия конструкции является разработка изображения в виде разреза плоскостью, перпендикулярной осям валов (свертка), на котором показывается истинное расположение валов в пространстве и дополнительно выявляются условия смазки зубчатых передач, конструктивное исполнение механизмов управления и т. д.

К эскизному проекту можно приступить после выполнения кинематических и проектировочных расчетов, в которых определяются основные геометрические и силовые параметры всех передач (зубчатых, червячных и др.), диаметры валов, выбираются соединительные и сцепные муфты.

В начале эскизного проектирования при известной кинематической схеме следует принять ряд принципиальных для будущей конструкции решений, к которым относятся:

- выбор конструктивного варианта исполнения корпуса;**
- выбор типа подшипников и схемы их установки;**
- определение расстояний между деталями и размеров деталей, не найденных при расчете передач.**

В процессе выполнения эскизного проекта одновременно проводятся соответствующие расчеты (прежде всего проектировочные, а затем, по необходимости, и проверочные), вычерчиваются рассчитанные элементы конструкции и разрабатываются основные сборочные единицы. Вычисления и варианты эскизов следует выполнять параллельно, так как возможно несоответствие данных расчета конструктивному исполнению ввиду малых размеров между осями соседних валов (межосевых расстояний) для расположения подшипников, сцепных управляемых муфт, насадных зубчатых колес, червяков и др. либо эти размеры оказываются завышенными относительно конструктивно приемлемого варианта. Расчеты в этом случае должны быть повторены с целью приближения их результатов к приемлемому варианту путем изменения, при необходимости, кинематических (передаточные отношения, числа зубьев), а также геометрических (соотношение размеров ширины и диаметра зубчатых колес, шкивов) и прочностных параметров.

Таким образом, выполненная эскизная компоновка позволяет получить необходимые для проверочных расчетов размеры (расстояния между опорами валов и точками приложения действующих в зацеплениях сил и реакций подшипников), которые рационально определить графически после вычерчивания зубчатых колес, валов, подшипников и элементов корпуса в натуральную величину.

Если проверочный расчет указывает на неработоспособность вычерченной детали, на компоновочном чертеже выполняются необходимые исправления.

Полученная в процессе эскизного проектирования конструкция должна удовлетворять требованиям простоты изготовления ее деталей, сборки, регулировок и эксплуатации, а также надежности и долговечности всех элементов. Для обеспечения указанных требований иногда приходится выполнять несколько вариантов компоновки.

1. РЕКОМЕНДАЦИИ ПО ВЫБОРУ КОНСТРУКТИВНОГО ИСПОЛНЕНИЯ КОРПУСА

К корпусным относят детали, определяющие взаимное расположение деталей сборочной единицы и воспринимающие основные силы, действующие в редукторе. Корпусная деталь состоит из стенок, ребер, бобышек, фланцев, приливов и других элементов, соединенных в единое изделие. Корпус является базовой деталью, и при его проектировании необходимо обеспечить соответствие требованиям к прочности, жесткости и герметичности. Прочность и жесткость корпуса достигаются выбором материала корпуса, надлежащей толщиной стенок и ребрами жесткости, располагаемыми у приливов опорных элементов.

Корпуса редукторов серийного производства выполняют литыми из чугуна марок СЧ 15, СЧ 18, а при ограничении массы изделия – из легких сплавов (например, из силумина). При вибрационных и ударных нагрузках применяют высокопрочные чугуны типа ВЧ 40-10 или отливки из сталей марок 30Л, 25Л. В индивидуальном и мелкосерийном производстве корпуса выполняют сварными из листовой стали марок Ст 2, Ст 3 или сварно-литыми.

Выбор конструктивного варианта исполнения корпуса существенно влияет на проектирование всех других элементов конструкции. При этом возможны два принципиально различных типа корпусов: с разъемом по плоскости осей валов и без разъема (цельнолитые).

При конструировании форму и размеры корпуса следует выбирать в зависимости от типа привода, числа и размеров деталей, установленных в нем, расположения плоскости разъема (если таковой имеется) и относительного расположения осей валов. Конструкция должна быть такой, чтобы обеспечивался быстрый и удобный монтаж деталей и удовлетворялись требования технологичности при его изготовлении.

На рис. 1.1 приведена литая конструкция корпуса, состоящая из двух частей: нижней – корпуса 1 и верхней – крышки корпуса 2. В плоскости разъема 3 лежат оси валов. Устанавливать прокладки между корпусом и крышкой не допускается, так как они могут нарушить посадки подшипников. При расположении валов в вертикальной или нескольких плоскостях применяют более сложные конструкции корпусов с несколькими разъемами. Иногда корпуса выполняют цельными (например, корпуса коробок передач).

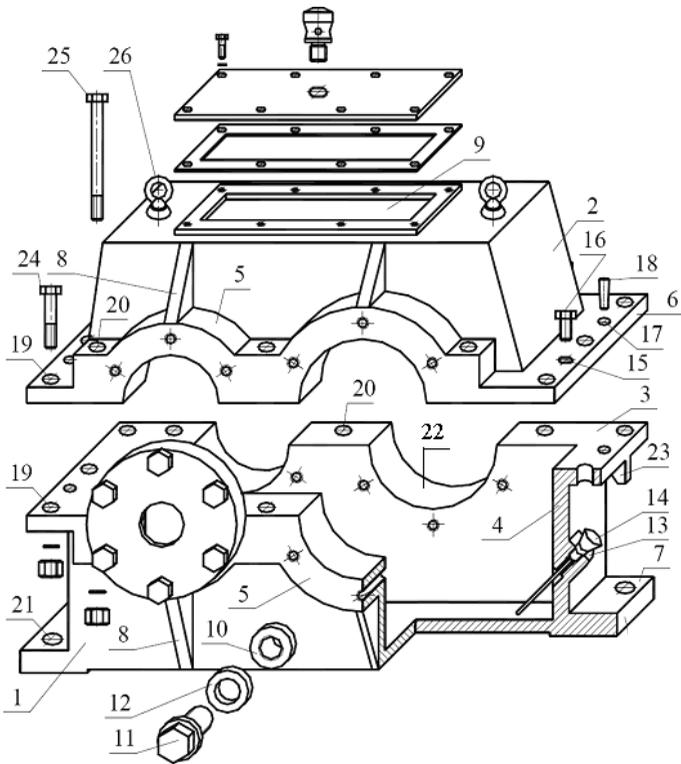


Рис. 1.1. Разъемный корпус одноступенчатого цилиндрического редуктора

Несмотря на то, что конструкции корпусов весьма разнообразны, в них есть общие конструктивные элементы:

- стенки 4;
- бобышки 5 для отверстий под подшипники;
- фланцы 6 для крепления крышки и корпуса;
- ниши или фланцы 7 для крепления корпуса к плите или раме;
- ребра жесткости 8;
- смотровой люк 9;
- бобышка 10 с резьбовым отверстием для установки пробки 11 с уплотнительным кольцом 12 в отверстие для слива масла;
- бобышка 13 с резьбовым отверстием для установки маслоуказателя 14;

- резьбовые отверстия 15 для отжимных болтов 16;
- отверстия 17 для конических (цилиндрических) штифтов 18, используемых для фиксации крышки и корпуса;
- отверстия 19–21 для установки винтов (шпилек) 24 (25), служащих для крепления крышки с корпусом и корпуса с рамой (плитой);
- отверстия 22 для установки подшипников и крышек подшипников;
- проушины 23 или рым-болты 26 для транспортировки корпуса и крышки и т. д.

При проектировании зубчатых передач корпуса с разъемом по плоскости осей валов обычно имеют цилиндрические, конические и коническо-цилиндрические редукторы (рис. 1.2).

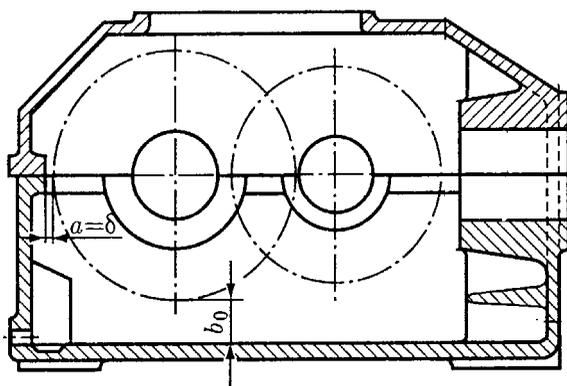


Рис. 1.2. Корпус с разъемом в плоскости осей валов коническо-цилиндрического редуктора

В этом случае каждый вал с сопрягаемыми деталями (зубчатыми колесами, подшипниками и т. д.) собирается отдельно и устанавливается в корпус, после чего корпус закрывается крышкой. Плоскость разъема чаще всего горизонтальная. Для уменьшения объема незаполненного в редукторе пространства, а также для улучшения условий смазывания всех ступеней многоступенчатого редуктора окунанием плоскость разъема может располагаться под углом к основанию (рис. 1.3), но при этом усложняется обработка корпуса.

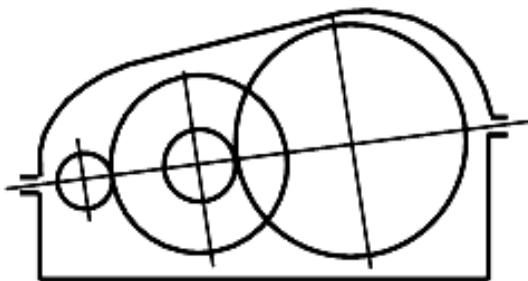


Рис. 1.3. Редуктор с разъемом в плоскости осей валов, расположенной наклонно

В соосном редукторе опоры быстроходного и тихоходного валов внутри корпуса имеют отдельную внутреннюю опору 1 (рис. 1.4).

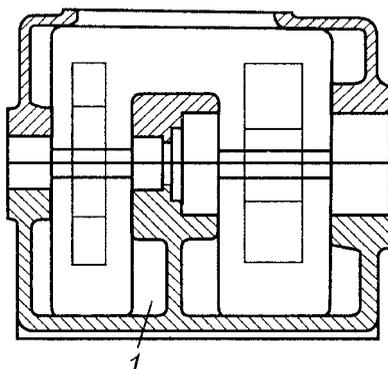


Рис. 1.4. Корпус с разъемом в плоскости валов соосного редуктора

В червячных редукторах (рис. 1.5) разъем корпуса обычно выполняется по оси вала червячного колеса, а в червячно-цилиндрических редукторах – по осям валов червячного и цилиндрических колес.

В червячных редукторах небольших размеров ($a \leq 160$ мм) разъем корпуса по валу червячного колеса не предусматривается, а его установка в сборе с валом и подшипниками осуществляется через окно в боковой стенке корпуса, прикрываемой крышкой (рис. 1.6). Имеют место конструкции корпусов червячных редукторов с окнами в обеих стенках. Такие же варианты конструкций корпусов часто используются в планетарных и волновых редукторах.

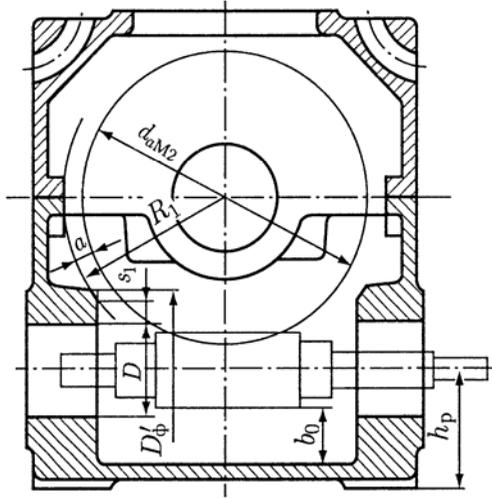


Рис. 1.5. Корпус с разъемом осей в плоскости оси вала колеса червячного редуктора

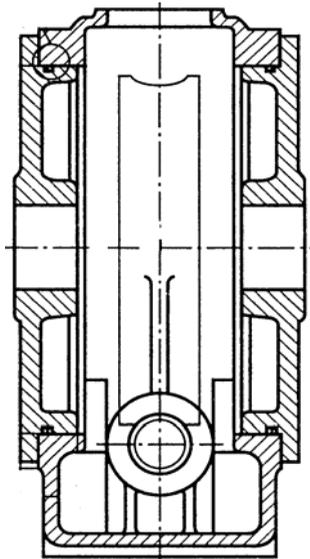


Рис. 1.6. Корпус червячного редуктора с окном в боковой стенке

Цельнолитые корпуса, открытые сверху или сбоку, в основном имеют редукторы с осями валов, расположенными на различных уровнях, и большинство конструкций коробок скоростей (рис. 1.7), а также механизмы, использующие фланцевые электродвигатели.

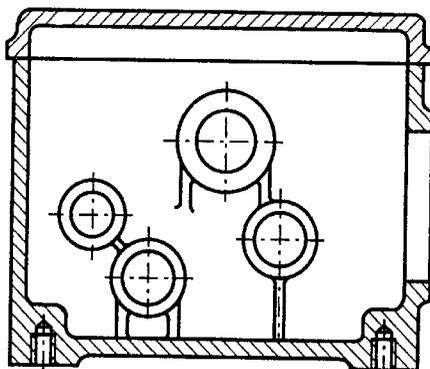


Рис. 1.7. Цельнолитой корпус коробки скоростей

В случаях когда сборка валов осуществляется внутри корпуса и детали последовательно устанавливаются на вал с одного конца, расточки в корпусе имеют размеры, соответствующие наружным диаметрам подшипников. При этом, чтобы сборка не была затрудненной, следует обратить внимание на посадки деталей, устанавливаемых на валах.

Если сборка внутри корпуса затруднена, возможны два варианта исполнения неразъемного корпуса. При первом варианте расстояние между внутренними поверхностями стенок корпуса должно быть таким, чтобы, монтируя вал в сборе (без подшипников) через открытый верх длинным концом в одно отверстие корпуса до упора деталей на нем о внутреннюю поверхность стенки, обеспечить установку вала внутрь корпуса с выводом его второго конца через противоположное отверстие (рис. 1.8). При этом расточки в корпусе также соответствуют наружным диаметрам подшипников, но размеры корпуса вдоль осей валов возрастают, и тем больше, чем дальше вал расположен от уровня крышки корпуса, что увеличивает продольный габарит и массу редуктора.

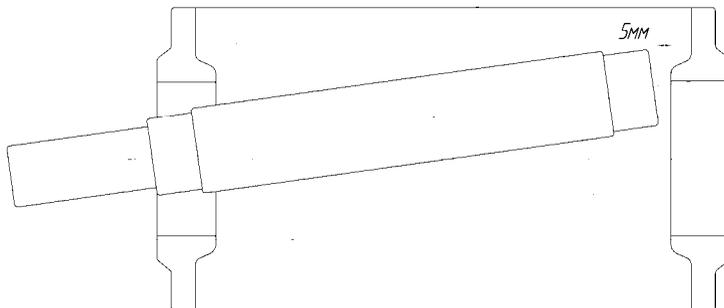


Рис. 1.8. Установка вала в сборе в корпус через люк-разъем

При втором варианте одна из расточек под вал в корпусе имеет диаметр, несколько больший наружных размеров установленных на нем соответствующих деталей. В этом случае подшипники вала со стороны расточки при необходимости устанавливаются в стакане с наружным диаметром, равным диаметру расточки (например, вал червяка, см. рис. 1.5, 2.7). Через указанное отверстие осуществляется установка в корпус вала в сборе. При данном варианте размеры корпуса вдоль осей валов будут оптимальными, однако из-за завышенных размеров стакана размещение подшипников соседних валов часто затруднено и требуется либо искусственно увеличивать межосевое расстояние (за счет увеличения чисел зубьев или модуля шестерни и колеса) и, следовательно, при этом увеличивать размеры конструкции в радиальном направлении, либо переносить опоры соседних валов в отдельную стойку, выполненную внутри корпуса, что несколько усложняет его конструкцию.

Корпуса редукторов могут иметь плоские наружные поверхности, когда все выступающие элементы (бобышки подшипниковых гнезд, ребра жесткости, соединительные фланцы) выполняются внутри корпуса, лапы под болты крепления к основанию не выходят за габариты корпуса (рис. 1.9). Литые корпуса с наружным расположением всех вышеуказанных элементов показаны на рис. 1.10, *a* и *б*, сварной – на рис. 1.11.

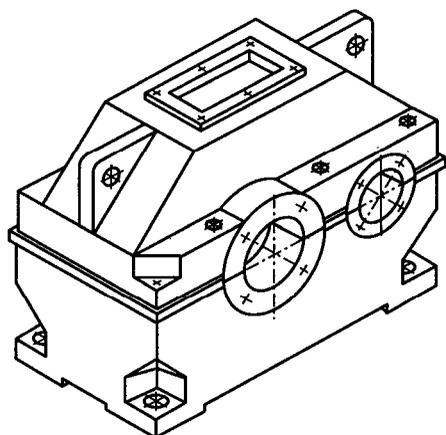


Рис. 1.9. Корпус редуктора с плоскими наружными поверхностями

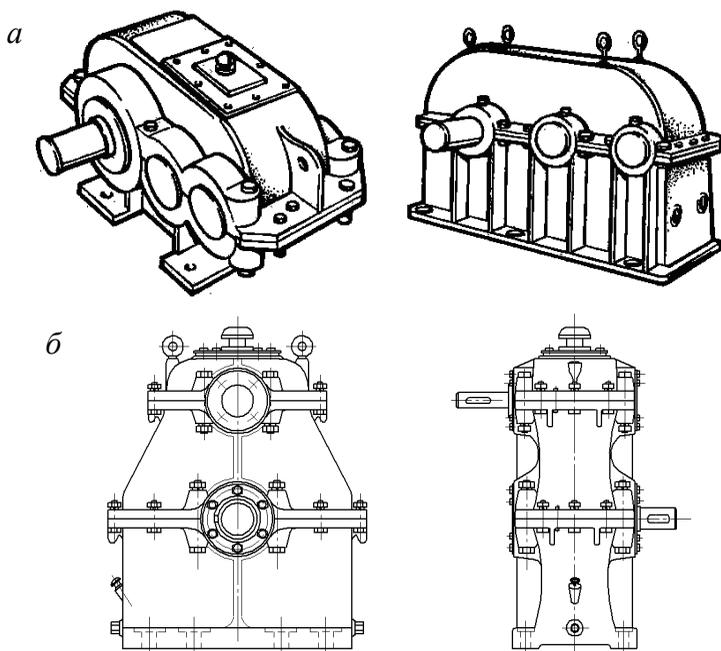


Рис. 1.10. Корпуса редукторов с выступающими элементами:
а – горизонтального; *б* – вертикального с двумя плоскостями разреза

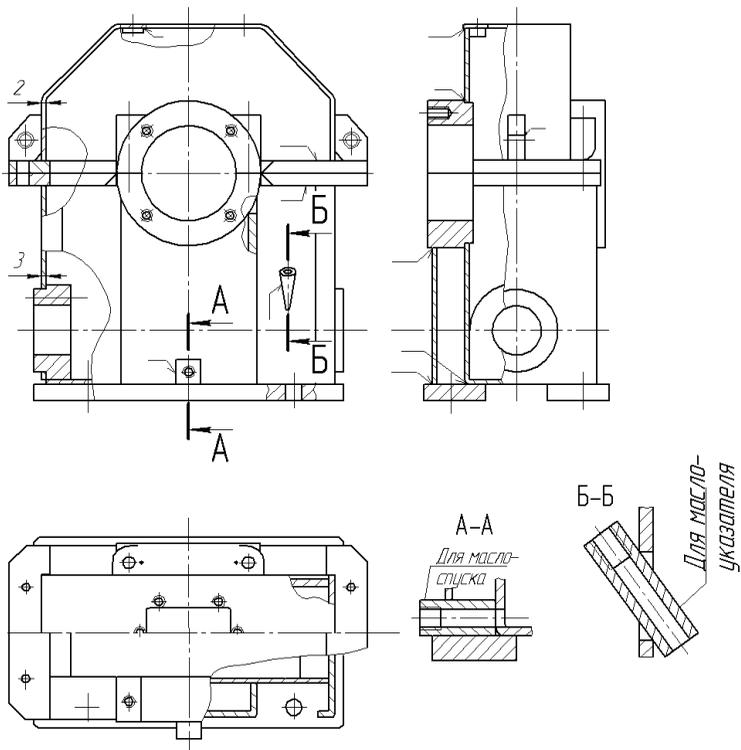


Рис. 1.11. Сварной корпус червячного редуктора

Выбор формы и расчет элементов корпуса можно произвести по литературным источникам [1–3].

2. РЕКОМЕНДАЦИИ ПО ВЫБОРУ ТИПА ПОДШИПНИКОВ, СХЕМЫ ИХ УСТАНОВКИ И КОНСТРУКТИВНОГО ИСПОЛНЕНИЯ

Подшипниковая опора должна обеспечивать восприятие радиальных и осевых нагрузок и исключать осевое смещение вала (за исключением случаев применения плавающих валов), нарушающее нормальную работу сопряженных деталей, а также зубчатых и червячных передач.

Для опор валов с цилиндрическими прямозубыми колесами применяются шариковые радиальные или роликовые радиальные подшипники с короткими цилиндрическими роликами. Эти подшипники имеют невысокую стоимость, просты и надежны в эксплуатации. Для опор валов с косозубыми колесами в некоторых случаях применяются шариковые радиальные, а чаще всего радиально-упорные подшипники (шариковые или роликовые).

В силовых передачах для опор валов конических и червячных колес предпочтительны роликовые конические подшипники. По допускаемым нагрузкам они превосходят шариковые радиально-упорные подшипники в 1,5–2,0 раза и обладают более высокой осевой жесткостью. По тем же соображениям эти подшипники применяются и для опор вала-шестерни конической передачи. При частоте вращения вала $n \geq 1500 \text{ мин}^{-1}$ вместо роликовых конических рекомендуется применять шариковые радиально-упорные подшипники [1].

Для опор плавающих валов шевронных передач применяются в основном роликовые радиальные подшипники с короткими цилиндрическими роликами, реже – шариковые радиальные.

Внутренний (посадочный) диаметр подшипника выбирается в соответствии с проектировочным расчетом диаметра вала. Для эскизного проекта рекомендуется применять подшипники легкой или средней серии, причем применение подшипников требует их проверки на долговечность.

По способности фиксировать осевое положение вала опоры разделяют на фиксирующие и плавающие. В *фиксирующих* опорах перемещение вала ограничено в одном или обоих направлениях. В плавающей опоре перемещение вала не ограничено. Фиксирующая опора воспринимает радиальную и осевую силы, а плавающая опора – только радиальную. Конструкции подшипниковых узлов должны исключать заклинивание тел качения подшипников из-за

температурной деформации вала, погрешностей изготовления и монтажа или действия осевой нагрузки.

Для решения этих задач используются основные схемы установки подшипников, приведенные на рис. 2.1.

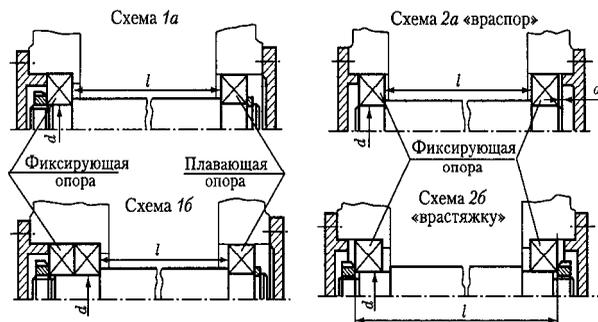


Рис. 2.1. Схемы установки подшипников

При применении схем 1а и 1б вал фиксируется в одной опоре: в схеме 1а – одним подшипником; в схеме 1б – двумя подшипниками. Типы подшипников качения, используемых для опор со схемой 1а и 1б, представлены на рис. 2.2.

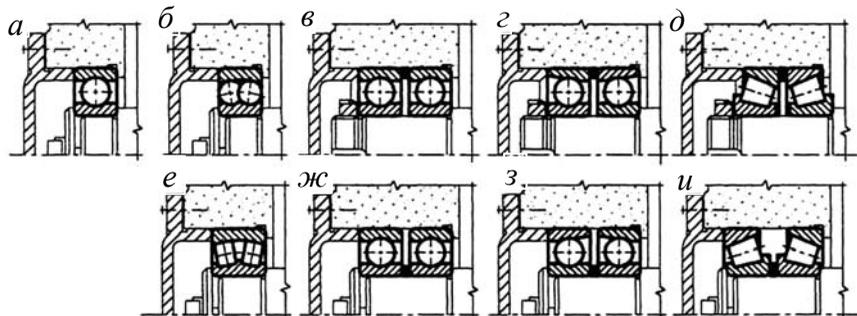


Рис. 2.2. Типы подшипников качения, используемых в фиксирующих опорах:
 а – шариковый радиальный однорядный; б – шариковый радиальный сферический;
 в и ж – сдвоенный шариковый радиальный однорядный; г и з – сдвоенный радиально-упорный шариковый; д и и – сдвоенный роликовый конический
 е – роликовый радиальный сферический

В плавающей опоре применяются радиальные подшипники (шариковые или роликовые). Типы подшипников качения, используемых для плавающих опор по схеме 1а и 1б, представлены на рис. 2.3.

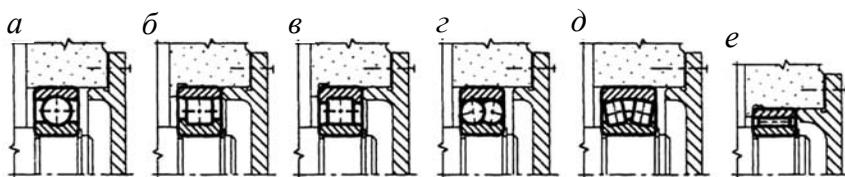


Рис. 2.3. Типы подшипников качения, используемых в плавающих опорах:
a – шариковый радиальный однорядный; *б* и *в* – роликовый радиальный с короткими цилиндрическими роликами; *г* – шариковый радиальный сферический;
д – роликовый радиальный сферический; *е* – роликовый игольчатый или с длинными цилиндрическими роликами

При применении шариковых радиальных и радиально-упорных подшипников (шариковых или роликовых) с обеих сторон вала возможна их установка с осевой фиксацией «враспор» (рис. 2.1, схема 2*а*) либо «враспяжку» (рис. 2.1, схема 2*б*). В первом случае вследствие увеличения длины вала из-за температурных деформаций осевой натяг в подшипниках увеличивается и возникает вероятность заклинивания подшипников. Для предотвращения заклинивания вала в опорах при сборке предусматривают осевой зазора *a*, значение которого должно быть несколько больше ожидаемой тепловой деформации вала и подшипников. Из практического опыта известно, что в узлах с радиальными подшипниками $a = 0,2-0,5$ мм, а отношение

$$l_{\text{п}} / d_{\text{п}} = 8-10,$$

где $l_{\text{п}}$ – расстояние между подшипниками;

$d_{\text{п}}$ – посадочный диаметр подшипника.

При использовании радиально-упорных подшипников, которые более чувствительны к изменению осевых зазоров, соотношение между величинами $l_{\text{п}}$ и $d_{\text{п}}$ не должно превышать $l_{\text{п}} / d_{\text{п}} = 6-8$.

Схема установки подшипников «враспор» конструктивно наиболее проста. Типы подшипников качения, используемых для опор со схемой установки «враспор», представлены на рис. 2.4.

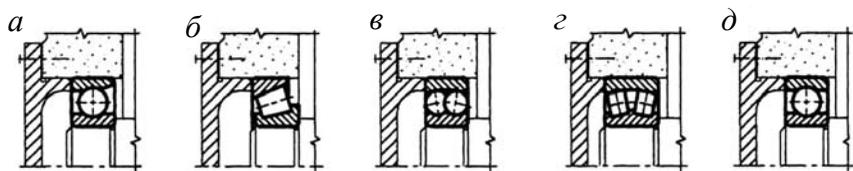


Рис. 2.4. Типы подшипников качения, используемых в опорах со схемой установки «враспор» (вторая опора представляет собой зеркальное отображение первой):
a – радиально-упорный шариковый; *б* – роликовый конический; *в* – шариковый радиальный сферический; *z* – роликовый радиальный сферический;
д – шариковый радиальный

Установка подшипников по схеме «враспяжку» исключает вероятность заклинивания вала, вследствие температурных деформаций, так как при увеличении длины вала, осевой зазор в подшипниках увеличивается. Типы подшипников качения, используемых для опор со схемой установки «враспяжку», представлены на рис. 2.5.

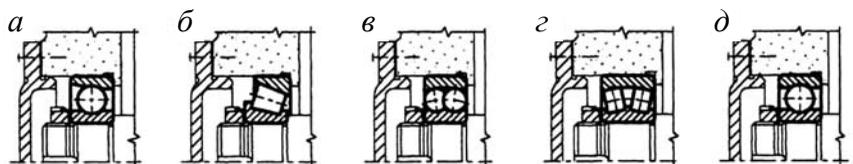


Рис. 2.5. Типы подшипников качения, используемых в опорах со схемой установки «враспяжку» (вторая опора представляет собой зеркальное отображение первой):
a – радиально-упорный шариковый; *б* – роликовый конический; *в* – шариковый радиальный сферический; *z* – роликовый радиальный сферический; *д* – шариковый радиальный

Тип подшипников качения и схему их установки для редукторов и коробов скоростей предварительно можно выбирать по рекомендациям табл. 2.1.

Таблица 2.1

Предварительный выбор подшипников механических передач

Передача	Вал	Тип подшипника	Схема установки
Цилиндрическая прямозубая	Б	Шариковый радиальный однорядный	Рис. 2.1, схема 1а, 2а; рис. 2.6
	Т	Шариковый радиальный однорядный	Рис. 2.1, схема 1а, 2а; рис. 2.6
Шевронная	Б	Шариковый радиальный однорядный Роликовый радиальный с короткими цилиндрическими роликами	Рис. 2.12
	Т	Шариковый радиальный однорядный Роликовый радиальный с короткими цилиндрическими роликами	Рис. 2.1, схема 1а, 2а; рис. 2.6
Цилиндрическая косозубая	Б	Шариковый радиальный однорядный при $\frac{F_a}{F_r} \leq 0,3$ Радиально-упорный шариковый Роликовый конический	Рис. 2.1
	Т	Шариковый радиальный однорядный при $\frac{F_a}{F_r} \leq 0,3$ Радиально-упорный шариковый Роликовый конический	Рис. 2.1, 2.8
Коническая	Б	Радиально-упорный шариковый Роликовый конический: при $d < 60$ мм (консистентная смазка) или $n < 2500$ мин ⁻¹ ; $d < 85$ мм (жидкостная смазка) или $n < 2500$ мин ⁻¹	Рис. 2.1, схема 2а, 2б; рис. 2.10
	Т	Роликовый конический: при $d < 60$ мм (консистентная смазка) или $n < 2500$ мин ⁻¹ ; $d < 85$ мм (жидкостная смазка) или $n < 2500$ мин ⁻¹	Рис. 2.1, схема 2а

Передача	Вал	Тип подшипника	Схема установки
Червячная	Б	Радиально-упорный шариковый Роликовый конический: при $d < 60$ мм (консистентная смазка) или $n < 2500$ мин ⁻¹ ; $d < 85$ мм (жидкостная смазка) или $n < 2500$ мин ⁻¹ Сдвоенные (радиально-упорный шариковый или роликовый конический)	Рис. 2.1, схема 2а, 1б
	Т	Роликовый конический	Рис. 2.1, схема 2а

Примечание: Б – вал быстроходный; Т – вал тихоходный.

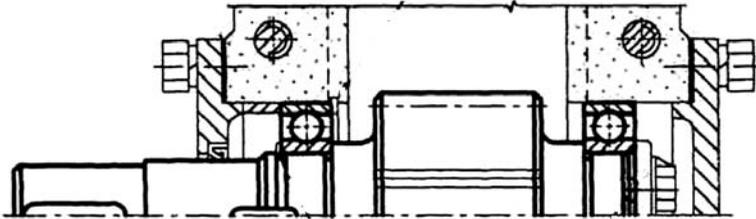


Рис. 2.6. Пример конструктивного исполнения подшипниковых узлов по схеме 1а рис. 2.1

Для консольно расположенного вала-шестерни конической передачи предпочтительна установка подшипников по схеме «врастяжку» (см. рис. 2.1, схема 2б, рис. 2.9), как более жесткой из-за большей величины опорной базы, так как при установке подшипников по схеме «враспор» (см. рис. 2.1, схема 2а) при одинаковом расстоянии между опорами точки приложения реакций расположены на значительно меньшем расстоянии.

В конструкциях при сравнительно длинных валах, когда соотношение l_n / d_n превышает указанные выше значения, а также при установке валов в подшипниках, размещенных в разных корпусах, применяется схема установки подшипников (см. рис. 2.1, схема 1б, рис. 2.7), при которой осевое фиксирование вала обеспечивается в одной из опор, а другую опору выполняют «плавающей» (скользя-

шей). При этом фиксирующая опора ограничивает осевое перемещение вала в обоих направлениях и воспринимает радиальную и осевую нагрузки. Плавающая опора не ограничивает осевых перемещений вала относительно расточки под наружное кольцо подшипника или относительно него и может воспринимать только радиальную нагрузку, вследствие чего применяются только радиальные подшипники (шариковые или роликовые). На рис. 2.7 плавающая опора выполнена в виде радиального шарикового подшипника.

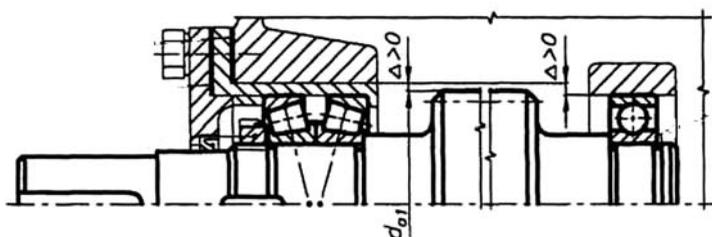


Рис. 2.7. Пример конструктивного исполнения подшипниковых узлов по схеме 1б рис. 2.1

В качестве фиксирующей опоры может приниматься вдвоенная установка радиально-упорных шариковых или роликовых конических подшипников (рис. 2.1, схема 1б, рис. 2.7). Эти схемы установки подшипников обеспечивают более высокую жесткость вала и используются прежде всего для установки валов конических и червячных передач, требующих точной осевой фиксации.

Выбор расположения фиксирующей и плавающей опор определяется в соответствии со следующими рекомендациями. При использовании в обоих опорах радиальных подшипников в качестве плавающей выбирается опора, нагруженная меньшей радиальной нагрузкой, так как при температурных деформациях (удлинении и укорочении вала) плавающий подшипник будет перемещаться в расточке отверстия с меньшим сопротивлением при шариковом подшипнике или относительно дорожки качения наружного кольца – при роликовом подшипнике. В результате соответствующие поверхности меньше изнашиваются.

При восприятии фиксирующей опорой (из двух радиально-упорных подшипников) кроме радиальной – еще и осевой нагрузки – в качестве плавающей принимается опора, воспринимающая большую радиальную нагрузку. Обычно радиально-упорные подшипники фиксирующей опоры устанавливаются в стакане, наружный диаметр которого позволяет осуществлять монтаж вала в корпус через расточку под стакан в собранном виде (рис. 2.9). В этом случае регулировка осевого положения вала облегчается за счет изменения толщины металлических прокладок под фланцем стакана.

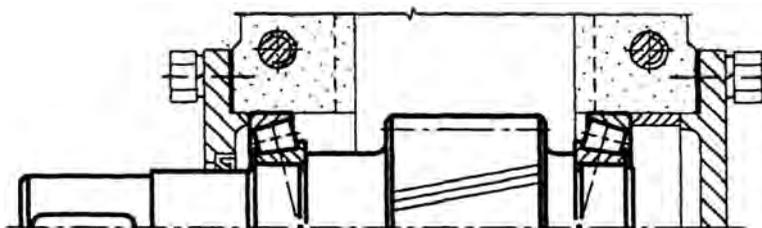


Рис. 2.8. Пример конструктивного исполнения подшипниковых узлов по схеме 2а рис. 2.1

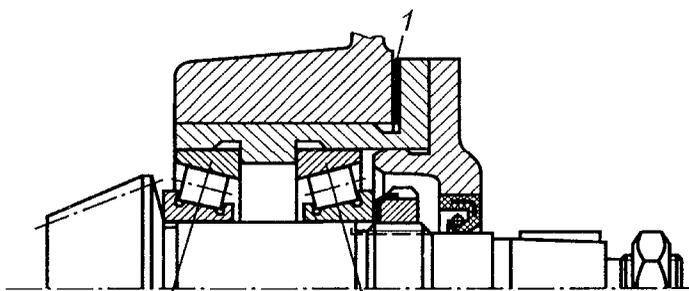


Рис. 2.9. Пример конструктивного исполнения подшипниковых узлов по схеме 2б рис. 2.1

Реже используются другие схемы установки подшипников. Например, при значительных осевых нагрузках требуется установка упорных подшипников, а при совместном их действии с радиальными нагрузками используются схемы подшипниковых узлов, в которых восприятие осевых и радиальных нагрузок разделено между упорными и радиальными подшипниками (рис. 2.10).

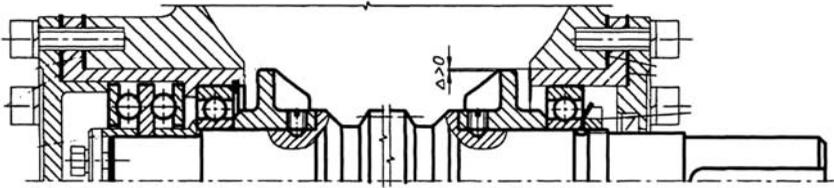


Рис. 2.10. Конструктивное исполнение подшипникового узла с упорными и радиальным подшипниками

Для опор «плавающих» валов шевронных передач (рис. 2.11) в основном применяются радиальные подшипники с короткими цилиндрическими роликами. В этом случае самоустановка плавающего вала обеспечивается за счет осевых сил, действующих на полушевроны. Осевая фиксация вала осуществляется не в опорах, а зубьями полушевронов. В качестве «плавающего» предпочтительнее принимать вал, обладающий меньшей массой.

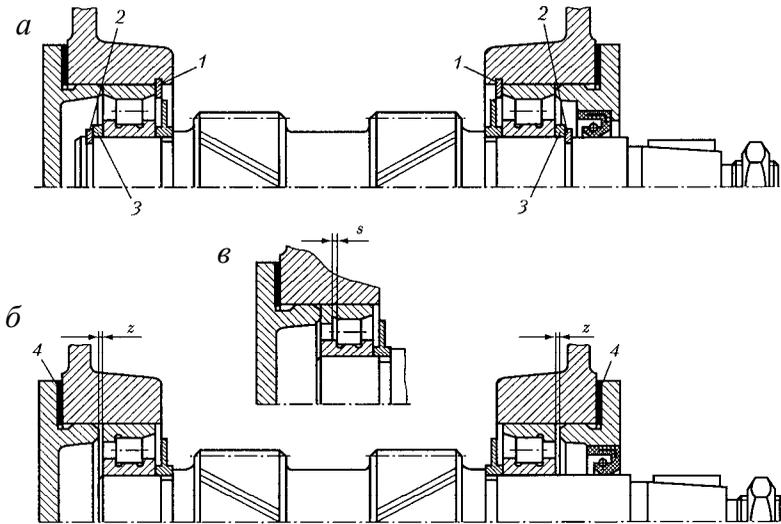


Рис. 2.11. Конструктивное исполнение подшипниковых узлов плавающего вала: 1, 2 – пружинные стопорные кольца; 3 – упорное кольцо; 4 – комплект прокладок

При выполнении расчетов необходимо учитывать то, что радиальную реакцию подшипника считают приложенной к оси вала в точке пересечения с ней нормалей, проведенных через середины контактных площадок (рис. 2.12).

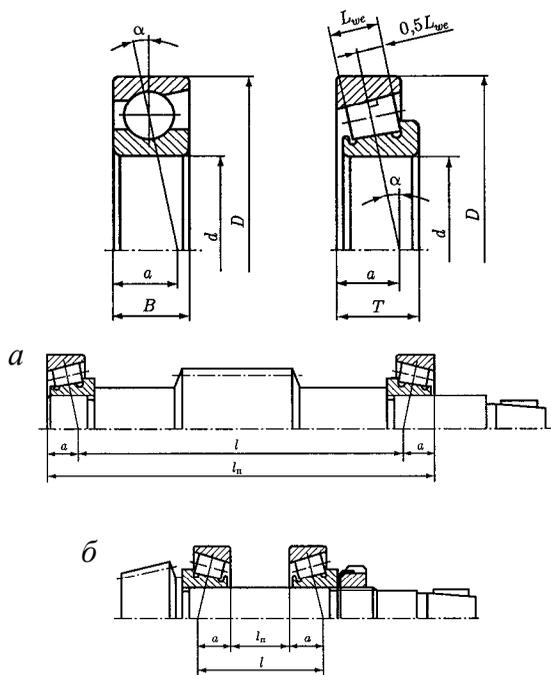


Рис. 2.12. Определение точек приложения реакций в радиально-упорных подшипниках при установке:
a – «вращающую»; *б* – «враспор»

Для радиальных подшипников эта точка расположена на середине ширины подшипника. Для радиально-упорных подшипников она находится на расстоянии *a* от торца подшипника. Величину *a* определяют аналитически:

для шариковых радиально-упорных подшипников

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

для роликовых конических однорядных:

$$a = 0,5[T + 0,5(d + D)e / 3]. \quad (2.1)$$

Параметры подшипников: ширину кольца B , высоту T , диаметры d и D , коэффициент осевого нагружения e и угол контакта α принимают по каталогам подшипников. Внутреннюю конструкцию подшипников вычерчивают по рис. 2.13.

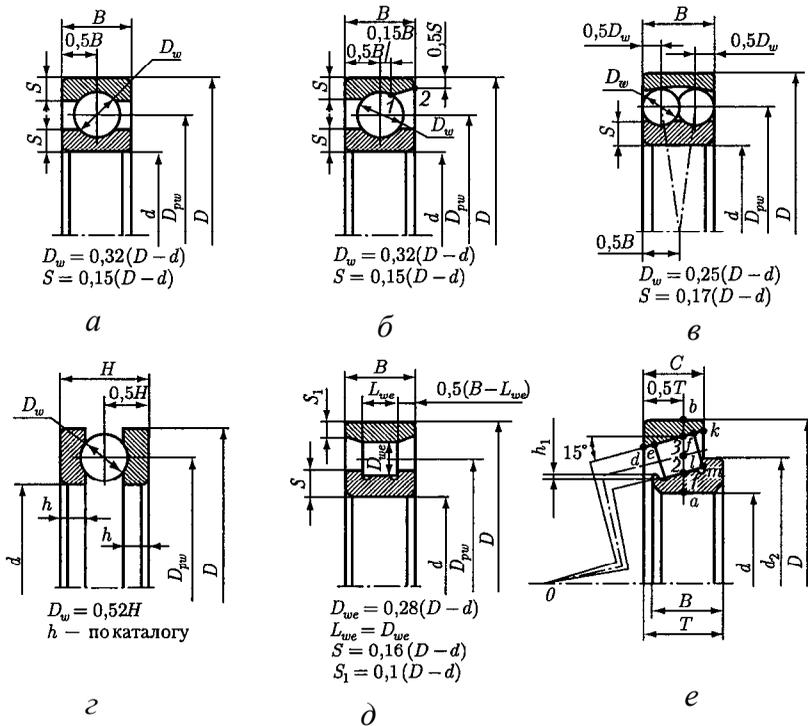


Рис. 2.13. Вычерчивание внутренней конструкции подшипников: *а* – радиального; однорядного; *б* – радиально-упорного однорядного; *в* – радиального сферического двухрядного; *г* – упорного радиального; *д* – радиального роликоподшипника; *е* – роликоподшипника конического однорядного

3. РЕКОМЕНДАЦИИ ПО ВЫБОРУ РАССТОЯНИЙ МЕЖДУ ДЕТАЛЯМИ И РАЗМЕРОВ, НЕ ОПРЕДЕЛЯЕМЫХ ПРИ РАСЧЕТЕ ПЕРЕДАЧ

3.1. Предварительный расчет диаметров валов

Проектировочный расчет валов выполняется с целью предварительного определения величин диаметров их выходных концов, посадочных мест под подшипники и зубчатые колеса. На первой стадии проектирования, как правило, геометрия вала не определена и поэтому расчет ведется из условия прочности вала на кручение.

Выбор диаметров различных ступеней валов производится в процессе разработки компоновочного чертежа эскизного проекта. Для быстроходного и тихоходного валов выбираются диаметры консольных концов, а для промежуточных валов без консольных участков – диаметры под подшипники. Диаметры остальных участков валов, на которых устанавливаются те или иные детали, последовательно возрастают, обеспечивая свободное прохождение деталей до своего посадочного места. Перепад диаметров ступеней вала при наличии призматической шпонки должен позволять выполнять сборку-разборку сборочных единиц без удаления шпонки из вала. Однако следует отметить, что более технологичны гладкие валы, которые получают все большее распространение, особенно в массовом производстве.

Предварительные значения диаметров выходных концов быстроходного и тихоходного валов, а также диаметров под подшипником промежуточных валов определяют по формуле

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{16 \cdot T}{\pi \cdot [\tau_k]}} \geq \sqrt[3]{\frac{T}{0,2 \cdot [\tau_k]}}, \quad (3.1)$$

где T – крутящий момент на валу;

$[\tau_k]$ – допускаемое напряжение на кручение (20–30 МПа).

Минимальные перепады диаметров различных участков валов, представленных на рис. 3.1, приближенно связаны следующими соотношениями [1]:

$$d_2 = d_1 + 2t; \quad d_3 = d_2 + 3r; \quad d_4 = d_2, \quad (3.2)$$

где d_1 – диаметр консольного участка вала;

d_2 – диаметр вала под уплотнение и (или) подшипник;

d_3 – диаметр вала под колесом;

d_4 – диаметр вала под подшипником.

Диаметр вала, сопрягаемый с насадным червяком или зубчатым (червячным) колесом (рис. 3.1, *з*), при наличии распорной втулки можно принимать $d_3 \approx 1,05d_2$.

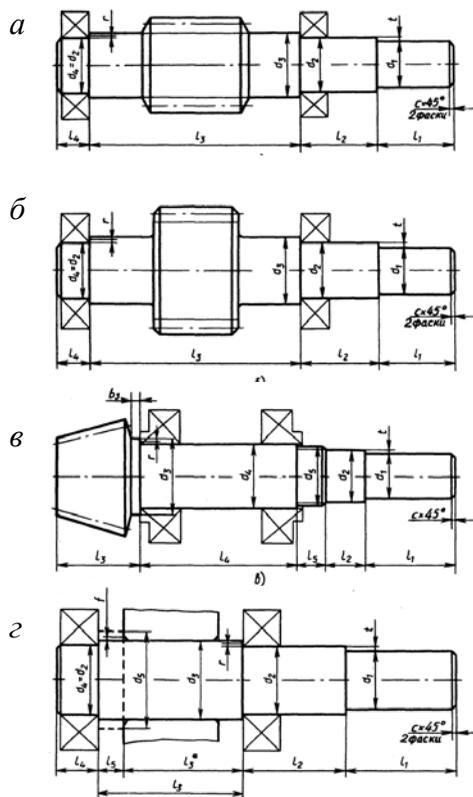


Рис. 3.1. Примерные конструкции валов одноступенчатых редукторов:
а – червячный вал; *б* – быстроходный вал-шестерня цилиндрического редуктора;
в – быстроходный вал конического редуктора;
з – тихоходный вал; d_5 – диаметр вала под резьбу

Высота бурта t , размер радиуса фаски внутреннего кольца подшипника r и размер фаски отверстия колеса f при эскизном проектировании находятся в зависимости от диаметра d посадочной поверхности и принимаются по табл. 3.1.

Таблица 3.1

d	17–24	25–30	32–40	42–50	52–60	62–70	71–85
t	2	2,2	2,5	2,8	3	3,3	3,5
r	1,5	1,5	2	2,5	2,5	2,5	3,0
f	1	1	1,2	1,6	2	2	2,5

Диаметры отдельных участков валов (за исключением участков под подшипники, уплотнения и муфты) округляются до стандартных из нормального ряда чисел (П.1).

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

При установке подшипников на вал и в корпус или их демонтаже обязательным является приложение необходимой осевой силы к тому кольцу, которое напрессовывается или снимается. Фиксация подшипников на валах и в отверстиях корпусов или стаканов обеспечивается буртиками (заплечиками), размеры которых зависят от типа подшипника, назначаются в соответствии с данными табл. 7.10.3–7.10.10 [2] и должны позволять тягами съемника захватить кольцо подшипника при его демонтаже (рис. 3.2).

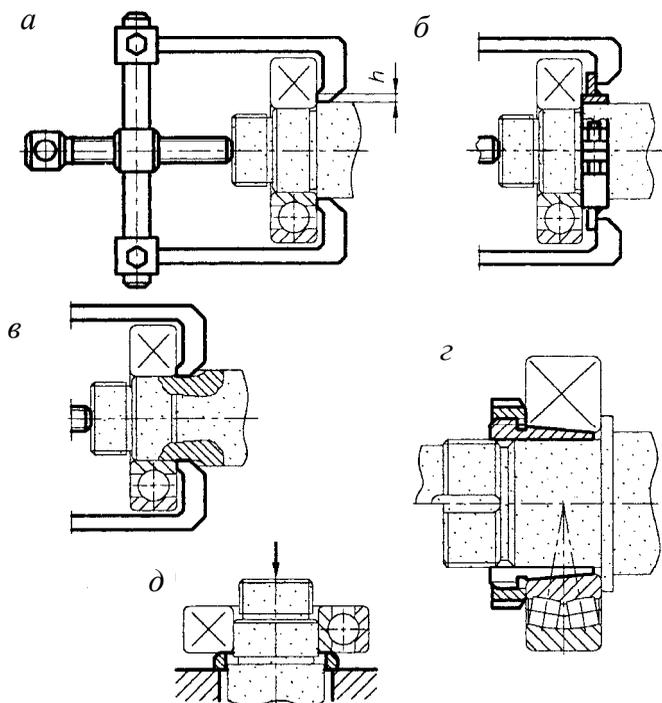


Рис. 3.2. Демонтаж подшипников с использованием:
a-в – съемника; *г* – стяжных втулок; *д* – при помощи прессы

Для уменьшения консоли вала при проектировании вала-шестерни быстроходной конической передачи необходимо соответствующий подшипник располагать ближе к шестерне, для чего задаются минимальными размерами упорного буртика, приблизительно равными $0,5m_{te}$ и $0,4m_{te}$ (рис. 3.3), где m_{te} – внешний окружной модуль.

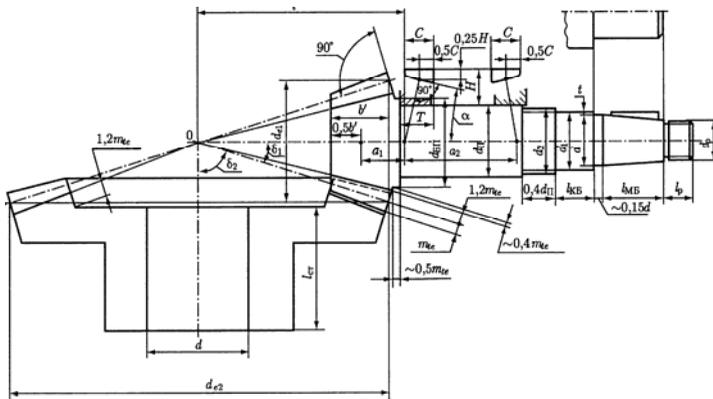


Рис. 3.3. Компоновка вала-шестерни конической передачи

Положение второго подшипника определяется прочерчиванием из условия обеспечения достаточной жесткости узла, для чего следует принимать

$$a_1 \cong (2 \dots 2,5)a_2,$$

где a_1 – расстояние от середины венца шестерни до точки пересечения с осью вала перпендикуляра, опущенного из середины поверхности дорожки качения наружного кольца ближнего подшипника;

a_2 – расстояние между точками пересечения с осью вала перпендикуляров, опущенных из середины поверхностей дорожек качения наружных колец обоих подшипников.

Диаметр участка вала между подшипниками принимается на 1–2 мм меньше диаметра под подшипниками. Подшипники на валу конической шестерни обычно закрепляются с помощью шлицевой гайки. С этой целью резьбовой участок с мелкой резьбой предусматривается таким образом, чтобы внутренний ее диаметр был больше диаметра ступени вала под манжетное уплотнение, а наружный диаметр – меньше или равен диаметру под подшипники. Для быстроходного вала, при соединении его с валом выбранного электродвигателя через муфту с упругим элементом, диаметр его консольного конца d_k согласуется с диаметром вала последнего конца d_3 соотношением

$$d_k \sim (0,8...1,2)d_э .$$

Другие рекомендации по конструированию валов и более точному выбору диаметров даны в разделах проектирования валов в учебной литературе [1–3].

Длины различных участков валов определяются соответствующими размерами устанавливаемых деталей (длиной муфт, полу-муфт, шириной подшипников, длиной ступиц) в соответствии с рекомендациями по конструированию зубчатых и червячных колес, шкивов и т. д. Приблизительно длина всех перечисленных ступиц принимается в пределах

$$l_{ст} \approx (0,8...2,0)d .$$

Длину ступицы зубчатого колеса желательно принимать равной или большей ширины зубчатого венца колеса. При длине ступицы, превышающей ширину зубчатого венца, выступающую часть ступицы предпочтительнее располагать по направлению действия осевой силы в зацеплении.

Принятую длину ступицы следует согласовать с расчетной длиной шпоночного или шлицевого соединения, т. е. на данном этапе выполнения эскизного проекта параллельно с конструированием муфт, шкивов, звездочек и зубчатых колес следует производить проверочный расчет соответствующих соединений.

После определения основных размеров передач и валов в процессе их прочерчивания выявляется необходимость выбора дополнительных размеров (в частности, размеров элементов корпусных деталей), не определяемых при выполнении расчета. Эти размеры выбираются исходя из опыта конструирования в соответствии с существующими рекомендациями, некоторые из которых приводятся ниже.

3.2. Конструирование элементов корпуса и размещение в нем деталей и узлов

После определения геометрических параметров передач, размеров колес и червяков, диаметров и формы валов приступают к разработке конструкции корпуса редуктора или коробки передач. Вы-

брав форму корпуса, начинают эскизное проектирование: определяют расположение деталей передач, расстояния между ними, схему установки подшипников, размеры элементов корпуса, в который монтируются детали передач, и одновременно вычерчивают укзанные элементы.

Величина большинства элементов корпуса и зазоров между деталями в редукторах взаимосвязаны со значениями наибольшего размера деталей передач и толщиной стенки корпуса δ (рис. 3.4).

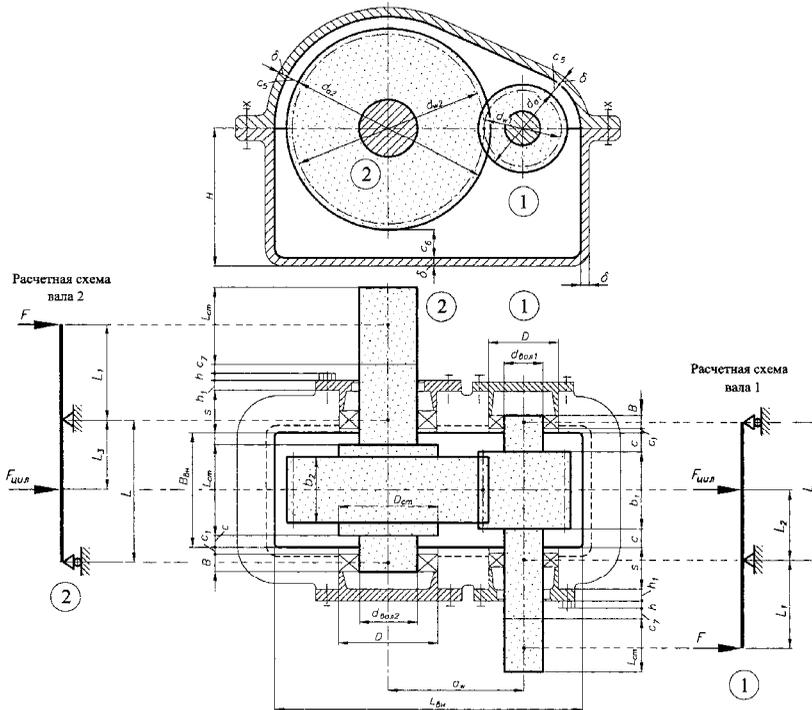


Рис. 3.4. Конструктивные размеры при компоновке цилиндрических редукторов с выступающими элементами корпуса

Определение размеров, необходимых для выполнения эскизной компоновки цилиндрических редукторов с выступающими элементами корпуса, рассмотрим на примере схемы, приведенной на рис. 3.4.

Толщина стенки корпуса редуктора определяется по следующим формулам (исходя из литейных требований $\delta_{\min} = 8 \text{ мм}$):

– для редукторов цилиндрических:
одноступенчатых

$$\delta = 0,025 a_w + 1, \quad (3.2)$$

двухступенчатых

$$\delta = 0,025 a_{w_{\max}} + 3; \quad (3.3)$$

– редукторов конических:

одноступенчатых

$$\delta = 0,05 R_{e1} + 1, \quad (3.4)$$

коническо-цилиндрических

$$\delta = 0,025 a_{w_{\text{цил}}} + 3; \quad (3.5)$$

– для редукторов червячных:

одноступенчатых

$$\delta = 0,04 a_{\text{черв}} + 2,$$

червячно-цилиндрических

$$\delta = 0,04 a_{\text{цил}} + 3. \quad (3.6)$$

Рекомендуемые диаметры болтов, соединяющих:

– редуктор с рамой (фундаментных)

$$d_1 = 2,0\delta; \quad (3.7)$$

– крепящих крышку к корпусу у бобышек подшипников

$$d_2 = 1,5\delta; \quad (3.8)$$

– крепящих крышку к корпусу по периметру

$$d_3 = 1,0\delta_1. \quad (3.9)$$

Расстояние от внутренней поверхности стенки редуктора:

– до боковой поверхности вращающейся части

$$c = (1\dots 1,2)\delta; \quad (3.10)$$

– боковой поверхности подшипника качения

$$c_1 = 0-5 \text{ мм}; \quad (3.11)$$

– боковой поверхности подшипника качения в случае применения мазеудерживающих шайб

$$c_1 = 10-12 \text{ мм}. \quad (3.12)$$

Радиальный зазор от поверхности вершин зубьев :

– до внутренней поверхности стенки редуктора

$$c_2 = 1,2\delta \text{ мм}. \quad (3.13)$$

Расстояние в осевом направлении между вращающимися частями, смонтированными на разных валах (при наличии валов):

$$c_3 = (0,5\dots 1)\delta. \quad (3.14)$$

Радиальный зазор между зубчатым колесом одной ступени и валом другой ступени (min)

$$c_4 = (1,2\dots 1,5)\delta. \quad (3.15)$$

Радиальный зазор от поверхности вершин зубьев:
– до внутренней поверхности стенки редуктора

$$c_5 = 1,2\delta \text{ мм}; \quad (3.16)$$

– внутренней нижней поверхности стенки корпуса (величину c_6 определяет также объем масляной ванны)

$$c_6 \geq 4c \quad \text{или} \quad c_6 = (5-10)t. \quad (3.17)$$

Расстояние от боковых поверхностей элементов, вращающихся вместе с валом, до неподвижных наружных частей редуктора

$$c_7 = 5-8 \text{ мм}. \quad (3.18)$$

Ширина фланцев S , соединяемых болтом диаметром d :

$$S = k + \delta + x, \quad (3.19)$$

где k – ширина фланцев корпуса и крышки (рис. 3.5, табл. 3.2);
 x – размер литейных переходов (рис. 3.6).

Толщина фланца боковой крышки $h_1 = f(D)$ [2, табл. 11.1.1].

Высота головки болта

$$h = 0,8h_1. \quad (3.20)$$

Длина цилиндрической части крышки (выбирается конструктивно)
 $h_{4\min} = 5 \text{ мм}$.

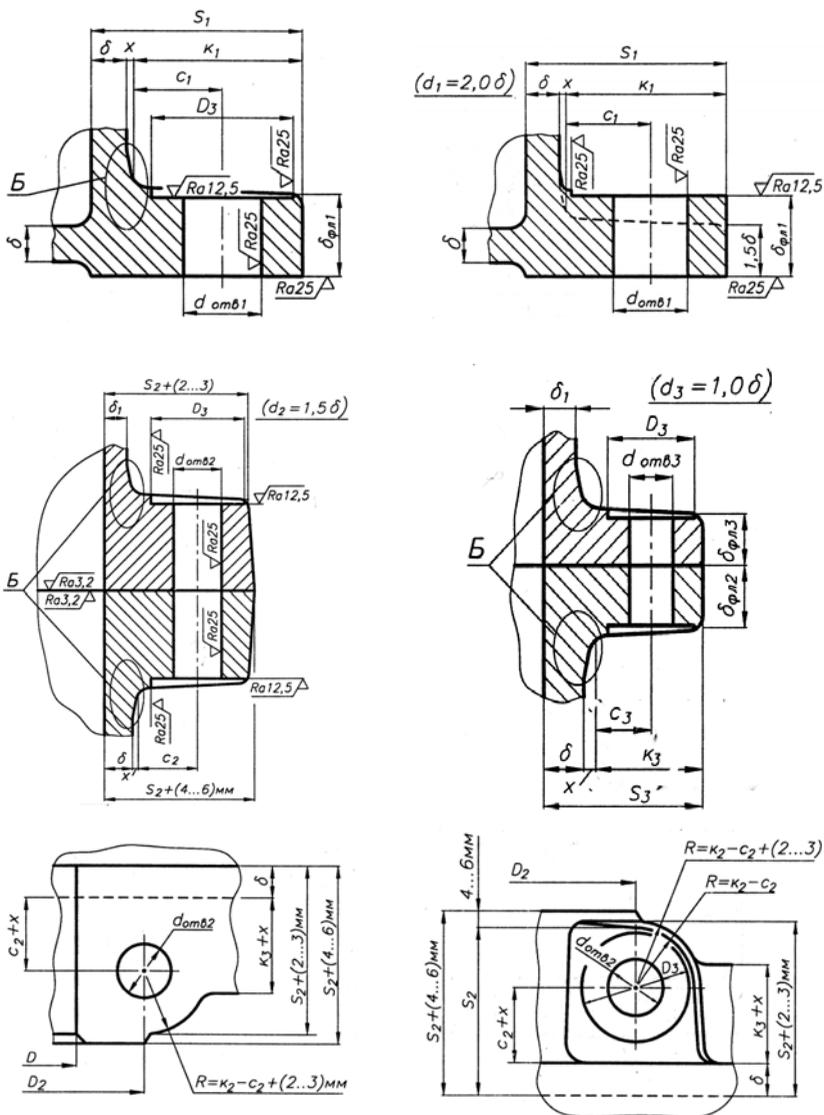


Рис. 3.5. Элементы конструкции корпусных деталей редукторов с внешним расположением бобышек

Таблица 3.2

$d_{\text{болт}}, \text{мм}$	M8	M10	M12	M16	M20	M24
$k, \text{мм}$	24	28	33	40	48	55
$c, \text{мм}$	13	15	17	22	26	30
$d_{\text{винт}}, \text{мм}$	M8	M10	M12	M16	M20	M24
$k, \text{мм}$	19	23	27	35	43	51
$c, \text{мм}$	10	12	14	17	22	26

δ	x	y	r
мм			
8...10	2...3		3
10...15	3...5	5x	4
15...20	4...5		5

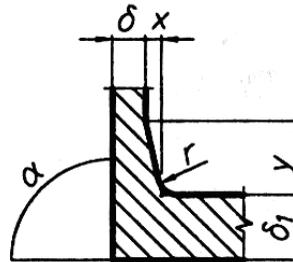


Рис. 3.6. Размеры литейных переходов

Результатом эскизной компоновки редуктора являются величины размеров $L, L_1, L_2 \dots$ между подшипниковыми опорами, а также до сил, нагружающих валы.

Определение размеров, необходимых для выполнения эскизной компоновки конических, червячных, коническо-цилиндрических и червячно-цилиндрических редукторов с выступающими элементами корпуса, приведено на рис. 5.4.1, 5.5.1, 5.6.1, 5.7.1 [2].

При выполнении компоновки редукторов с корпусом в виде плоских наружных поверхностей с внутренним расположением бобышек можно воспользоваться рекомендациями, содержащимися в учебном пособии [1]. Конструктивное оформление элементов таких корпусов и их размеры представлены на рис. 3.7–3.9.

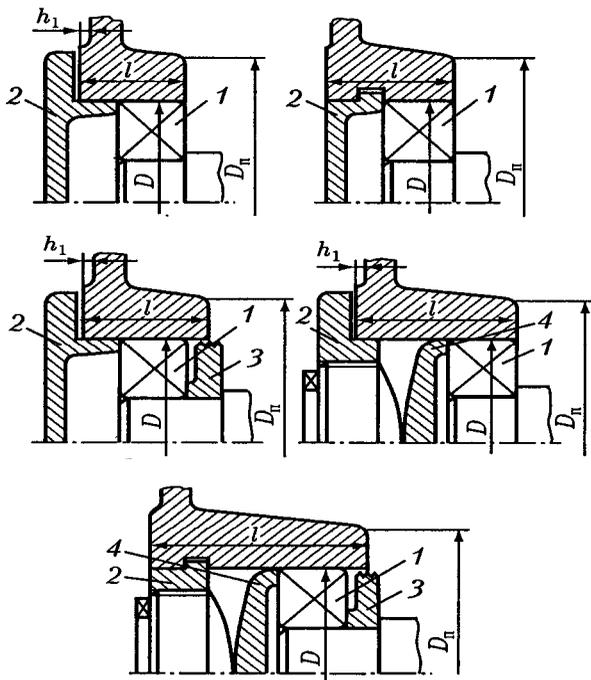
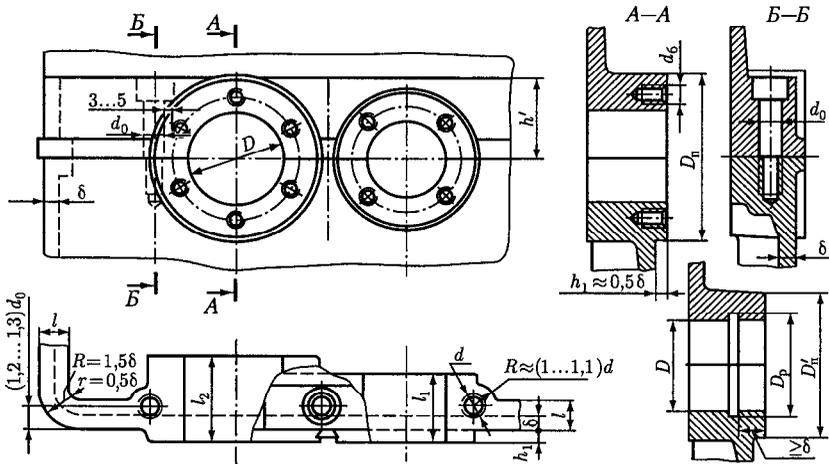


Рис. 3.7. Конструкции приливов для подшипниковых гнезд

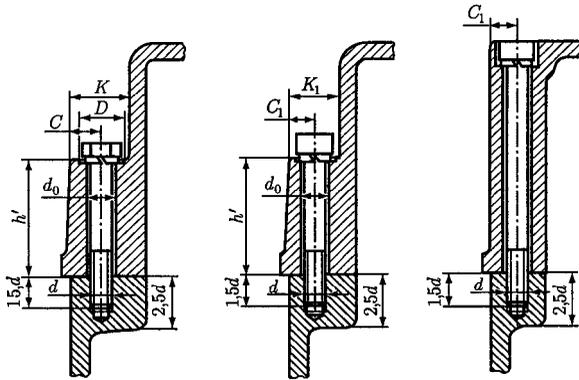


Рис. 3.8. Крепление крышки редуктора к корпусу

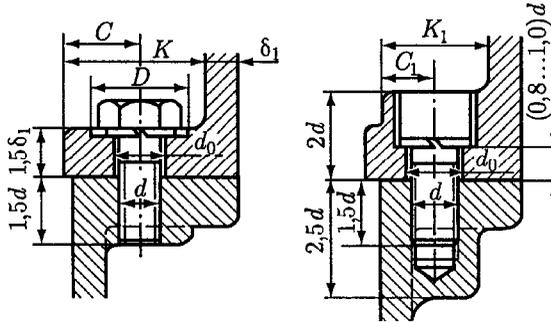


Рис. 3.9. Крепление крышки редуктора к корпусу на длинных боковых стенках

Приливы для расположения подшипников конструктивно оформляют по рис. 3.7. Диаметр прилива принимают:

для закладной крышки

$$D'_{\text{п}} = 1,25D + 10 \text{ мм};$$

привертной крышки

$$D_{\text{п}} = D_{\text{ф}} + 4-6 \text{ мм},$$

где $D_{\text{ф}}$ – диаметр фланца крышки подшипника.

Длина l подшипниковых гнезд определяется конструктивно и зависит от размеров устанавливаемых в гнезде деталей: ширины подшипника 1, высоты крышки 2, толщины кольца 3, осевого размера шайбы 4.

Для крепления крышки редуктора к корпусу используют болты с наружной шестигранной головкой или винты с цилиндрической головкой с шестигранным углублением «под ключ». Размеры конструктивных элементов (см. рис. 3.7, 3.8)

$$K = 2,3d;$$

$$C = 1,1d;$$

$$K_1 = 2,1d;$$

$$C_1 = 1,05d;$$

$$D \approx 2d.$$

Диаметр d , мм, винтов крепления крышки к корпусу у подшипниковых гнезд принимают в зависимости от крутящего момента T , Н·м, на выходном валу редуктора:

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

На длинных боковых сторонах, помимо болтов в зоне подшипниковых гнезд, устанавливаются дополнительные болты (см. рис. 3.8) на фланцах той же или меньшей толщины, примерно на одинаковом расстоянии один от другого с шагом

$$l_6 = (10-12)d.$$

При проектировании соосных двухступенчатых цилиндрических редукторов, а также многопоточных передач возникает необходимость проектирования опор соосно расположенным валам. При этом проектируется внутренняя стенка корпуса 1 (см. рис. 1.4), в которой рядом располагаются разные по габаритам подшипники, так как один из них является опорой быстроходного вала, а второй – тихоходного. При фиксации валов по схеме «враспор», которая применяется чаще, варианты выполнения опор имеют вид, показанный на рис. 3.10.

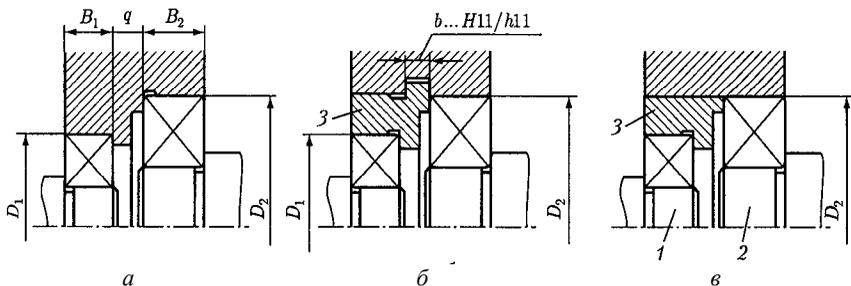


Рис. 3.10. Опоры соосных валов

Ширину прилива для подшипников, расположенных в этой стенке, принимают

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

где B_1, B_2 – ширина наружных колец подшипников;

$q = (1 \dots 1, 2)\delta$ – расстояние между подшипниками.

Отверстия для подшипников в зависимости от принятой схемы исполнения конструируют с уступами, с канавками или гладкими (соответственно варианты исполнения *a*, *б* и *в* на рис. 3.10).

При конструировании червячных редукторов для увеличения жесткости червяка его опоры сближают насколько возможно (см. рис. 1.5). Места расположения приливов определяют прочерчиванием при выполнении компоновки, выдерживая следующие соотношения:

$$R_1 = 0,5d_{aM2} + a; \quad a = \delta; \quad S_1 = 0,1D; \quad D'_\phi = 1,25D + 10 \text{ мм.}$$

Крышки подшипников и стаканы можно конструировать по рекомендациям [1]. Различают крышки привертные и закладные. На рис. 3.11 показаны конструкции глухих *a*, *б*, *в* и с отверстием для выходного конца вала *г* привертных крышек.

Рекомендации по выбору толщины δ стенки, диаметра d и числа z винтов крепления крышки к корпусу в зависимости от диаметра D приведены в табл. 3.3.

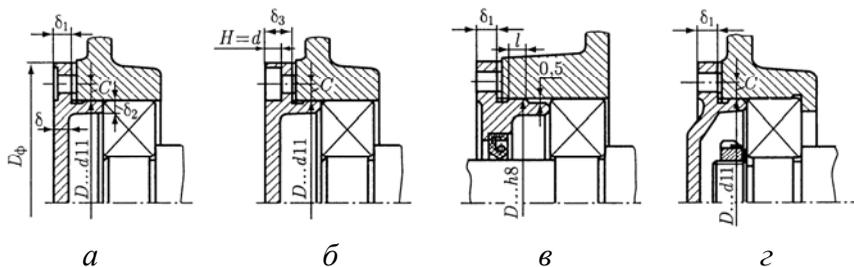


Рис. 3.11. Крышки привертные

Таблица 3.3

Размеры элементов крепления крышек подшипников

D , мм	50–62	63–95	150–220
δ , мм	5	6	8
d , мм	6	8	12
z	4	4	6

При креплении крышки винтами с цилиндрической головкой по варианту рис. 3.11, б ее толщину принимают

$$\delta_3 = H + 0,8\delta,$$

где H – высота головки винта.

Размеры других конструктивных элементов крышки:

$$\delta_1 = 1,2\delta;$$

$$\delta_2 = (0,9..1)\delta;$$

$$D'_\phi = D + (4..4,4)d;$$

$$c \approx d.$$

На рис. 3.12 показаны основные конструкции закладных крышек:

a и $б$ – глухих;

$в$ – с отверстием для выходного конца вала;

$г$ – с резьбовым отверстием под нажимной винт.

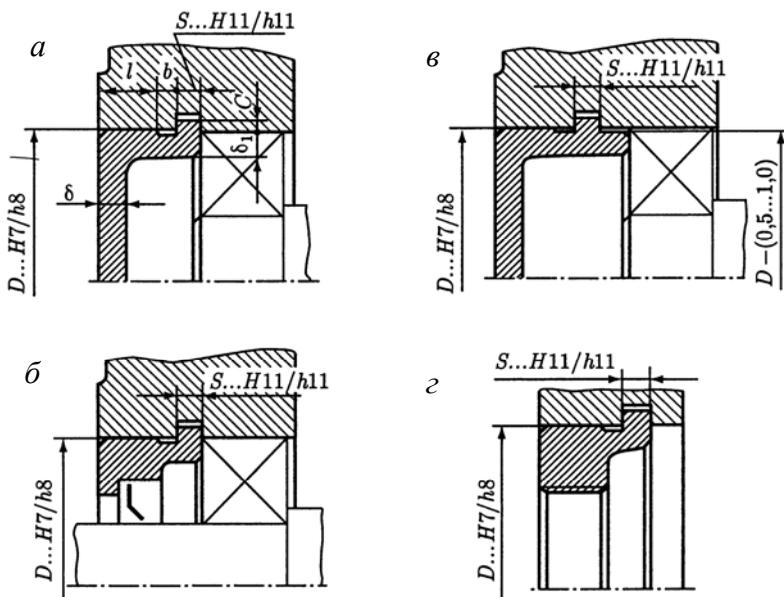


Рис. 3.12. Крышки закладные

Толщину стенки δ принимают в зависимости от диаметра D отверстия под подшипник по табл. 3.3.

Размеры других элементов крышки

$$\delta_1 = (0,9...1)\delta ;$$

$$S = (0,9...1)\delta ;$$

$$c \approx 0,5S ;$$

$$l \geq b.$$

Конструкция стаканов зависит от схемы установки подшипников. На рис. 3.13 представлены варианты конструкций, часто встречающиеся на практике.

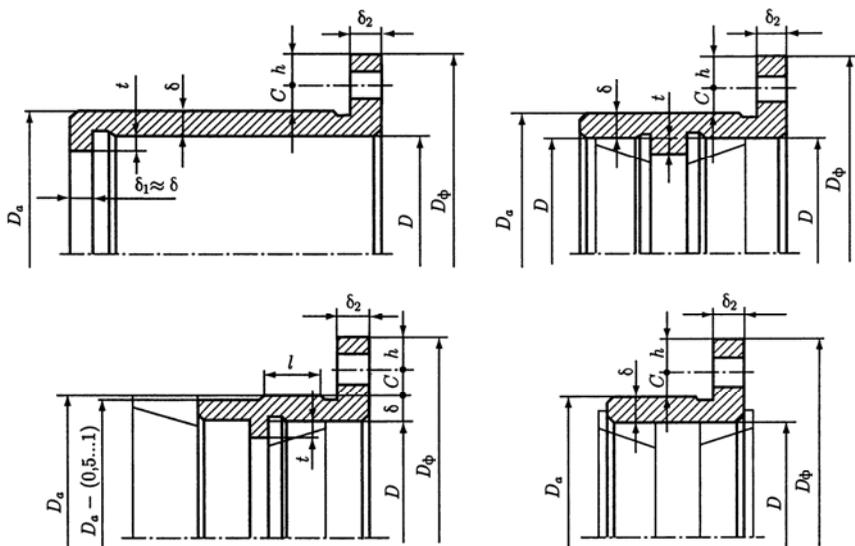


Рис. 3.13. Конструкции стаканов

Рекомендации по выбору толщины δ стенки, диаметра d и числа z винтов крепления стакана к корпусу в зависимости от диаметра D приведены в табл. 3.4.

Таблица 3.4

Параметры элементов стаканов подшипников

D , мм	До 50	50–62	63–95	100–145	150–220
δ , мм	4–5	5–7	7–9	9–11	11–13
d , мм	6	6	8	10	12
z	4	4	4	6	6

Толщина фланца $\delta_2 \approx 1,2\delta$. Высоту t упорного заплечика согласуют с размером фаски наружного кольца подшипника и возможностью его демонтажа съемником. Принимая $C \approx d$, $h = (1...1,2)d$, получаем минимальный диаметр фланца стакана:

$$D_{\phi} = D_a + (4...4,4)d .$$

4. ПОСЛЕДОВАТЕЛЬНОСТЬ И ОСОБЕННОСТИ ВЫПОЛНЕНИЯ КОМПОНОВОЧНОГО ЧЕРТЕЖА ЭСКИЗНОГО ПРОЕКТА

После выполнения кинематических и проектировочных расчетов передач и валов вычерчивается разрез всех валов, расположенных в одной плоскости. Для редукторов, в частности, с плоскостью разъема, а также для коробок скоростей с двумя валами, которые расположены в вертикальной или горизонтальной плоскостях, такой разрез является истинным изображением, так как при этом размеры корпуса во всех направлениях будут действительными. В других случаях разрез является разверткой, когда один из размеров корпуса в направлении, перпендикулярном осям валов, будет искаженным. Такой разрез позволяет проработать конструкции валов, расположенных на них деталей, подшипниковых узлов, элементов корпуса, крышек, уплотнений и т. д.

При разработке компоновочного чертежа эскизного проекта следует обращать внимание на возможность изготовления деталей наиболее производительным способом, собираемость конструкции и обеспечение смазки всех трущихся сопряжений.

Выполнение эскизной компоновки начинается с выбора положения осевых линий валов в соответствии с расчетными межосевыми расстояниями, а затем последовательно прочерчиваются все детали и узлы конструкции (рассчитанные или выбранные в соответствии с существующими рекомендациями), расположенные на валах. После определения мест расположения элементов прочерчивают подшипники с учетом выбранного типоразмера, а также детали, исключаяющие или ограничивающие перемещения зубчатых и червячных колес, червяков на валах и валов в подшипниках, а последних – в отверстиях корпуса. При этом выбирается способ смазки зубчатых и червячных передач, подшипников, изображаются уплотняющие устройства, разбрызгиватели смазки, защитные кольца и т. д. В процессе прочерчивания выявляются элементы и размеры корпуса, а также крышек.

После проведения осей валов приступают к вычерчиванию валов и установке на них деталей зубчатых и червячных передач. Расстояния между элементами передач, зазоры между деталями и элементами корпуса и другие необходимые размеры определяют по разделу 3.2.

Зубчатые колеса цилиндрических передач проектируют, используя рекомендации на рис. 4.1–4.5 или [1, 4, 5].

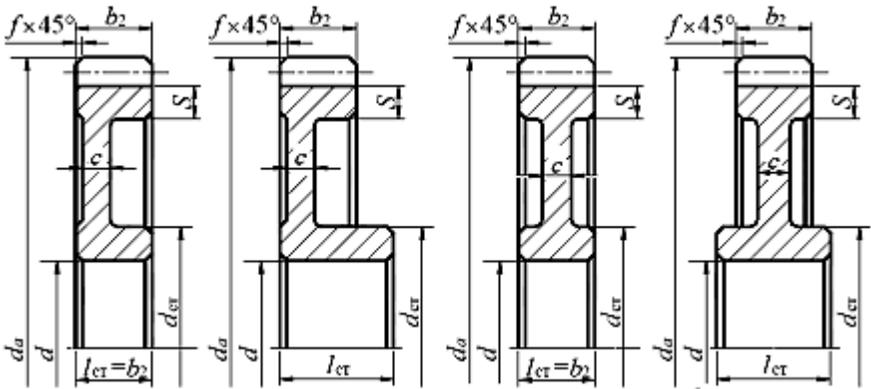


Рис. 4.1. Цилиндрические колеса внешнего зацепления

Длину посадочного отверстия колеса $l_{ст}$ желательно принимать равной или большей ширины зубчатого венца b_2 ($l_{ст} \geq b_2$). Принимаемую длину ступицы согласуют с расчетным диаметром посадочного отверстия

$$l_{ст} = (0,8 \dots 1,5)d \quad (4.1)$$

и длиной шпонки

$$l_{ст} \geq l_p = \frac{2T}{d(h-t_1)[\sigma_{см}]} + (5 \dots 8) \text{ мм}, \quad (4.2)$$

где l_p – рабочая длина шпонки

T – крутящий момент на валу;

h, t_2 – параметры шпонки;

$[\sigma_{см}]$ – допускаемое напряжение на смятие.

Диаметр ступицы $d_{ст}$, ширину торцов зубчатого венца S и размер диска c принимают:

$$d_{\text{ст}} \approx 1,6d, \quad S = 2,5m + 2 \text{ мм}, \quad c = (0,35 \dots 0,4)b_2, \quad (4.3)$$

где m – модуль зацепления.

На торцах зубчатого венца выполняют фаски размером

$$f = 0,5 - 0,7 \text{ мм},$$

которые округляют до стандартного значения.

Размеры основных конструктивных элементов $d_{\text{ст}}, l_{\text{ст}}, S, f, c$ (рис. 4.2) колес внутреннего зацепления принимают по соотношениям для колес внешнего зацепления (4.1)–(4.3).

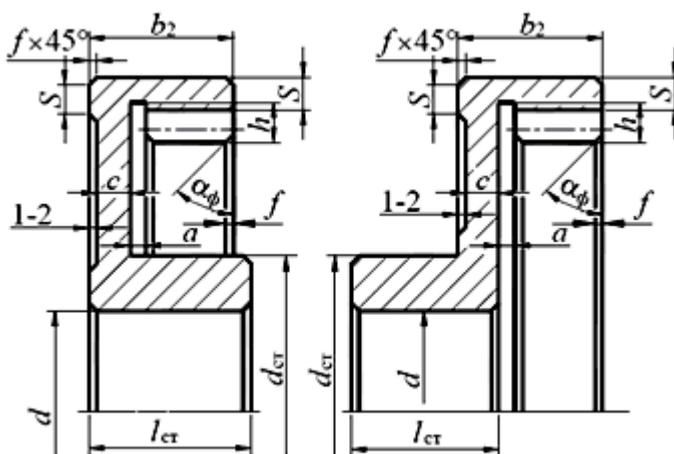


Рис. 4.2. Цилиндрические колеса внутреннего зацепления

Шевронные колеса отличаются от других цилиндрических колес увеличенной шириной в связи с изготовлением между венцами канавки, предназначенной для выхода червячной фрезы, нарезающей зубья. Ширину канавки a определяют по диаметру фрезы, в зависимости от модуля m по табл. 4.1.

Таблица 4.1

Ширина канавок шевронных колес

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

Размеры остальных конструктивных элементов шевронных колес (рис. 4.3, а):

$$l_{\text{ст}} = b_2 + a; \quad C = (0,3 \dots 0,35)(b_2 + a);$$

$$S = 2,2m + 0,05(b_2 + a); \quad h = 2,5m;$$

$$S_b \approx 6m; \quad S_0 = (1,0 \dots 1,1)S_b; \quad t = 0,35S_b \geq 3 \text{ мм}.$$

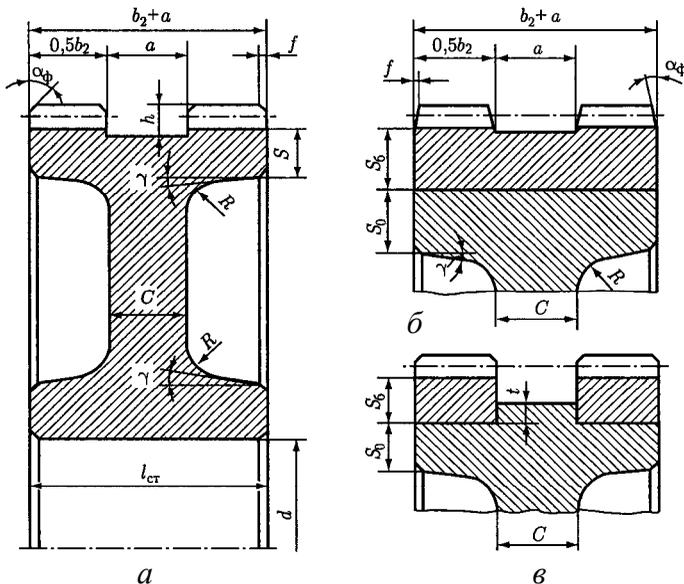


Рис. 4.3. Шевронные колеса

Для снижения расхода высококачественной стали колеса иногда делают составными. На центр, выполненный из углеродистой стали, напрессовывают венец из легированной стали (рис. 4.3, б) или изготавливают составное колесо с двумя зубчатыми венцами (рис. 4.3, в).

Конструктивные формы и размеры конических зубчатых колес с внешним диаметром вершин зубьев $d_{ae} \leq 120$ мм показаны на рис. 4.4. При угле делительного конуса $\delta \leq 30^\circ$ колеса выполняют по рис. 4.4, а, а при $\delta \geq 30^\circ$ – по рис. 4.4, б.

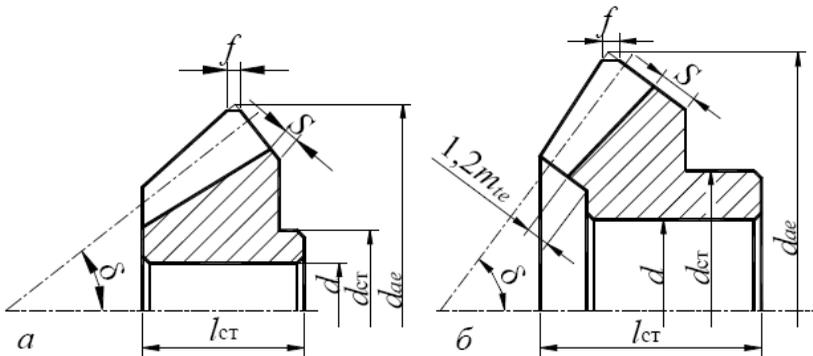


Рис. 4.4. Конические колеса малого диаметра

Размеры ступиц определяют по соотношениям для цилиндрических зубчатых колес по формулам (4.1)–(4.3). На рис. 4.5 показана форма конических зубчатых колес с внешним диаметром вершин зубьев $d_{ae} > 120$ мм. Ширину S принимают

$$S = 2,5m_{te} + 2 \text{ мм}.$$

Торец зубчатого венца

$$b = (1 \dots 1,1)S.$$

Внешние углы зубьев притупляют фаской

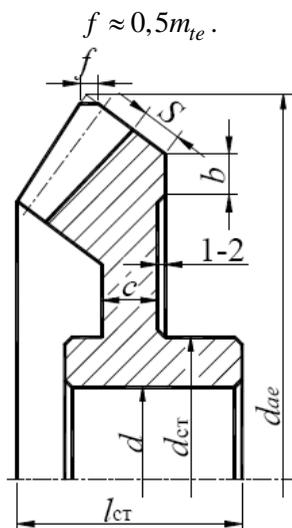


Рис. 4.5. Конические колеса большого диаметра

Основные геометрические размеры **червячного колеса и червяка** определяются при расчете передач.

Червячные колеса чаще всего изготовляют составными: центр выполняется из серого чугуна или стали, зубчатый венец – из антифрикционного материала. Конструкция червячного колеса и способ соединения венца с центром зависят от объема выпуска, и ее варианты представлены рис. 4.6, 4.7.

Размеры основных конструктивных элементов червячных колес принимают по соотношениям

$$s = 2,5m ;$$

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

$$h = 0,15b_2 ;$$

$$t = 0,8h .$$

Размеры остальных конструктивных элементов червячных колес принимают по соотношениям для цилиндрических колес внешнего зацепления (4.1)–(4.3).

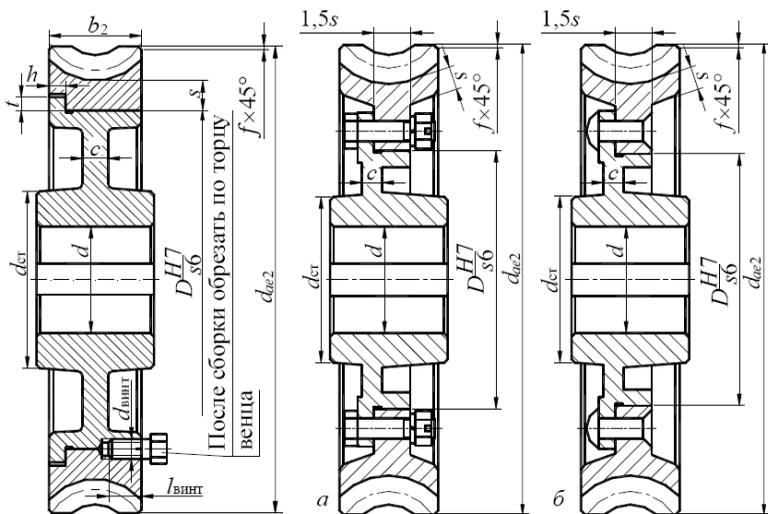


Рис. 4.6. Конструкция червячных колес при посадке венцов с натягом

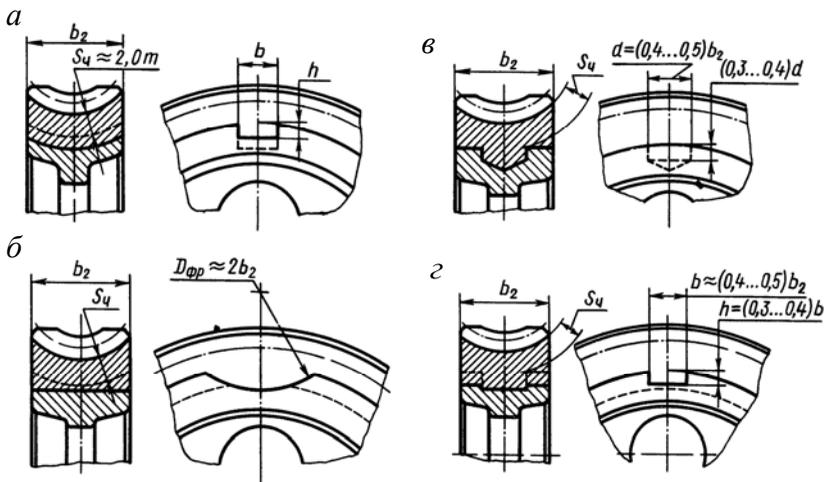


Рис. 4.7. Конструктивные варианты исполнения наплавленных венцов червячных колес

Шестерня может быть насадной лишь в том случае, если расстояние x (рис. 4.8) между диаметром впадин зубьев (для конических колес – на внутреннем торце) или витков и шпоночным пазом в них или наружным диаметром шлицев составляет:

для цилиндрических колес

$$x \geq 2,5m;$$

конических колес

$$x \geq 2m.$$

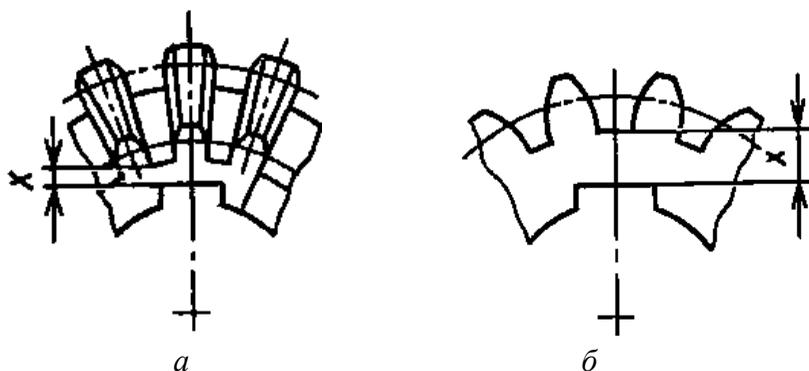


Рис. 4.8. Минимальное расстояние x от впадины зуба до шпоночной канавки:
 a – для конического; b – цилиндрического колеса

Если условия не выполняются, зубчатая шестерня должна быть выполнена за одно целое с валом (вал-шестерня).

В случае, если шестерня не может быть изготовлена за одно целое с валом (из-за сложности конструкции вала либо с целью экономии высоколегированной стали, обеспечивающей высокую несущую способность зубьев), для выполнения ее насадной следует изменить геометрические параметры шестерни за счет увеличения числа зубьев или модуля с последующим перерасчетом передачи.

При наличии блоков колес длина ступиц связана с обеспечением нейтрального положения при переключении передач.

После изображения валов и всех деталей, расположенных на них в пределах корпуса, с учетом обозначенных выше зазоров, определяется и вычерчивается его внутренний контур.

Затем, с учетом выбранных подшипников и схем их установки (см. раздел 2), вычерчиваются подшипниковые узлы, начиная с наиболее габаритных (тихоходного вала) либо более сложных (фиксирующая опора в виде двух радиально-упорных подшипников). С целью унификации на вал обычно устанавливаются подшипники одного размера, несмотря на то, что требуемая работоспособность для них различна.

Если по конструктивным соображениям диаметры вала под подшипники различны, то в качестве опоры со стороны вала большего диаметра желательно применять подшипник легкой серии, а со стороны участка вала меньшего диаметра (на 5 и 10 мм для подшипников соответственно с диаметрами до 35–40 мм и 55–65 мм) – подшипник средней серии. В этом случае в силу равенства наружных диаметров этих подшипников расточки в обеих стенках корпуса будут одинаковы, что обеспечит его технологичность.

Подобным образом конструируются тихоходные и промежуточные валы, у которых консольные участки обычно отсутствуют.

На данном этапе важным является рассмотрение вопросов, связанных со смазкой зацепления и подшипников проектируемого привода, так как они влияют на размеры корпусных деталей и местоположение подшипников в бобышках.

Для смазывания передач наиболее распространена картерная система смазки. В корпус редуктора или коробки передач заливают масло, обеспечивая погружение в него венцов колес, а в червячном редукторе – червяка при его нижнем расположении. Картерное смазывание применяют при окружной скорости зубчатых колес до 12,5 м/с. При более высоких скоростях масло сбрасывается с зубьев центробежной силой и зацепление работает при недостаточном смазывании.

Допустимые уровни погружения колес цилиндрического и червячного редуктора, при верхнем расположении червяка, в масляную ванну составят приблизительно $2m...0,25d_2$, а при нижнем расположении червяка $(0,1...0,5)d_{a1}$, где m – модуль зацепления, d_2 – длительный диаметр колеса, d_{a1} – диаметр окружности вершин червяка. Наибольшая допустимая глубина погружения зависит

от окружной скорости колеса. Чем медленнее вращается колесо, тем на большую глубину оно может быть погружено.

Считают, что в двухступенчатой передаче при окружной скорости более 1 м/с достаточно погружать в масло только колесо тихоходной ступени. При окружной скорости меньше 1 м/с в масло должны быть погружены колеса обеих ступеней.

В соосных редукторах при расположении валов в горизонтальной плоскости погружают в масло колеса быстроходной и тихоходной ступеней. При расположении валов в вертикальной плоскости погружают в масло шестерню и колесо, расположенные в нижней части корпуса. Если глубина погружения колеса окажется чрезмерной, то уровень масла снижают и в зацеплении с шестерней, находящейся на нижнем валу, устанавливают специальное смазывающее колесо.

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

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

Желательно, чтобы уровень масла во всех случаях проходил не выше центра нижнего тела качения подшипников. Если глубина погружения подшипников окажется чрезмерной (редукторы с нижним расположением червяка или шестерни), то уровень масла снижают, что может вывести червяк (шестерню) из масляной ванны. Если $v_{\text{черв}} \geq 4$ м/с, червяк нельзя погружать в масло. В этом случае на червяк (шестерню) устанавливают специальные разбрызгиватели (рис. 4.9).

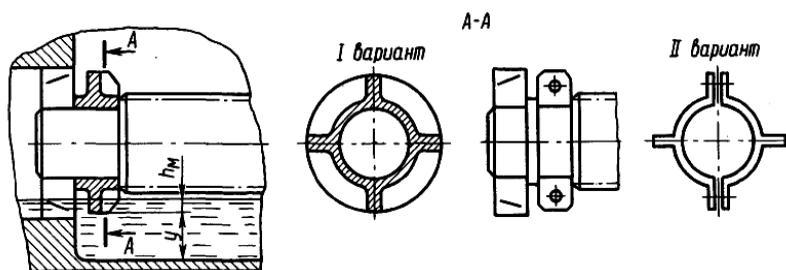


Рис. 4.9. Смазывание зацепления разбрызгивателями

Подшипники обычно смазывают тем же маслом, что и детали передач. При картерном смазывании передач подшипники смазывают брызгами масла. При окружной скорости $v \geq 1 \text{ м/с}$ брызгами масла покрыты все детали передач и внутренние стенки корпуса. Стекающее по стенкам масло попадает в подшипник и смазывает его.

При смазывании подшипниковых узлов разбрызгиванием и нижнем расположении червяка в червячных, а также шестерни в цилиндрических редукторах масло, выжимаемое из зацепления, обильным потоком выбрасывается в рядом расположенные подшипники. Во избежание попадания в подшипники продуктов износа передач, а также излишнего объема масла, что приводит к его повышенному нагреву и потерям мощности, подшипники защищают маслоотражающими шайбами (рис. 2.12 и 4.10).

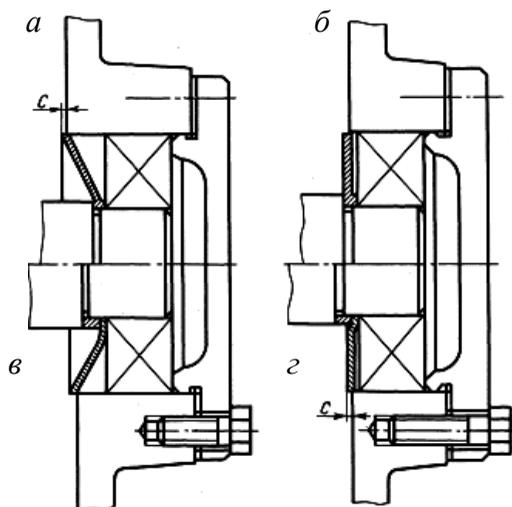


Рис. 4.10. Примеры конструкции и установки маслоотражающих шайб

Если окружная скорость $v \leq 1 \text{ м/с}$ или доступ масла к подшипникам затруднен, например подшипник удален от шестерни конической передачи, используются пластичные смазочные материалы.

При смазывании подшипниковых узлов пластичной смазкой они во избежание вымывания пластичного смазочного материала жид-

ким, применяемым для смазывания зацепления, должны быть изолированы от внутренней полости редуктора. Эта задача решается применением внутреннего уплотнения мазеудерживающим кольцом (рис. 3.7; поз. 3, рис. 4.11). Такое уплотнение является комбинированным – центробежным и щелевым одновременно. Кольцо вращается вместе с валом. При постоянном направлении вращения эффективное уплотнение создает винтовая канавка, нарезанная на внешней поверхности кольца, по которой жидкий смазочный материал сбрасывается внутрь корпуса. Направление нарезки винтовой линии канавки противоположно направлению вращения. Направление нарезки винтовой линии канавки кольца, установленного на другом конце вала (при его наличии), противоположно. Зазор между корпусом и кольцом (рис. 4.11) составляет $0,1-0,3$ мм, выход за торец корпуса $c = 1-2$ мм, ширина $b = 6-9$ мм.

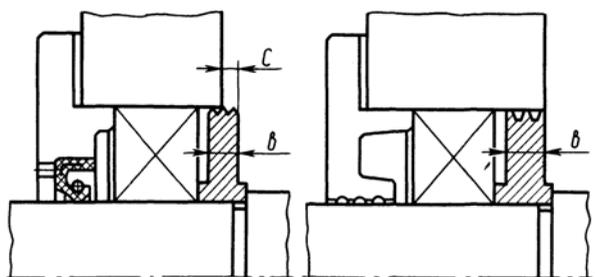


Рис. 4.11. Примеры конструкции и установки мазеудерживающих колец

Наличие маслоотражающих и мазеудерживающих колец влияет на местоположение подшипников в корпусе (размер c_1 , рис. 3.4), смещая их от внутреннего торца стенки редуктора в зависимости от конструкции и размеров используемых колец.

Подшипники устанавливаются на расстоянии $0-11$ мм от внутреннего торца стенки корпуса в зависимости от способа установки (с обеими фиксированными опорами) или с фиксирующей и плавающей опорами и условий смазки (наличие маслоотражающих, мазеудерживающих колец или их отсутствие). Затем с учетом ширины подшипника и размера буртов крышки определяется размер гнезда корпуса под подшипниковый узел. При проектировании корпуса с

гладкой наружной поверхностью с наружной стороны корпуса оставляют пластики высотой 4–5 мм, фрезеруемые под фланцы крышек. Остальная часть корпуса под подшипниковый узел располагается от его стенки внутрь корпуса в виде прилива с диаметром

$$D_{\text{пр}} = 1,25D_{\text{п}} + (10...20) \text{ мм} ,$$

где $D_{\text{п}}$ – наружный диаметр подшипника или наружный диаметр стакана, в котором производится его монтаж, причем большие значения $D_{\text{пр}}$ принимаются в случае разъемного корпуса.

Все пластики и приливы на данной стенке обычно выполняются на одном уровне. При относительно близком расположении этих отверстий соответственно пластики и приливы могут сливаться.

Вычерчивая на чертеже остальные подшипники, их наружные торцы целесообразно располагать в одной плоскости (на одном уровне). В процессе вычерчивания подшипниковых узлов соседних валов следует обратить внимание на расстояние между расточками под подшипники. В горизонтальных редукторах с разъемом по плоскости осей валов для возможности размещения между расточками стяжного болта (винта) для крепления крышки к корпусу минимальное расстояние между осями валов

$$a_{\text{min}} = 0,5(D_{\text{п1}} + D_{\text{п2}}) + (1,8...2,0)d_6, \quad (4.4)$$

где $D_{\text{п1}}$ и $D_{\text{п2}}$ – наружные диаметры подшипников;

d_6 – диаметр стяжного болта (винта).

Болты крепления крышки к основанию редуктора по его периметру можно принимать на размер меньше стяжных болтов у подшипников, но не менее 10 мм.

В корпусах без разъема по плоскости осей валов

$$a_{\text{min}} = 0,5(D_{\text{п1}} + D_{\text{п2}}) + 4m. \quad (4.5)$$

При этом возможно взаимное перекрытие фланцев соседних привертных крышек подшипников. В этом случае допускается установка крышек с местными срезами при условии их крепления не менее чем четырьмя винтами (рис. 4.12).

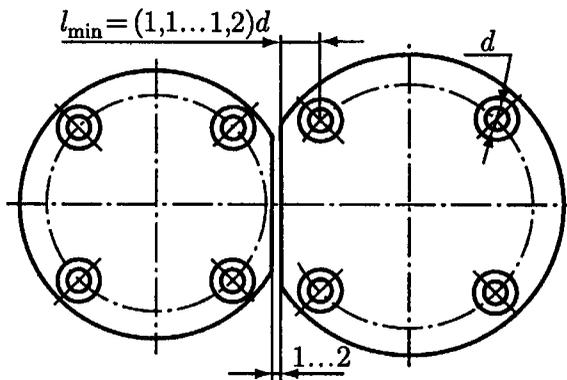


Рис. 4.12. Исполнение крышек при перекрытии фланцев

Если один из подшипников или оба установлены в стакане, вместо D_{Π} в указанных зависимостях (4.4) и (4.5) подставляются наружные диаметры стаканов.

Когда расчетные межосевые расстояния оказываются меньше приведенных, необходимо принять более легкую серию подшипника, если это возможно из расчета на долговечность, или увеличить межосевое расстояние передачи.

Если на быстроходном валу диаметр окружности выступов шестерни меньше наружного диаметра подшипников, то внутренняя поверхность корпуса должна находиться на расстоянии 5–8 мм от отверстия в корпусе под подшипники. Замкнув корпус и завершив прочерчивание валов, установленных на них деталей, подшипниковых узлов и уплотнений, элементов корпуса и крышек, следует перейти к конструированию консольных концов валов и расположенных на них деталей.

Между торцом детали на консольном конце вала (муфты, шкива, звездочки и т. д.) и крышкой подшипника следует оставлять зазор не менее 6–10 мм.

Муфта вычерчивается с учетом габаритных размеров в соответствии с выбранным типоразмером и проработкой соответствующих привязок.

Типоразмер соединительной муфты выбирается по значениям диаметров соответствующих посадочных участков валов (наиболь-

шего из них) и величины расчетного вращающего момента при условии необходимости удовлетворения обоих условий. Диаметр выходного конца вала редуктора согласовывают с диаметром отверстия муфты, подобранной по расчетному вращающему моменту

$$T_p = K_p T_H,$$

где K_p – коэффициент режима работы.

Параметры часто применяемых муфт приведены в приложении (табл. П2–П4).

Шкивы плоскоремennых передач могут иметь внешнюю поверхность цилиндрическую (при небольших линейных скоростях), рис. 4.13, а, сферическую (рис. 4.13, б) или цилиндрическую с краями в форме конусов (рис. 4.12, в), которые уменьшают возможность схода ремня со шкива в процессе работы, особенно при наличии непараллельности осей валов, а также в быстроходных передачах. Диаметр и длину ступицы выполняют по соотношениям для зубчатых колес внешнего зацепления (4.1)–(4.3).

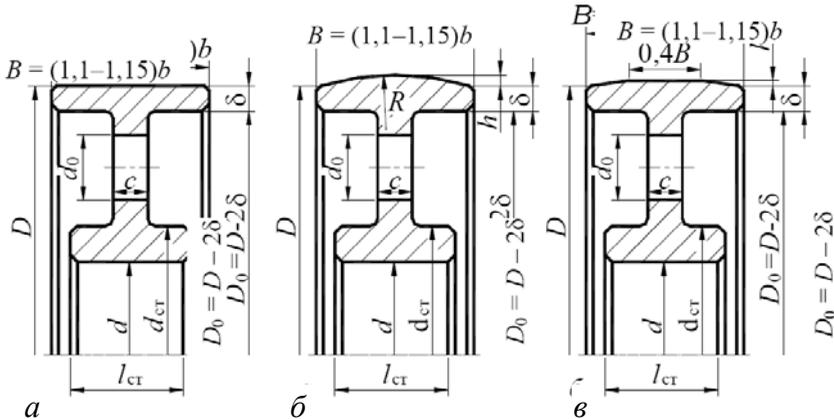


Рис. 4.13. Шкивы плоскоремennой передачи

Профили канавок шкивов клиноремennых и поликлиновых передач приведены в табл. Пб.

Конструкция **звездочек цепных передач** отличается от конструкции цилиндрических зубчатых колес внешнего зацепления

лишь зубчатым венцом, поэтому диаметр и длину ступицы выполняют по соотношениям для зубчатых колес внешнего зацепления (4.1)–(4.3). Форма и размеры венца звездочек роликковых и втулочных цепей определяют по рис. 4.14.

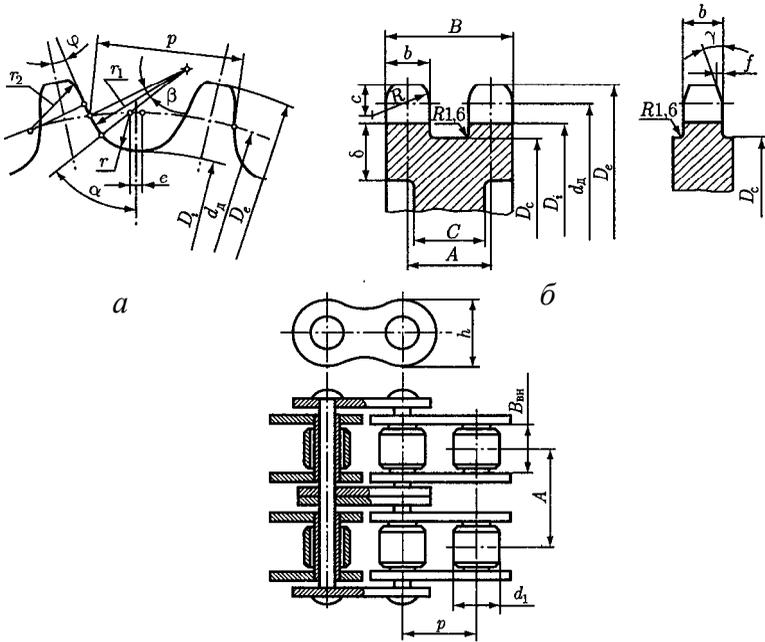


Рис. 4.14. Венцы звездочек роликковых и втулочных цепей

Размеры венца звездочек роликковых и втулочных цепей определяют по следующим соотношениям:

делительный диаметр

$$d_d = p / \sin(180^\circ / z);$$

диаметр окружности выступов

$$D_e = p[0,532 + \text{ctg}(180^\circ / z)];$$

диаметр окружности впадин

$$D_i = d_d - 2r ;$$

диаметр проточки

$$D_c = p \operatorname{ctg}(180^\circ / z) - 1,3h ;$$

ширина зуба цепи : однорядной

$$b = 0,93B_{\text{вн}} - 0,15 \text{ мм} ,$$

двух- и трехрядной

$$b = 0,9B_{\text{вн}} - 0,15 \text{ мм} ;$$

ширина венца

$$B = (n - 1)A + b ;$$

радиус скругления

$$R = 1,7d_1 ;$$

координата центра радиуса R

$$c = 0,8d_1 ;$$

толщина обода

$$\delta = 1,5(D_e - d_d) ;$$

толщина диска

$$C = (1,2 \dots 1,3)\delta ;$$

угол скоса $\gamma = 20^\circ$; фаска $f = 0,2b$,

где $r = 0,5025d_1 + 0,05$ мм – радиус впадины;

d_1 – диаметр ролика цепи;

$B_{\text{вн}}$ – расстояние между внутренними плоскостями пластин цепи;

A – расстояние между осями симметрии многорядных цепей;
 h – ширина пластин цепи.

Для разъемного корпуса следует установить количество стяжных болтов (винтов), располагаемых около отверстий под подшипники и по периметру корпуса с примерным шагом между ними $(10...15) d_3$.

Также должно быть предусмотрено размещение на возможно максимальном расстоянии друг от друга (обычно по диагонали) двух установочных штифтов.

Сборка разъемных корпусов должна осуществляться в строго одинаковом взаимном расположении крышки и корпуса, идентичном их расположению в процессе совместной механической обработки, что достигается взаимной фиксацией с использованием цилиндрических или конических штифтов, отверстия для которых обрабатываются совместно в обеих частях корпуса до начала основных видов механической обработки. Более высокая точность центрирования достигается при наибольшем диаметральном удалении штифтов друг от друга. Кроме того, следует учитывать, что установка конических штифтов обеспечивает более плотную посадку и отсутствие каких-либо люфтов, но стоимость соединения выше, так как для обработки отверстий требуются конические развертки. Соединение цилиндрическими штифтами менее плотно, но дешевле.

В корпусе цилиндрические штифты обычно устанавливаются по прессовой посадке. Отверстие под штифт в другой части корпуса (крышке) выполняется по плотной посадке, что позволяет осуществлять разборку без извлечения штифтов.

Диаметр штифтов

$$d_{\text{шт}} = (0,7...0,8)d_3 .$$

При применении фланцевых электродвигателей разработку компоновочного чертежа эскизного проекта следует начинать с прочерчивания его фланца и вала, размеры которых определяются по каталогам, так как именно через них осуществляется привязка к другим элементам конструкции – к корпусу и ведомому валу при соединении его с валом электродвигателя через муфту или зубчатую передачу.

Разрезом плоскостью, перпендикулярной осям валов, определяется их действительное расположение в пространстве. Такие изображения являются свертками, и на них дополнительно показываются расположение дна и крышки, уровень смазки и погружение в нее колес. Положение дна при этом уточняется по значению требуемого объема смазки для зубчатых редукторов и коробок скоростей из условия 0,3–0,8 л на 1 кВт мощности на быстроходном валу.

Обычно эти разрезы согласуются с изображением управления блоками или сцепными муфтами. На них, как правило, показываются отверстия для слива смазки и устройства для контроля ее уровня (прозрачные – из оргстекла либо жезловые), конструкция лап и т. д.

Расположение быстроходного (входного) и тихоходного (выходного) валов в пространстве относительно опорных поверхностей коробки скоростей или редуктора может зависеть от компоновки общего вида установки. Расположение промежуточных валов обуславливается компактностью, системой управления, смазкой и наличием регулируемых деталей на валах.

Для трехвальной коробки скоростей наибольшая компактность достигается расположением осей валов по треугольнику, для четырехвальной – по четырехугольнику. Валы, на которых находятся управляемые детали, желательно располагать ближе к передней стенке, где обычно размещаются рукоятки управления.

В результате из компоновочного чертежа геометрически получаем величины размеров между подшипниковыми опорами, а также до сил, нагружающих валы, L, L_1, \dots, L_n , в дальнейшем используемые для проверочных расчетов валов и подшипников на этапе выполнения эскизного проекта. Примеры выполнения необходимых расчетов и компоновочного чертежа приведены в главах 5 и 6.

5. КОМПОНОВКА ОДНОСТУПЕНЧАТОГО ЦИЛИНДРИЧЕСКОГО РЕДУКТОРА

Исходные данные для расчета редуктора

$$P_3 = 4,25 \text{ кВт}, \quad n_3 = 160 \text{ мин}^{-1}, \quad L_h = 12500 \text{ ч.}$$

Нагрузка постоянная. Кинематическая схема привода дана на рис. 5.1.

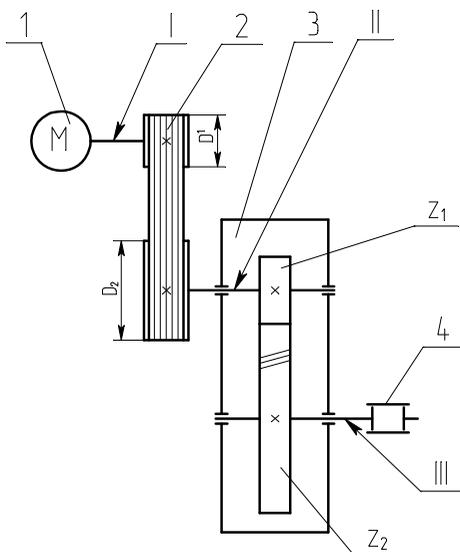


Рис. 5.1. Кинематическая схема привода:

1 – электродвигатель; 2 – передача ременная поликлиновая;
3 – редуктор с цилиндрическими косозубыми колёсами; 4 – муфта зубчатая

Значения n и T после кинематического и силового расчета привода представлены в табл. 5.1.

Таблица. 5.1

Результаты кинематического и силового расчета

Вал	$n_j, \text{мин}^{-1}$	$T_j, \text{Н} \cdot \text{м}$
I	$n_1 = n_{\text{эд}} = 1445$	$T_1 = T_{\text{эд}} = 9550 \frac{P_{\text{эд}}}{n_{\text{эд}}} = 9550 \cdot \frac{4,61}{1445} = 30,47$
II	$n_2 = \frac{n_1}{u_{\text{рп}}} = \frac{1445}{2,256} = 640,5$	$T_2 = 9550 \frac{P_2}{n_2} = 9550 \cdot \frac{4,4}{640,5} = 65,6$
III	$n_3 = \frac{n_2}{u_{3,II}} = \frac{640,5}{4,045} = 158,3$	$T_3 = 9550 \frac{P_3}{n_3} = 9550 \cdot \frac{4,25}{158,3} = 256,4$

Параметры зубчатой передачи, полученные в результате расчета, представлены в табл. 5.2.

Таблица 5.2

Параметр	Величина, мм
a_w	140
b_1	63
b_2	60
d_1	55,5
d_2	224,5
d_{a1}	60,5
d_{a2}	229,5
d_{f1}	49,25
d_{f2}	218,25

Определяем силы в зацеплении зубчатых колес.

Окружные силы

$$F_{t1} = F_{t2} = \frac{2 \cdot 10^3 T_2}{d_{w1}} = \frac{2 \cdot 10^3 \cdot 65,6}{55,5} = 2364 \text{ Н.}$$

Радиальные силы

$$F_{r1} = F_{r2} = \frac{F_{t1} \operatorname{tg} \alpha}{\cos \beta} = \frac{2364 \operatorname{tg} 20^\circ}{\cos 7^\circ 39' 44''} = 868 \text{ Н.}$$

Осевые силы

$$F_{a1} = F_{a2} = F_{t1} \operatorname{tg} \beta = 2364 \operatorname{tg} 7^\circ 39' 44'' = 318 \text{ Н.}$$

Выполняем предварительный расчет диаметров валов.

Так как к приводу не предъявляется каких-то особых требований по габаритам и нагрузке, то для материала валов предварительно принимаем стали, подвергаемые термообработке:

- вал-шестерня II – сталь 45, термообработка – улучшение; механические характеристики: $\sigma_B = 780$ МПа, $\sigma_T = 440$ МПа;
- вал III – сталь 45, термообработка – улучшение; механические характеристики: $\sigma_B = 780$ МПа, $\sigma_T = 440$ МПа.

Предварительно определяем диаметры валов привода из расчета только на кручение при пониженных допускаемых напряжениях (3.1):

$$d_B = \sqrt[3]{\frac{16T}{\pi[\tau_K]}},$$

где T – крутящий момент, Н·м;

$[\tau_K]$ – допускаемое напряжение на кручение: $[\tau_K] = 20\text{--}30$ МПа.

Диаметр выходного конца ведущего вала II редуктора под шкив:

$$d_{B2} = \sqrt[3]{\frac{16T_2}{\pi[\tau_K]}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 65,6 \cdot 10^3}{\pi \cdot 20}} = 25,567 \text{ мм,}$$

где $[\tau_K] = 20$ МПа.

Из ряда нормальных линейных размеров (табл. П1) принимаем $d_{B3} = 25$ мм. Диаметр выходного конца ведомого вала III редуктора под зубчатую муфту

$$d_{вз} = \sqrt[3]{\frac{16T_3}{\pi[\tau_k]}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 256,4 \cdot 10^3}{\pi \cdot 25}} = 37,4 \text{ мм},$$

где $[\tau_k] = 25 \text{ МПа}$.

Подбор и расчет муфты производим по максимальному вращающему моменту, который определяется с учетом динамических нагрузок и возможных перегрузок привода во время работы. Диаметр выходного конца тихоходного вала III редуктора согласовываем с диаметром отверстия в зубчатой муфте, подобранной по расчетному вращающему моменту:

$$T_p = K_p T_n,$$

где $T_n = 256,4 \text{ Н} \cdot \text{м}$;

K_p – коэффициент режима работы, $K_p = 1,5$ (табл. 5.3).

Таблица 5.3

Коэффициенты режима нагрузки

Тип машины	K_p
Конвейеры ленточные	1,25...1,50
Конвейеры винтовые, цепные, скребковые	1,5...2,0
Краны, лебедки, элеваторы	2,0...3,0

Выбираем муфту зубчатую с номинальным моментом $T = 1000 \text{ Н} \cdot \text{м}$, размер отверстия в полумуфте $d = 40 \text{ мм}$ (табл. П3).

Диаметр отверстия в полумуфте со стороны выходного вала редуктора 40 мм, диаметр отверстия в полумуфте со стороны приводного вала привода – 40 мм. Принимаем $d_{вз} = 40 \text{ мм}$.

Выполняем приблизительный расчет диаметров ступеней валов для чертежа эскизной компоновки.

Вал II – быстроходный.

$d_{в2} = 25$ мм – диаметр выходного конца вала под шкив определен выше.

Диаметр вала под уплотнение и подшипник

$$d_{\pi} = d_{в2} + 2t,$$

где t – высота буртика: $t = 2,2$ мм (см. табл. 3.1).

$$d_{\pi} = 25 + 2 \cdot 2,2 = 29,4 \text{ мм.}$$

Диаметр вала под подшипник должен иметь значение, оканчивающееся на 0 или 5. Принимаем $d_{\pi} = 30$ мм.

Диаметр буртика вала, на который опирается подшипник

$$d_{бп} = d_{\pi} + 3r,$$

где r – координата фаски подшипника: $r = 1,5$ мм (см. табл. 3.1).

$$d_{бп} = 30 + 3 \cdot 1,5 = 34,5 \text{ мм.}$$

Принимаем $d_{бп} = 36$ мм.

Рассматриваем возможность изготовления насадной шестерни. Определяем размер x – расстояние от впадины зуба до шпоночного паза, предполагая диаметр вала в этом сечении $d_{ш} = 34$ мм $>$ $d_{\pi} = 30$ мм, размер шпоночного паза $b \times h = 10 \times 8$ мм, $t_2 = 3,3$ мм.

$$\begin{aligned} x &= \frac{d_{f1}}{2} - \frac{d_{ш}}{2} - t_2 = \frac{49,25}{2} - \frac{34}{2} - 3,3 = 4,325 \text{ мм} < 2,5m_t = \\ &= 2,5 \frac{m_n}{\cos \beta} = 2,5 \cdot \frac{2,5}{\cos 7^{\circ}38'44''} = 6,3 \text{ мм.} \end{aligned}$$

Шестерня выполняется за одно целое с валом, рис. 5.2.

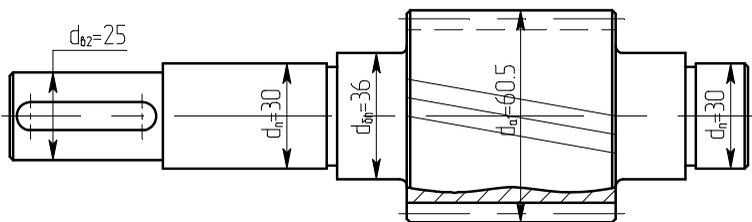


Рис. 5.2. Приближенная конструкция ведущего вала II

Вал III – тихоходный.

Диаметр выходного конца вала под зубчатую муфту

$$d_{в3} = 40 \text{ мм.}$$

Диаметр вала под уплотнение и подшипник

$$d_{п} = d_{в3} + 2t ,$$

где t – высота буртика: $t = 2,5$ мм (см. табл. 3.1).

$$d_{п} = 40 + 2 \cdot 2,5 = 45 \text{ мм.}$$

Значение диаметра вала под подшипник должно заканчиваться на 0 или 5. Принимаем $d_{п} = 45$ мм.

Диаметр буртика вала, на который опирается подшипник:

$$d_{бп} = d_{п} + 3r ,$$

где r – координата фаски подшипника: $r = 2,5$ мм (см. табл. 3.1).

$d_{бп} = 45 + 2,5 \cdot 2,8 = 52$ мм. Принимаем $d_{бп} = 52$ мм.

Диаметр вала под зубчатым колесом $d_{к} > d_{п}$.

$$d_{к} \approx 1,05 d_{п} = 1,05 \cdot 45 = 47,25 \text{ мм.}$$

Принимаем $d_{к} = 48$ мм.

Диаметр буртика вала, на который опирается колесо:

$$d_{\text{бк}} = d_{\text{к}} + 3 \cdot f,$$

где f – размер фаски: $f = 1,6$ мм (см. табл. 3.1).

$$d_{\text{бк}} = 48 + 3 \cdot 1,6 = 52,8 \text{ мм.}$$

Принимаем $d_{\text{бк}} = 54$ мм.

Конструкция ведомого вала представлена на рис. 5.3.

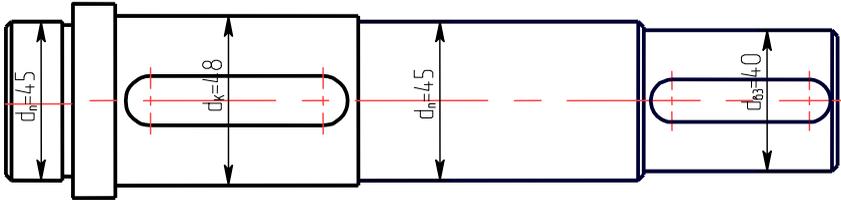


Рис. 5.3. Приближенная конструкция ведомого вала III

Ранее выбрана зубчатая муфта с номинальным моментом $T = 1000$ Н·м и диаметром посадочных отверстий во втулках $d = 40$ мм (табл. ПЗ).

$$D = 145 \text{ мм, } D_1 = 105 \text{ мм, } D_2 = 60 \text{ мм.}$$

Параметры зацепления:

$$m = 2,5 \text{ мм, } z = 30, \quad b = 12 \text{ мм.}$$

Обозначение муфты

Муфта 1-1000-40-1 ГОСТ 5006-94.

Нагрузка на вал, создаваемая муфтой:

$$F_t \approx 0,2 F_{tm},$$

где $F_{tm} = \frac{2T_{\text{н}}}{d_3}$ – окружная сила, передаваемая элементами, которые

соединяют полумуфты;

$$d_3 = m z = 2,5 \cdot 30 = 75 \text{ мм,}$$

$$F_{tm} = \frac{2 \cdot 256,4 \cdot 10^3}{75} = 6837 \text{ Н,}$$

$$F_m = 0,2 \cdot 6837 = 1367,4 \text{ Н.}$$

Производим предварительный подбор подшипников. Согласно рекомендации табл. 2.1 в качестве опор входного и выходного валов цилиндрического косозубого редуктора при $a_w < 200$ мм предварительно принимаем радиальные шариковые подшипники легкой серии, установленные по схеме «враспор».

Для опор быстроходного вала II редуктора предварительно принимаем подшипник 206 ГОСТ 8338–75. Технические характеристики подшипников выбираются из каталогов на подшипники:

$$d = 30 \text{ мм, } D = 62 \text{ мм, } B = 16 \text{ мм,}$$

$$C = 19,5 \text{ кН, } C_0 = 10,0 \text{ кН.}$$

В качестве опор вала III применяем подшипники 209 ГОСТ 8338–75.

$$d = 45 \text{ мм, } D = 85 \text{ мм, } B = 19 \text{ мм,}$$

$$C = 33,2 \text{ кН, } C_0 = 18,6 \text{ кН.}$$

Эскизную компоновку редуктора выполняем с целью определения длин участков валов, положения зубчатых колес, шкива ременной передачи относительно подшипников, конструктивного оформления деталей редуктора и определения точек приложения внешних сил и реакций.

Исходные данные, необходимые для выполнения эскизной компоновки, получены в результате расчета передач:

– межосевое расстояние $a_w = 140$ мм ;

– диаметры колес: $d_1 = 55,5$ мм , $d_2 = 224,5$ мм , $d_{a1} = 60,5$ мм ,
 $d_{a2} = 229,5$ мм , $d_{f1} = 49,25$ мм , $d_{f2} = 218,25$ мм ;

– ширина колес $b_1 = 63$ мм , $b_2 = 60$ мм ;

– диаметры валов определены выше;

– размеры ступиц колеса, мм:

– для тихоходного вала

$$L_{ст} \approx (1,0 \dots 1,5) d_{\text{вала}} = (1,0 \dots 1,5) 48 = 48 \text{--} 72 \text{ мм.}$$

Принимаем $L_{ст}$ равной ширине венца колеса:

$$L_{ст} = b_2 = 60 \text{ мм .}$$

Проверим на прочность шпоночное соединение вала с зубчатым колесом при принятой длине ступицы колеса.

Исходные данные:

– диаметр вала $d = 48$ мм ;

– стандартные размеры шпонки $b \times h \times l = 14 \times 9 \times 50$ мм ;

$l_{p\min}$ – минимальная рабочая длина шпонки: t_1 – глубина паза вала, $t_1 = 5,5$ мм ;

T – крутящий момент на валу, $T = 256,4$ Н·м.

Материал вала – сталь 45, материал колеса – сталь 45, материал шпонки – сталь 45.

$[\sigma_{см}] = 100\text{--}120$ МПа – допускаемое напряжение на смятие.

Условие прочности шпоночного соединения на смятие:

$$L_{ст} = 60 \text{ мм} \geq l_{\min} = \frac{2T}{d \cdot (h - t_1) [\sigma_{см}]} + 5 \text{ мм} = \frac{2 \cdot 256,4 \cdot 10^3}{48 \cdot 3,5 \cdot 120} + 5 \text{ мм} = 30,4 \text{ мм} .$$

Условие прочности соблюдается.

$$D_{ст} \approx 1,6d_B = 1,6 \cdot 48 = 76,8 \text{ мм}.$$

Принимаем $D_{ст} = 75$ мм.

Размеры профиля канавок шкивов принимаются согласно табл. П6.

Размеры и конструкция шкивов согласно рекомендациям [8, с. 139] принимаем:

– $d = 90$ мм – шкив изготавливаем из проката Ст 3;

– $d = 200$ мм – шкив из чугуна СЧ 20 с диском.

Для шкива с диском $d = 200$ мм принимаем следующие конструктивные размеры:

$$D_{ст} = (1,6...2,0)d_B = (1,6...2,0) \cdot 25 = 40\text{--}50 \text{ мм}.$$

Принимаем $D_{ст} = 45$ мм.

$$L_{ст} = (1,5...2,0)d_B = (1,5...2,0) \cdot 25 = 37,5\text{--}50 \text{ мм}.$$

Принимаем $L_{ст} = 45$ мм .

Проверим шпоночное соединение вала со шкивом при принятой длине ступицы шкива.

Исходные данные:

– диаметр вала $d = 25$ мм ;

– размеры шпонки $b \times h \times l = 8 \times 7 \times 40$ мм ;

l_{\min} – минимальная рабочая длина шпонки;

t_1 – глубина паза вала: $t_1 = 4$ мм ;

T – крутящий момент на валу: $T = 65,6$ Н·м.

Материал вала – сталь 45, материал шкива – СЧ 20, материал шпонки – сталь 45.

Допускаемое напряжение на смятие $[\sigma_{\text{см}}] = 50\text{--}70$ МПа.

Условие прочности шпоночного соединения на смятие

$$L_{\text{ст}} = 45 \text{ мм} \geq l_{\min} = \frac{2T}{d(h-t_1)[\sigma_{\text{см}}]} + 5 \text{ мм} = \frac{2 \cdot 65,6 \cdot 10^3}{25 \cdot 3 \cdot 70} + 5 \text{ мм} = 29,9 \text{ мм} .$$

Условие прочности соблюдается.

Толщина обода $h_1 = 5,5$ мм .

Толщина диска

$$\delta = (0,6 \dots 0,65)(D_{\text{ст}} - d_{\text{в}}) = (0,6 \dots 0,65)(45 - 25) = 12\text{--}13 \text{ мм}.$$

Принимаем $\delta = 12$ мм.

В связи с тем что способ смазки подшипников влияет на расстояние от внутренней стенки редуктора до боковой поверхности подшипника качения c_1 , определяем способ смазывания передач и подшипников. Так как скорость в зубчатом зацеплении в редукторе невысокая ($v = 1,86$ м/с), для смазывания зубчатых колес используем картерное смазывание – окунанием зубчатых колес в масло, заливаемое внутрь корпуса. Выбор сорта масла начинаем с определения необходимой кинематической вязкости масла. Кинематическая вязкость определяется в зависимости от контактного давления в зубьях и от окружной скорости колеса. Так, при $v = 1,86$ м/с и контактных напряжениях менее 600 МПа ($\sigma_{\text{н}} = 378$ МПа) кинематическая вязкость масла равна $34 \cdot 10^{-6} \frac{\text{М}^2}{\text{с}}$ ([1, табл. 11.1]). Согласно

[1, табл. 11.1] этой вязкости соответствует масло индустриальное И-Г-А-32 ГОСТ 17479.4–87. Для смазывания подшипников используем консистентную смазку солидол жировой УС-1 ГОСТ 1033–79. Для исключения вымывания консистентной смазки устанавливаем мазеудерживающие шайбы.

Размеры корпуса, необходимые для выполнения компоновки, определяем по соотношениям (3.2)–(3.20).

Толщина стенки редуктора ($\delta_{\min} = 8$ мм)

$$\delta = 0,025 \cdot a_w + 1 = 0,025 \cdot 140 + 1 = 4,5 \text{ мм.}$$

Исходя из литейных требований, принимаем $\delta = 8$ мм.

Диаметр болтов:

– фундаментных

$$d_1 = 2,0\delta = 2 \cdot 8 = 16 \text{ мм ;}$$

принимаем болты с резьбой М16;

– крепящих крышку к корпусу у подшипников

$$d_2 = 1,5\delta = 1,5 \cdot 8 = 12 \text{ мм ,}$$

принимаем болты с резьбой М12;

– крепящих крышку к корпусу по периметру редуктора

$$d_3 = 1,0\delta = 1,0 \cdot 8 = 8 \text{ мм ,}$$

так как $d_3 \geq 10$ мм, то принимаем болт с резьбой М10.

Расстояния от внутренней поверхности стенки редуктора:

– до боковой поверхности вращающейся части

$$c = (1-1,2)\delta = (1-1,2) \cdot 8 = 8-9,6 \text{ мм ,}$$

принимаем $c = 8$ мм ;

– боковой поверхности подшипника качения в случае применения мазеудерживающих шайб $c_1 = (10-12)$ мм ; принимаем $c_1 = 10$ мм.

Радиальный зазор от поверхности вершин зубьев:
– до внутренней поверхности стенки редуктора

$$c_2 = 1,2\delta = 1,2 \cdot 8 = 9,6 \text{ мм};$$

принимаем $c_2 = 10 \text{ мм}$;

– внутренней нижней поверхности стенки корпуса

$$c_6 = (5-10)m = (5-10) \cdot 2,5 = 12,5-25 \text{ мм.}$$

Величина c_3 окончательно уточняется при определении объема масляной ванны.

Расстояние от боковых поверхностей элементов, вращающихся вместе с валом, до неподвижных частей редуктора $c_4 = 5-8 \text{ мм}$.

Ширина фланцев S , соединяемых болтом диаметром $d_2 = 12 \text{ мм}$:

$$s = k_2 + \delta + 5,$$

где $k_2 = 33$ – ширина фланцев корпуса и крышки у подшипников, см. табл. 3.2.

$$s = 33 + 8 + 5 = 46 \text{ мм}.$$

Находим толщину фланцев.

Определяем толщину фундаментного фланца δ_1 :

$$\delta_1 = (2...2,3)\delta = (2...2,3) \cdot 8 = 16-18,4 \text{ мм.}$$

Принимаем $\delta_1 = 16 \text{ мм}$.

Определяем толщину корпуса при соединении с крышкой δ_2 :

$$\delta_2 = 1,5\delta = 1,5 \cdot 8 = 12 \text{ мм.}$$

Определяем толщину крышки корпуса δ_3 :

$$\delta_3 = 1,35\delta = 1,35 \cdot 8 = 10,8 \text{ мм.}$$

Принимаем $\delta_3 = 11$ мм.

Толщина фланца боковой крышки $h_1 = f(D)$ дана в табл. П5.

Для быстроходного вала $h_1 = 6$ мм, для тихоходного $h_1 = 8$ мм.

Высота головки болта $h = 0,8 h_1$.

Для быстроходного вала

$$h = 0,8 \cdot 6 = 4,8 \text{ мм};$$

принимаем $h = 5$ мм;

для тихоходного вала

$$h = 0,8 \cdot 8 = 6,4 \text{ мм};$$

принимаем $h = 7$ мм.

По полученным данным вычерчиваем компоновочный чертеж на миллиметровой бумаге в масштабе 1:1. Результатом эскизной компоновки редуктора являются величины размеров между подшипниковыми опорами, а также до сил, нагружающих валы, определяемые геометрически по чертежу.

Примеры эскизной компоновки валов цилиндрического редуктора с указанием всех расчетных размеров представлены на рис. 5.4 и 5.5, где $F_{\text{цил}}$ – сила, нагружающая вал от зацепления колес;

$F_{\text{рп}}$ – сила, нагружающая вал от ременной передачи;

$F_{\text{м}}$ – сила, нагружающая вал от муфты.

На рис. 5.6 дан пример эскизной компоновки цилиндрического редуктора с указанием всех размеров между подшипниковыми опорами и точками приложения сил, нагружающих валы, определенных геометрически по компоновочному чертежу в масштабе 1:1.

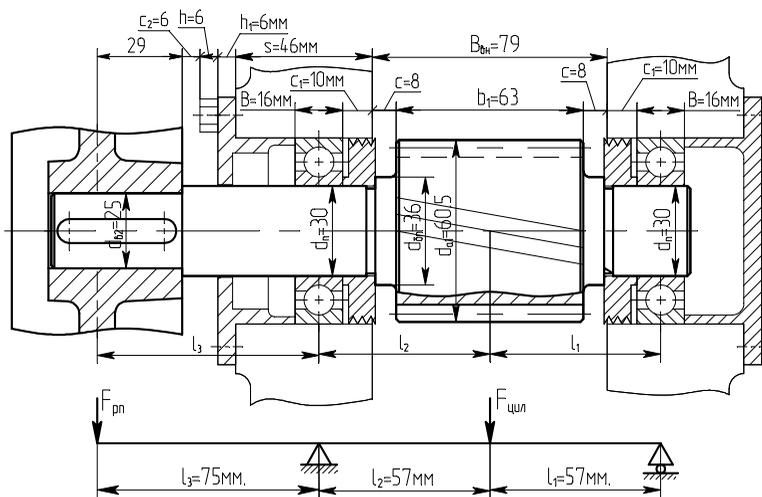


Рис. 5.4. Эскизная компоновка быстроходного вала

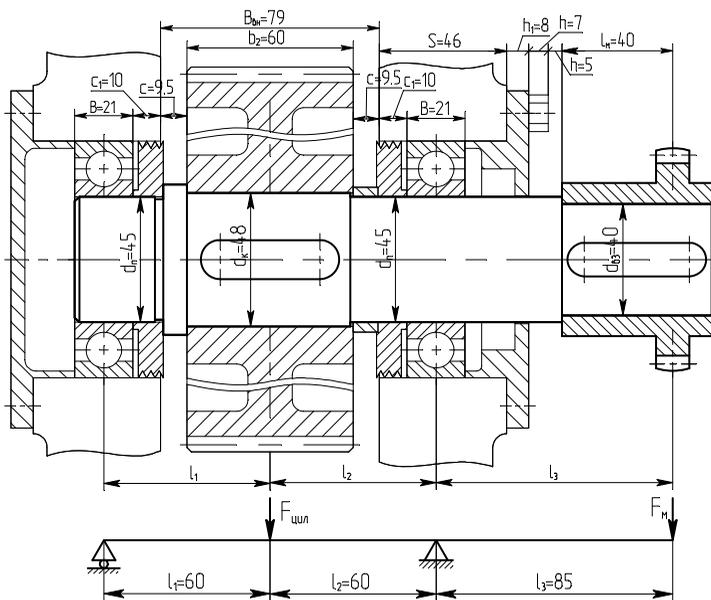


Рис. 5.5. Эскизная компоновка тихоходного вала

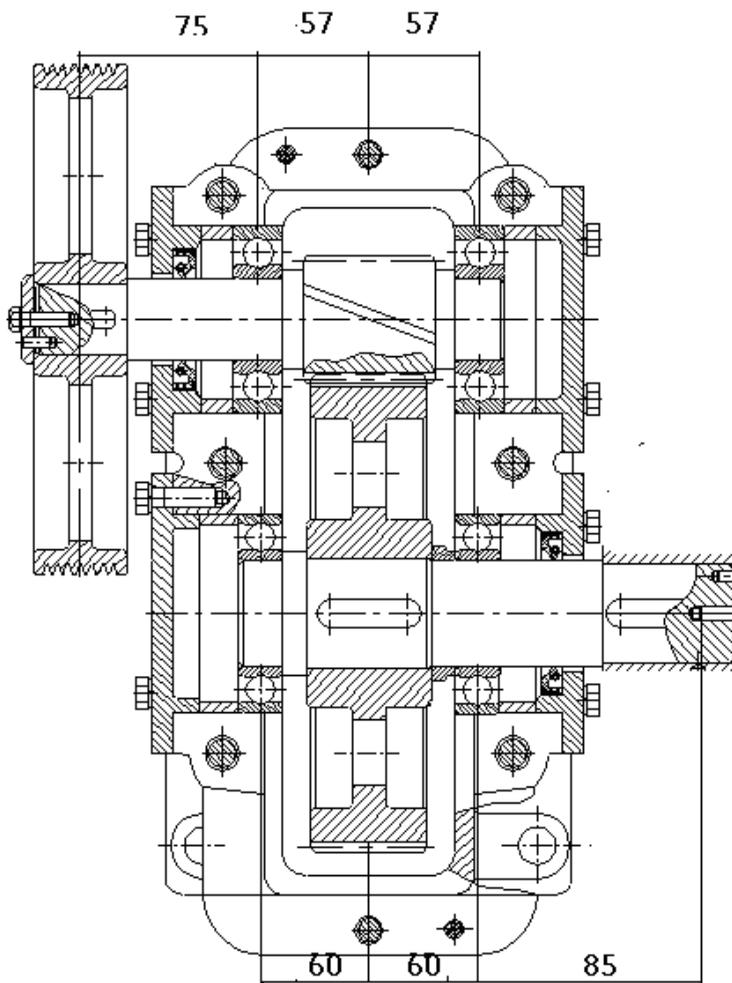


Рис. 5.6. Пример эскизной компоновки цилиндрического редуктора

6. КОМПОНОВКА ОДНОСТУПЕНЧАТОГО КОНИЧЕСКОГО РЕДУКТОРА

Кинематическая схема привода с одноступенчатым коническим редуктором дана на рис. 6.1.

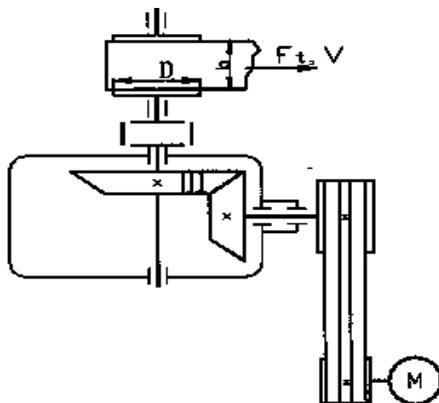


Рис. 6.1. Кинематическая схема привода

Исходные данные, необходимые для выполнения эскизной компоновки, получены в результате кинематического расчета и расчета передач привода:

1. Внешнее конусное расстояние $R_e = 134,629$ мм.
2. Диаметры колес: $d_1 = 100$ мм, $d_2 = 250$ мм, $d_{ae1} = 109,723$ мм, $d_{ae2} = 252,1956$ мм, $b = 38$ мм.

Выполняем предварительный расчет диаметров валов и конструктивных параметров шкива.

Так как один из проектируемых валов – вал-шестерня, то его материал был определен ранее: сталь 40Х, механические характеристики: $\sigma_B = 900$ МПа, $\sigma_T = 750$ МПа, $\sigma_{-1} = 410$ МПа, $\tau_{-1} \approx 0,58 \times \sigma_{-1} = 0,58 \cdot 410 = 237,8$ МПа, $D_{пред} = 125$ мм [5, с. 50, табл. 3.2].

Так как к приводу не предъявляется особых требований по габаритам и нагрузке, то для материала ведомого вала принимаем сталь 45, термообработка – улучшение, твердость – 280 НВ,

механические характеристики: $\sigma_B = 890$ МПа, $\sigma_T = 650$ МПа, $\sigma_{-1} = 380$ МПа, $\tau_{-1} \approx 0,58 \cdot \sigma_{-1} = 0,58 \cdot 380 = 220,4$ МПа, $D_{\text{пред}} = 80$ мм [5, с. 50, табл. 3.2].

Конструирование шкива. В качестве материала для изготовления шкивов используем СЧ15 при окружной скорости $v \leq 30$ м/с, при этом ведущий шкив изготавливаем дисковым, а ведомый – со спицами.

Число спиц ведомого шкива рассчитываем по формуле [2, с. 22]

$$n_{\text{сп}} = \left(\frac{1}{6} \cdots \frac{1}{7} \right) \sqrt{d_2},$$

где $n_{\text{сп}}$ – число спиц: $n_{\text{сп}} \geq 3$;

d_2 – диаметр ведомого шкива, мм.

Определяем число спиц ведомого шкива:

$$n_{\text{сп}} = \frac{1}{7} \cdot \sqrt{315} = 2,535.$$

Принимаем число спиц $n_{\text{сп}} = 3$.

Определяем размеры профиля канавок шкива по выбранному ранее сечению ремня Б для конструкции шкива со спицами по табл. Пб:

$$p = 19,0 \text{ мм}, f = 12,5 \text{ мм}, \alpha = 38^\circ, l_p = 14 \text{ мм}, h = 10,8 \text{ мм}.$$

Определяем ширину шкива по формуле

$$M = (z - 1) \cdot p + 2 \cdot f,$$

где M – ширина обода шкива, мм;

z – число клиновых ремней;

p – шаг канавки шкива, мм;

f – величина отступа оси бокового ремня, мм.

Рассчитываем ширину шкива:

$$M = (5 - 1) \cdot 19 + 2 \cdot 12,5 = 101 \text{ мм.}$$

Определяем диаметр выходного конца вала под шкив из расчета на кручение по формуле (3.1):

$$d_{\text{вал1}} = \sqrt[3]{\frac{T_1 10^3}{0,2 \cdot [\tau_{\text{к}}]}}$$

где $d_{\text{вал1}}$ – диаметр первой ступени вала, мм;

T_1 – крутящий момент на валу-шестерне, Н·м;

$[\tau_{\text{к}}]$ – допускаемое напряжение при кручении, МПа. Для быстрого вала принимаем $[\tau_{\text{к}}] = 15$ МПа.

Рассчитываем $d_{\text{вал1}}$:

$$d_{\text{вал1}} = \sqrt[3]{\frac{T_1 \cdot 10^3}{0,2[\tau_{\text{к}}]}} = \sqrt[3]{\frac{155,24 \cdot 10^3}{0,2 \cdot 15}} = 37,264 \text{ мм.}$$

Принимаем по табл. П1 ГОСТ 6636–69 $d_{\text{вал1}} = 38$ мм.

Рассчитываем диаметр ступицы шкива:

$$D_{\text{ст}} = (1,6 \dots 2,0) d_{\text{в}} = (1,6 \dots 2,0) \cdot 38 = 60,8 \text{--} 76 \text{ мм.}$$

Принимаем по табл. П1 ГОСТ 6636–69 $D_{\text{ст}} = 62$ мм.

Находим внешний диаметр шкива:

$$d_{e2} = d_2 + 2b,$$

где d_{e2} – внешний диаметр ведомого шкива, мм;

d_2 – делительный диаметр ведомого шкива, мм;

b – высота головки зуба. По табл. 2.5.7 [2, с. 24] принимаем $b = 5$ мм.

Находим d_{e2} :

$$d_{e2} = d_2 + 2b = 315 + 2 \cdot 5 = 325 \text{ мм.}$$

Диаметр и длину ступицы определяем по соотношениям для зубчатых колес внешнего зацепления

$$L_{ст} = (1,5...2)d_{вал1} = (1,5...2) \cdot 38 = 57-76 \text{ мм.}$$

Принимаем $L_{ст} = 76$ мм.

Проверим шпоночное соединение вала с ступицей при принятой длине.

Исходные данные:

– диаметр вала $d = 38$ мм ;

– стандартные размеры шпонки $b \times h \times l = 12 \times 8 \times 50$ мм ;

$l_{\text{рмин}}$ – минимальная рабочая длина шпонки;

t_1 – глубина паза вала: $t_1 = 5$ мм ;

T – крутящий момент на валу: $T = 155,24$ Н·м.

Материал вала – сталь 40Х, материал шкива – чугун СЧ15, материал шпонки – сталь 45.

$[\sigma_{см}] = 50-70$ МПа – допускаемое напряжение на смятие.

Условие прочности шпоночного соединения на смятие

$$\begin{aligned} L_{ст} = 76 \text{ мм} &\geq l_{\text{мин}} = \frac{2T}{d(h-t_1)[\sigma_{см}]} + 5 \text{ мм} = \\ &= \frac{2 \cdot 155,24 \cdot 10^3}{38 \cdot 3,0 \cdot 70} + 5 \text{ мм} = 43,9 \text{ мм} . \end{aligned}$$

Условие прочности соблюдается.

Быстроходный вал (рис. 6.2). Диаметр первой ступени ведущего вала рассчитывался при проектировании шкива $d_{вал1} = 38$ мм.

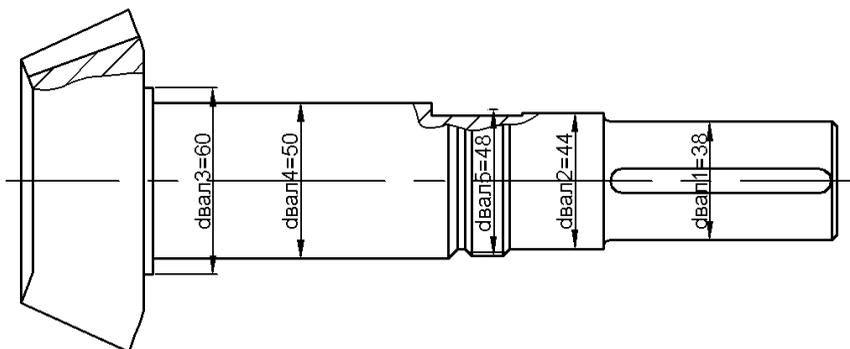


Рис. 6.2. Приближенная конструкция вала-шестерни

Диаметр вала под уплотнение

$$d_{\text{вал}2} = d_{\text{вал}1} + 2 \cdot t,$$

где $d_{\text{вал}2}$ – диаметр вала-шестерни под манжету, мм;

t – упорный буртик вала для шкива клиноременной передачи, мм.

По таблице (см. табл. 3.1) $t = 2,5$ мм.

Рассчитываем диаметр вала для второй ступени:

$$d_{\text{вал}2} = 38 + 2 \cdot 2,5 = 43 \text{ мм.}$$

Принимаем по табл. П1 ГОСТ 6636–69 $d_{\text{вал}2} = 44$ мм.

Следующий диаметр $d_{\text{вал}5}$ проектируется под резьбу шлицевой гайки, определяется по табл. 10.11 [5, с. 109] в зависимости от $d_{\text{вал}2}$:

$$d_{\text{вал}5} = 48 \text{ мм.}$$

Диаметр $d_{\text{вал}4}$ назначается для посадки подшипника. Поэтому необходимо, чтобы он был кратен 5, т. е. заканчивался на 0 или 5.

$$d_{\text{вал}4} = d_{\text{вал}5} + (2 \dots 4) = 48 + 2 = 50 \text{ мм.}$$

Диаметр вала $d_{\text{вал3}}$ создает упорный буртик для подшипника. Диаметр вала вычисляем по формуле

$$d_{\text{вал3}} = d_{\text{вал4}} + 3,2 \cdot r,$$

где r – значение координаты фаски подшипника; по таблице (см. табл. 3.1) $r = 2,8$ мм.

Находим $d_{\text{вал3}}$:

$$d_{\text{вал3}} = 50 + 3,2 \cdot 2,8 = 58,96 \text{ мм.}$$

По таблице П1 принимаем $d_{\text{вал3}} = 60$ мм.

Тихоходный вал (рис. 6.3).

Для тихоходного вала принимаем $[\tau_k] = 22$ МПа .

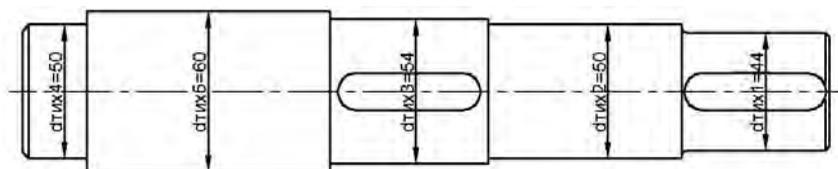


Рис. 6.3. Приближенная конструкция ведомого вала

Рассчитываем выходной конец вала $d_{\text{тих1}}$ по выражению (3.1):

$$d_{\text{тих1}} = \sqrt[3]{\frac{T_2 \cdot 10^3}{0,2[\tau_k]}}$$

где T_2 – крутящий момент на ведомом валу: $T_2 = 368,9$ Н·м;

$[\tau_k]$ – допускаемые напряжения при кручении: $[\tau_k] = 22$ МПа.

Находим величину выходного диаметра тихоходного вала d_{max1} , использующегося для соединения под муфту:

$$d_{\max 1} = \sqrt[3]{\frac{T_2 10^3}{0,2 \cdot [\tau_k]}} = \sqrt[3]{\frac{368,9 \cdot 10^3}{0,2 \cdot 22}} = 43,768 \text{ мм.}$$

По табл. П1 ГОСТ 6636–69 принимаем $d_{\max 1} = 44$ мм.

Диаметр $d_{\max 2}$ выполняется под манжетное уплотнение и под посадку подшипников (необходимо, чтобы он был кратен 5) и рассчитывается по соотношению

$$d_{\max 2} = d_{\max 1} + 2 \cdot t,$$

где t – упорный буртик вала для муфты, по таблице (см. табл. 3.1) принимаем $t = 2,8$ мм.

Величина диаметра

$$d_{\max 2} = 44 + 2 \cdot 2,8 = 49,6 \text{ мм.}$$

В соответствии с требованиями по табл. П1 ГОСТ 6636–69 принимаем $d_{\max 2} = 50$ мм.

Следующая ступень предназначена для зубчатого колеса. Так как по технологическим соображениям подшипник упирается не в буртик вала, а в распорное кольцо и в конечном итоге – в колесо, то целях экономии материала диаметр вала $d_{\max 3}$ по формуле:

$$d_{\max 3} \approx 1,05 d_{\max} = 1,05 \cdot 50 = 52,5 \text{ мм.}$$

Принимаем 54 мм.

Ступень $d_{\max 3}$ необходима, во-первых, для того чтобы при монтаже зубчатого колеса не повредить шлифованную под подшипники поверхность вала. Кроме того, данное сечение из-за наличия в нем шпоночного соединения – одного из источника концентрации напряжения – является опасным при расчете вала на усталость.

Диаметр $d_{\max 5}$ рассчитывается по следующей формуле:

$$d_{\max 5} = d_{\max 3} + 3 \cdot f ,$$

где f – величина фаски ступицы; по таблице (см. табл. 3.1) принимаем $f = 2$ мм.

Предварительный диаметр вала $d_{\max 5}$

$$d_{\max 5} = 54 + 3 \cdot 2 = 60 \text{ мм.}$$

По табл. III ГОСТ 6636–69 полученную величину округляем до стандартного значения:

$$d_{\max 5} = 60 \text{ мм.}$$

Диаметр $d_{\max 4}$ принимается равным $d_{\max 2}$, так как он проектируется под подшипник:

$$d_{\max 4} = d_{\max 2} = 50 \text{ мм.}$$

Подбор муфты. Подбор и расчет муфты производится по максимальному крутящему моменту, который определяется с учетом динамических нагрузок и возможных перегрузок привода во время работы.

В данном случае подбираем муфту цепную на выходном конце тихоходного вала редуктора.

Определяем расчетный момент T_p :

$$T_p = K_p \cdot T_n ,$$

где T_n – расчетный момент: $T_n = 368,9$ Н·м;

K_p – коэффициент режима нагрузки. Принимаем по табл. 5.3 для ленточных конвейеров $K_p = 1,25$.

Подставляем значения:

$$T_p = 1,25 \cdot 368,9 = 461,125 \text{ Н·м.}$$

По табл. П4 выбираем муфту исполнения 2 с номинальным крутящим моментом $T = 500$ Н·м с диаметром посадочного отверстия $d_{\max 1} = 44$ мм при $D = 200$ мм, $L = 172$ мм, $l = 57$ мм, цепь с шагом $P = 31,75$ мм и числом зубьев 14, Пр-31, 75-8900 ГОСТ 13568–75. При этом допускается радиальное смещение валов не более $r = 0,32$ мм. Обозначение муфты: Муфта 500-2-44-2 ГОСТ 20742–93.

Определим делительный диаметр звездочки d_3 [2, с. 237]:

$$d_3 = P \cdot z / \pi = 31,75 \cdot 14 / 3,14 = 141,56 \text{ мм.}$$

Нагрузка на вал, создаваемая муфтой. Окружная сила от действия муфты определяется по формуле [2, с. 64]

$$F_{\text{тм}} = \frac{2 \cdot T_2}{d_3},$$

где $F_{\text{тм}}$ – окружная сила от действия муфты, кН;

T_2 – крутящий момент на тихоходном валу, Н·м;

d_3 – делительный диаметр звездочки, мм.

$$F_{\text{тм}} = \frac{2 \cdot 368,9}{141,56} = 5,2 \text{ кН.}$$

Определяем силу, нагружающую вал зубчатой передачи. Для жестких муфт [4, с. 63]

$$F_{\text{м}} \approx 0,2 F_{\text{тм}} = 0,2 \cdot 5200 = 1040 \text{ Н.}$$

Выполняем предварительный подбор подшипников.

Согласно рекомендации табл. 1.1 в качестве опор входного и выходного валов конического редуктора предварительно выбираем роликовые конические подшипники.

Для ведущего вала принимаем подшипник 7510 ГОСТ 333–79 со следующими техническими характеристиками:

$d = 50$ мм, $D = 90$ мм, $T = 25$ мм, $\alpha = 16^\circ$, $C_p = 62,0$ кН,
 $C_0 = 54$ кН.

Схема установки подшипников на ведущем валу – «врастяжку».

Для ведомого вала принимаем подшипник 7210 ГОСТ 333–79 со следующими техническими характеристиками:

$d = 50$ мм, $D = 90$ мм, $T = 22$ мм, $\alpha = 14^\circ$, $C_r = 52,9$ кН,
 $C_0 = 40,6$ кН.

Схема установки подшипников на ведомом валу «враспор».

Определяем размеры ступиц колеса. Длина ступицы

$$D_{\text{ст}} \approx (1,6 \dots 1,8) \cdot d_{\text{макс}},$$

где $d_{\text{макс}}$ – диаметр вала, предназначенный под посадку колеса, мм.

Определяем $D_{\text{ст}}$:

$$D_{\text{ст}} = (1,6 \dots 1,8) \cdot 54 = 86,4 \text{--} 97,2 \text{ мм.}$$

По табл. П1 ГОСТ 6636–69 принимаем $D_{\text{ст}} = 86$ мм.

Определим длину ступицы по формуле (4.1):

$$L_{\text{ст}} = (1,2 \dots 1,5) \cdot d_{\text{макс}},$$

где $L_{\text{ст}}$ – длина ступицы зубчатого колеса, мм.

Подставляем значения:

$$L_{\text{ст}} = (1,2 \text{--} 1,5) \cdot 54 = 64,8 \text{ мм.}$$

По табл. П1 ГОСТ 6636–69 принимаем $L_{\text{ст}} = 62$ мм.

Проверим шпоночное соединение вала с зубчатым колесом при принятой длине ступицы колеса.

Исходные данные:

– диаметр вала $d = 54$ мм;

– стандартные размеры шпонки $b \times h \times l = 16 \times 10 \times 50$ мм;

$l_{p \text{ min}}$ – минимальная рабочая длина шпонки;

t_1 – глубина паза вала: $t_1 = 6,0$ мм ;

T – крутящий момент на валу: $T = 36869$ Н·м.

Материал вала – сталь 45, материал колеса – сталь 45, материал шпонки – сталь 45.

$[\sigma_{см}] = 100\text{--}120$ МПа – допускаемое напряжение на смятие.

Условие прочности шпоночного соединения на смятие

$$L_{ст} = 62 \text{ мм} \geq l_{p\min} = \frac{2T}{d(h-t_1)[\sigma_{см}]} + 5 \text{ мм} =$$
$$= \frac{2 \cdot 368,9 \cdot 10^3}{54 \cdot 4,0 \cdot 100} + 5 \text{ мм} = 39,16 \text{ мм}.$$

Условие прочности соблюдается.

В связи с тем что способ смазки подшипников влияет на расстояние от внутренней стенки редуктора до боковой поверхности подшипника качения c_1 , определяем способ смазывания передач и подшипников. Так как скорость в зубчатом зацеплении в редукторе невысокая ($v = 2$ м/с), для смазывания зубчатых колес используем картерное смазывание – окунание зубчатых колес в масло, заливаемое внутрь корпуса до погружения тихоходного колеса в масло на глубину, равную высоте зуба.

Выбираем масло по контактным напряжениям и окружной скорости колес. Так, при $v = 2$ м/с и контактных напряжениях менее 600 МПа по табл. 10.29 [1, с. 241] выбираем масло индустриальное, для гидравлических систем, без присадок И-Г-А-68 ГОСТ 17479–87.

Для смазывания подшипников быстроходного вала используем консистентную смазку солидол жировой УС-1 ГОСТ 1033–79. Для исключения вымывания консистентной смазки устанавливаем мазеудерживающую шайбу. Смазывание подшипников тихоходного вала осуществляем за счет масляного тумана, образующегося при $v = 2$ м/с.

Размеры, необходимые для выполнения компоновки, определяем по формулам (3.2)–(3.20).

$$\delta = 0,05R_e + 1,$$

где δ – толщина стенки редуктора ($\delta_{\min} = 8$ мм);

R_e – внешнее конусное расстояние, мм.

Находим толщину стенки корпуса:

$$\delta = 0,05 \cdot 134,629 + 1 = 7,73 \text{ мм.}$$

Исходя из литейных требований, принимаем $\delta = 8$ мм.

Рассчитываем диаметр болтов.

Фундаментный болт:

$$d_1 = 2\delta = 2 \cdot 8 = 16 \text{ мм.}$$

Принимаем болт с резьбой М16. Число болтов $z_1 = 4$.

Болты, крепящие корпус с крышкой у бобышек подшипников:

$$d_2 = 1,5\delta = 1,5 \cdot 8 = 12 \text{ мм.}$$

Принимаем болт с резьбой М12. Назначаем по два болта на каждый подшипник $z_2 = 8$, так как число подшипников 4.

Болты, крепящие корпус с крышкой по периметру соединения:

$$d_3 = 1,0\delta = 1,0 \cdot 8 = 8 \text{ мм.}$$

Так как $d_3 \geq 10$ мм, то принимаем болт с резьбой М10. Расстояние между болтами находим по формуле

$$L_3 = (12...15) \cdot d_3,$$

где L_3 – расстояние между болтами, крепящими корпус с крышкой по периметру, мм.

Находим L_3 :

$$L_3 = (12...15) \cdot 10 = (120-150) \text{ мм.}$$

Принимаем $L_3 = 120$ мм. Исходя из этого число болтов $Z_3 = 2$.

Определяем расстояния от внутренней поверхности редуктора:
– до боковой поверхности вращающейся части:

$$c = (1 \dots 1, 2)\delta = (1 \dots 1, 2) \cdot 8 = 8-9,6 \text{ мм, принимаем } c = 8 \text{ мм;}$$

– боковой поверхности подшипника качения тихоходного вала
 $c_1 = 3-5$ мм, принимаем $c_1 = 5$ мм.

– боковой поверхности подшипника качения быстроходного вала
 $c_1 = 10-12$ мм, принимаем $c_1 = 10$ мм.

Находим радиальный зазор от поверхности вершин зубьев до внутренней поверхности стенки редуктора:

$$c_2 = 1,2\delta = 1,2 \cdot 8 = 9,6 \text{ мм, принимаем } c_2 = 10 \text{ мм.}$$

Расстояние от боковых поверхностей элементов, вращающихся вместе с валом, до неподвижных частей редуктора $c_4 = 5-8$ мм.

Определяем ширину фланцев:

– ширина фланца S_1 , соединяемого фундаментным болтом диаметром $d_1 = 16$ мм:

$$S_1 = K_1 + \delta + x ,$$

где K_1 – расстояние от начала фланца S_1 до наружной стенки корпуса. Для болта по табл. 3.2 принимаем $K_1 = 40$ мм,

δ – толщина корпуса редуктора $\delta = 8$ мм,

x – размер, определяющий литейные уклоны, мм, по рис. 3.6 находим $x = (2-3)$ мм.

Подставляем значения:

$$S_1 = 40 + 8 + (2 \dots 3) = 50 \text{ мм.}$$

Находим ширину фланца S_2 корпуса и крышки у подшипников:

$$S_2 = K_2 + \delta + x ,$$

где K_2 – размер, необходимый для установки болта диаметром $d_2 = 12$ мм. По табл. 3.2 принимаем $K_2 = 32$ мм;

x – размер, определяющий литейные уклоны, мм; принимаем по рис. 3.6 $x = 2-3$ мм.

Находим S_2 :

$$S_2 = 32 + 8 + (2...3) = 42 \text{ мм.}$$

Определяем ширину фланца корпуса и крышки по периметру:

$$S_3 = K_3 + \delta + x ,$$

где K_3 – размер, необходимый для установки болта диаметром $d_3 = 10$ мм. Принимаем для болта по табл. 3.2 $K_3 = 28$ мм;

x – размер, определяющий литейные уклоны, мм, по рис. 3.6 определяем $x = 2-3$ мм.

Вычисляем S_3 :

$$S_3 = 28 + 8 + (2-3) = 38 \text{ мм.}$$

Находим толщину фланцев.

Определяем толщину фундаментного фланца δ_1 :

$$\delta_1 = (2...2,3)\delta = (2-2,3) \cdot 8 = 16-18,4 \text{ мм.}$$

Принимаем $\delta_1 = 16$ мм.

Определяем толщину корпуса при соединении с крышкой δ_2 :

$$\delta_2 = 1,5\delta = 1,5 \cdot 8 = 12 \text{ мм.}$$

Определяем толщину крышки корпуса δ_3 :

$$\delta_3 = 1,35\delta = 1,35 \cdot 8 = 10,8 \text{ мм.}$$

Принимаем $\delta_3 = 10$ мм.

Для быстроходного вала крышку под манжетное уплотнение принимаем по ГОСТ 18512–73 с винтами с цилиндрической головкой и шестигранным углублением под ключ. По табл. П5 толщина фланца крышки $h_1 = 12$ мм.

Величину размера a , определяющего смещение реакции опоры, находим по соотношению (2.2):

$$a = T - 0,5 \cdot \left(T + \frac{d + D}{3} \cdot e \right), \text{ мм,}$$

где T – ширина подшипника, мм; берется по табл. К29 [5, с. 414] (для легкой широкой серии $T = 25$ мм, для легкой серии $T = 22$ мм);

e – коэффициент влияния осевого нагружения; определяется по табл. К29 [5, с. 414] (для легкой широкой серии $e = 0,421$, для легкой серии $e = 0,37$);

d, D – диаметр внутреннего и внешнего кольца подшипника; определяем по табл. К29 [5, с. 414]. Для обеих серий подшипников $d = 50$ мм, $D = 90$ мм.

Определяем расстояние a :

для легкой широкой серии

$$a = 25 - 0,5 \cdot \left(25 + \frac{50 + 90}{3} \cdot 0,421 \right) = 2,676 \approx 2 \text{ мм;}$$

легкой серии:

$$a = 22 - 0,5 \cdot \left(22 + \frac{50 + 90}{3} \cdot 0,37 \right) = 2,367 \approx 2 \text{ мм.}$$

Расстояние между подшипниками определяем прочерчиванием. Для того чтобы обеспечить достаточную жесткость узла, по рекомендациям к рис. 3.3 принимаем

$$l_2 \approx 2,5l_1 = 2,5 \cdot 35 = 87,5 \text{ мм.}$$

Принимаем $l_2 = 88$ мм.

Находим толщину фланца боковой крышки на ведомом валу $h_1 = f(D)$, табл. 11.1.1 [2, с. 153]: $h_1 = 8$ мм. Также определяем число и диаметр болтов, предназначенных для крепления крышки:

$$z_5 = 4, d_5 = 8 \text{ мм.}$$

По диаметру болта находим высоту головки болта K и толщину пружинной шайбы S [2, с. 274]:

$$K = 5,3 \text{ мм, } S = 1,6 \text{ мм.}$$

Тогда высота головки болта h_2 равняется:

$$h_2 = K + S = 5,3 + 1,6 = 6,9 \text{ мм.}$$

Принимаем $h_2 = 7$ мм.

Расстояние S определяем по формуле [2, с. 160, рис. 11.6.1, n]:

$$S = S_2 + (4 \dots 6) = 42 + 4 = 46 \text{ мм.}$$

Результатом эскизной компоновки редуктора (рис. 6.4) являются величины размеров между подшипниковыми опорами, и силами, нагружающими валы.

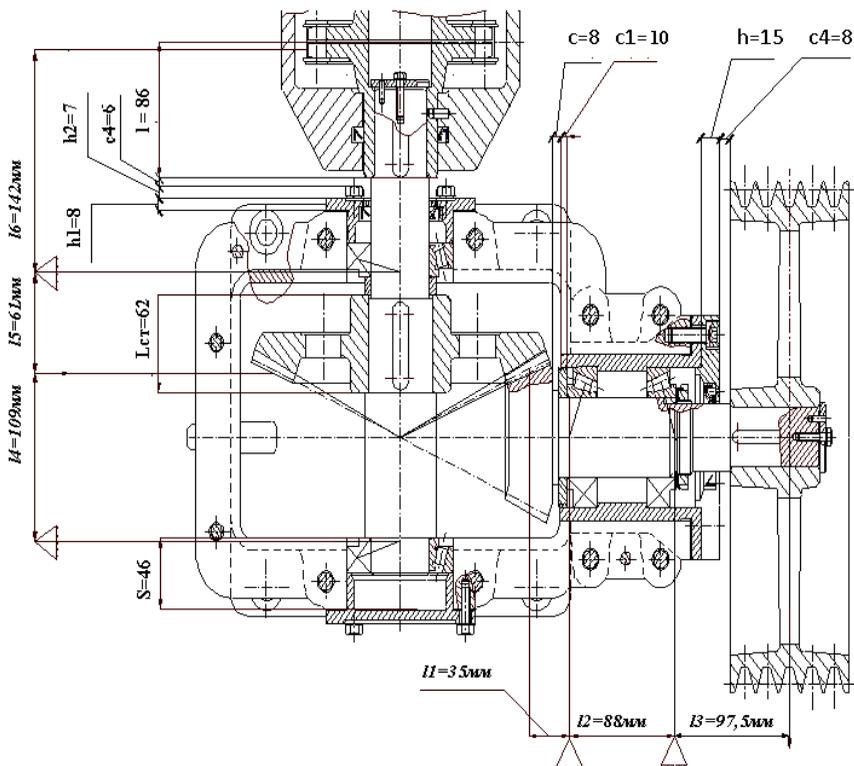


Рис. 6.4. Эскизная компоновка конического редуктора

Эскизная компоновка червячного редуктора выполняется аналогично рассмотренным примерам с разрезом по валам червяка и червячного колеса, представляемым на отдельных чертежах (рис. П2.3 и П2.4).

Литература

1. Дунаев, П. Ф. Конструирование узлов и деталей машин : учебное пособие для студентов технических специальностей вузов / П. Ф. Дунаев, О. П. Леликов. – 8-е изд., перераб. и доп. – М. : Издательский центр «Академия», 2004. – 496 с.
2. Курмаз, Л. В. Детали машин. Проектирование / Л. В. Курмаз, А. Т. Скойбеда. – Минск : УП «Технопринт», 2002. – 290 с.
3. Скойбеда, А. Т. Детали машин и основы конструирования / А. Т. Скойбеда, А. В. Кузьмин, Н. Н. Макейчик. – Минск : Вышэйшая школа, 2006. – 584 с.: ил.
4. Курсовое проектирование деталей машин : учебное пособие для учащихся машиностроительных специальностей техникумов / С. А. Чернавский [и др.]. – 2-е изд., перераб. и доп. – М. : Машиностроение, 1987. – 416 с.: ил.
5. Шейнблит, А. Е. Курсовое проектирование деталей машин : учебное пособие / А. Е. Шейнблит. – Изд. 2-е, перераб. и доп. – Калининград : Янтарный сказ, 2005. – 456 с.: ил., черт.
6. Передачи зубчатые цилиндрические эвольвентные внешнего зацепления. Расчет на прочность : ГОСТ 21354–87. – М. : Изд-во стандартов, 1987.
7. Детали машин в примерах и задачах / С. Н. Ничипорчик [и др.]; под ред. С. Н. Ничипорчика. – Минск : Вышэйшая школа, 1981. – 431 с.
8. Курсовое проектирование деталей машин : справочное пособие : в 2 ч. / А. В. Кузьмин [и др.]. – Минск : Вышэйшая школа, 1982. – Ч. 1. – 208 с.; Ч. 2. – 334 с.

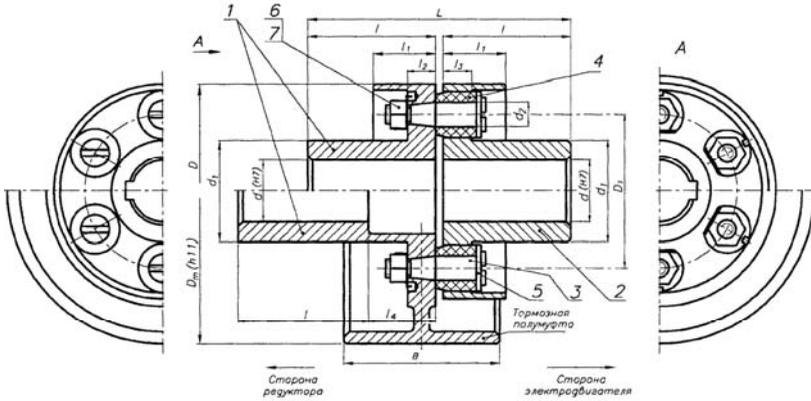
**ПРИЛОЖЕНИЯ
ПРИЛОЖЕНИЕ 1**

Таблица П1

Нормальные линейные размеры, мм (ГОСТ 6636–69)

Ряды				Ряды				Ряды									
Ra5	Ra10	Ra20	Ra40	Ra5	Ra10	Ra20	Ra40	Ra5	Ra10	Ra20	Ra40						
1,0	1,0	1,0	1,0	10	10	10	10	100	100	100	100						
			1,05											105			
			1,1				11			11			110	110			
			1,15										120	120			
			1,2			1,2	12			12		125	125	125			
						1,3								130			
						1,4				14	14		140	140			
						1,5					15		150	150			
		1,6	1,6			1,6	1,6			16	16	16	16	160	160	160	160
							1,7										
	1,8				18	18			180			180					
	1,9								190			190					
	2,0			2,0	20	20		200	200			200					
				2,1								210					
				2,2		22	22		220			220					
				2,4			24		240			240					
2,5	2,5			2,5	2,5	25	25	25	25			250	250			250	250
					2,6												
			2,8		28			28			280			280			
			3,0								300			300			
			3,2	3,2	32			32		320	320			320			
				3,4										340			
				3,6				36	36		360			360			
				3,8					38		380			380			
		4,0	4,0	4,0	4,0			40	40	40	40			400	400	400	400
					4,2												
	4,5				45	45				450	450	450					
	4,8										480	480					
	5,0			5,0	50	50				500	500	500					
				5,3								530					
				5,6		56	56				560	560					
				6,0			60				600	600					
6,3	6,3			6,3	6,3	63	63			63	63	630	630			630	630
					6,7												
			7,1		71			71		710	710			710			
			7,5								750			750			
			8,0	8,0	80			80		800	800			800			
				8,5										850			
				9,0				90	90		900			900			
				9,5					95		950			950			
										1000	1000			1000	1000		

Муфты упругие втулочно-пальцевые ГОСТ 21424-93



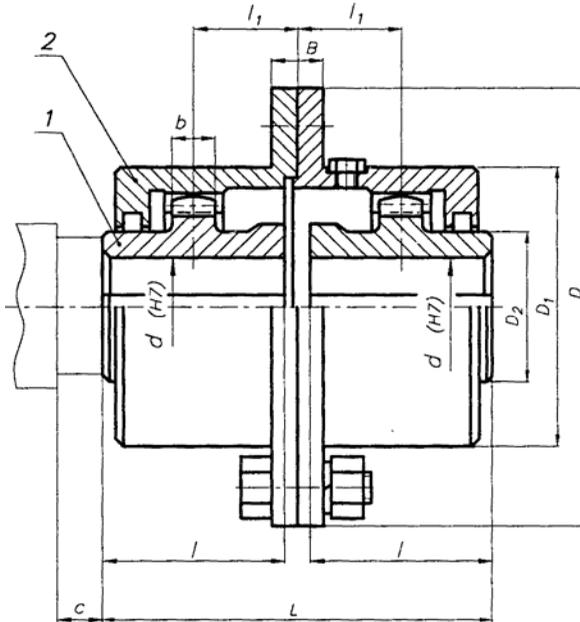
1,2 – полумуфты; 3 – палец; 4 – втулка упругая; 5 – шайба для пальцев ГОСТ 9649-78;
 6 – шайба стопорная с носком ГОСТ 13465-77; 7 – гайка по ГОСТ 5915-70;
 8 – кольца пружинные ГОСТ 13542-86.

T кН·м	d	D	L Исполнения			l Исполнения				Несоосность валов не более		d ₁	d ₂	D ₁	Тормозной шкив						
			1	2	3	4	1	2	3	4	разная				угловая	D ₁	B	l ₄			
...	20...24	100	104	76	104	76	50	36	38	24	0,2	1°30'	28	16	16	40	14	63	120	50	33
0,125	25, 28	120	125	89	125	89	60	42	44	26	0,3	1°00'	32	18	18	55	14	86	120	50	33
	30		165	121	165	121	80	58	60	38											
0,25	32...38	140	165	121	165	121	80	58	60	38	0,3	1°00'	40	20	20	75	16	100	160	60	37
	40...45		225	169	225	160	110	82	85	56											
0,5	40...45	170	225	169	225	160	110	82	85	56	0,3	1°00'	50	24	26	80	18	120	200	80	43
0,71	45...56	190	226	170	226	170	110	82	85	56	0,4	1°00'	55	24	26	100	20	135	250	100	53
1,0	50...56	220	226	170	226	170	110	82	85	56	0,4	1°00'	60	30	32	120	25	160	250	100	53
	60...70		286	216	286	216	140	105	107	72											
2,0	63...75	250	288	218	283	218	140	105	107	72	0,4	1°00'	70	34	42	150	28	180	320	120	58
	80...90		348	268	348	268	170	130	135	95											
4,0	80...95	320	350	270	350	270	170	130	135	95	0,5	0°30'	80	40	50	160	35	230	400	150	58
8,0	100...125	400	432	342	432	342	210	165	170	125	0,5	0°30'	110	57	72	200	45	280	500	180	61
16,0	120...150	500	435	345	435	345	210	165	170	125	0,6	0°30'	140	72	86	240	55	360	630	235	61
	160		615	495	615	495	300	240	245	185											

Муфты исполняются:

- 1 – с цилиндрическим отверстием для коротких концов валов;
- 2 – с цилиндрическим отверстием для длинных концов валов;
- 3 – с коническим отверстием для коротких концов валов;
- 4 – с коническим отверстием для длинных концов валов.

Муфты зубчатые ГОСТ 5006–94

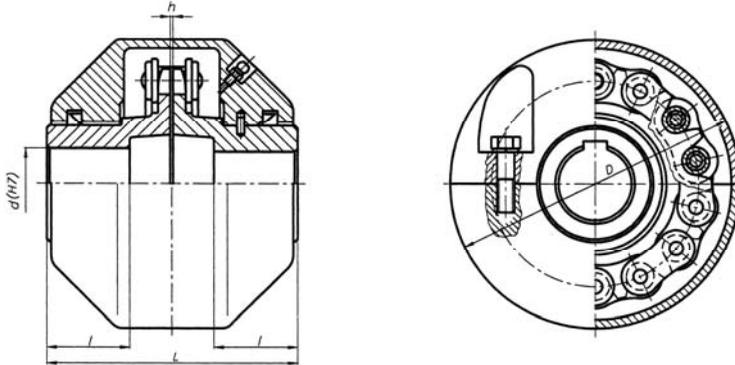


T кН·м	n мин ⁻¹ max	d	D	D ₁	D ₂	L	l	c	B	Зацепление			
										m	z	b	l ₁
1,0	2500	40	145	105	60	174	82	12	50	2,5	30	12	60
1,6	2100	55	170	125	80	174	82	12	50	2,5	38	13	75
2,5	1900	60	15	135	85	220	105	12	50	3,0	36	15	75
4,0	1600	65	200	150	95	220	105	18	50	3,0	40	18	85
6,3	1300	80	230	175	115	270	130	18	60	3,0	48	20	125
10	1100	100	270	200	145	340	165	18	60	3,0	56	24	145
16	1000	120	300	230	175	345	165	25	70	4,0	48	30	180
25	800	140	330	260	200	415	200	30	70	4,0	56	32	180
40	700	160	410	330	230	415	200	30	90	6,0	46	35	210
63	600	200	470	390	290	500	240	35	90	6,0	56	40	250

1. Муфты приведены для исполнения цилиндрическим отверстием для коротких концов валов. Обозначение на чертеже:

- 1 – втулка;
- 2 – обойма.

Муфты цепные с однорядной цепью ГОСТ 20742–93



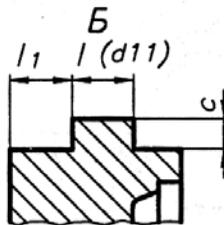
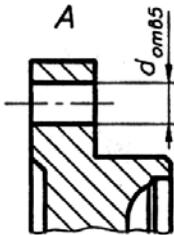
T кН·м	d	D	L для исполн.			l для исполн.			Цепь ГОСТ 13568-75	Шаг цепи p	Число зубьев z	h	Радиальное смещение осей валов, не более
			1	2	3, 4	1	2	3, 4					
0,063	20...28	110	102 122	80 92	74 86	36 42	25 27	36 42	ПР-19,05-3180	19,05	12	1,3	0,16
0,125	25...36	125	122 162	92 124	86 86	42 58	27 39	42 42	ПР-25,4-6000	25,4	10	1,8	0,20
0,25	32...45	140	162	124	86	58	39	42	ПР-25,4-6000	25,4	12	1,8	0,25
0,5	40...56	200	222	172	118	82	57	58	ПР-31,75-8900	31,75	14	2,0	0,32
1,0	50...71	210	222 284	172 220	118 168	82 105	57 73	58 82	ПР-38,1-12700	38,1	12	3,5	0,40
2,0	63...90	280	284 344	220 272	168 214	105 130	73 94	82 105	ПР-50,8-22700	50,8	12	3,8	0,50
4,0	80...110	310	344 424	272 264	214 264	130 165	94 124	105 130	ПР-50,8-22700	50,8	14	3,8	0,60
8,0	100...140	350	504	334	334	200	154	165	ПР-50,8-22700	50,8	16	3,8	0,80

Муфты исполняются:

- 1 – с цилиндрическим отверстием для коротких концов валов;
- 2 – с цилиндрическим отверстием для длинных концов валов;
- 3 – с коническим отверстием для коротких концов валов;
- 3 – с коническим отверстием для длинных концов валов.

Основные размеры крышек подшипников, мм

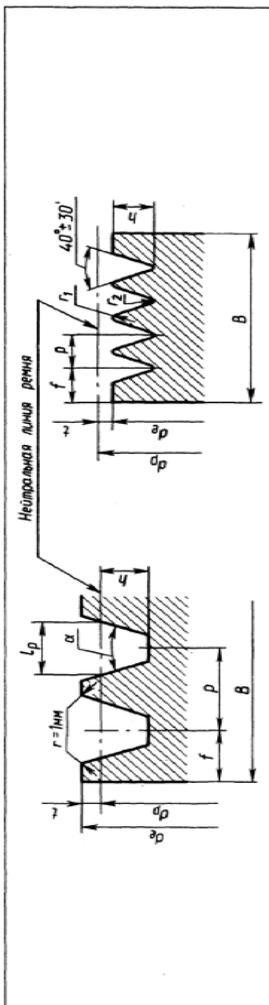
	D	d_s болт	z_s число болтов	h_1	δ_2
Крышки накладные	От 40 до 62	M6	4	6	5
	От 62 до 95	M8	4	8	6
	От 95 до 145	M10	6	10	7
	От 145 до 220	M12	6	12	8
	$D_1 = D + 2,5 d_s$ $D_2 = D_1 + 2,0 d_s$				
Крышки закладные	$\begin{cases} l = 6...8 & (D \leq 100) \\ l = 8...10 & (D > 100) \end{cases}$ $l_1 \geq l$ $c = 0,5l$ $D_4 = 1,25 D + 10 \text{ мм}$				


 δ_2, l, l_1, c

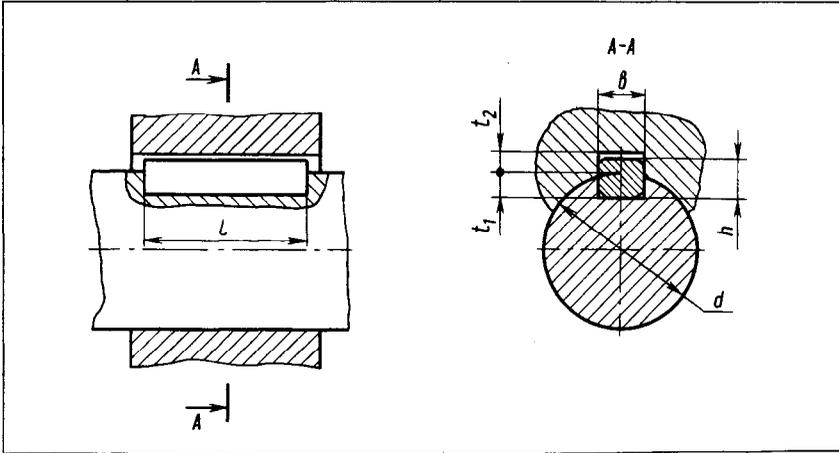
Основные размеры шкивов

Тип ремня	Сечение ремня	Размеры, мм						Значение α , град		
		f	f_1	p	f	h	34	36	38	40
Клиновой	О	2,5	8,5	12	8	7	63...71	80...100	112...160	180
	А	3,3	11	15	10	8,7	90...112	125...160	180...400	450
	Б	4,2	14	19	12,5	10,8	125...160	180...224	250...500	560
Узкий клиновой	УО	2,5	8,5	12	8	10	63...80	—	> 80	—
	УА	3,0	11	15	10	13	90...118	—	> 118	—
	УБ	4,0	14	19	12,5	17	140...190	—	> 190	—
Поликлиновой	К	1,0	—	2,4	3,5	2,35	—	—	—	40...500
	Л	2,4	—	4,8	5,5	4,85	—	—	—	80...800
	М	3,5	—	9,5	10	10,35	—	—	—	180...1000

Примечания: 1. Расчетные диаметры шкивов d_p выбирают из стандартного ряда: 40, 45, 50, 63, 71, 80, 90, 100, 112, 125, 140, 160, 180, 200, 224, 250, 280, 315, 355, 400, 450, 500, 630, 710, 800, 900, 1000. 2. Радиусы закруглений канавок поликлиновых шкивов (r_1 ; r_2) для сечений ремня: К(0,3; 0,3); Л(0,5; 0,5); М(1,0; 0,8).



Соединения призматическими шпонками
(ГОСТ 23360–78)



Диаметр вала d	Сечение шпонки		Фаска	Глубина паза		Длина l
	b	h		вала t_1	ступицы t_2	
Свыше 12 до 17	5	5	0,25...0,4	3	2,3	10...56
» 17 » 22	6	6		3,5	2,8	14...70
» 22 » 30	8	7	0,4...0,6	4	3,3	18...90
» 30 » 38	10	8		5	3,3	22...110
» 38 » 44	12					28...140
» 44 » 50	14	9		5,5	3,8	36...160
» 50 » 58	16	10	6	4,3	45...180	
» 58 » 65	18	11	7	4,4	50...200	
» 65 » 75	20	12	0,6...0,8	7,5	4,9	56...220
» 75 » 85	22	14		9	5,4	63...250
» 85 » 95	25					70...280

Примечания: 1. Длины призматических шпонок l выбирают из следующего ряда: 10, 12, 14, 16, 18, 20, 22, 25, 28, 32, 36, 40, 45, 50, 56, 63, 70, 80, 90, 100, 110, 125, 140, 160, 180, 200, 220, 250.
2. Пример условного обозначения шпонки исполнения l , размеры $b=16$ мм, $h=10$ мм, $l=50$ мм: Шпонка 16×10×50 ГОСТ 23360–78.

Атлас компоновочных чертежей

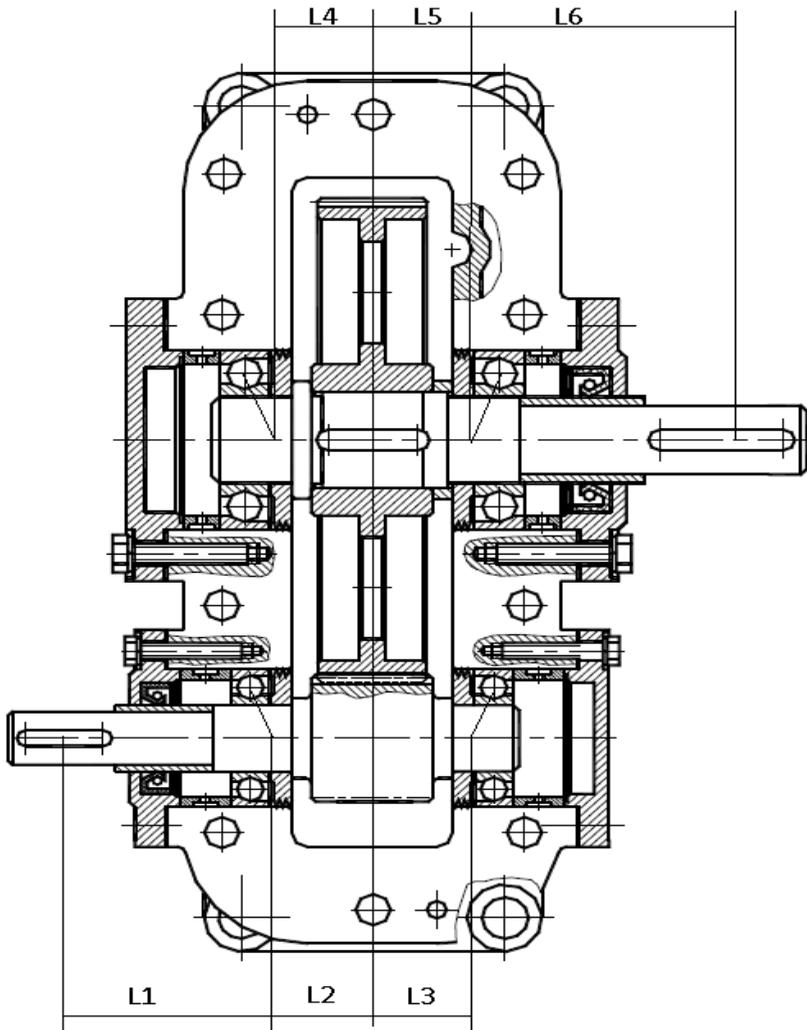


Рис. П2.1. Цилиндрический редуктор

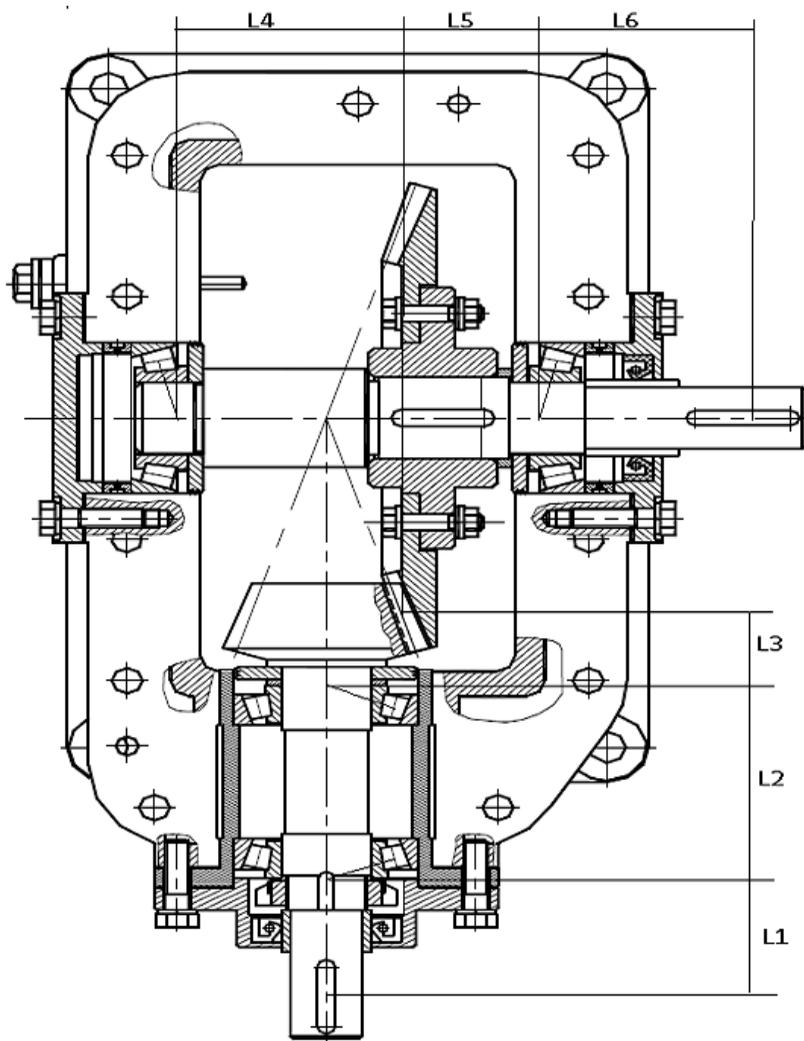


Рис. П2.2. Конический редуктор

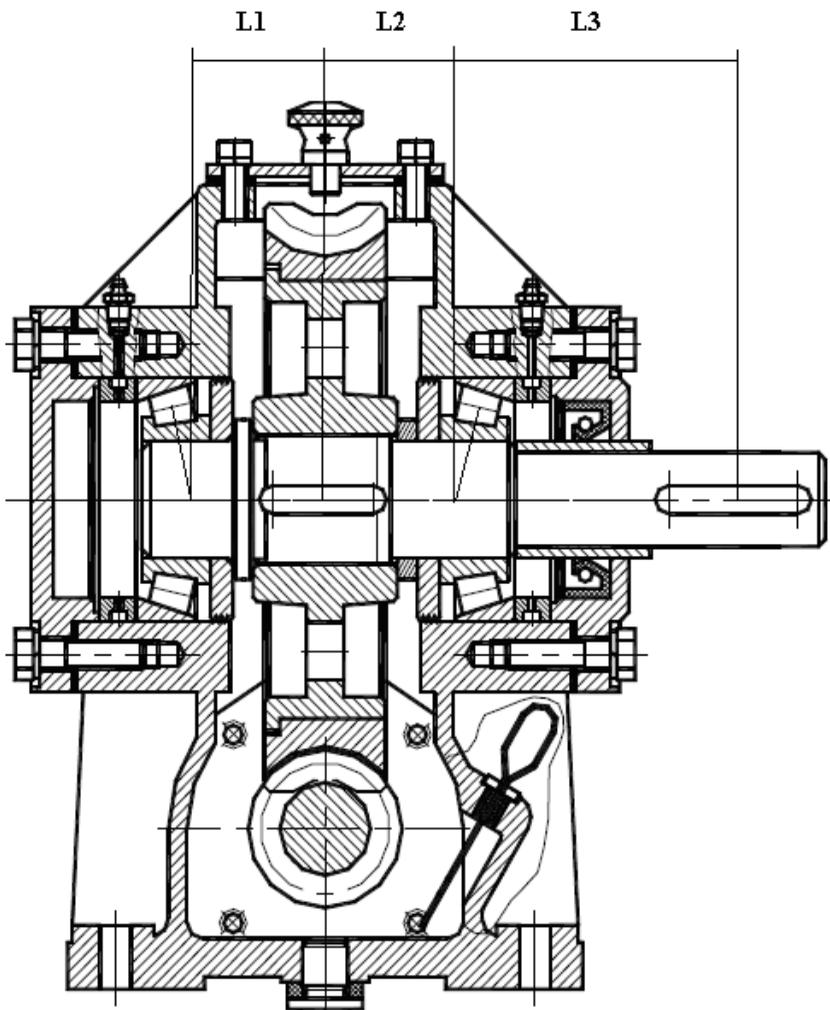


Рис. П2.3. Червячный редуктор (разрез по валу червячного колеса)

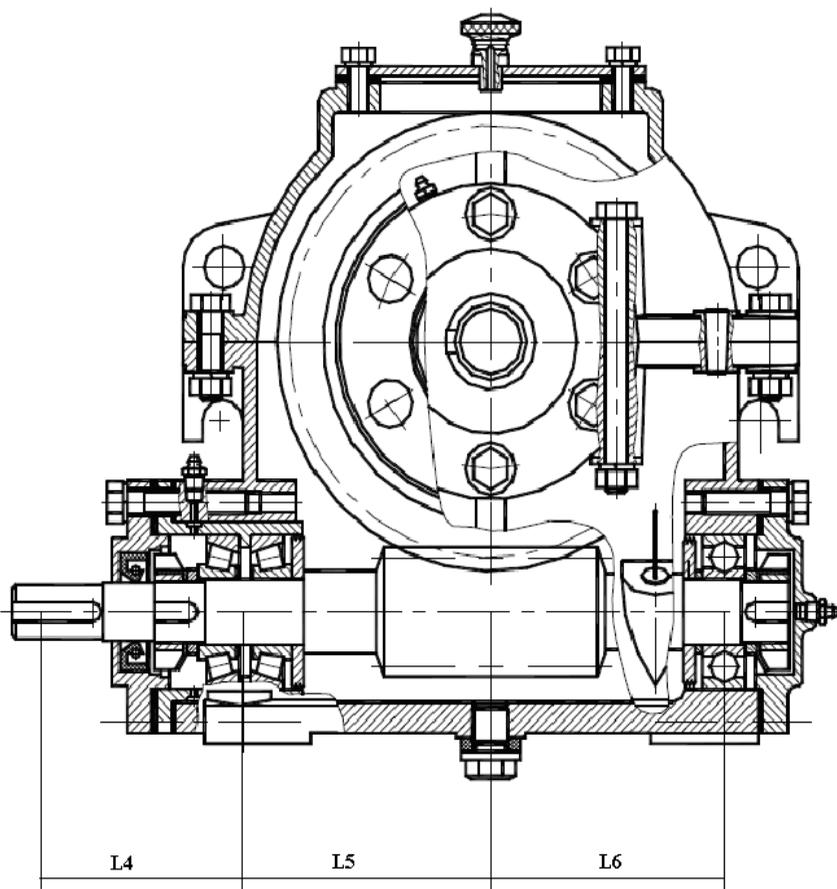


Рис. П2.4. Червячный редуктор (разрез по валу червяка)

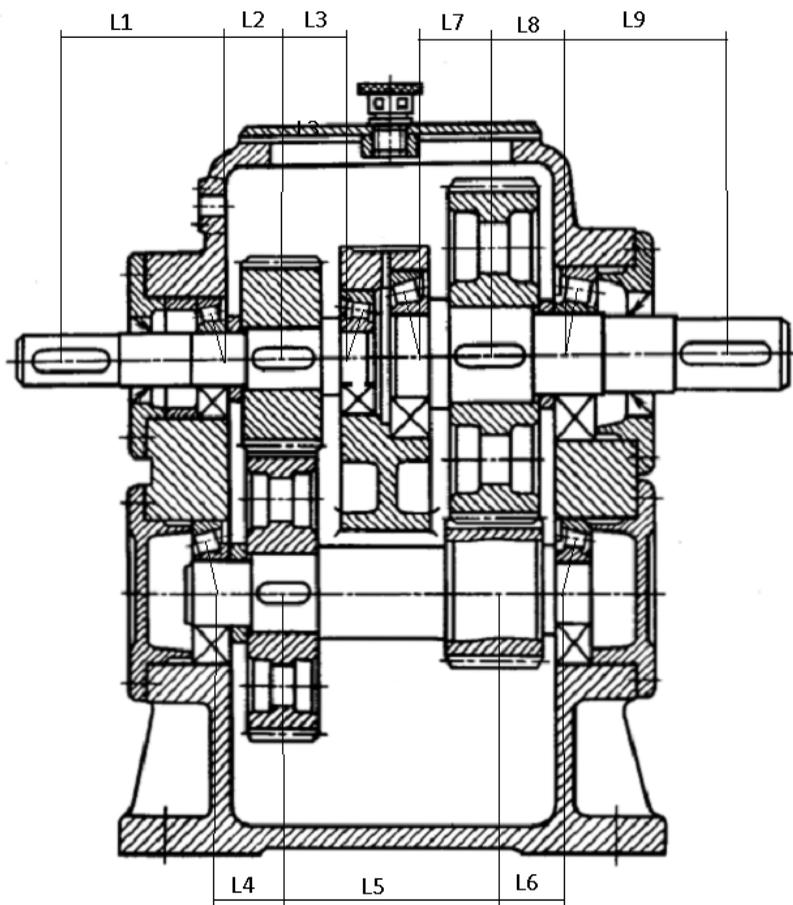


Рис. П2.5. Соосный цилиндрический вертикальный редуктор

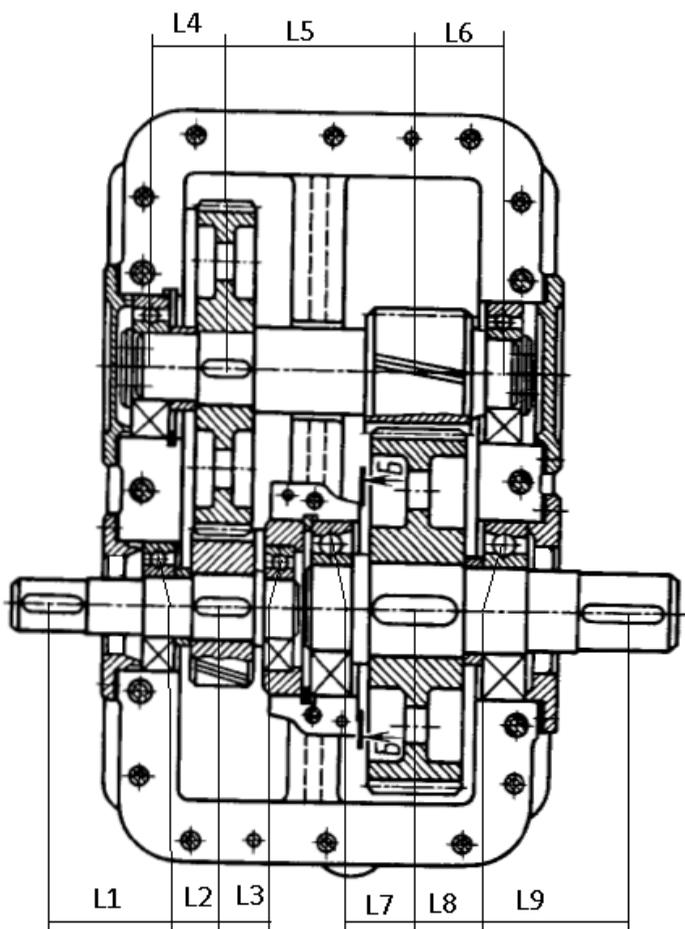


Рис. П2.6. Соосный цилиндрический горизонтальный редуктор

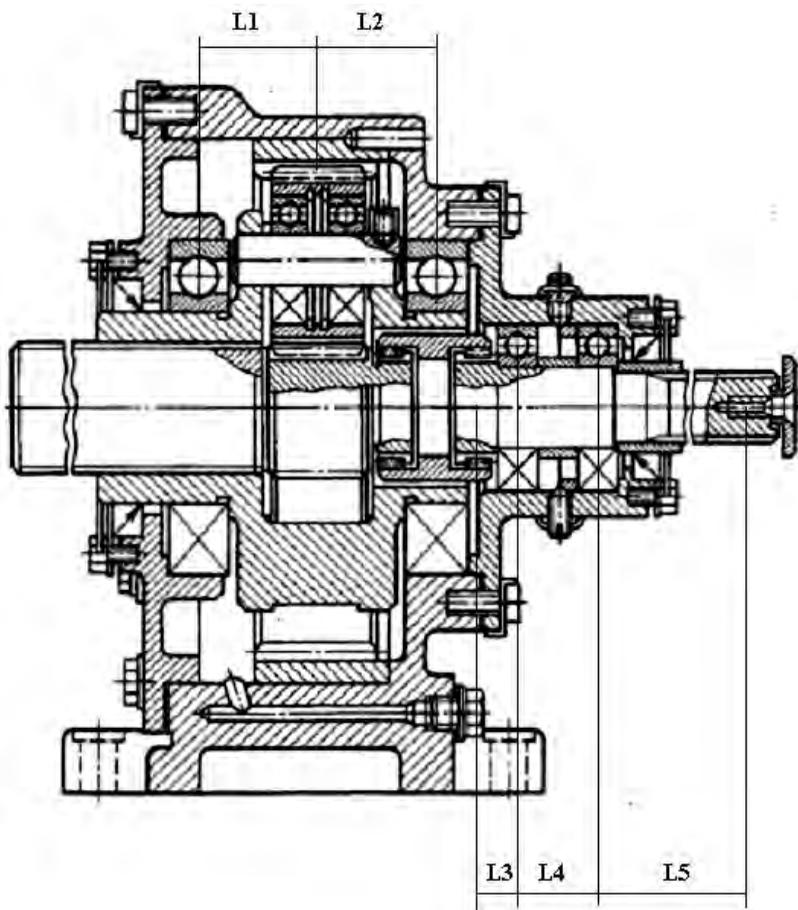


Рис. П2.7. Планетарный редуктор

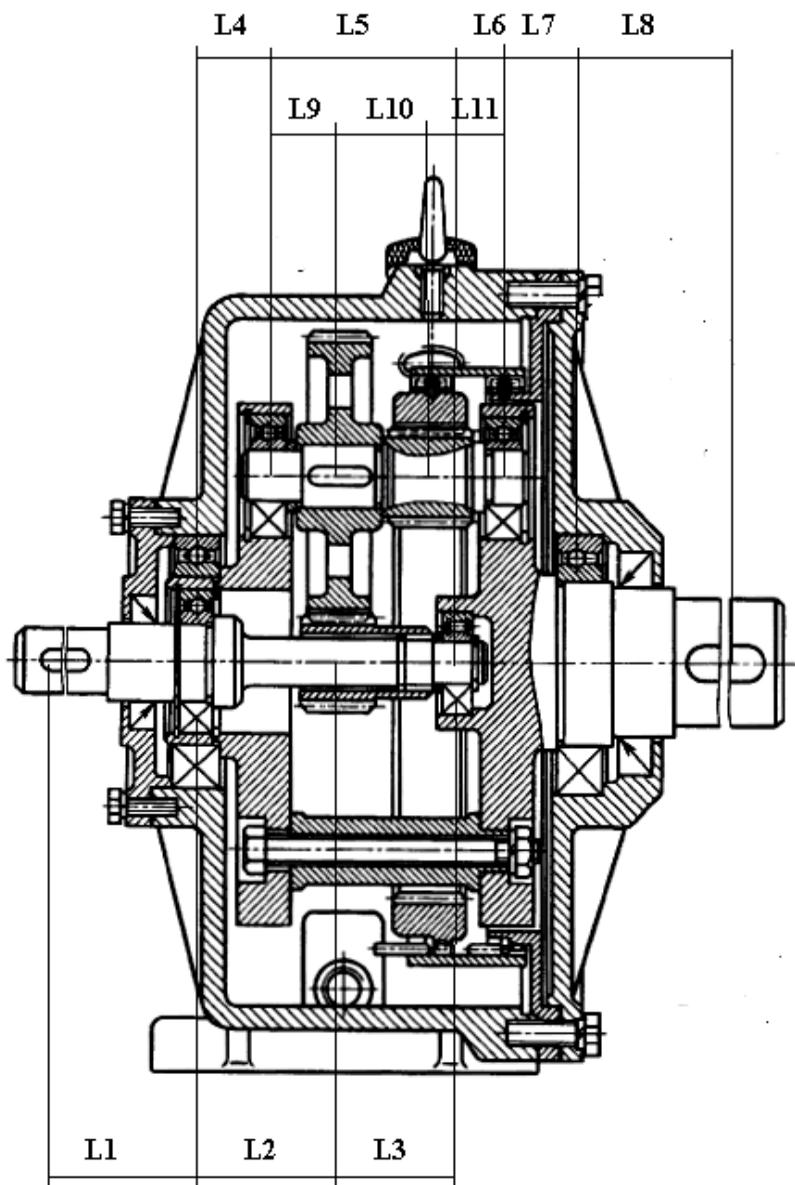


Рис. П2.8. Планетарный редуктор

Оглавление

Введение.....	3
1. РЕКОМЕНДАЦИИ ПО ВЫБОРУ КОНСТРУКТИВНОГО ИСПОЛНЕНИЯ КОРПУСА.....	6
2. РЕКОМЕНДАЦИИ ПО ВЫБОРУ ТИПА ПОДШИПНИКОВ, СХЕМЫ ИХ УСТАНОВКИ И КОНСТРУКТИВНОГО ИСПОЛНЕНИЯ.....	15
3. РЕКОМЕНДАЦИИ ПО ВЫБОРУ РАССТОЯНИЙ МЕЖДУ ДЕТАЛЯМИ И РАЗМЕРОВ, НЕ ОПРЕДЕЛЯЕМЫХ РАСЧЕТОМ ПЕРЕДАЧ.....	26
3.1. Предварительный расчет диаметров валов.....	26
3.2. Конструирование элементов корпуса и размещение в них деталей и узлов.....	31
4. ПОСЛЕДОВАТЕЛЬНОСТЬ И ОСОБЕННОСТИ ВЫПОЛНЕНИЯ КОМПОНОВОЧНОГО ЧЕРТЕЖА ЭСКИЗНОГО ПРОЕКТА.....	45
5. КОМПОНОВКА ОДНОСТУПЕНЧАТОГО ЦИЛИНДРИЧЕСКОГО РЕДУКТОРА.....	64
6. КОМПОНОВКА ОДНОСТУПЕНЧАТОГО КОНИЧЕСКОГО РЕДУКТОРА.....	79
Литература.....	96
Приложения.....	97

Учебное издание

СКОЙБЕДА Анатолий Тихонович
СТАТКЕВИЧ Александр Михайлович
КАЛИНА Алла Александровна

**ПРОЕКТИРОВАНИЕ МЕХАНИЧЕСКИХ ПЕРЕДАЧ.
ЭСКИЗНЫЙ ПРОЕКТ**

Методическое пособие

Редактор *Т. Н. Микулик*
Компьютерная верстка *А. Г. Занкевич*

Подписано в печать 29.04.2014. Формат 60×84 ¹/₈. Бумага офсетная. Ризография.

Усл. печ. л. 6,51. Уч.-изд. л. 5,09. Тираж 500. Заказ 1256.

Издатель и полиграфическое исполнение: Белорусский национальный технический университет.

Свидетельство о государственной регистрации издателя, изготовителя, распространителя
печатных изданий № 1/173 от 12.02.2014. Пр. Независимости, 65. 220013, г. Минск.