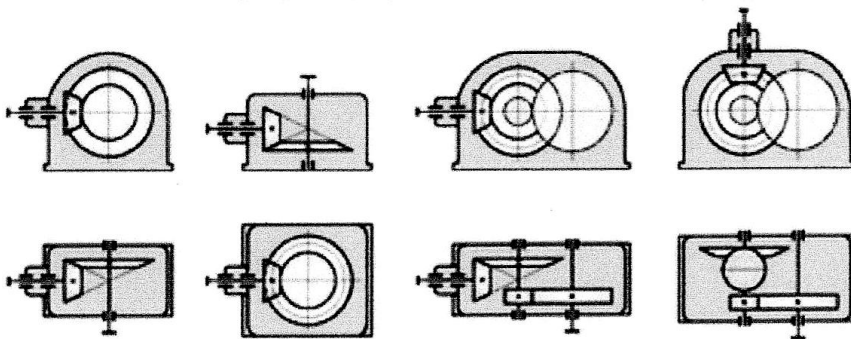


**Федеральное агентство по образованию
Российской Федерации
ГОУ ВПО Российский химико-технологический
университет им. Д.И. Менделеева**

Новомосковский институт (филиал)

Лабораторно-практические работы по прикладной механике, деталям машин

Учебное пособие



**Новомосковск
2010**

УДК 378
ББК 74.58
Л 476

Рецензенты:

Д-р. техн. наук, проф. А. Е. Пушкарёв
(Тульский государственный университет)
Д-р. техн. наук, проф. А. А. Подколзин
(НИ РХТУ им Д.И. Менделеева)

Составители: Лукиенко Л. В., Цыцора В.Я.

Л 476 Лабораторно-практические работы по прикладной механике. Учебное пособие / ГОУ ВПО «РХТУ им. Д.И. Менделеева», Новомосковский институт (филиал). Сост.: Лукиенко Л. В., Цыцора В.Я. Новомосковск, 2010.- 80с.

В пособии приведены основные теоретические сведения, описание используемого оборудования, моделей и приспособлений, изложены общие указания к выполнению и оформлению лабораторных работ по курсу «Прикладная механика», «Механика», «Детали машин». Пособие предназначено для студентов всех форм обучения.

.

УДК 378
ББК 74.58

© Лукиенко Л. В., Цыцора В.Я

© ГОУ ВПО «Российский химико-технологический
университет им. Д.И. Менделеева,
Новомосковский институт (филиал), 2010

Содержание

Общие методические указания по выполнению работ и оформлению отчёта.....	4
Лабораторная работа 1. Испытание материалов на растяжение.....	5
Лабораторная работа 2. Изучение конструкции и определение параметров редукторов.....	15
Лабораторная работа 3. Подшипники качения.....	31
Лабораторная работа 4. Изучение конструкций муфт..	56

Общие методические указания по выполнению работ и оформлению отчёта

К выполнению лабораторных работ допускаются студенты, прошедшие инструктаж по технике безопасности.

Для подготовки к выполнению работы необходимо самостоятельно проработать теоретический материал, используя данное методическое пособие и рекомендуемую литературу, указанную в конце соответствующей работы.

Отчет о проделанной работе должен содержать:

- название работы;
- цель работы;
- теоретическую часть, описание изучаемого изделия, расчеты в соответствии с порядком выполнения работы;
- выводы.

Результаты расчетов или замеров целесообразно оформлять в виде таблиц.

Отчеты по лабораторным работам следует оформлять на листах форматом А4 (210х297мм) и подшивать к расчетно-проектировочным заданиям.

Защита работ проводится на очередном семинарском занятии. При защите могут задаваться вопросы, касающиеся всех сведений соответствующего раздела учебной дисциплины.

Лабораторная работа 1

Испытания материалов на растяжение (сжатие). Механические характеристики материалов

1.1 Статические испытания на растяжение

Основные механические характеристики материалов определяют опытным путём по результатам испытаний стандартных образцов на растяжение, сжатие, срез, кручение, изгиб. По характеру нагружения различают испытания статические, динамические и испытания на усталость (*при циклических напряжениях*).

Наибольшее распространение получили испытания на растяжение при малой скорости нагружения (*при статическом нагружении*).

Форма и размеры стандартных цилиндрических образцов показаны на рис. 1. Образцы бывают десятикратные (*длинные*) (рис. 1 а, б) с отношением начальной расчётной длины l_0 к начальному диаметру образца d_0 , равном 10, то есть $l_0 / d_0 = 10$, и пятикратные (*короткие*) (рис. 1 в) с отношением $l_0 / d_0 = 5$.

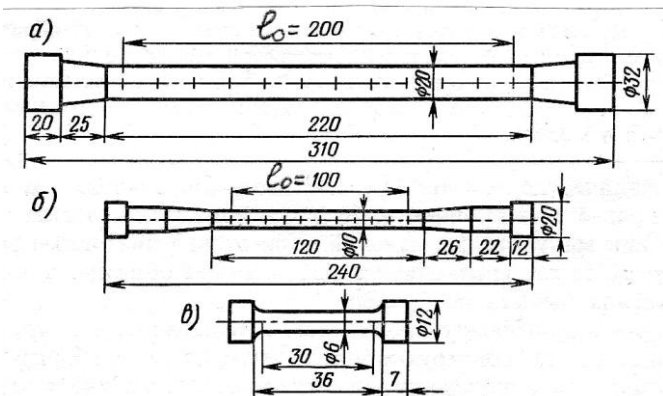


Рисунок 1. Стандартные образцы для испытаний материалов на растяжение.

Испытания проводят на специальных разрывных машинах Р-0,5; Р-5; УММ-20 и др. Машины оснащаются подвижным и неподвижным захватами для зажима головок образца, измерителем силы и диаграммным аппаратом. В процессе испытаний образец устанавливают в захватах машины и медленно растягивают вплоть до разрыва. Одновременно диаграммный аппарат разрывной машины записывает диаграмму зависимости между нагрузкой F , растягивающей образец, и удлинением образца Δl . Погрешность записи величины деформации при этом не превышает $\pm 5\%$, а нагрузки $\pm 1\%$.

Чтобы исключить влияние размеров образца, эту диаграмму перестраивают: все ординаты делят на начальную площадь поперечного сечения A_0 , а все абсциссы – на начальную расчетную длину l_0 . Полученная диаграмма в координатах $\sigma = F/A_0$, $\varepsilon = \Delta l/l_0$ называется условной диаграммой растяжения, которая не зависит от размеров образца, а характеризует только свойства материала.

По этой диаграмме определяются характеристики прочности, а непосредственными замерами образца до и после деформации определяются характеристики пластичности.

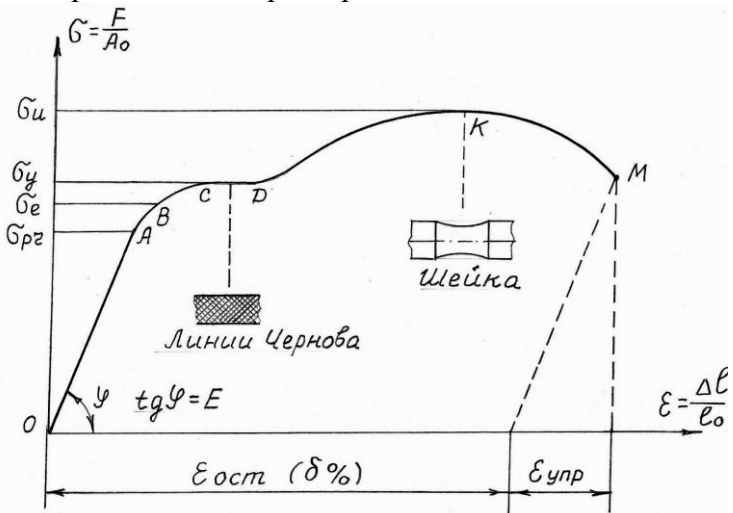


Рисунок 2. Диаграмма растяжения образцов из малоуглеродистой стали

На рис. 2 показан примерный вид условной диаграммы растяжения, полученной при испытании образца из малоуглеродистой стали Ст3, которая относится к пластичным материалам.

Рассмотрим основные участки этой диаграммы и дадим определения основных механических характеристик.

Участок ОА – зона пропорциональности – прямая линия, заканчивающаяся точкой А, соответствующей пределу про

σ_e – предел упругости – наибольшее напряжение, до которого отсутствуют остаточные деформации.

Если образец разгрузить на участке АВ, то он восстанавливает свою первоначальную форму и размеры, (остаточное удлинение образца не должно превышать 0,05%). На диаграмме ему соответствует точка В.

Физический предел текучести σ_y (или σ_T) – напряжение, при котором деформация образца растёт без увеличения нагрузки.

Горизонтальный участок СД, на котором наблюдается явление текучести, называют площадкой текучести. Для стали Ст3 $\sigma_y = 230$ МПа. Текучесть сопровождается значительными взаимными сдвигами кристаллов. Поверхность образца становится матовой, на ней можно видеть сетку из линий, наклонённых к оси образца примерно под углом 45° (*линии Людерса - Чернова*). Эти линии соответствуют площадкам, на которых при растяжении образца возникают наибольшие касательные напряжения. Это подтверждает гипотезу о том, что текучесть материала и сдвиг кристаллов вызываются касательными напряжениями.

Многие сплавы цветных металлов и легированные стали, обладающие достаточно высокой пластичностью, дают диаграмму растяжения без площадки текучести. Для таких материалов введено понятие **условного предела текучести $\sigma_{0,2}$** , представляющего собой напряжение, соответствующее относительному остаточному удлинению, равному 0,2%.

Для большинства материалов в качестве предела текучести используется именно условный предел текучести, причём в большинстве стандартов и физический, и условный пределы текучести обозначаются одинаково – σ_y (или σ_T).

Участок ДК – зона упрочнения материала. Удлинившись на некоторую величину на площадке текучести СД при постоянном значении силы, материал снова приобретает способность сопротивляться растяжению (*упрочняется*). Диаграмма за точкой Д вновь поднимается вверх, хотя и более полого, чем на участке ОА, вплоть до верхней точки диаграммы – точки К.

Напряжение, которое соответствует максимальной нагрузке на образец (в точке К), называется пределом прочности σ_u (индекс *и* от английского слова ультиматум – предельное). Для стали марки Ст3 $\sigma_u = 380...470$ МПа.

Для материалов, образцы из которых дают перед разрывом шейку вместо термина **предел прочности** используют термин **временное сопротивление разрыву**.

Все перечисленные характеристики σ_{pr} , σ_e , σ_y , σ_u являются характеристиками прочности материала.

Участок КМ – зона местной деформации. В точке К на образце появляется местное сужение – шейка. Площадь сечения образца в шейке быстро уменьшается, уменьшается и нагрузка, необходимая для дальнейшего деформирования, а в точке М происходит хрупкий разрыв образца по наименьшему сечению шейки.

Иногда для изучения значительных пластических деформаций используют истинную диаграмму растяжения, получаемую путём деления растягивающей силы на истинную площадь поперечного сечения образца (с учётом уменьшения поперечных размеров сечения при растяжении).

Характеристики пластичности

Пластичность материала – свойство материала *получать перед разрушением значительные остаточные деформации.*

Оценивают пластичность двумя величинами: δ % и ψ %.

- $\delta = \frac{\ell_{разр} - \ell_0}{\ell_0} 100\%$ – **относительное остаточное уд-**

линение образца (отношение остаточной продольной деформации образца к начальной расчётной длине ℓ_0 , выраженное в %).

где $\ell_{разр}$ – длина расчетной части образца после разрыва, измеряемая после соединения обеих частей разорванного образца.

Для стали Ст3 $\delta > 21\%$.

- $\psi = \frac{A_0 - A_{ш}}{A_0} 100\%$ – **относительное остаточное суже-**

ние (отношение изменения площади поперечного сечения образца в месте разрыва к начальной площади образца A_0).

где $A_{ш}$ – площадь поперечного сечения разорванного образца в наиболее тонком месте шейки. Значения ψ находятся в пределах от нескольких процентов для хрупкой высокоуглеродистой стали до 60% для малоуглеродистой пластичной стали.

Значение δ для одного и того же материала зависит от отношения длины рабочей части образца к диаметру d_0 . С ростом ℓ_0 / d_0 величина δ уменьшается. Для пятикратных образцов относительное удлинение при разрыве больше, чем для десятикратных, т.е. $\delta_5 > \delta_{10}$. Поэтому величина ψ характеризует свойства пластичности более точно, чем δ , поскольку она меньше зависит от формы и размеров образца. Чем выше δ и ψ , тем пластичнее материал. Свойства пластичности используется при штамповке, вытяжке и т.д.

Хрупкость – способность материала разрушаться при очень малых остаточных деформациях, то есть, хрупкость – это свойство, противоположное пластичности.

Величина относительного удлинения при растяжении для хрупких материалов не превышает 2...5%. К хрупким материалам относятся стекло, кирпич, чугун, высокоуглеродистая сталь.

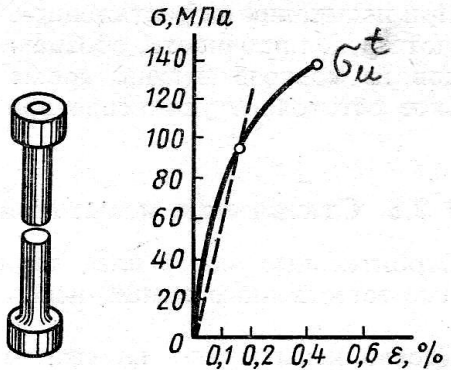


Рисунок 3. Диаграмма растяжения образцов из чугуна

Разрушение образцов из хрупких материалов развивается иначе, чем образцов из пластичных материалов.

На рис. 3 представлена диаграмма растяжения образцов из чугуна. Из диаграммы видно, что даже в начальной стадии растяжения хрупкие материалы плохо подчиняются закону Гука. При практических расчётах отклонение от закона Гука не учитывают, диаграмму спрямляют прямой линией, (на рисунке – штриховая линия), что позволяет при расчетах пользоваться законом Гука вплоть до разрушения образца. Разрыв образца наступает внезапно без образования шейки. При таком виде диаграммы для хрупких материалов определяют только одну характеристику прочности – предел прочности σ_u .

1.2 Статические испытания на сжатие

На сжатие испытывают строительные материалы (бетон, цемент, кирпич), сталь испытывают на сжатие значительно реже. Для испытаний на сжатие применяют образцы в форме кубиков или невысоких цилиндров высотой $h < 3 d$, так как при более длинных образцах может происходить их изгиб.

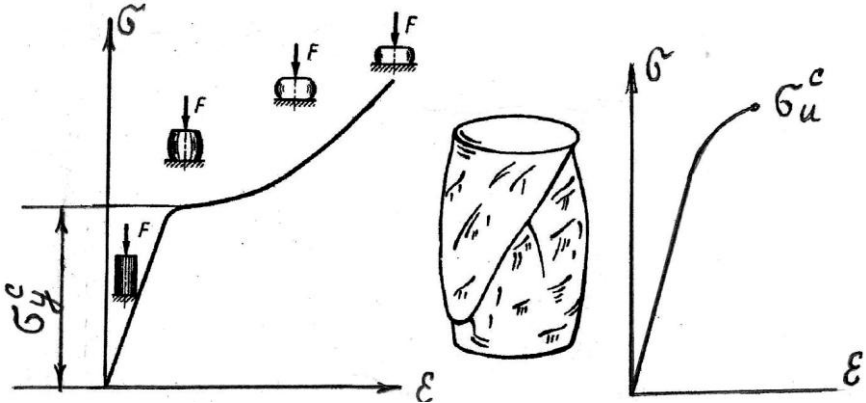


Рисунок 4. Условная диаграмма сжатия Рисунок 5. Условная диаграмма сжатия образца из малоуглеродистой стали. ма сжатия образца из чугуна.

Условная диаграмма сжатия образца из малоуглеродистой стали показана на рис. 4. Вначале диаграмма имеет вид, аналогичный диаграмме растяжения. Но далее ввиду того, что при пластической деформации, в отличие от упругой, объем образца не меняется, с уменьшением высоты образца при сжатии площадь поперечного сечения его увеличивается, нагрузка соответственно возрастает, кривая идет круто вверх. Разрушения образца при этом не происходит. Он просто расплющивается. Цилиндрический образец при сжатии превращается в бочонок (бочкообразная форма вызвана силами трения между образцом и поверхностью прессы). Поэтому для пластичного материала понятия «предел прочности при сжатии» не существует.

вует, при испытаниях определяют только предел текучести при сжатии σ^c_y . Заметим, что для стали пределы пропорциональности и пределы текучести при сжатии и при растяжении одинаковы.

Если стальной образец при сжатии не разрушается во все, то чугунный разрушается путём среза под углом, приближающимся к 45° . В плоскости среза отчётливо видны признаки сдвига.

На рис. 5 показана диаграмма сжатия образца из чугуна. При возникновении первых трещин нагрузка резко падает и испытания прекращается. Таким образом, при растяжении чугун разрушается хрупко из-за отрыва частиц, вызванного нормальными напряжениями, а при сжатии – пластично из-за сдвига частиц, вызванного касательными напряжениями.

Отметим, что предел прочности чугуна при сжатии в 3...4,5 раза выше, чем предел прочности при растяжении, то есть $\sigma_u^c = (3..4,5) \sigma_u^t$, или, иными словами, чугун, как и все хрупкие материалы, значительно лучше сопротивляется сжатию, чем растяжению.

Следует помнить, что речь идёт о характеристиках, выявляемых при испытаниях стандартных образцов на растяжение (*на одноосное напряжённое состояние*) при комнатной температуре и малой скорости деформации. При изменении условий эксплуатации конструкции (*температуры, скорости деформации, продолжительности работы*) и вида напряжённого состояния свойства материалов могут сильно изменяться.

1.3 Порядок выполнения работы

1. Ознакомиться с испытательной машиной и образцами.
2. Ограничить неглубокими рисками начальную расчётную длину образца.
3. Измерить не менее чем в трёх местах (в середине и по краям расчётной длины) начальный диаметр образца d_0 и вычислить площадь поперечного сечения по наименьшему из по-

лученных размеров диаметра.

4. Установить образец в захваты испытательной машины и произвести плавное его нагружение вплоть до разрыва. Записать диаграмму растяжения.

Испытания считаются недействительными при:

- разрыве образца за пределами расчётной длины;
- образовании двух или более шеек и мест разрыва;
- обнаружении ошибок.

5. Вычислить σ_{pr} , σ_e , σ_y , σ_u .

6. Измерить длину расчётной части образца после разрыва $l_{разр}$ и минимальный диаметр в месте разрыва $d_{ш}$ в двух взаимно перпендикулярных направлениях.

7. Вычислить относительное остаточное удлинение

$$\delta = \frac{\ell_{разр} - \ell_0}{\ell_0} 100\%$$

8. Вычислить относительное остаточное сужение

$$\psi = \frac{A_0 - A_u}{A_0} 100\%.$$

9. Построить диаграмму растяжения в координатах

$$\sigma = F / A_0, \quad \varepsilon = \Delta l / l_0$$

10. Заполнить протокол испытаний (таблица 1).

Таблица 1. Результаты испытаний.

Начальный диаметр образца d_0	Минимальный диаметр в месте разрыва	Начальная расчётная длина	Длина расчётной части после разрыва	Предел пропорциональ- ности	Предел упругости	Предел текучести	Предел прочности	Относительное остаточное удлинение	Относительное остаточ- ное сужение
d_0	d_k	l_0	l_k	σ_{pr}	σ_e	σ_y	σ_u	δ	ψ

1.4 Вопросы для самопроверки

1. Что происходит с поперечными размерами бруса при его растяжении и сжатии? Что называется коэффициентом Пуассона, и какие он имеет значения?
2. В каких координатах строится условная диаграмма растяжения?
3. Что называется пределом пропорциональности, пределом упругости, пределом прочности (временным сопротивлением разрыву)?
4. Что называется **физическим** и **условным** пределом текучести? Для каких материалов определяется условный предел текучести?
5. Что называется остаточным относительным удлинением образца и остаточным относительным сужением шейки образца? Какое свойство материала они характеризуют?
6. В каких случаях испытания считаются недействительными?

1.5 Литература

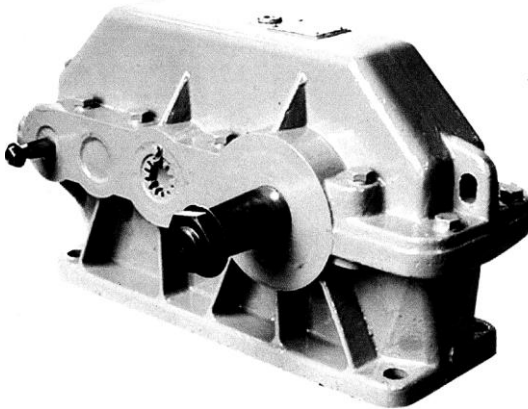
1. Степин П.А. Сопротивление материалов: Учебник для студентов горно-металлургических, химико-технологических, теплоэнергетических, электромашиностроительных и инженерно - экономических специальностей вузов. М.: Высшая школа, 1983. – 312с.
2. Дарков А.В., Шпиро Г.С. Сопротивление материалов. Учеб. пособие для техн. вузов. – 5-е изд., перераб. и доп. – М.: Высш. шк., 1989.-624с.: ил.

Лабораторная работа 2

Изучение конструкции двухступенчатого трёхосного цилиндрического редуктора

Цель работы: ознакомление с конструкцией цилиндрических редукторов и назначением его деталей, составление кинематической схемы редуктора, определение геометрических параметров зацепления путем их замера и расчета.

В лабораторной работе представлены кинематические схемы редукторов, сведения о конструировании корпусов, смазке зацеплений и подшипников, сборке редуктора.



1 Общие сведения о редукторах

Редуктором называют механизм, состоящий из зубчатых или червячных передач, выполненный в виде отдельного агрегата и служащий для понижения угловой скорости и повышения вращающего момента.

Установка передачи в отдельном корпусе гарантирует точность сборки, лучшую смазку, более высокий к. п. д., защиту от попадания пыли и грязи. Открытые передачи исполь-

зуют в основном при ручном и тихоходном механическом приводе.

Число разновидностей редукторов чрезвычайно велико. Классификация редукторов проводится по следующим основным параметрам:

по типу передачи – зубчатые, червячные, зубчато-червячные, червячно-зубчатые, планетарные;

по числу ступеней – одноступенчатые, двухступенчатые и т.д. редукторы;

по типу зубчатых колёс – цилиндрические, конические, коническо-цилиндрические редукторы;

по относительному расположению валов редуктора в пространстве – горизонтальные, вертикальные и т.д.;

по особенностям кинематической схемы – развёрнутая, соосная, с раздвоенной ступенью и т. д.

В зависимости от величины передаточного числа редукторы выполняют одноступенчатыми ($u \leq 8$), двухступенчатыми ($u = 8 \dots 40$) и трехступенчатыми ($u > 40$). На рис. 1 приведены распространенные схемы зубчатых редукторов:

- а) одноступенчатый цилиндрический;
- б) двухступенчатый цилиндрический трехосный;
- в) двухступенчатый цилиндрический соосный;
- г) двухступенчатый трехосный с раздвоенной быстроходной ступенью;
- д) конический;
- е) коническо-цилиндрический.

На этих схемах входные (быстроходные, ведущие) валы редуктора обозначены буквой Б, выходные (тихоходные, ведомые) – буквой Т, а промежуточные валы – буквой П.

Одноступенчатый цилиндрический редуктор (схема а) – самый простой. Его применяют при передаточном числе $u \leq 8$.

Из двухступенчатых цилиндрических зубчатых редукторов (при $u = 6,3 - 40$) наибольшее распространение имеют трехосные редукторы по развёрнутой схеме (схема б). Эти редукторы просты по конструкции, но несимметричное расположение колёс на валах приводит к повышенной концентрации

нагрузки по длине зуба. Для улучшения условий работы наиболее нагруженной тихоходной ступени применяют редукторы с раздвоенной быстроходной ступенью (схема г).

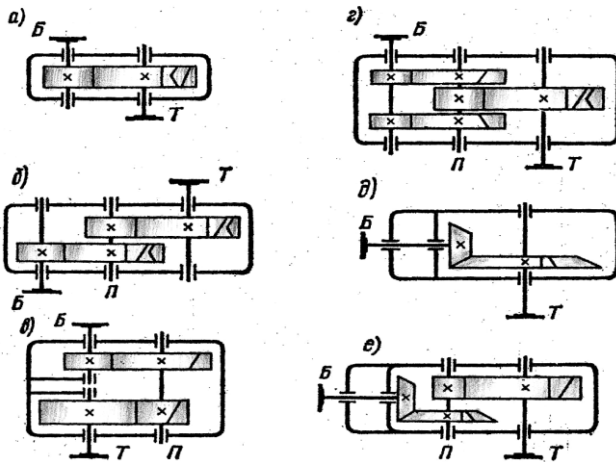


Рисунок 1. Распространенные схемы зубчатых редукторов.

Двухосные (соосные) редукторы (схема в) компактнее трехосных, имеют небольшие габариты по длине, в них легко достигается одинаковое погружение колёс в масло, однако они сложнее по конструкции.

Если входной и выходной валы должны быть взаимно перпендикулярны, то при небольшом передаточном числе ($u \leq 6,3$) применяют конические редукторы (схема д), а при больших передаточных числах ($u > 6,3$) – комбинированные коническо-цилиндрические редукторы (схема е). Быстроходной делают коническую передачу.

2.2 Силовые и кинематические соотношения зубчатых передач

В каждой передаче различают два основных звена: входное (ведущее) и выходное (ведомое). Параметры ведущего звена обозначают индексом 1, параметры ведомого звена – индексом 2.

Основными характеристиками передач являются:

- **мощность** P_1 на входе и P_2 на выходе, Вт;
- **быстроходность**, выражаемая частотами вращения ведущего n_1 и ведомого n_2 валов, мин^{-1} (угловыми скоростями: $\omega_1 = \pi n_1 / 30$ и $\omega_2 = \pi n_2 / 30$, рад/с).

При расчетах используют также дополнительные характеристики:

- **Коэффициент полезного действия (КПД)**

$$\eta = P_2/P_1.$$

Для многоступенчатого привода, состоящего из нескольких последовательно соединенных передач, общий КПД определяется по формуле: $\eta_{\text{общ}} = \eta_1 \cdot \eta_2 \dots \eta_n$,

где $\eta_1, \eta_2 \dots \eta_n$ – КПД отдельных последовательно соединённых передач.

- **Передаточное число (отношение)**

$$u = \omega_1/\omega_2 = n_1/n_2$$

Если механизм состоит из нескольких последовательно соединенных передач, то общее передаточное число равно произведению передаточных чисел отдельных передач: $u_{\text{общ}} = u_1 u_2 \dots u_n$. При $u > 1$ $n_1 > n_2$, передача является понижающей (например, редуктор), а при $u < 1$ $n_2 > n_1$ передача является повышающей.

- **Вращающий момент в Нм:**

$$T = P/\omega$$

Вращающий момент на ведущем валу T_1 является моментом движущих сил, его направление совпадает с направлением вращения вала. Момент на ведомом валу T_2 – момент сил сопротивления – направлен противоположно вращению вала.

2.3 Геометрические размеры зубчатых зацеплений

Таблица 1. Основные параметры зацеплений.

Параметр		Быстроходная ступень	Тихоходная ступень
Межосевое расстояние (измерить)		$a_1 =$	$a_2 =$
Числа зубьев (подсчитать)		$z_1 = \quad z_2 =$	$z_3 = \quad z_4 =$
Передаточные числа ступеней		$u_1 = z_2 / z_1 =$	$u_2 = z_4 / z_3 =$
Общее передаточное число		$u = u_1 u_2 =$	
Окружной модуль		$m_{t1} = 2a_1 / (z_1 + z_2) =$	$m_{t2} = 2a_2 / (z_3 + z_4) =$
Нормальный модуль (принять по таблице 1)		$m_{n1} = m_{t1} \cos \beta_1 =$	$m_{n2} = m_{t2} \cos \beta_2 =$
Угол наклона зубьев		$\cos \beta_1 =$ $= m_{n1} (z_1 + z_2) / 2a_1 =$	$\cos \beta_2 =$ $= m_{n2} (z_3 + z_4) / 2a_2 =$
Ширина венца колеса (измерить)		$b_2 =$	$b_4 =$
Ширина венца шестерни		$b_1 = b_2 + 5 =$	$b_3 = b_4 + 5 =$
Диаметры:	Делительные	$d_1 = m_{n1} Z_1 / \cos \beta_1 =$ $d_2 = m_{n1} Z_2 / \cos \beta_1 =$	$d_3 =$ $= m_{n2} Z_3 / \cos \beta_2 =$ $d_4 =$ $= m_{n2} Z_4 / \cos \beta_2 =$
	вершин	$d_{a1} = d_1 + 2 m_{n1} =$ $d_{a2} = d_2 + 2 m_{n1} =$	$d_{a3} = d_3 + 2 m_{n2} =$ $d_{a4} = d_4 + 2 m_{n2} =$
	впадин	$d_{f1} = d_1 - 2,5 m_{n1} =$ $d_{f2} = d_2 - 2,5 m_{n1} =$	$d_{f3} = d_3 - 2,5 m_{n2} =$ $d_{f4} = d_4 - 2,5 m_{n2} =$
Проверка		$a_1 = 0,5(d_1 + d_2) =$	$a_2 = 0,5(d_3 + d_4) =$
Коэффициент ширины венца по межосевому расстоянию		$\Psi_{ba1} = b_2 / a_1 =$	$\Psi_{ba2} = b_4 / a_2 =$

Таблица 2. Модули зацепления по ГОСТ 9563–60 в мм.

1 ^й ряд	1,5;	2;	2,5;	3;	3,5;	4;	4;	5;
2 ^й ряд	6	1,75;	2,25;	2,75;	3,25;	3,75;	4,25;	5,5

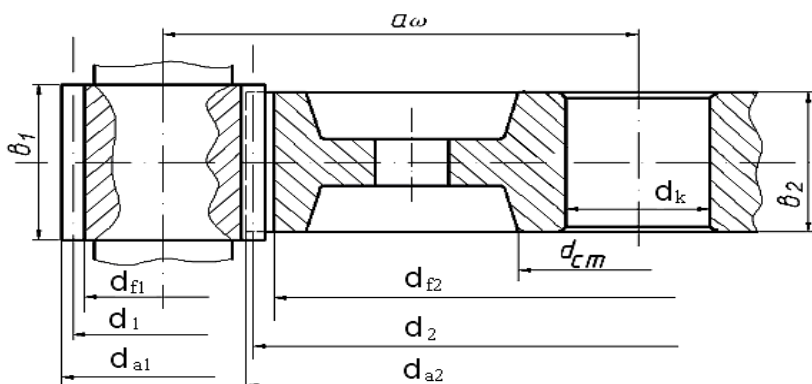
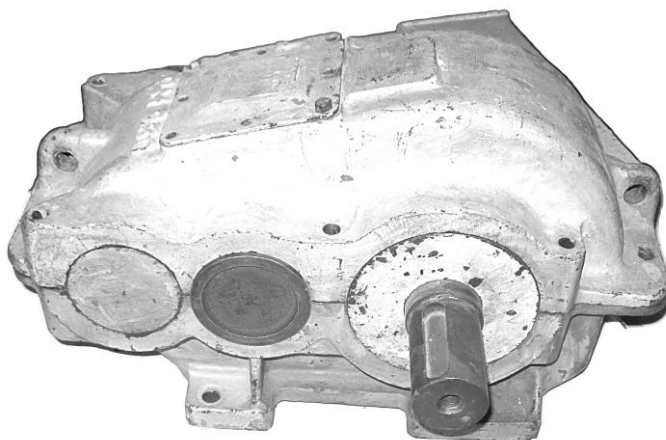


Рисунок 2. Параметры цилиндрических зубчатых передач.

2.4 Конструирование корпусов редукторов



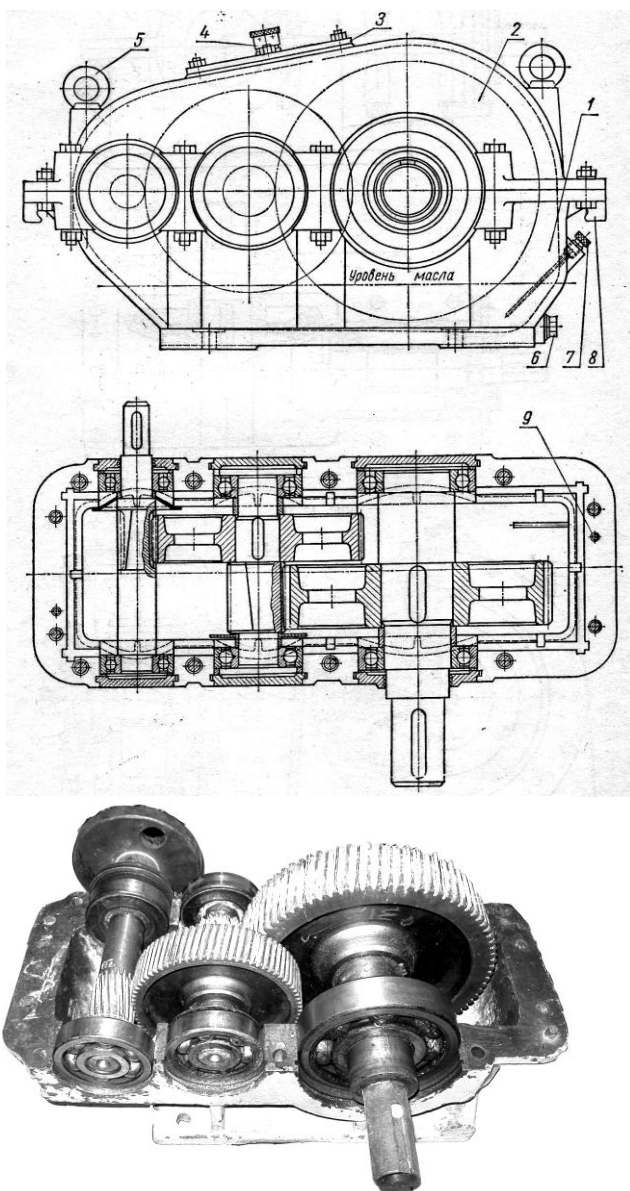


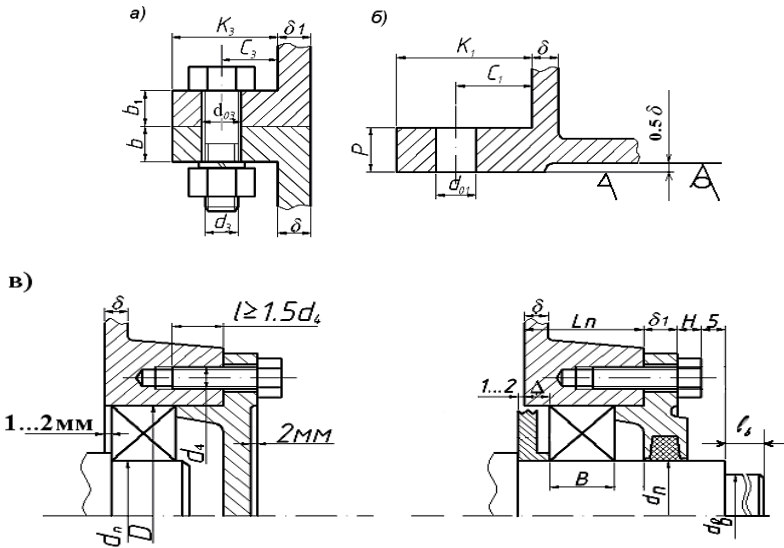
Рисунок 3. Двухступенчатый цилиндрический трехосный редуктор

Корпуса редукторов чаще всего изготавливают литьем из серого чугуна СЧ15 или СЧ18. Для удобства изготовления корпуса и сборки редуктора корпус выполняют разъемным с плоскостью разъема, проходящей через оси валов. В вертикальных цилиндрических редукторах разъемы делают по двум и даже по трем плоскостям. Нижнюю часть корпуса 1 называют основанием, верхнюю 2 – крышкой (рисунок 3).

Для осмотра передач и заливки масла в крышке корпуса предусматривают смотровое окно, закрываемое крышкой 3, в которой для редукторов с большим тепловыделением устанавливается отдушина 4. По концам крышки имеются два грузовых винта 5; петли или крюки для захвата крышки при подъеме редуктора грузоподъемной машиной. В основании корпуса находится маслоспускное отверстие, закрываемое пробкой 6; в нем же расположен маслоуказатель 7; в тяжелых редукторах предусмотрены крюки 8. Корпус редуктора должен быть прочным и жестким, так как его деформации могут вызвать перекося валов и, следовательно, неравномерное распределение нагрузки по длине зубьев. Жесткость корпуса усиливают наружными или внутренними ребрами, расположенными у приливов под подшипниками. Форма крышек для подшипников определяется типом подшипников и схемой их установки.

Для соединения крышки и основания по всему контуру плоскости разъема делают фланцы (рисунок 4а). Основание и крышку стягивают болтами. Для предотвращения вытекания масла через плоскость разъема места разъема смазывают спиртовым лаком или жидким стеклом. Прокладку в плоскость разъема основания и крышки не ставят, так как при затяжке болтов она деформируется, при этом нарушается посадка подшипников в корпус.

Взаимное положение основания и крышки корпуса фиксируют двумя коническими или цилиндрическими штифтами, которые устанавливают до расточки гнезд под подшипники. Штифты располагают на возможно большем расстоянии друг от друга. Для крепления редуктора к раме (плите) корпус снабжают нижними фланцами в виде пластинок (рис. 4б).



а) фланцы для соединения основания с крышкой, б) опорный (нижний) фланец, в) гнезда подшипников

Рисунок 4 Конструктивные размеры элементов корпуса.

Размеры фланцев традиционных литых корпусов из чугуна приведены в таблице 3, размеры остальных элементов в таблице 4.

В современных редукторах стремятся к устранению выступающих элементов на наружных поверхностях. Бобышки подшипниковых гнезд убирают внутрь корпуса, крепежные болты размещают в нишах, крышки подшипниковых гнезд делают врезными.

Таблица 3 – Размеры фланцев редуктора.

Размеры в мм.

Параметр	Болты					
	M8	M10	M12	M16	M20	M24
K_i	24	28	33	39	48	54
C_i	13	16	18	21	25	34

Таблица 4 – Основные размеры чугуновых литых корпусов.
Размеры в мм

Толщина стенок цилиндрического редуктора:		основания	$\delta = 0,025 \alpha_{\omega} + l \geq 6$
		крышки	$\delta_1 = 0,02 \alpha_{\omega} + l \geq 6$
Толщина стенок конического редуктора:		основания	$\delta = 0,05 R_e + l \geq 6$
		крышки	$\delta_1 = 0,04 R_e + l \geq 6$
Толщина стенок червячного редуктора:		основания	$\delta = 0,04 \alpha + 2 \geq 6$
		крышки	$\delta_1 = 0,032 \alpha + 2 \geq 6$
Толщина		верхнего пояса основания:	$b = 1,5 \delta$
		нижнего пояса крышки	$b_1 = 1,5 \delta_1$
		нижнего пояса корпуса:	$p = 2,35 \delta$
		рёбер основания	$m = (0,85.....1) \delta$
		рёбер крышки	$m_1 = (0,85.....1) \delta_1$
Диаметры болтов	фундаментных		$d_1 = (0,03...0,036) \alpha + 12$ $d_1 = 0,072 R_e + 12$
	соединяющих основание с крышкой:	у подшипников	$d_2 = (0,7.....0,75) d_1$
		остальных	$d_3 = (0,5.....0,6) d_1$
Число фундаментных болтов			$n_{\phi} = 4$
Расстояние между болтами диаметром d_3			$l_3 = (10.....15) d_3$
Размеры штифтов, центрирующих основание и крышку:		диаметр	$d_{ш} = (0,7.....0,8) d_3$
		длина	$l_{ш} \geq b + b_1 + 5$

2.5 Смазка редукторов

Для уменьшения потерь на трение и снижения интенсивности изнашивания трущихся поверхностей, а также для предохранения их от задиров, заедания, коррозии и лучшего отвода тепла трущиеся поверхности деталей должны надежно смазываться.

2.5.1 Смазывание зубчатых и червячных колес

По способу подвода смазки к зацеплению различают картерную и циркуляционную смазку. Картерная смазка осуществляется окунанием зубчатых и червячных колёс или червяков, или же вспомогательных деталей (смазочных шестерен, колец и т.п.) в масло, заливаемое внутрь корпуса редуктора. Её применяют для зубчатых передач при окружных скоростях в зацеплении 0,3 - 12 м/с, а для червячных передач – при окружной скорости червяка до 10 м/с. При более высоких окружных скоростях масло сбрасывается с зубьев центробежной силой, к тому же, значительно возрастают потери на перемешивание масла, усиливается процесс его окисления.

При смазывании окунанием объём масляной ванны принимают из расчета 0,5...0,8 л на 1 кВт передаваемой мощности, (меньшие значения принимают для крупных редукторов).

Цилиндрические и червячные колеса погружают в масло на высоту зуба, а червяк (если он расположен внизу) – на высоту витка, но при этом уровень масла должен быть не выше центра нижнего тела качения подшипника. Зубья конических колёс погружают в масло на всю длину. В многоступенчатых редукторах при окружной скорости колес $V > 1$ м/с достаточно погружать в масло только колесо тихоходной ступени. При $V < 1$ м/с в масло должны быть погружены колеса всех ступеней. Иногда погружать в масло зубья всех колес не удастся, так как для этого необходим очень высокий уровень масла, что может привести к слишком большому погружению в масло колеса тихоходной ступени и даже подшипников. В таких случаях применяют смазочные шестерни.

У двухступенчатого трехосного редуктора оптимальные

условия смазки обеих ступеней обеспечивается соответствующим распределением общего передаточного числа между ступенями. Передаточное число тихоходной ступени принимают $u_2 = 0,88 \sqrt{u_{общ}}$, при этом отношение межосевых расстояний $a_2/a_1 = 1,5$

Для заливки масла в крышке корпуса предусматривают смотровое окно (люк), закрываемое крышкой толщиной 2...6 мм (рисунок 5). Размеры люка принимают, по возможности, большими, форму – прямоугольной. Под крышку смотрового окна ставят прокладку из картона толщиной 1...2 мм, крепят крышку четырьмя винтами.

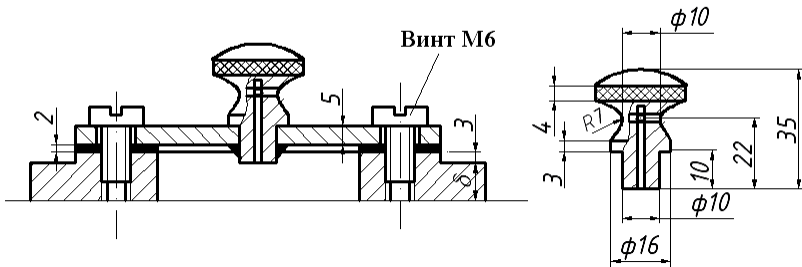


Рисунок 5 Крышка смотрового окна с отдушиной.

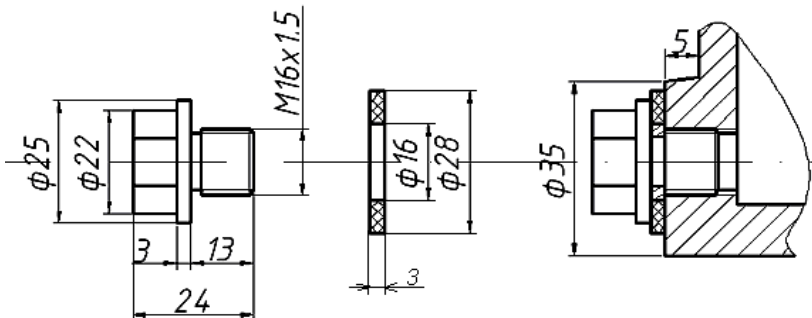


Рисунок 6. Пробка с цилиндрической резьбой.

В червячных редукторах при длительной работе из-за нагрева масла и воздуха повышается давление внутри корпуса.

Это может привести к просачиванию масла через уплотнения и стыки. Чтобы избежать этого, внутреннюю полость корпуса сообщают с внешней средой с помощью отдушины. Простейшие отдушины выполняют в виде ручки крышки смотрового окна с просверленными внутри отверстиями (рисунок 5). Такие ручки приваривают к крышке.

При работе масло загрязняется, стареет, свойства его ухудшаются. Поэтому масло периодически меняют. Для слива масла в основании корпуса на уровне днища делают маслоспускное отверстие с резьбой. Отверстие закрывают пробкой с прокладкой из резины толщиной 3...4 мм (рисунок 6). Уровень масла контролируют различными маслоуказателями.

2.5.2. Смазывание подшипников качения.

При окружных скоростях зубчатых колёс более 3 м/с подшипники смазываются брызгами того же масла, что и детали передач. Стекающее с колес, валов и стенок корпуса масло попадает в подшипники. Полость подшипника должна быть открыта внутрь корпуса (рисунок 4в). При окружных скоростях $V < 3 \text{ м/с}$, а также в случаях, когда доступ брызг масла к подшипникам затруднен, подшипники смазывают пластичной смазкой. В этом случае подшипники с внутренней стороны закрывают мазеудерживающим кольцом, чтобы изолировать камеру подшипника (рисунок 4в). Мазеудерживающее кольцо относится к уплотняющим устройствам центробежного типа. Оно вращается вместе с валом. Кольцо имеет 2 – 4-е круговые канавки треугольного сечения. Зазор между кольцом и корпусом 0,1...0,3 мм. Кольцо устанавливают так, чтобы его торец выходил за внутреннюю стенку корпуса на 1...2 мм. Масло, попадающее на кольцо, отбрасывается внутрь корпуса центробежными силами.

Объем, занимаемый смазочным материалом, не должен превышать половины объема свободного пространства камеры подшипника. Для подачи пластичной смазки в камеру подшипника обычно применяют пресс-маслёнки.

Наиболее распространенные смазки – солидол жировой УС1 ГОСТ 1033-79 и консталин жировой УТ1 ГОСТ 1957-73.

2.6 Сборка редуктора

Перед сборкой внутреннюю полость редуктора тщательно очищают и покрывают маслостойкой краской. Сборку редуктора производят в соответствии со сборочным чертежом. Начинают сборку с узлов валов. Собранные валы укладывают в основание корпуса редуктора и надевают крышку корпуса, покрывая предварительно поверхности стыка спиртовым лаком. Для центровки крышки относительно корпуса используют два штифта. Затягивают болты, крепящие крышку к корпусу. После этого в камеры подшипников закладывают консистентную смазку, ставят крышки подшипников с комплектом металлических прокладок для регулировки подшипников. Перед установкой сквозных крышек в проточки закладывают войлочные уплотнения, пропитанные горячим маслом.

Проверяют проворачиванием валов отсутствие заклинивания подшипников (валы должны проворачиваться от руки) и закрепляют крышки болтами. Затем ввертывают пробку маслоспускного отверстия с прокладкой и маслоуказатель. Заливают в корпус масло и закрывают смотровое окно крышкой с прокладкой из технического картона.

Собранный редуктор обкатывают и подвергают испытанию на стенде по программе, устанавливаемой техническими условиями.

2.7 Порядок выполнения работы

- Описать назначение редуктора.
- Привести наименование редуктора.
- Изобразить кинематическую схему редуктора (на схеме римскими цифрами I и II указать ступени редуктора, арабскими цифрами 1, 2, 3 – входной, промежуточный и выходной валы соответственно).

- Вычислить основные размеры зубчатых зацеплений. Начертить эскиз зацепления, проставить на нем размеры.
- Определить основные размеры корпуса редуктора, пользуясь таблицами 3 и 4.
- Сделать эскиз фланцев для соединения основания с крышкой и опорного (нижнего) фланца основания.
- Описать смазку зацепления и подшипников качения.
- Сделать эскизы (по указанию преподавателя) маслоспускной пробки, мазеудерживающего кольца, отдушины и других деталей.
- Описать последовательность сборки редуктора.

2.8 Вопросы для самопроверки

1. Каково назначение редуктора?
2. Как выражается передаточное число зубчатой передачи через числа зубьев и через угловые скорости (частоты вращения) колес?
3. Как меняется частота вращения и вращающий момент на валах?
4. Как определяется общее передаточное число многоступенчатого редуктора?
5. Из каких соображений производится разбивка передаточного числа между ступенями двухступенчатого трёхосного редуктора?
6. Дайте определение модуля зацепления.
7. Чем обусловлены потери мощности в редукторе?
8. На каком валу мощность наибольшая?
9. Какие типы подшипников применены в редукторе? Как смазываются подшипники?
10. Как смазываются зубчатые зацепления?
11. Для чего и когда ставятся штифты между основанием и крышкой корпуса?
12. Как осуществляется захват редуктора при транспортировке?
13. Каково назначение ребер в корпусе редуктора?

14. Опишите последовательность сборки редуктора.
15. Для чего и как осуществляется смазка зацеплений и подшипников?

2.9 Литература

1. Детали машин и основы конструирования / Под. ред. М.Н. Ерохина. – М.: КолосС, 2008. – 462с.: ил.
2. Атлас конструкций узлов и деталей машин: учеб. Пособие / Б.А. Байков, А.В. Клыпин, И.Г. Ганулич и др.: Под. ред. О.А. Ряховского. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2007. – 384с.: ил.
3. Дунаев П.Ф., Леликов О.П. Конструирование узлов и деталей машин: Учебное пособие для технических специальностей вузов. М.: Высшая школа, 1998. – 447с.

Лабораторная работа 3

Изучение конструкций и схем установки подшипников качения

3.1 Общие сведения

Подшипниками называют опорные устройства вращающихся частей машин.

В зависимости от вида трения подшипники делятся на *подшипники скольжения и подшипники качения*.

Подшипники качения применяют в различных машинах и приборах, они работают в широком диапазоне частот вращения (до 200000 мин^{-1}) при температурах до 1000°C .

Подшипники качения стандартизованы и изготавливаются в массовом производстве на крупных специализированных заводах.

Преимущества (по сравнению с подшипниками скольжения):

- *малые потери на трение (КПД одной пары подшипников качения равен $\eta = 0,99 \dots 0,995$);*
- *малая стоимость вследствие массового производства подшипников;*
- *большая несущая способность на единицу ширины;*
- *полная взаимозаменяемость, что облегчает монтаж и ремонт машин;*
- *простота монтажа и обслуживания;*
- *более низкие требования к материалам и термообработке цапф валов.*
- *значительно меньший расход цветных металлов и смазочных материалов.*

Недостатки:

- *ограниченный ресурс, особенно при больших скоростях;*

- *большое рассеивание сроков службы;*
- *высокая стоимость при мелкосерийном производстве;*
- *сравнительно большие радиальные размеры;*
- *меньшая способность демпфировать вибрации и удары, шум при больших скоростях.*

Подшипники качения (рис/ 1) обычно состоят из двух колец с дорожками качения (наружного 1 и внутреннего 2), тел качения 4 (шариков или роликов), которые катятся по дорожкам качения колец. Сепаратор 3 удерживает тела качения на определенном расстоянии друг от друга и направляет их по дорожкам качения. В некоторых подшипниках качения для уменьшения радиальных размеров отсутствует одно или оба кольца, а в других – сепаратор.

Основные размеры подшипников приведены в каталогах:

- d – внутренний диаметр (диаметр посадки на вал);
- D – наружный диаметр (диаметр посадки в корпус);
- B – ширина подшипника;
- r – радиус фаски на кромках колец;
- α – угол контакта;
- $d_{\text{ш}}$ – диаметр шарика, l_p , d_p – длина и диаметр ролика;
- C , C_0 – динамическая и статическая грузоподъемность;
- $n_{\text{пр}}$ – предельная частота вращения.

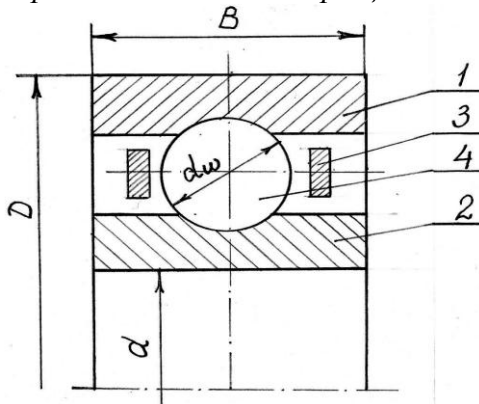


Рисунок 1. Конструкция шарикового радиального подшипника.

3.2 Классификация

По направлению действия воспринимаемых нагрузок:

- **радиальные**, воспринимающие только радиальную нагрузку (например, подшипники с цилиндрическими роликами) или предназначенные в основном для восприятия радиальной нагрузки, но способные воспринимать и некоторую осевую нагрузку (например, радиальные шарикоподшипники);
- **радиально-упорные** подшипники, которые могут воспринимать комбинированную нагрузку (большую радиальную и небольшую осевую);
- **упорно-радиальные** подшипники, предназначенные для восприятия большой осевой и небольшой радиальной нагрузки;
- **упорные**, которые предназначены для восприятия только осевой нагрузки.

По форме тел качения подшипники подразделяются на **шариковые и роликовые**, причем последние могут быть с роликами следующих видов: короткими (или длинными) цилиндрическими, витыми, коническими, сферическими, игольчатыми.

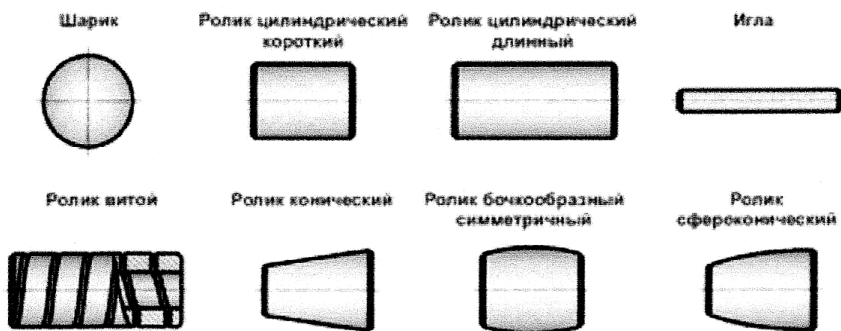


Рисунок 2. Основные формы тел качения.

По числу рядов тел качения:
однорядные, двухрядные и четырехрядные.

По способности компенсировать перекосы вала относительно отверстия корпуса:

- **самоустанавливающиеся** (сферические);
- **несамоустанавливающиеся** (все остальные).

По габаритным размерам подшипники делятся на серии.

По ширине:
узкие; нормальные; широкие; особо широкие.

По диаметру:
сверхлегкие; особо легкие; легкие; средние; тяжелые.

3.3 Материалы деталей подшипников

Основными материалами для колец и тел качения подшипников являются шарикоподшипниковые, высокоуглеродистые хромистые стали ШХ15 и ШХ15СГ и другие. Число в обозначении марки указывает на среднее содержание хрома в десятых долях процента. Среднее содержание углерода 1 - 1,1%. Сталь ШХСГ содержит дополнительно кремний и марганец.

Широко применяется также цементируемые, легированные стали 18ХГТ и 20Х2Н4А.

Кольца и тела качения подвергаются закалке до твердости поверхностей HRC 60...65. Их тщательно шлифуют и полируют. Детали подшипников, изготовленных по обычной технологии (с температурой отпуска после закалки 150⁰С), работают удовлетворительно только при температуре, меньшей 100⁰С. При большей температуре в структуре металла возникают изменения, приводящие к изменениям размеров и возможному выходу подшипников из строя. Поэтому при температуре, большей 100⁰С, применяют или подшипники из теплоустойчивых сталей, или подшипники, изготовленные из обычных сталей, но со специальной стабилизирующей термообработкой

(отпуск на $50...60^{\circ}\text{C}$ выше наибольшего значения рабочей температуры).

Сепараторы изготавливают из малоуглеродистой стали методом штамповки. Для высокоскоростных подшипников применяют массивные сепараторы из антифрикционных бронз, анодированного дюралюминия, металлокерамики, текстолита, пластифицированной древесины, полиамидов. В специальных условиях применяют пластмассовые сепараторы с металлическим каркасом.

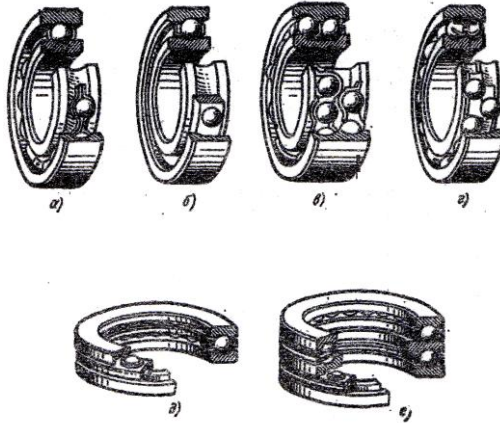
При высоких требованиях к бесшумности работы применяют тела качения из пластмасс. При этом резко снижаются требования к твердости колец и их можно изготавливать из легких сплавов.

3.4 Характеристика основных типов подшипников

Подшипники шариковые радиальные однорядные

Эти подшипники имеют самое широкое применение благодаря своей дешевизне, нетребовательности к точности монтажа и условиям эксплуатации, меньшими, чем у других подшипников, потерями трения. Дорожка качения у них выполнена в виде сферы, поэтому эти подшипники могут воспринимать не только радиальные, но и двухсторонние осевые нагрузки, фиксируют валы в осевом направлении, допускают перекосы колец до $10'$.

Недостатки: низкая грузоподъемность из-за точечного контакта шариков и дорожек качения и сравнительно небольшого числа шариков, вызванного трудностью сборки. Их не следует применять для валов конических и червячных колёс

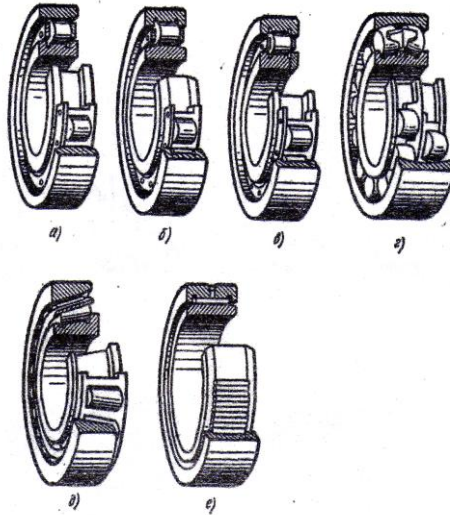


- а – радиальный однорядный;
- б – радиально-упорный однорядный;
- в – радиальный двухрядный;
- г – радиальный двухрядный сферический;
- д – упорный однорядный;
- е – упорный двухрядный;

Рисунок 3. Основные типы шариковых подшипников.

Подшипники роликовые радиальные однорядные

Эти подшипники выполняют с короткими или длинными цилиндрическими роликами. Благодаря линейному контакту роликов и дорожек качения и большому числу роликов грузоподъемность этих подшипников на 70...90% выше, чем грузоподъемность шариковых подшипников с теми же габаритами. Их легко собирать (разбирать), но они воспринимают только радиальную нагрузку, не допускают ни малейшего перекоса колец (при перекосах ролики работают кромками и подшипник быстро выходит из строя). Осевого положения вала такие подшипники не фиксируют. Их применяют для коротких жестких валов, а также в качестве «плавающих» опор (для валов шевронных шестерен и др.).



а – радиальный с короткими цилиндрическими роликами без буртиков на наружном кольце;

б – радиальный с короткими цилиндрическими роликами без буртиков на внутреннем кольце;

в – радиальный с короткими цилиндрическими роликами с буртиками на наружном и внутреннем кольцах;

г – радиальный сферический двухрядный с бочкообразными роликами;

д – радиально-упорный.

е – игольчатый;

Рисунок 4. Основные типы роликовых подшипников.

Подшипники сферические радиальные двухрядные

Эти подшипники имеют два ряда тел качения, расположенных в шахматном порядке (шариков или бочкообразных роликов). Дорожка качения на наружном кольце выполнена в виде сферической поверхности, описанной из центра подшипника. Это позволяет работать таким подшипникам при значительном прекосе колец (до 3^0), поэтому их называют самоустанавливающимися.

Воспринимают радиальную и небольшую двухсторон-

нюю осевую нагрузку. Применяются для валов, подверженных значительным упругим деформациям (прогибам), а также в случаях, когда нет гарантии в обеспечении точной соосности посадочных мест подшипников вала (например, когда опоры одного вала расположены в разных корпусах).

Подшипники радиально-упорные и упорно-радиальные

Эти подшипники предназначены для восприятия комбинированных нагрузок: и радиальных, и односторонних осевых.

Конструктивно радиально-упорные шариковые подшипники отличаются от радиальных однорядных тем, что один из буртов наружного кольца срезан почти полностью, что позволяет закладывать на 45% больше шариков того же диаметра, чем в обычный радиальный подшипник. Соответственно грузоподъемность такого подшипника на 35...40% выше, чем грузоподъемность радиального подшипника с такими же габаритами.

Роликовые подшипники с коническими роликами обладают большой грузоподъемностью, их удобно монтировать. Эти подшипники имеют широкое применение.

Радиально-упорные и упорно-радиальные подшипники всегда устанавливают попарно. Они требуют при монтаже регулировки на нулевой зазор. Выборку осевых зазоров при регулировке осуществляют осевым смещением одного из колец. При работе они обязательно должны быть нагружены определенной осевой силой (внешней или специально созданной при регулировке), так как без этого они не могут воспринимать радиальную нагрузку.

В зависимости от угла контакта рассматриваемые подшипники делят на две группы:

а) подшипники с малым углом контакта ($\alpha < 18^\circ$). Эти подшипники называют радиально-упорными;

б) подшипники с большим углом контакта ($\alpha \geq 18^\circ$).

Эти подшипники называют упорно-радиальными, они предназначены в основном для восприятия осевых нагрузок.

Подшипники шариковые упорные

Упорные подшипники воспринимают только осевые нагрузки: однорядный – односторонние, двухрядный – знакопеременные. У упорного однорядного подшипника одно кольцо («тугое») монтируют на валу, а второе («свободное») – в корпусе.

У двухрядного подшипника на валу крепится среднее кольцо, имеющее два желоба.

При высоких скоростях вращения эти подшипники работают плохо вследствие центробежных сил и гироскопических моментов, действующих на шарики.

3.5 Классы точности подшипников

В соответствии с ГОСТ 520-2002 для подшипников предусмотрено девять классов точности: 7, 8, 0 (нормальный), 6х, 6, 5, 4, 2.

Классы точности приведены в порядке возрастания точности.

Промышленность серийно выпускает подшипники пяти классов точности:

- 0 – нормальный;
- 6 – повышенный;
- 5 – высокий (сверхточный);
- 4 – особо высокий (прецизионный);
- 2 – сверхвысокий (сверхпрецизионный).

Классы точности характеризуются значениями предельных отклонений размеров, формы, взаимного расположения поверхностей и их шероховатости. В качестве примера ниже приведены максимальные значения радиальных биений внутренних колец подшипников диаметром 50...80 мм в зависимости от их класса точности:

Класс точности	0	6	5	4	2
Биение, мкм	20	10	5	4	2,5

С повышением класса точности стоимость подшипника качения существенно возрастает:

<i>Класс точности:</i>	0	6	5	4	2
<i>Относительная стоимость:</i>	1	1,3	2	4	10.

Чаще всего применяют подшипники качения нормального класса точности. Подшипники качения более высоких классов точности применяют для валов точного вращения (например, для шпинделей металлорежущих станков), а более низких классов точности – в приспособлениях с ручным приводом.

3.6 Условные обозначения подшипников

В соответствии с ГОСТ 3189 – 89 подшипники маркируют условными обозначениями. Полное условное обозначение состоит из основного и дополнительного, которое относительно основного условного обозначения располагается как справа, так и слева. Основное условное обозначение характеризует линейные размеры подшипника, его тип и конструктивную разновидность. Слева от основного условного обозначения указывается точность, зазоры, категория, а справа – материал деталей подшипника, специальные требования к подшипнику.

Условное обозначение обычно наносят на торцы колец.

Основное условное обозначение

Максимальное число значащих цифр в основном условном обозначении равно семи, в действительности число значащих цифр может быть меньше семи, так как нули слева от первой значащей цифры опускаются. Порядок отсчета цифр основного условного обозначения следует вести справа налево. Первые две цифры справа обозначают внутренний диаметр подшипника.

Для подшипников с внутренним диаметром от 20 до 495

мм эти две цифры следует умножить на 5, чтобы получить фактический внутренний диаметр в мм.

Для подшипников с диаметром до 20 мм принято следующее обозначение внутреннего диаметра:

Маркировка:	00	01	02	03
Фактический диаметр, мм	10	12	15	17

Примеры обозначений:

6-180306 – подшипник для вала диаметром $6 \cdot 5 = 30$ мм.

202 – подшипник для вала диаметром 15 мм.

Третья цифра справа обозначает серию подшипника по наружному диаметру.

Приняты следующие обозначения серий:

1 – особо легкая серия; 2 – легкая серия; 3 – средняя серия;

4 – тяжелая серия; 5 – легкая широкая серия; 6 – средняя широкая серия.

Примеры обозначений: 6-180306 – подшипник средней серии,

202 – подшипник легкой серии.

Четвертая цифра справа обозначает тип подшипника:

Четвертая цифра справа	Тип подшипника
0	Радиальный шариковый
1	Радиальный шариковый сферический
2	Радиальный с короткими цилиндрическими роликами
3	Радиальный роликовый сферический
4	Радиальный роликовый игольчатый
5	Радиальный с витыми роликами
6	Радиально-упорный шариковый
7	Роликовый конический
8	Упорный или упорно-радиальный шариковый
9	Упорный или упорно-радиальный роликовый

Примеры обозначений:

6-180306 – тип 0 (радиальный шариковый);

202 – тип 0 (четвертая цифра равна нулю, так как не указана);

Пятая или пятая и шестая справа цифры, вводимые не для всех подшипников, обозначают конструктивные особенности подшипников, например, угол контакта шариков в радиально-упорных подшипниках, наличие стопорной канавки на наружном кольце, наличие встроенных уплотнений и т.д.

Обозначение класса точности подшипника.

Класс точности подшипника обозначается цифрами, стоящими слева (через дефис) от основного условного обозначения.

Примеры обозначения класса точности:

6-180306 – класс точности 6 (повышенный);

202 – класс точности 0 (нормальный), он здесь не указывается.

Условные обозначения материала деталей

Обозначение материала деталей подшипников справа от основного условного обозначения указывается буквой русского алфавита с соответствующим цифровым индексом.

Б – сепаратор массивный, изготовлен из безоловянной бронзы;

Г – сепаратор массивный из черных металлов;

Д – сепаратор из алюминиевого сплава;

Е – сепаратор из пластических материалов;

Л – сепаратор изготовлен из латуни;

Р – сепаратор изготовлен из теплоустойчивых сталей;

Х – детали подшипников изготовлены из цементируемых сталей;

Э – детали подшипников изготовлены из стали ШХ со специальными присадками;

Ю – детали подшипников изготовлены из нержавеющей стали;

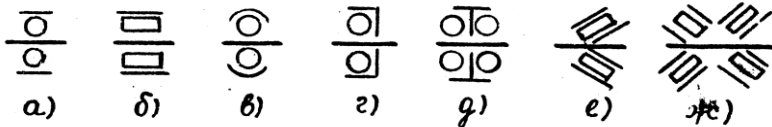
Н – кольца и тела качения или только кольца изготовлены из модифицированной теплостойкой стали.

Конструктивные изменения деталей подшипников условно обозначаются буквой **К** при первом исполнении и **К1, К2...** при последующих исполнениях. Дополнительные технические требования к чистоте обработки деталей, радиальному зазору и осевой игре, покрытиям условно обозначаются буквой **У** при первом исполнении и **У1, У2...** при последующих исполнениях. Требования повышенной грузоподъемности подшипника обозначаются буквой **А**.

Температуры отпуска деталей подшипника условно обозначаются буквами **Т, Т1, Т2...** Каждому значению **Т** соответствует вполне определенная температура отпуска деталей.

3.7 Условные изображения подшипников на кинематических схемах

На кинематических схемах подшипники условно изображают по ГОСТ 2.770-75 (рисунок 5).



- а) радиальный шариковый однорядный (общее обозначение);
- б) радиальный роликовый;
- в) радиальный шариковый сферический, самоустанавливающийся;
- г) радиально-упорный шариковый односторонний;
- д) радиально-упорный шариковый двухсторонний;
- е) радиально-упорный роликовый односторонний;
- ж) радиально-упорный двухсторонний роликовый подшипник.

Рисунок 5. Условные изображения подшипников

3.8 Вычерчивание внутренней конструкции подшипников

Внутреннюю конструкцию подшипников вычерчивают в следующем порядке (рисунок 6).

Радиальные и радиально-упорные шарикоподшипники

Наносят внешний контур подшипника по его габаритным размерам d , D , B , определяют и наносят диаметр $D_{\omega} = 0.5(D+d)$ окружности, проходящей через центры тел качения, по соотношениям, указанным на рисунке, вычерчивают тела качения и кольца. Радиально-упорные подшипники имеют на наружном кольце только один борт. Второй борт срезан. Для вычерчивания наружного кольца со стороны срезанной части проводят вспомогательную вертикальную линию на расстоянии $0,15B$ от торца до пересечения с окружностью шарика в точке 1. Соединяют точки 1 и 2.

Конические роликоподшипники

- нанести тонкими линиями внешний контур подшипника по его габаритным размерам d , D , T .
- нанести вспомогательную вертикальную линию, делящую монтажную высоту подшипника T пополам;
- разделить отрезок ab точками 1, 2 и 3 на четыре равные части, из точки 3 под углом α провести образующую конуса до ее пересечения с осью вращения подшипника в точке O ;
- из точки O провести линии $O1$ и $O2$, а из точки m , полученной пересечением линии $O1$ с торцом наружного кольца km провести линию mf перпендикулярно образующей $O2$;
- отложив отрезок $de = fk$, провести параллельно большому торцу линию, оформляющую малый торец ролика;
- для получения диаметра d_2 борта внутреннего кольца найти точку l , делящую радиус большего торца ролика пополам. Сепараторы на чертежах подшипников не изображают.

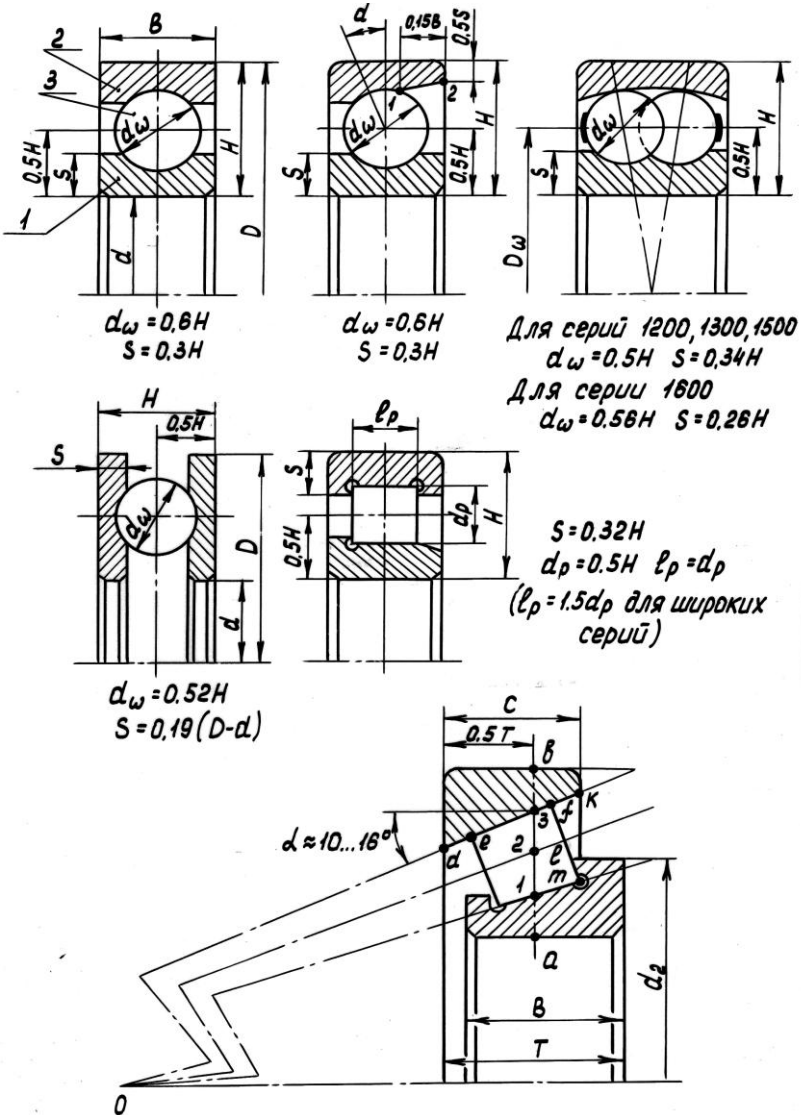


Рисунок 6

3.9 Схемы установки подшипников

Валы и оси механизмов должны быть зафиксированы в осевом направлении. Опоры с подшипниками качения по спо-

собности фиксировать осевое положение вала разделяет на плавающие и фиксирующие. Плавающие опоры допускают осевое перемещение вала в любом направлении и не могут воспринимать осевых нагрузок. Фиксирующие опоры ограничивают осевое перемещение вала в одном или обоих направлениях и могут воспринимать соответственно одно или двухсторонние осевые нагрузки. Вал устанавливают обычно на двух опорах. При этом подшипниковые узлы должны быть сконструированы так, чтобы вал с опорами представлял собой статически определимую систему. В противном случае из-за неточности размеров вала и деталей на опоры могут действовать значительные усилия, не зависящие от внешних условий нагружения.

В зависимости от сочетания плавающих и фиксирующих опор и конструкции подшипниковых узлов различают следующие основные схемы подшипниковых узлов:

1. осевое фиксирование вала в одной опоре (рисунок 7):
 - а) одним подшипником;
 - б) двумя одинарными или одним сдвоенными подшипником;
2. осевое фиксирование вала в двух опорах (рисунок 10):
 - а) схема «в распор» (подшипники установлены широкими торцами наружных колец наружу);
 - б) схема «в растяжку» (подшипники установлены широкими торцами наружных колец внутрь);

Рассмотрим сущность, достоинства, недостатки и области применения перечисленных схем установки подшипников.

Схема 1а. Осевое фиксирование вала в одной опоре одним подшипником (рисунки 7а и 8).

Левая опора – фиксирующая, удерживает вал от осевых перемещений в обоих направлениях, так как подшипник жестко закреплен и на валу, и в корпусе. Правая опора – плавающая. В таком виде система является статически определимой, и может быть представлена в виде балки с одной

шарнирно - подвижной (плавающей) и одной шарнирно - неподвижной опорами.

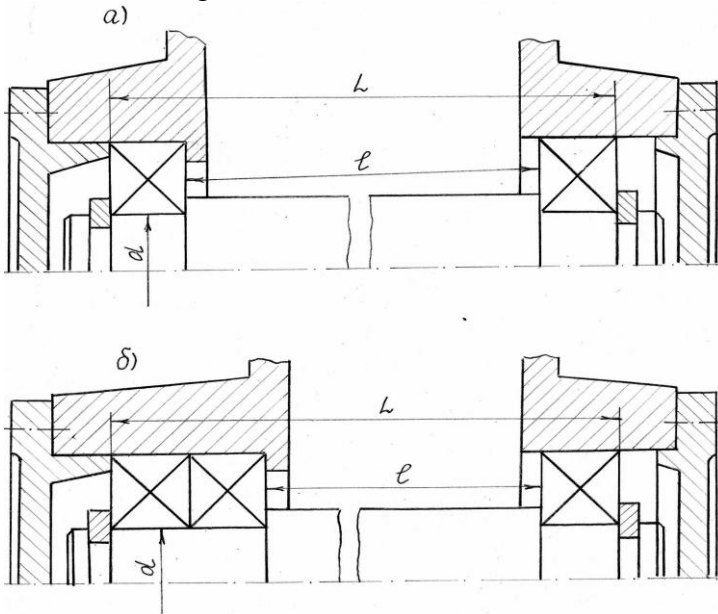


Рисунок 7. Схемы установки подшипников с фиксирующей опорой.

Достоинства:

- температурное удлинение вала не вызывает его защемления, так как оно компенсируется осевым перемещением плавающей опоры вдоль отверстия корпуса;
- не требуется точное расположение посадочных мест, что имеет особое значение, когда подшипники располагаются в разных корпусах;
- на осевые размеры корпуса и вала l можно назначить весьма широкие допуски, так как даже грубые ошибки при их выполнении не влияют на точность сборки и работу подшипниковых узлов.

Недостаток этой схемы — необходимость крепления подшипника фиксирующей опоры и на валу, и в корпусе.

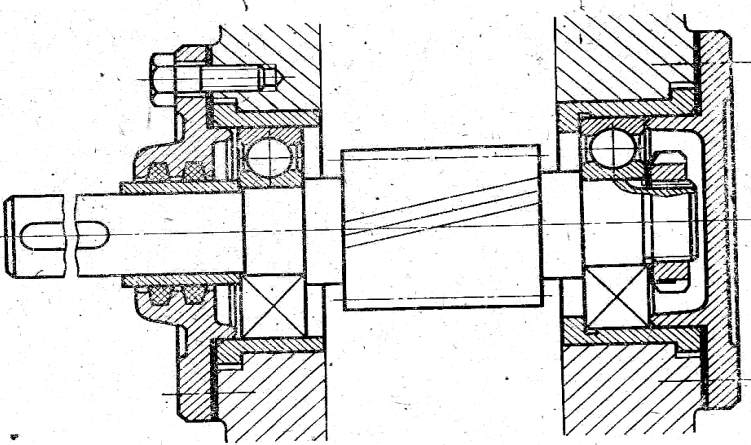


Рисунок 8. Конструкция вала с осевым фиксированием в одной опоре одним радиальным подшипником.

Применение:

Данная схема возможна при использовании подшипников нерегулируемого типа. Её широко применяют в редукторах с цилиндрическими зубчатыми колесами, например, при значительных расстояниях между опорами; для валов, имеющих опоры в разных корпусах и т.д.

Схема 1б. Осевое фиксирование вала в одной опоре двумя подшипниками (рисунки 7б и 9).

В фиксирующей опоре вала устанавливают радиально-упорные подшипники: два одинарных или один сдвоенный. Это позволяет соответствующей регулировкой свести к минимуму радиальные и осевые зазоры, что повышает жесткость опоры (осевая жесткость выше, чем в других опорах). Такая опора воспринимает и радиальные, и двухсторонние осевые нагрузки. В фиксирующей опоре целесообразно устанавливать радиально-упорные подшипники с большими углами контакта ($\alpha > 18^\circ$), которые имеют большую осевую жесткость. Эта схема обладает теми же достоинствами, что и схема 1а. Ее ис-

пользуют при любом расстоянии между шпорами валов цилиндрических, конических и червячных передач.

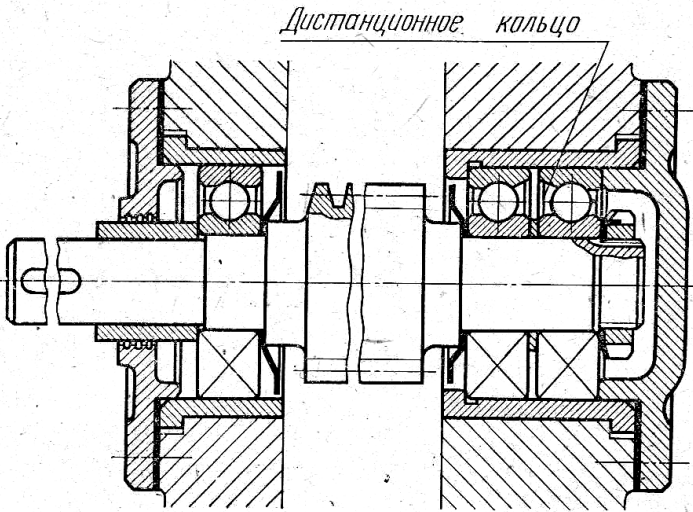


Рисунок 9. Конструкция вала с осевым фиксированием в одной опоре двумя радиально-упорными подшипниками.

Схема 2а. Осевое фиксирование вала в двух опорах – «в распор» (рисунки 10а и 11).

Обе опоры конструируют одинаково. Торцы внутренних колец обоих подшипников упираются в буртики вала, а наружных - в торцы крышек или других деталей, закрепленных в корпусе. При такой установке каждый подшипник ограничивает перемещение вала в одном направлении, воспринимает одностороннюю осевую нагрузку. Левая опора удерживает вал от смещения влево, а правая опора – от смещения вправо.

Достоинство схемы – простота. Корпус выполняют со сквозной расточкой без заплечиков и специальных упоров, при этом отсутствует необходимость в дополнительных деталях для осевого крепления подшипников на валу.

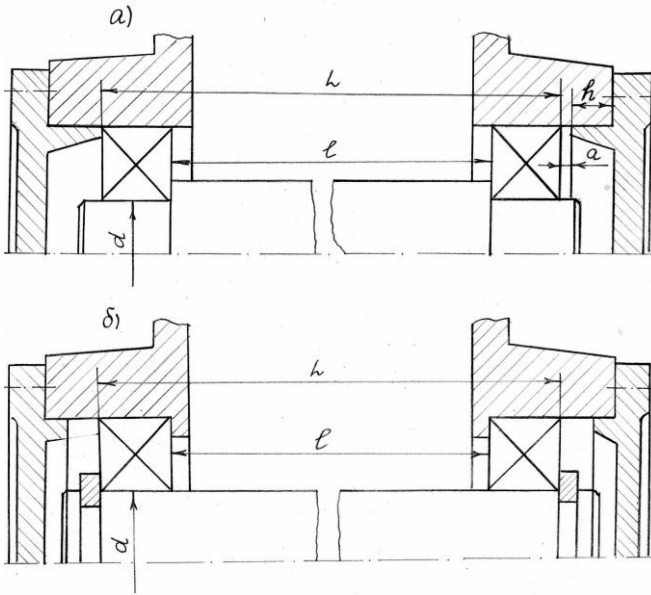


Рисунок 10. Схемы осевого фиксирования вала в двух опорах

Недостатки:

размеры L , l , h образуют размерную цепь, и погрешности в выполнении этих размеров изменяют зазор a , что может нарушить нормальную работу подшипников. Поэтому на эти размеры устанавливают более жесткие допуски, чем при фиксировании вала по схемам 1а. и 1б;

опасность защемления вала в опорах в результате неодинакового удлинения вала и корпуса при нагреве. Если в опорах применены радиальные подшипники, то для компенсации тепловых деформаций между крышкой и наружным кольцом оставляют зазор $a = \Delta + 0.015\text{мм}$,

где Δ – разница в тепловых удлинениях вала и корпуса.

При небольших расстояниях между опорами (до 300 мм) и ограниченном нагреве принимают $a = 0,2...0,5$ мм при применении радиальных шарикоподшипников и $a = 0,5...1,0$ мм при применении радиальных роликоподшипников.

В опорах, выполненных по данной схеме, могут быть ис-

пользованы и радиально-упорные подшипники с малыми углами контакта ($\alpha < 18^\circ$).

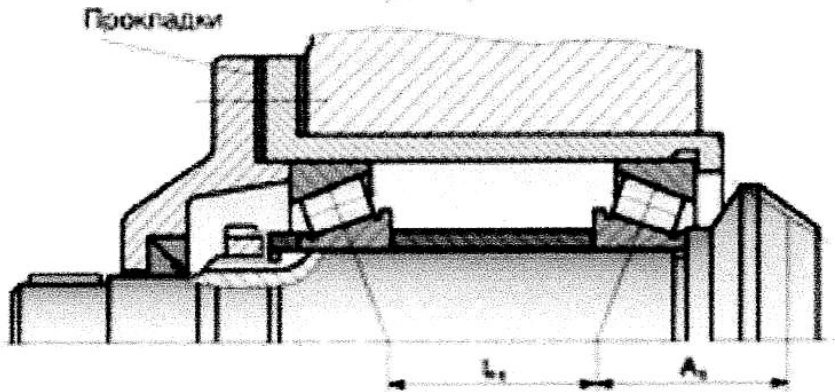


Рисунок 11. Конструкция вала с установкой подшипников «в распор».

Подшипники с большими углами контакта ($\alpha > 18^\circ$) более чувствительны к изменениям осевых зазоров, использовать их в схеме «в распор» нельзя. Величины тепловых деформаций зависят от длины вала, поэтому эту схему применяют при невысоких перепадах температуры и относительно коротких валах ($L / d = 8 \dots 13$). При невозможности применения такой схемы применяют осевую фиксацию по схеме 1б.

Схема 2б. Осевое фиксирование вала в двух опорах «в растяжку» (рисунки 10б и 12).

Как и в предыдущей схеме, обе опоры конструктивно одинаковы, при этом каждый подшипник воспринимает одностороннюю осевую нагрузку, но наружные кольца подшипников упираются в буртики корпуса внутренними торцами. Внутренние кольца упираются в детали на валу наружными торцами. В данной схеме отсутствует вероятность защемления тел качения в опорах при температурных деформациях. При удлинении вала расстояние между подшипниками увеличивается, зазоры в подшипниках увеличиваются, однако они крайне нежелательны для радиально-упорных и упорно-радиальных

подшипников. К недостаткам схемы следует отнести также сложность конструкции корпуса (наличие упорных буртиков в корпусе исключает возможность обработки посадочных мест с одной установки и усложняет монтаж).

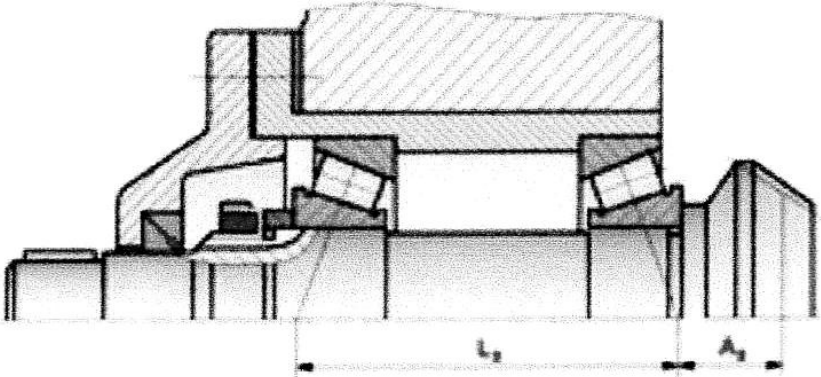


Рисунок 12. Конструкция вала с установкой подшипников «в растяжку».

Такую схему применяют при небольшом расстоянии между опорами ($l = 8...10d$), например, для вал-шестерни конической передачи. Установка радиально-упорных подшипников широкими торцами наружных колец внутрь по сравнению с установкой этими торцами наружу увеличивает расстояние между точками приложения радиальных нагрузок опор и снижает величину этих нагрузок при том же расстоянии между опорами.

Как оговорено ранее, радиально-упорные и упорные подшипники, установленные по схемам 2а и 2б, необходимо регулировать при сборке.

В схеме 2а осевое смещение наружного кольца относительно внутреннего при регулировании осуществляют за счет смещения крышки путем выбора прокладок между торцовыми поверхностями корпуса и крышки. Набор прокладок позволяет создать требуемый для компенсации возможного теплового удлинения вала осевой зазор a . После этого перераспределением прокладок при необходимости регулируют в осевом направлении и вал.

При регулировании подшипников, установленных на схеме 2б, требуется перемещение подшипника по валу, что обуславливает установку внутреннего кольца с меньшим натягом, а также необходимость подвергать посадочный участок вала закалке. При этом высокие требования точности предъявляются к резьбе вала и гайки, а также к торцам гаек.

3.10 Объекты изучения

1. Подшипник шариковый радиальный однорядный (ГОСТ 8338 – 75);
2. Подшипник роликовый радиальный с короткими цилиндрическими роликами однорядный (ГОСТ 8328 – 75);
3. Подшипник радиально-упорный шариковый однорядный (ГОСТ 831 – 75);
4. Подшипник радиально-упорный роликовый конический однорядный (ГОСТ 333 – 79);
5. Подшипник шариковый радиальный сферический двухрядный (ГОСТ 5720 – 75);
6. Подшипник роликовый радиальный двухрядный сферический (ГОСТ 5720 – 75).
7. Подшипники шариковые упорные одинарный (ГОСТ 6874-75) и двойной (ГОСТ 7872-75).

3.11 Порядок выполнения работы

1. Изучить данное методическое пособие;
2. Привести и расшифровать условные обозначения подшипников;
3. Изучить конструкции подшипников;
4. Выписать технические характеристики подшипников;
5. Изобразить эскизы и показать условные изображения подшипников на кинематических схемах;
6. Написать краткую характеристику каждого подшипника, отметив, для восприятия каких нагрузок он предназначен, способность самоустанавливаться, потребность в регулирова-

нии; дать сравнительную характеристику подшипников по грузоподъемности;

7. Изобразить и описать схемы установки подшипников “враспор” и с фиксирующей опорой.

8. Составить и защитить протокол отчета о лабораторной работе.

3.12 Вопросы для самопроверки

1. Расшифруйте данное условное обозначение подшипника.
2. Укажите достоинства и недостатки подшипников качения по сравнению с подшипниками скольжения.
3. Из каких деталей состоят подшипники качения?
4. Какую функцию выполняет сепаратор?
5. Какие подшипники имеют наибольшее распространение?
6. Особенность сборки шариковых подшипников.
7. В каком подшипнике отсутствует сепаратор?
8. Как классифицируют подшипники по направлению воспринимаемой нагрузки, по конструктивным особенностям и т. д.
9. Какие подшипники не воспринимают осевую нагрузку?
10. Могут ли радиальные шариковые подшипники воспринимать комбинированную (радиальную и осевую) нагрузку?
11. Классы точности подшипников качения.
12. Когда следует применять сферические подшипники?
13. Какие подшипники имеют наибольшую быстроходность?
14. Из каких материалов изготавливают кольца и тела качения подшипников?
15. Из какого материала изготавливают сепараторы?
16. Какая опора называется плавающей, какая фиксирующей?
17. Охарактеризуйте схемы установки подшипников “враспор” и «р растяжку».
18. Какие подшипники нуждаются в регулировке осевого зазора при монтаже?
20. Сравните по грузоподъемности и жесткости данный подшипник с однорядным шариковым подшипником.
21. Какие смазки используют для подшипников качения?

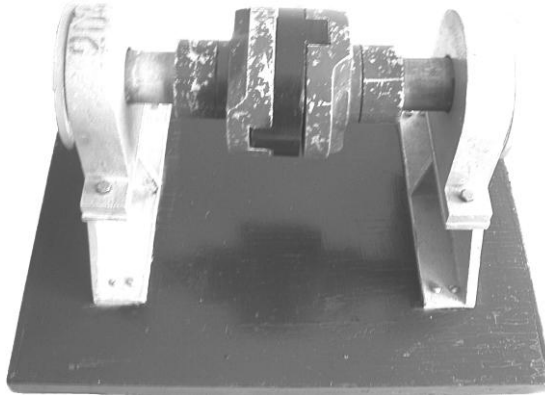
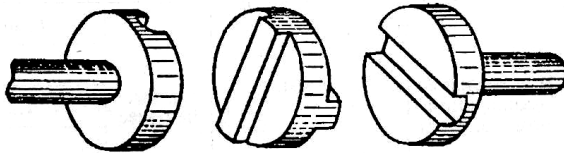
3.13 Литература

1. Детали машин и основы конструирования / Под. ред. М.Н. Ерохина. – М.: КолосС, 2008. – 462с.: ил.
2. Атлас конструкций узлов и деталей машин: учеб. Пособие / Б.А. Байков, А.В. Клыпин, И.Г. Ганулич и др.: Под. ред. О.А. Ряховского. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2007. – 384с.: ил.
3. Дунаев П.Ф., Леликов О.П. Конструирование узлов и деталей машин: Учебное пособие для технических специальностей вузов. М.: Высшая школа, 1998. – 447с.
4. Цыцора В.Я., Жаворонков В.В. Проектирование механических передач и их деталей. Нормы, правила и методы проектирования. / РХТУ им. Д. И. Менделеева, Новомосковский институт. Новомосковск, 2007. – 87 с.
5. Цыцора В.Я., Лукиенко Л. В., Сёмочкин И. И. Расчёт и проектирование опор с подшипниками качения. / НИ РХТУ им. Д. И. Менделеева. Новомосковск, 2009. – 72 с.

Лабораторная работа 4

Изучение конструкций механических муфт

4.1 Общие сведения



Муфтами называются устройства для передачи вращающего момента между валами или между валом и установленными на нем деталями.

Отдельные типы муфт выполняют и другие функции:

- *компенсируют вредное влияние несоосности валов, вызванной неточностью изготовления и монтажа;*
- *поглощают вибрации, уменьшают динамические нагрузки;*
- *обеспечивают включение или выключение одного из валов при постоянном вращении другого вала;*
- *ограничивают передаваемый вращающий момент, предохраняя машину от поломок при перегрузках и т.п.*

4.2 Виды несоосности валов

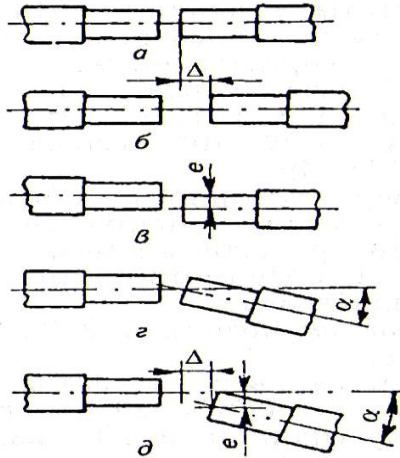


Рисунок 2. Виды несоосности валов

Различают три вида отклонений от идеального взаимного расположения валов (рисунок 2а):

- *продольное смещение Δ , которое может быть вызвано не только неточностью, но и температурными деформациями (рисунок 2б);*
- *радиальное смещение e (рисунок 2в);*
- *угловое смещение α , (рисунок 2г).*

Комбинацию этих отклонений называют *несоосностью (рисунок 2д)*.

4.3 Классификация муфт

Применяемые в машиностроении муфты по назначению, принципу действия и конструкции классифицируют на четыре класса.

Каждый класс, в свою очередь, разделяя.п на группы, а группы – на подгруппы и виды.

Класс 1 Нерасцепляемые муфты.

Этот класс муфт наиболее распространён. У них ведущая и ведомая полумуфты соединены между собой постоянно. Муфты этого класса подразделяются на следующие группы: жёсткие, компенсирующие и упругие.

1.1 Жесткие муфты – для жесткого соединения соосных валов.

1.1.1 Неразъемные муфты.

1.1.2 Разъемные в плоскости, параллельной оси бруса.

1.1.3 Разъемные в плоскости, перпендикулярной оси бруса.

Соединение несоосных валов жесткими муфтами приводит к деформациям валов и дополнительному их изгибу. Чем больше несоосность, тем выше дополнительная нагрузка на валы и опоры. Поэтому при соединении жёсткими муфтами требуется высокая точность изготовления и монтажа валов.

1.2 Компенсирующие муфты.

Эти муфты служат для устранения вредных последствий несоосности валов. Из компенсирующих муфт наибольшее распространение получили зубчатые, цепные, кулачково-дисковые, шарнирные, а также карданные муфты. Последние позволяют передавать вращающий момент между валами, оси которых имеют угол излома до $15...20^{\circ}$.

1.3 Упругие муфты.

не только компенсируют несоосность валов, но и уменьшают динамические нагрузки, передаваемые через соединяемые ими валы.

По конструкции их делят на две основные подгруппы: с упругими неметаллическими элементами (муфты упругие втулочно-пальцевые, муфты с резиновыми вкладышами и другие) и пружинные муфты.

Класс 2. Управляемые муфты

Эти муфты позволяют сцеплять и расцеплять ведущий и ведомый валы как во время их остановки, так и при работе (на ходу).

2.1 Синхронные муфты, допускающие сцепление и расцепление валов только при равных или почти равных угловых скоростях. К синхронным относят кулачковые и зубчатые муфты, в которых вращающий момент от ведущего вала к ведомому валу передается взаимным зацеплением полумуфт посредством кулачков или зубьев.

2.2 Асинхронные (фрикционные) муфты, позволяющие плавно сцеплять или расцеплять ведущий и ведомый валы при различных угловых скоростях.

Класс 3 Самодействующие муфты.

У этих муфт ведущий и ведомый валы сцепляются или расцепляются автоматически при изменении заданного режима работы.

В зависимости от того, при изменении какого параметра машины происходит автоматическое сцепление или расцепление валов, различают следующие самодействующие муфты: предохранительные, обгонные, центробежные.

3.1 Предохранительные, ограничивающие передаваемый момент.

3.1.1 С разрушаемым элементом, например, муфта со срезным штифтом. Такие муфты применяют при редких перегрузках из-за необходимости замены разрушаемых элементов.

3.1.2 С не разрушаемым элементом (шариковые, фрикционные).

3.2 Обгонные муфты (муфты свободного хода). Эти муфты автоматически сцепляют ведущий вал с ведомым, если

скорость ведущего вала больше скорости ведомого вала. При меньшей скорости ведущего вала муфта расцепляет валы, не препятствуя ведомому валу свободно обгонять ведущий вал. Эти муфты широко применяются в велосипедах, коробках передач автомобилей.

По способу сцепления полумуфт обгонные муфты делят на три подгруппы: *фрикционные и храповые*

3.3 Центробежные муфты, обеспечивающие сцепление или расцепление валов при достижении ведущим валом определенной угловой скорости.

Класс 4. Прочие муфты.

Это муфты, которые не могут быть отнесены к классам 1, 2, 3, например, комбинированные муфты, состоящие из нерасцепляемой и управляемой (самодействующей) муфты.

Большинство муфт стандартизовано, поэтому муфты выбирают по *ГОСТу* или по каталогам заводов – изготовителей. Основная характеристика при подборе муфт – передаваемый муфтой расчетный вращающий момент $[T]$, учитывающий наиболее тяжелое условие ее нагружения.

Муфты подбирают по диаметру вала по условию: $KT \leq [T]$,

где T – вращающий момент, передаваемый муфтой;

K – коэффициент режима работы, $K = 1,5 \dots 6$.

После подбора муфты выполняют проверочный расчет наиболее слабых элементов муфты на прочность.

4.4 Условные обозначения муфт в схемах.

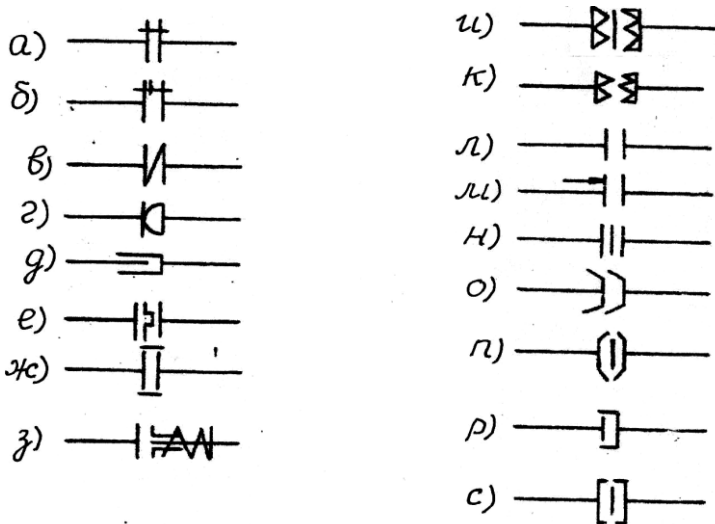


Рисунок 3. Условные обозначения муфт в схемах по ГОСТ 2.770 - 68.

- | | |
|---|---------------------------|
| а) муфта глухая; | |
| б) глухая с предохранением от перегрузки | |
| в) эластичная | г) шарнирная |
| д) телескопическая | е) муфта плавающая |
| ж) муфта зубчатая | |
| з) муфта предохранительная | |
| и) муфта сцепления кулачковая односторонняя | |
| к) муфта сцепления кулачковая двухсторонняя | |
| л) общее обозначение | м) односторонние |
| н) двусторонние | о) конусные односторонние |
| п) конусные двусторонние | р) дисковые односторонние |
| с) дисковые двусторонние | |

4.5 Конструкции распространенных типов муфт

4.5.1 Муфты втулочные

Втулочная муфта – самая простая и дешевая из неразъемных муфт. Она представляет собой цельную втулку, надеваемую на концы валов и закрепляемую на них штифтами, шпонками или шлицами.

Такие муфты изготавливают по ГОСТ 24246-96 в трех исполнениях.

- 1 шпоночные муфты (рисунок 4а, таблица 1)
- 2 штифтовые муфты (рисунок 4б, таблица 1);
- 3 шлицевые муфты.

Конструкция втулочных муфт проста, габаритные размеры (по диаметру) малы, изготовление несложно. Применение их ограничено тем, что при сборке и разборке: требуются значительные смещения полумуфт в осевом направлении, а также тем, что эти муфты требуют очень точного совмещения осей валов (в противном случае появляются силы, изгибающие валы). Материал втулок – сталь той же марки, что и для валов. Твердость штифтов HRC 35...49. Прочность муфты определяется прочностью полумуфт на кручение, а также прочностью штифтового, шпоночного или шлицевого соединения их с валом.

Наружный диаметр муфты определяют из условий прочности ее на кручение

$$\tau_k = \frac{T}{W_p} = \frac{T}{0,2D^3(1-C^4)} \leq [\tau_k]$$

где: D – наружный диаметр втулки; $C = d_6/D$;

$[\tau_k] = 22...25$ МПа – допускаемое напряжение на кручение

Штифты проверяют на срез

$$\tau_{cp} = \frac{2F_t}{\pi d^2} \leq [\tau_{cp}]$$

где: F_t – окружное усилие на диаметре вала $F_t = \frac{2T}{d_6}$;

$[\tau_{cp}] = 60...70$ МПа – допускаемое напряжение среза штифтов.

Таблица 1 – Муфты втулочные ГОСТ 242446-96.

Т, Нм для исполнений		d _в , мм	D, мм	L, мм	Штифт ГОСТ 3129-70	Шпонка ГОСТ 23360-78	Винт ГОСТ 1476- 93
1	2						
50	71	20, 22	38	65	6x40	6x6x25	М6x8
90	125	25	42	75	8x45	8x7x28	
125	180	28, 30	48	90	8x50	8x7x36	
200	280	32, 36	55	105	10x60	10x8x45	М6x10
280	400	40	60	120	10x65	12x8x50	М8x12
400	560	45	70	140	12x80	14x9x63	
560	800	50	80	150	12x90	14x9x63	М10x1 6
800	1120	55	90	170	16x100	16x10x70	
1120	1600	60	100	180	16x110	18x11x80	М10x2 0
1600	2240	70	110	200	20x120	20x12x90	
2240	3150	80	120	220	20x120	20x14x100	М12x2 0
3150	4500	90	130	240	25x140	25x14x110	
4500	6300	100	140	280		28x16x125	

Пример обозначения втулочной муфты в исполнении 1, передающей момент $T_{\text{ном}} = 280 \text{ Нм}$ с диаметром посадочного отверстия $d_{\text{в}} = 38 \text{ мм}$: Муфта втулочная 1-280-38 ГОСТ 242446-96.

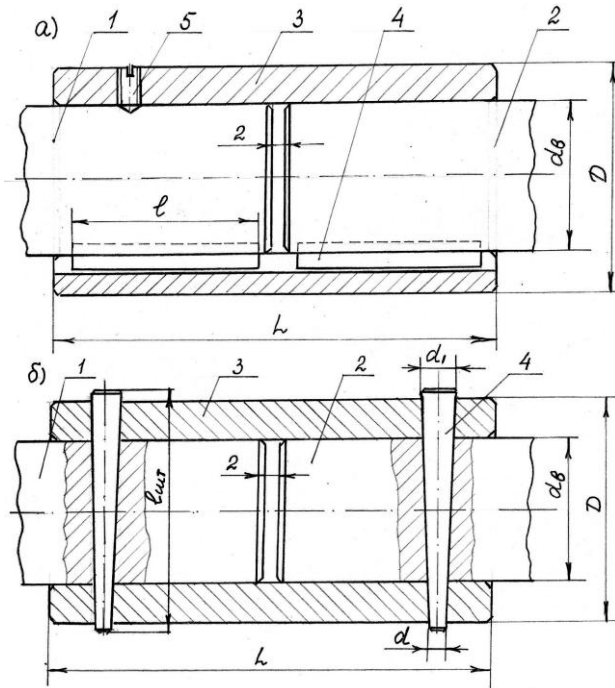


Рисунок 4. Втулочные муфты: а) шпоночная, б) штифтовая.

4.5.2 Муфты жесткие фланцевые

Жёсткая фланцевая (поперечно - свертная) муфта (рисунок 5, таблицы 2, 3) – самая распространенная из жестких муфт, разъемных в плоскости, перпендикулярной оси вала. Она проста по конструкции, может воспринимать большие нагрузки, в том числе ударные, ее применяют для соединения соосных цилиндрических валов диаметром до 250 мм и передачи вращающих моментов до 40 кНм.

Муфта состоит из двух полумуфт, насаживаемых на концы валов и соединенных между собой болтами (рисунок 5). Болты муфт устанавливают в отверстия или с зазором, или без зазора. В первом случае вращающий момент передается силой трения, возникающими на стыке полумуфт от затяжки бол-

тов, а во втором – непосредственно болтами, которые испытывают срез и смятие. Муфты с болтами, поставленными в отверстия без зазора, могут передавать большие вращающие моменты.

Из общего количества болтов, стягивающих полумуфты, обычно половину ставят в отверстия без зазора (эти болты при необходимости проверяют на срез и смятие), а вторую половину болтов – с зазором. Эти болты вообще не проверяют на прочность, так как момент сил сцепления между полумуфтами, возникающих при затяжке этих болтов, при расчете не учитывается.

Полумуфты изготовляют из стали 40, стального литья 35Л, чугуна литья СЧ 20 в двух исполнениях:

исполнение 1 – с цилиндрическими отверстиями для длинных концов валов;

исполнение 2 – с цилиндрическими отверстиями для коротких концов валов.

Таблица 2 – Муфты жёсткие фланцевые (по ГОСТ 20761–96).

Размеры в мм.

Момент [T], Нм	d	D	l, не более		L, не более	
			исполнение			
			1	2	1	2
63	20;22	100	50	36	104	76
	25;28		60	42	124	83
125	25;28	112	60	42	124	83
	32;36		80	58	170	120
250	32;36	140	80	58	170	120
	40;45		110	82	230	170
400	36	150	80	58	170	120
	40;45;50		110	82	230	170
630	45;50;55	170	110	82	230	170
	60		140	105	290	220
1000	50;55	180	110	82	230	170
	60;70		140	105	290	220
1600	50;60	190	110	82	230	170
	80		140	105	290	220

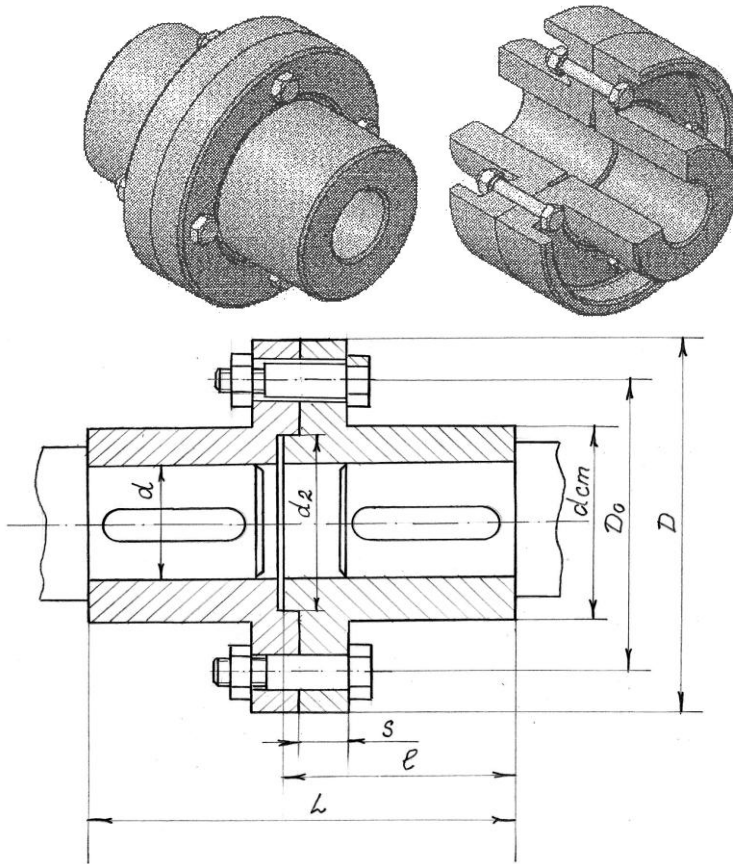


Рисунок 5. Муфта жёсткая фланцевая.

Таблица 3 – Муфты жёсткие фланцевые (по ГОСТ 20761-96).

[T], Нм	63	125	250	400	630	1000	1600	2500
S, мм	16		20					
Болты	M8	M10	M12			M16		
Количество	4					6		

Примечания:

1. Значение [T] указаны для муфт из стали 40 и 35Л; для муфт из чугуна СЧ 20 значения [T] следует снижать в 2 раза.

2. Неуказанные размеры муфты:

$d_{ст} = 1,6d$; $D_0 = 0,5(D + D_{ст})$; $d_2 = 1,3d$.

3. Исполнение 1 – для муфт, устанавливаемых на длинных концах валов; исполнение 2 – для муфт на коротких концах валов.

4. Допускается сочетание полумуфт разных типов и исполнений в пределах одного вращающего момента $[T]$.

5. Пример обозначения фланцевой муфты, передающей номинальный вращающий момент $T = 250$ Нм, с диаметром посадочного отверстия $d = 40$ мм, полумуфты в исполнении 1 из стали: Муфта 250-40-11 ГОСТ 20761-96.

То же при изготовлении полумуфты из чугуна: Муфта 125-40-12 ГОСТ 20761-96.

4.5.3 Муфты упругие втулочно-пальцевые (МУВП) ГОСТ 21424-93

Как указано выше, упругие муфты служат для уменьшения динамических нагрузок, передаваемых соединяемыми валами. Кроме того, они предохраняют валы от резонансных колебаний и позволяют частично компенсировать неточность расположения валов. Конструкции упругих муфт весьма разнообразны. По материалу упругих элементов они делятся на муфты с неметаллическими и муфты с металлическими элементами. Основным материал неметаллических упругих элементов – резина, которая обладает высокой эластичностью и высокой демпфирующей способностью. Муфта УВП состоит из двух полумуфт, изготовленных из чугуна СЧ 20, которые насаживаются на концы соединяемых валов (рисунок 6).

На одной из полумуфт с помощью гаек закреплены конические хвосты палец, которые входят в цилиндрические расточки другой полумуфты. На пальцы надеты резиновые втулки или набор резиновых колец (рисунок 7).

Материал пальцев – сталь 45. Упругие элементы (втулки или кольца) изготовлены из резины со следующими механическими свойствами: предел прочности при разрыве – не менее 8 МПа, твёрдость 60...75 условных единиц по ГОСТ 263-93. Муфты допускают значительное осевое смещение валов (до Δ

= 15мм), но относительно небольшое радиальное смещение (0,2...0,4мм) и угол перекоса валов ($\alpha < 1^\circ$). При несоосности валов упругие элементы быстро выходят из строя.

Муфты способны передавать вращающие моменты от 6,3 до 16000 Нм при диаметрах соединяемых валов от 10 до 150мм и окружной скорости $V \leq 30$ м/с.

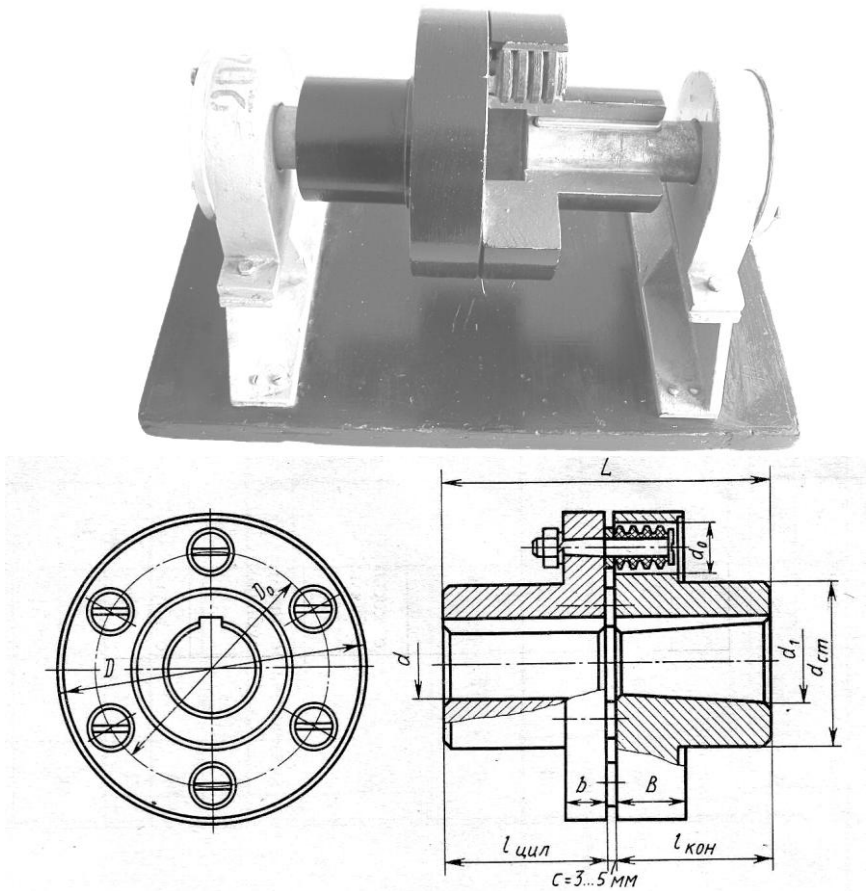


Рисунок 5. Муфта упругая втулочно-пальцевая

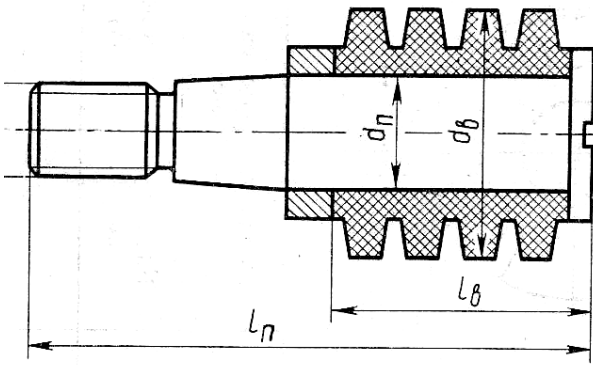


Рисунок 7. Палец и втулка

Таблица 4 – Муфты упругие втулочно-пальцевые
(ГОСТ 21424 – 93)

Мо- мент T, Н·м	Угловая скорость ω , с ⁻¹ , не более	Отверстие			Габаритные размеры		
		d, d1	$l_{цил}$	$l_{кон}$	L	D	d ₀
31,5	670	16; 18; 19	28	18	60	90	20
63	600	20; 22; 24	36	24	76	100	
125	480	25; 28 30	42 58	26 38	89 121	120	
250	400	32; 35; 36; 38 40; 42; 45	58 82	38 56	121 169	140	
500	380	40; 42; 45	82	56	169	170	36
710	315	45; 48; 50 55; 56	82	56	170	190	
1000	300	50; 55; 56 60; 63; 65; 70	82 105	56 72	170 216	220	
2000	240	63; 65; 71; 75 80; 85; 90	105 130	72 95	218 268	250	46

Примечания:

1. Ориентировочное соотношение некоторых размеров:
 $B \approx 0,25D$; $b \approx 0,5B$; $D_0 = D - (1,5 \dots 1,6)d_0$,

где d_0 – диаметр отверстия под упругую втулку; $d_{ст} = 1,6d(d_1)$.

2. Пример условного обозначения муфты с номинальным вращающим моментом 250 Н·м; одна из полумуфт диаметром $d = 32$ мм типа I исполнения 1, другая – диаметром $d = 40$ мм, типа II исполнения 2, климатического исполнения У, категории размещения 3: *Муфта упругая втулочно-пальцевая 250-32-I.1-40 – II.2-У3 ГОСТ 21424 – 93.*

Таблица 5 – Муфты упругие втулочно-пальцевые.

Пальцы и втулки (извлечение из ГОСТ 21424 – 93).

Размеры в мм.

Момент Т, Н·м	Пальцы				Втулка упругая	
	d_n	l_n	d_0	Кол-во	d_v	l_v
31,5	10	19	M8	4	19	15
63	10	19	M8	6	19	15
125	14	33	M10	4	27	28
250	14	33	M10	6	27	29
500	18	42	M12	6	35	36
710	18	42	M12	8	35	36
1000	18	42	M12	10	35	36
2000	24	52	M16	10	45	44

Благодаря простоте конструкции и удобству замены упругих элементов они широко используются для соединения вала электродвигателя с входным валом редуктора. Стандартом предусмотрено два исполнения муфт: исполнение I – с цилиндрической расточкой отверстий для валов; исполнение II – с конической расточкой.

Размеры элементов полумуфты, указанные в стандарте, определены при достаточно большом запасе прочности, поэтому проверочный расчет обычно выполняют в случае необходимости только для пальцев и упругих втулок.

Пальцы проверяют на изгиб

$$\sigma_{\text{и}} = M_{\text{и}}/W = T \cdot l / (0,1 \cdot d_{\text{в}}^3 \cdot Z \cdot D_0) \leq [\sigma_{\text{и}}]$$

где T – расчётный крутящий момент муфты;

W – момент сопротивления пальца на изгиб;

$d_{\text{в}}$ – диаметр пальцев под резиновыми кольцами;

D_0 – диаметр окружности расположения центров пальцев;

Z – число пальцев;

$[\sigma_{\text{и}}] = 60 \dots 80$ МПа – допускаемое напряжение на изгиб пальцев.

Резиновые втулки (кольца) проверяют на смятие

$$\sigma_{\text{см}} = 2T / (Z \cdot D_0 \cdot l_{\text{в}} \cdot d_{\text{п}}) \leq [\sigma_{\text{см}}]$$

где $A_{\text{см}} = d_{\text{п}} \cdot l_{\text{в}}$ – площадь смятия втулки;

$d_{\text{п}}$ – диаметр пальца;

$l_{\text{в}}$ – длина втулки.

$[\sigma_{\text{см}}] = 2 \dots 4$ МПа – допускаемое напряжение смятия для резины.

4.5.4 Муфты зубчатые компенсирующие самоустанавливающиеся

Таблица 6. Муфты зубчатые (ГОСТ 5006-83)

Номинальный вращающий момент, кНм	Размеры, мм							Частота враще- ния, мин ⁻¹ не более
	d	D	D_1	D_2		l	B	
1	40	145	105	60	174	82	12	90
1,6	55	170	125	80	174	82	15	80
2,5	60	185	135	85	220	105	20	75
4	65	200	150	95	220	105	20	62
6,3	80	230	175	115	270	130	20	55
10	100	270	200	145	340	165	25	47
16	120	300	230	175	345	165	30	40
25	140	330	260	200	415	200	30	35
40	160	410	330	230	415	200	35	29
63	200	470	390	290	500	240	40	20

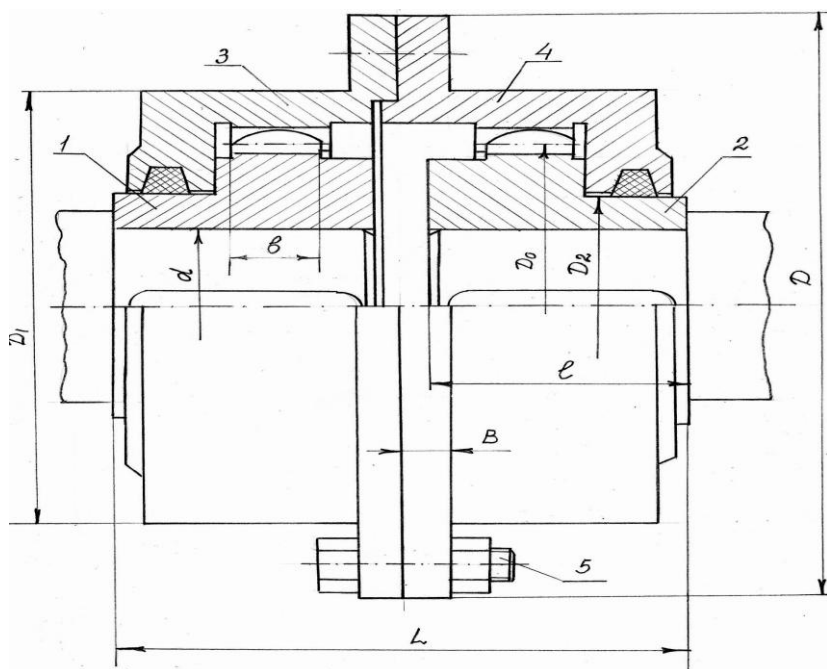
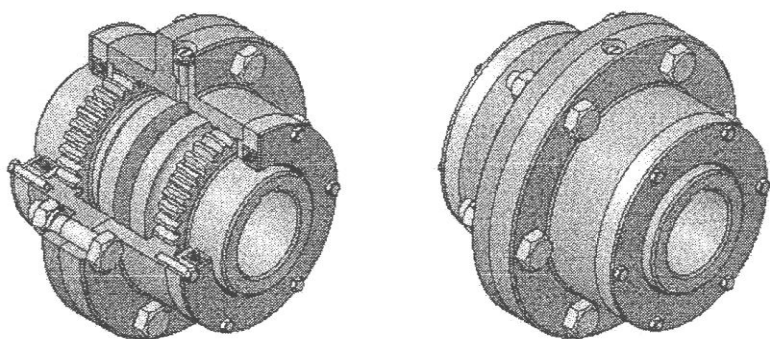


Рисунок 8. Муфта зубчатая

Из компенсирующих самоустанавливающихся универсальных муфт самая распространенная – зубчатая муфта (ГОСТ 5006 – 55) для соединения валов диаметром от 40 до 560мм (рисунок 8). Муфта состоит из двух полумуфт 1 и 2 с наружными зубьями и двух половин обоймы 3 и 4 с внутренними зубьями, сцепляющимися с зубьями полумуфт. Полумуфты насажены на концы соединяемых валов. Половины обоймы соединены между собой болтами 5. Зубья полумуфт и половины обоймы имеют эвольвентный профиль, аналогичный эвольвентному профилю зубчатых колёс, что позволяет нарезать их нормальным зуборезным инструментом.

Зубчатая муфта компенсирует любые взаимные смещения валов – осевые, радиальные и угловые, так как зубчатое зацепление выполняют с боковым зазором и возможностью свободного осевого взаимного смещения сопряжённых зубьев, а зубья изготовляют бочкообразной формы со сферической наружной поверхностью. Широкое применение в машиностроении зубчатых муфт объясняется рядом их достоинств: небольшими габаритами и массой; большой нагрузочной способностью из-за большого числа одновременно сцепляющихся зубьев; допустимостью высоких окружных скоростей (до 25 м/с) и технологичностью. Полумуфты и половины обоймы изготовляют из сталей 40, 45. Для повышения износостойкости зубья подвергают термообработке до твердости HRC 40 для зубьев полумуфт и HRC 35 для зубьев половин обоймы. Тихоходные зубчатые муфты (при $v < 5$ м/с) изготовляют с твердостью зубьев не ниже HB280. Для уменьшения износа зубьев муфты в её обойму заливают масло большой вязкости.

Размеры зубчатой муфты принимают по таблицам ГОСТа в зависимости от расчётного вращающего момента муфты $T_k = k_1 k_2 T$

где k_1 – коэффициент безопасности;

k_2 – коэффициент условий работы;

T – номинальный вращающий момент.

Значения коэффициента безопасности $k_1 = 1 \dots 8$ принимают в зависимости от последствий, которые повлечет за собой

поломка муфты. Значение коэффициента условий работы муфты k_2 принимают: при спокойной работе – 1; при неравномерной работе – 1...1,3; при тяжелой работе с ударами – 1,3...1,5.

Проверочный расчет на прочность производят по формуле:

$$T_{\text{кmax}} \leq 2T$$

где T_{max} – максимальный кратковременно передаваемый муфтой момент;

T – номинальное значение момента по ГОСТ 5006-83.

4.5.5 Муфты асинхронные (ГОСТ 15622-96)

Из управляемых асинхронных муфт наибольшее распространение имеют фрикционные муфты, так как с их помощью осуществляется плавное сцепление и расцепление валов при любых соотношениях их скоростей, а также защиту машины от перегрузки.. Плавное сцепление валов обеспечивают силы трения между сцепляющими деталями полумуфты, которые можно легко регулировать изменением степени сжатия этих деталей. В процессе включения фрикционной муфты между деталями, с помощью которых осуществляется сцепление полумуфт, происходит скольжение. При установившемся движении скольжение отсутствует. При перегрузках такое скольжение возможно, и, следовательно, фрикционная муфта может служить предохранительным устройством.

Схемы фрикционных муфт показаны на рисунке 9, где полумуфты 1 неподвижные, а полумуфты 2 или полностью подвижные, или включают в себя подвижные детали. По форме рабочих поверхностей различают следующие виды фрикционных муфт: дисковые (рис. 9 а, б), рабочие поверхности которых – плоские торцовые поверхности дисков, и конусные (рис. 9 в, г), рабочие поверхности которых имеют коническую форму, цилиндрические (рис. 9 д, е) с цилиндрической рабочей поверхностью. Дисковые муфты могут быть: однодисковые (рис. 9 а) и многодисковые (рис. 9, б), которые наиболее распространены. Конусные муфты бывают с одинарным конусом

(рис. 9 в) и с двойным конусом (рис. 9 г). Они требуют высокой соосности соединяемых валов, имеют значительные габаритные размеры.

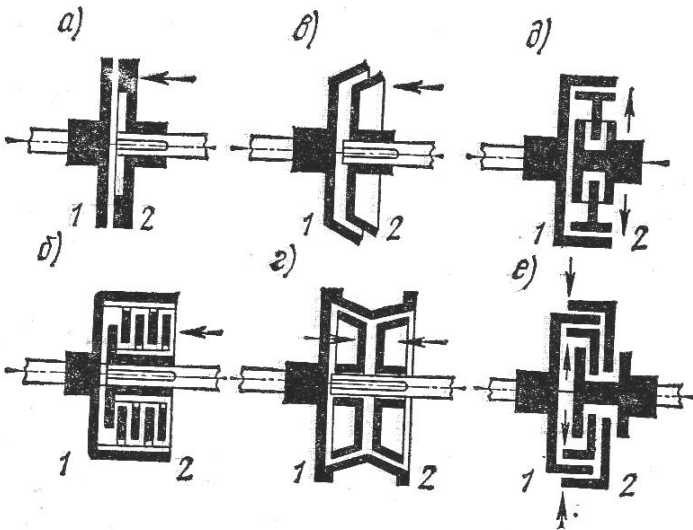


Рисунок 9. Схемы фрикционных муфт.

Передача вращающего момента осуществляется за счет сил трения между трущимися поверхностями $F_{\text{тр}}$.

В установившемся режиме работы проскальзывание отсутствует при условии $T_{\text{тр}} \geq \beta T_{\text{ном}}$

где β коэффициент запаса сцепления.

Основным критерием работоспособности является износостойкость сопряженных трущихся поверхностей. Условие достаточной износостойкости $p \leq [p]$

где $[p]$ – допускаемое давление.

Простейшая однодисковая муфта с двумя поверхностями трения изображена на рисунке 10.

Полумуфта 1 закреплена на ведущем валу, а полумуфта 2 – на ведомом. Наружный диск 3, соединенный с помощью прямобоковых или эвольвентных шлицев с полумуфтой 1, сжимается внутренним диском 4, связанным аналогичным шлице-

вым соединением с полумуфтой 2. Такие диски широко применяются в автомобилях, в которых важна хорошая сцепляемость. При необходимости большой несущей способности используют многодисковые муфты.

По условиям смазывания муфты делят на сухие и смазываемые. Масло уменьшает износ дисков и отводит тепло. Наибольшее применение имеют сухие муфты. В муфтах, работающих со смазкой, используются стальные закалённые или металлокерамические диски. В сухих муфтах наружные диски выполняют с фрикционными накладками. Для передачи момента диски сжимаются силой Q .

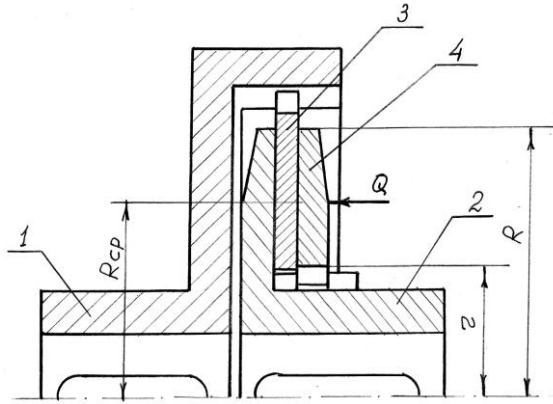


Рисунок 10. Муфта однодисковая с двумя поверхностями трения.

Вращающий момент, который может передавать многодисковая муфта, равен:

$$T_{\text{тр}} = \frac{1}{\beta} * Q * R_{\text{cp}} * i * f = \frac{1}{\beta} * \pi * (R^2 - r^2) * R_{\text{cp}} * i * [p] * f.$$

где Q – осевая сила сжатия дисков;

R и r – наружный и внутренний радиусы кольцевой поверхности трения. Чтобы ограничить неравномерность износа дисков из-за неравенства окружных скоростей, обычно принимают: $r = (0,5 \dots 0,7)R$;

$R_{cp} = 0,5(R + r)$ – средний радиус поверхности трения;
 f – коэффициент трения;
 $[p]$ – допускаемое давление;
 i – число пар поверхностей трения.

4.6 Порядок выполнения работы

1. Ознакомиться с назначением, классификацией и конструкцией муфт, указанных преподавателем.
2. Привести условное изображение муфт на кинематических схемах.
3. Выполнить эскизы муфт с указанием основных конструктивных, габаритных и присоединительных размеров.
4. Дать обозначения муфт по ГОСТу и выписать параметры муфт.
5. Выполнить проверочные расчёты элементов муфт на прочность:
 для втулочной муфты проверить прочность шпонки на срез и смятие, штифтов на срез; для фланцевой муфты определить момент, передаваемый муфтой при двух вариантах установки болтов: а) болты без зазора, б) болты с зазором; для муфты МУВП проверить пальцы на изгиб, упругие втулки на смятие.

4.7 Вопросы для самопроверки

1. Какие различают муфты по назначению, принципу действия и конструкции?
2. Причины возникновения и виды несоосности валов.
3. Как подбираются муфты?
4. Устройство, принцип работы, достоинства и недостатки втулочной, фланцевой и втулочно-пальцевой муфт.
5. Как выполняют проверочный расчёт фланцевых и втулочно-пальцевых муфт?
6. Конструкция зубчатой компенсирующей самоустанавливающейся муфты.
7. Какие различают виды упругих муфт?

8. Как рассчитывают дисковые, конусные и многодисковые фрикционные муфты?

9. Устройство, классификация и принцип работы предохранительных фрикционных муфт.

4.8 Литература

1. Детали машин и основы конструирования / Под. ред. М.Н. Ерохина. – М.: КолосС, 2008. – 462с.: ил.

2. Атлас конструкций узлов и деталей машин: учеб. Пособие / Б.А. Байков, А.В. Клыпин, И.Г. Ганулич и др.: Под. ред. О.А. Ряховского. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2007. – 384с.: ил.

3. Гузенков П.Г. Детали машин. – М.: Высш. шк., 1982. – 351с., ил.

4. Чернавский С А. и др. Курсовое проектирование деталей машин. 2-е изд., доп. и переработанное. – М. Машиностроение, 1988, – 416с.: ил.

Учебное издание

Лабораторно-практические работы по прикладной механике

Учебное пособие

Составители:

Лукиенко Леонид Викторович,
Цыцора Владимир Яковлевич

Текст репродуцирован с оригинала автора.

Редактор Пряхина Н.А.

Подписано в печать. Формат $60 \times 84^{1/16}$

Бумага «Снегурочка». Отпечатано на ризографе.

Усл. печ. л. 4,7. Уч.- изд. л. 2,2.

Тираж 50 экз. Заказ №

ГОУ ВПО «Российский химико-технологический университет
им. Д.И. Менделеева»

Новомосковский институт (филиал). Издательский центр.

Адрес университета: 125047. Москва, Миусская пл., 9

Адрес института: 301670, Новомосковск, Тульская обл., Дружбы, 8.

