

Министерство науки и высшего образования
Российской Федерации
Федеральное государственное автономное
образовательное учреждение
высшего образования
«Пермский национальный исследовательский
политехнический университет»

ДЕТАЛИ МАШИН И ОСНОВЫ КОНСТРУИРОВАНИЯ

В двух частях

Часть 1

Утверждено

*Редакционно-издательским советом университета
в качестве учебного пособия*

Издательство
Пермского национального исследовательского
политехнического университета
2022

Авторы: Д.М. Караваев, В.А. Москалев, Е.В. Матыгуллина,
Л.Д. Сиротенко

УДК 621.81 – 043.61 (076.5)
Д38

Рецензенты:

канд. техн. наук *С.Д. Неулыбин*
(Институт механики сплошных сред УрО РАН);
д-р техн. наук, профессор *К.Р. Муратов*
(Пермский национальный исследовательский
политехнический университет)

Д38 **Детали машин** и основы конструирования : учеб. пособие : в 2 ч. / Д.М. Караваев, В.А. Москалев, Е.В. Матыгуллина, Л.Д. Сиротенко. – Пермь : Изд-во Перм. нац. исслед. политехн. ун-та, 2022. – Ч. 1. – 137 с.

ISBN 978-5-398-02785-3
ISBN 978-5-398-02786-0 (ч. 1)

Рассмотрены конструкции, основные узлы и детали, способы регулировки и смазки зубчатых и червячных редукторов; конструкции подшипников качения, области их применения, система условных обозначений, способы монтажа, методы смазки и регулировки; конструкции приводных муфт – классификация, область применения.

Предназначено для студентов всех специальностей при выполнении лабораторного практикума по деталям машин и основам конструирования.

УДК 621.81 – 043.61 (076.5)

ISBN 978-5-398-02786-0 (ч. 1)
ISBN 978-5-398-02785-3

© ПНИПУ, 2022

СОДЕРЖАНИЕ

Лабораторная работа № 1. Изучение конструкции цилиндрических зубчатых редукторов.....	4
Лабораторная работа № 2. Изучение конструкции червячных редукторов	28
Лабораторная работа № 3. Подшипники качения	58
Лабораторная работа № 4. Приводные муфты	89

Лабораторная работа №1. ИЗУЧЕНИЕ КОНСТРУКЦИИ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ЗУБЧАТЫХ РЕДУКТОРОВ

Цель работы: ознакомиться с устройством цилиндрического редуктора; изучить особенности обслуживания редуктора в эксплуатации (регулирование зубчатых зацеплений, подшипников, проверка и залив масла); установить основные кинематические параметры цилиндрического редуктора.

Цилиндрические редукторы – это механизмы, состоящие из зубчатых цилиндрических передач, служащие для передачи движения от двигателя к рабочему органу с уменьшением частоты вращения и увеличением вращающего момента. Достоинствами редукторов по сравнению с другими механическими передачами являются малые габариты, высокая нагрузочная способность, высокий КПД (0,94...0,99), долговечность и надежность в работе, постоянство передаточного отношения, простота в эксплуатации и ремонте.

1. Кинематические схемы цилиндрических редукторов

Одноступенчатый горизонтальный редуктор с цилиндрическими прямозубыми и косозубыми колесами представлен на рис. 1.1. Передаточное отношение $i = 2...6,3$. Обеспечивает передачу вращающих моментов (на тихоходном валу) величиной от 250 до 4000 Н·м.

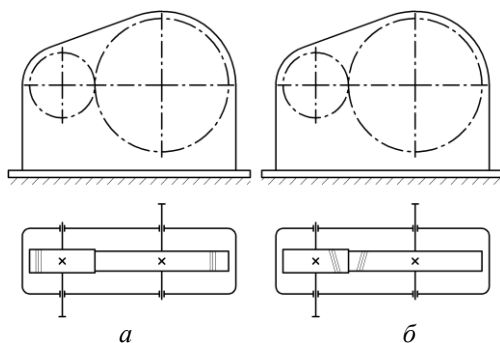


Рис. 1.1. Одноступенчатый горизонтальный редуктор с цилиндрическими прямозубыми (а) и косозубыми (б) колесами

Двухступенчатый горизонтальный редуктор с цилиндрическими косозубыми колесами по развернутой схеме показан на рис. 1.2. Диапазон передаточных отношений $i = 8 \dots 40$. Достоинство – небольшая ширина редуктора. Недостаток – нагрузка между подшипниками распределяется неравномерно, создается концентрация нагрузки по длине зубьев колес.

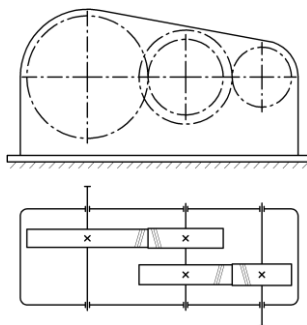


Рис. 1.2. Двухступенчатый горизонтальный редуктор с цилиндрическими косозубыми колесами по развернутой схеме

Двухступенчатый горизонтальный редуктор с раздвоенной быстроходной ступенью представлен на рис. 1.3. Нагрузка на подшипники распределяется более равномерно, чем в вышеназванном редукторе. Зубчатые колеса раздвоенных ступеней выполняются косозубыми с противоположно направленными винтовыми линиями.

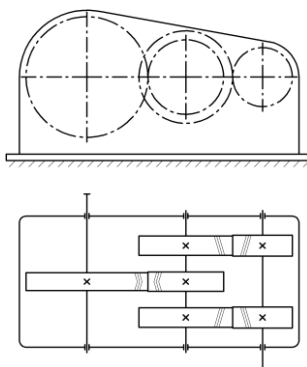


Рис. 1.3. Двухступенчатый горизонтальный редуктор с раздвоенной быстроходной ступенью

Двухступенчатый горизонтальный редуктор с цилиндрическими косозубыми колесами по соосной схеме показан на рис. 1.4. Передаточное отношение $i = 8 \dots 50$. Достоинство – небольшие габариты по длине. Недостатки – увеличение габаритов по ширине, сложность конструкции.

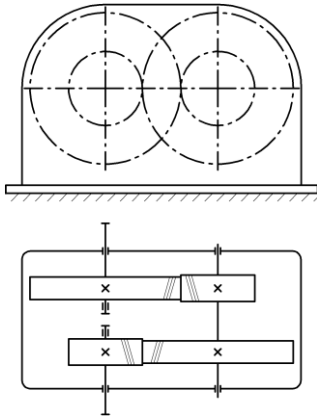


Рис. 1.4. Двухступенчатый горизонтальный редуктор с цилиндрическими колесами по соосной схеме

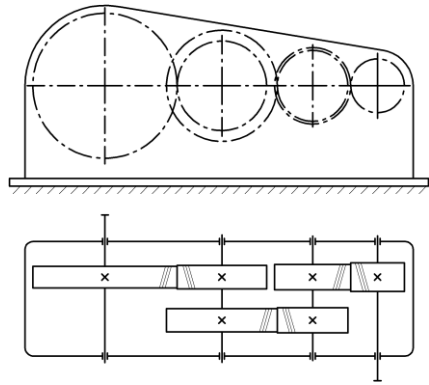


Рис. 1.5. Трехступенчатый горизонтальный редуктор с цилиндрическими косозубыми колесами по развернутой схеме

Трехступенчатый горизонтальный редуктор с цилиндрическими косозубыми колесами по развернутой схеме представлен на рис. 1.5. Обеспечивает на тихоходном валу передачу вращающего момента величиной от 1000 до 4000 Н·м в диапазоне передаточных отношений $i = 45 \dots 200$.

2. Основные кинематические и энергетические параметры

1. Передаточное отношение редуктора i_p . В общем случае i_p равно произведению передаточных чисел u_i , входящих в редуктор ступеней, т.е. $i_p = \prod_{i=1}^k u_i$. Для каждой отдельной ступени $u = \frac{z_2}{z_1}$, где z_1 – число зубьев шестерни (меньшее из двух зацепляющихся зубчатых колес); z_2 – число зубьев колеса (большее из двух зацепляющихся колес).

Общее передаточное отношение редуктора может быть определено и как отношение

$$i_p = \frac{\omega_{\text{вх}}}{\omega_{\text{вых}}} = \frac{n_{\text{вх}}}{n_{\text{вых}}},$$

где $\omega_{\text{вх}}$ и $n_{\text{вх}}$ – соответственно угловая скорость и частота вращения входного вала;

$\omega_{\text{вых}}$ и $n_{\text{вых}}$ – соответственно угловая скорость и частота вращения выходного вала.

2. Номинальный вращающий момент на тихоходном (выходном) валу $T_{\text{т}}(T_{\text{вых}})$. Соотношение вращающих моментов на входном $T_{\text{вх}}$ и выходном $T_{\text{вых}}$ валах редуктора:

$$T_{\text{вых}} = T_{\text{вх}} \cdot i_p \cdot \eta_p,$$

где $\eta_p = \prod_{i=1}^k \eta_i$ – КПД редуктора, равный произведению КПД входящих в редуктор ступеней.

Для определения величины передаваемой редуктором мощности можно воспользоваться зависимостями:

$$P_{\text{вх}} = T_{\text{вх}} \cdot \omega_{\text{вх}} \quad \text{и} \quad P_{\text{вых}} = P_{\text{вх}} \cdot \eta_p.$$

Конструкция редуктора. Практикой редукторостроения разработаны типовые элементы редукторов, которые рассмотрим на примере цилиндрического двухступенчатого редуктора с раздвоенной быстроходной ступенью (рис. 1.6).

Корпус редуктора 6 и крышка 23 литые чугунные, соединены в горизонтальной плоскости болтами и двумя коническими штифтами 3. Штифты служат для строгой взаимной фиксации крышки и корпуса редуктора при обработке посадочных отверстий под подшипники в последующих сборках. Внутри корпуса размещены быстроходная Б и тихоходная Т зубчатые передачи. Передачи выполнены косозубыми, что уменьшает габариты редуктора и повышает плавность его работы.

Шестерни 5 быстроходной ступени выполнены заодно с входным валом 5; колеса 10 установлены на промежуточном валу 9. Шестерня тихоходной ступени 4 изготовлена заодно с промежуточным валом 9, а колесо 16 установлено на выходном валу 14 редуктора.

Вращающие моменты между колесами 10 и валом 9, а также между колесом 16 и валом 14 передаются шпонками 8 и 15. Для предотвращения осевых перемещений колеса 16 вал 14 имеет буртик, а с другой стороны ступица колеса упирается во втулку 17.

Быстроходный вал установлен в корпус редуктора на роликовых подшипниках 7, промежуточный вал – на радиальных шариковых подшипниках 20, выходной вал – на конических роликоподшипниках 13. Подшипники закрыты врезными (закладными) крышками 1, 21, 19.

Для регулирования конических роликовых подшипников 15 используются винт 12 и шайба 11. Подвижные соединения уплотняют резиновыми манжетами 2 и 18.

Масло заливают через люк в крышке редуктора, закрываемый крышкой 25. Для контроля уровня масла служит маслоуказатель 26. Смазывание осуществляется из общей масляной ванны: деталей зацеплений – окунанием, а подшипников – разбрызгиванием.

Для предотвращения выдавливания масла через уплотнение в процессе нагрева передач при работе внутренняя полость редуктора соединена с атмосферой пробкой-отдушиной 24.

Для механизации работ при подъеме и транспортировке редуктора на его крышке выполнены специальные приливы 22, предназначенные для размещения грузозахватных приспособлений. Крепление редуктора к раме или плите обеспечивается резьбовыми деталями, которые устанавливаются в отверстиях фланцев основания корпуса редуктора.

Зубчатые колеса. В зависимости от угла наклона линии зуба зубчатых колес цилиндрические передачи в редукторах могут быть прямозубыми, косозубыми или шевронными.

Прямозубые колеса применяются преимущественно при высоких и средних (до 6 м/с) окружных скоростях, незначительных

внешних динамических нагрузках, а также при необходимости обеспечения осевого перемещения зубчатых колес для переключения скоростей (коробки передач).

Косозубые колеса применяют для ответственных передач, работающих при средних и высоких скоростях. Значение угла выбирают таким, чтобы при стандартных значениях нормальных модулей межосевые расстояния имели также стандартные значения. Обычно для общего машиностроения $\beta = 8...18^\circ$, причем большие значения угла назначают для более быстроходных передач.

В мощных редукторах применяют шевронные колеса, не передающие на подшипники осевые нагрузки. У шевронных колес $\beta = 25...45^\circ$.

В качестве основного параметра зубчатого зацепления применяют модуль зубьев m – величину, численно равную отношению диаметра делительной окружности к числу зубьев колеса или в π раз меньшую шага зубьев колеса:

$$m = \frac{d}{z} = \frac{p}{\pi},$$

где d – диаметр делительной окружности; z – число зубьев колеса; p – шаг.

Модули стандартизованы в диапазоне 0,05...100 мм (ГОСТ 9563–60).

Ряды модулей в наиболее употребительном диапазоне из ГОСТ 9563–60 (при выборе модулей следует предпочитать 1-й ряд):

Ряд	Модуль, мм
1-й	1; 1,25; 1,5; 2; 2,5; 3; 4; 5; 6; 8; 10; 12; 16; 20; 25
2-й	1,125; 1,375; 1,75; 2,25; 2,75; 3,5; 4,5; 5,5; 7; 9; 11; 14; 18; 22

Работоспособность зубчатых передач существенно зависит от точности их изготовления и качества сборки. Для цилиндрических зубчатых передач ГОСТ 1643–81 устанавливают двенадцать степеней точности колес и передач, обозначаемых в порядке убывания точности цифрами 1,2,3,... 12.

Для каждой степени точности предусмотрены нормы:

- кинематической точности, которая характеризует согласованность вращения ведущего и ведомого колеса;
- плавности работы, зависящей от погрешности профиля и шага зацепления;
- контакта зубьев зубчатых колес в передаче, обусловленного действительной длиной контактных линий зубьев и оцениваемого суммарным пятном контакта.

Стандартом предусмотрено также шесть видов сопряжений колес А, В, С, Д, Е, Н и восемь видов допуска на боковой зазор. Обозначения даны в порядке убывания величины бокового зазора (А, В, ..., Н) и допуска на него (x , y , ..., h). В общем машиностроении наиболее распространены зубчатые передачи степеней точности 6, 7, 8, 9.

Точность зубчатых передач и колес обозначают указанием степени точности и вида сопряжения. Например, точность цилиндрической передачи по степени точности 8 с нормальным боковым зазором обозначают 8-В ГОСТ 1643–81.

Смещая режущий инструмент при нарезании зубьев, можно повысить прочность зубьев на изгиб, снизить контактные напряжения на поверхности зубьев, уменьшить износ за счет снижения относительного скольжения профилей.

Смещение применяют в основном для прямозубых передач. В косозубых передачах смещение делается в основном для вписывания в заданное межосевое расстояние и при малых числах зубьев шестерни. Наилучший результат достигается в следующих случаях:

- при числах зубьев шестерни $z_1 \leq 17$, так как в этом случае за счет смещения устраняется подрезание ножки зуба;
- при больших передаточных числах, так как за счет смещения снижается относительное скольжение профилей.

Для прямозубых шестерен, нарезанных без смещения, минимальное число зубьев $z_{\min} = 17$, при меньшем числе зубьев возникает опасность подрезания ножки зуба. У прямозубых колес, нарезанных со смещением, z_{\min} зависит от коэффициента смещения исходного контура, а у косозубых передач – также и от угла наклона зуба (табл. 1.1).

Таблица 1.1

Соотношение z_{\min} и β° для косозубых колес

β°	z_{\min}	β°	z_{\min} при $x = 0,3$
До 12	17	До 12	12
Свыше 12 до 17	16	Свыше 12 до 20	11
Свыше 17 до 21	15	Свыше 20 до 25	10
Свыше 21 до 24	14	Свыше 30 до 34	8
Свыше 24 до 28	13	Свыше 34	7
Свыше 28 до 31	12		
Свыше 31 до 34	11		

Здесь x – величина смещения.

С увеличением числа зубьев шестерни при одном и том же диаметре уменьшаются модуль зацепления и объем снимаемой стружки при зубонарезании, увеличивается коэффициент торцового перекрытия, улучшается плавность работы. Но при этом снижаются изгибная выносливость и статическая прочность зуба.

Корпус редуктора. Корпусные детали редуктора выполняются литыми из чугуна СЧ-15. На рис. 1.7 приведено конструктивное оформление литого корпуса редуктора.

Основные элементы корпуса: стенки 14; бобышки 6 для отверстий подшипников; фланцы 3 и 8 для крепления крышки и корпуса; ниши или фланцы 16 для крепления корпуса к плите или раме; ребра жесткости 15; пластики 17; смотровой люк 2; бобышка 12 и ниша 11 с резьбовыми отверстиями для установки пробки и маслоуказателя; отверстие 13 для слива масла; резьбовое отверстие 4 для отжимных болтов; отверстия 9 для конических (цилиндрических) штифтов, используемых для фиксации крышки и корпуса; отверстия 5 и 18 для установки винтов (шпилек), служащих для крепления крышки с корпусом и корпуса с рамой (плитой); канавки 7 для кольцевых выступов крышек подшипников, проушины 1 или грузовые крюки 10 для транспортировки редуктора или отдельно крышки и основания.

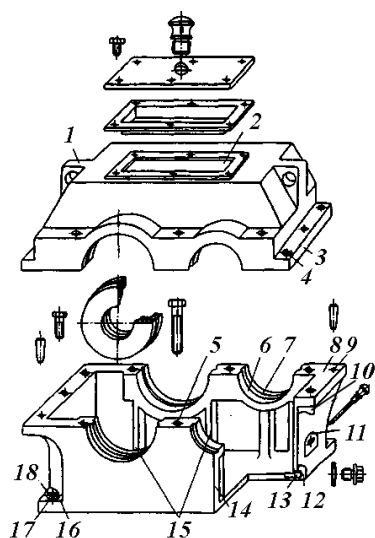


Рис. 1.7. Корпус редуктора

Конструкции валов. Валы предназначены для поддержания закрепленных на них деталей и для передачи вращающего момента. Конструкции валов определяются размещенными на них деталями, расположением опор и видами уплотнений подшипниковых узлов. В большинстве своем валы выполняются ступенчатыми (рис. 1.8, а). Это удобно при сборке, уступы служат для фиксирования насаживаемых на вал деталей от осевых перемещений относительно вала. На участках крепления деталей, передающих вращающий момент, на валах могут располагаться шпоночные пазы и шлицы. Концевые участки валов выполняются цилиндрическими или коническими.

Часто применяются и гладкие валы (рис. 1.8, в). Все участки такого вала имеют один номинальный диаметр, но отличаются допусками и шероховатостью поверхностей.

Шестерни могут быть как съемными, так и выполненными заодно целое с валом (вал-шестерня) (рис. 1.8, б).

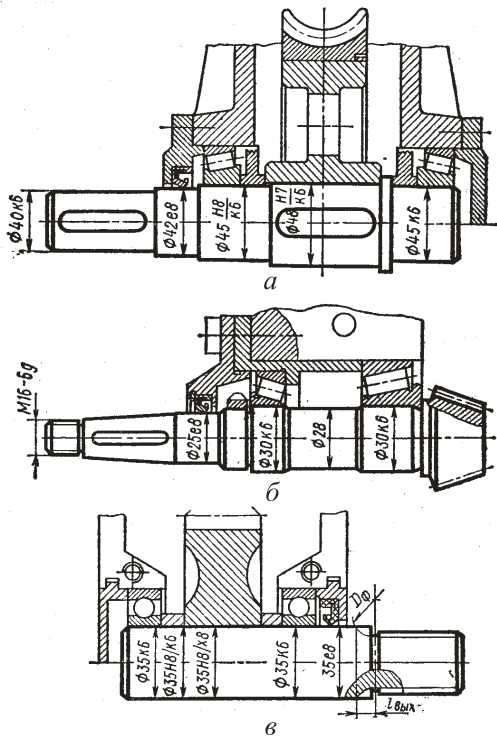


Рис. 1.8. Конструкция валов

Установка колес на валы. При установке колес на валах необходимо обеспечить надежное базирование колеса на валу, передачу вращающего момента от колеса к валу или от вала к колесу, предусмотреть осевое фиксирование колес на валах и регулирование осевого положения (в случае необходимости).

Для передачи вращающего момента применяют соединения с гарантированным натягом, шпоночные (с призматическими или сегментными шпонками) (рис. 1.9, а) или шлицевые (чаще с прямоугольными или эвольвентными шлицами). Шлицевое соединение колеса с валом может быть как относительно подвижным, так и неподвижным. Для фиксирования колес от осевых перемещений по валу и для удобства сборки на валу может быть изготовлен буртик

(рис. 1.9, *а, в*). Упорного буртика на валу может не быть в случае соединения с гарантированным натягом (рис. 1.9, *б*). Для фиксации деталей, не нагруженных сосредоточенными осевыми силами, применяются установочные винты (рис. 1.9, *г*), входящие в цилиндрическое отверстие в шпонке. Для предохранения от отвинчивания винт стопорят запорным кольцом.

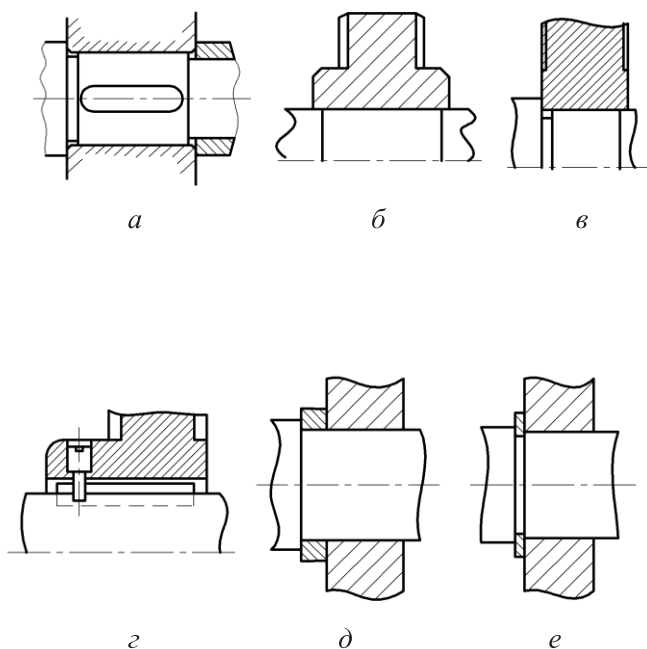


Рис. 1.9. Крепление колес на валах

Если на валу не удастся создать буртик нужной величины, то можно установить дополнительную распорную втулку (рис. 1.9, *д*). На гладких валах для упора колес могут быть использованы пружинные кольца (рис. 1.9, *е*).

Детали, устанавливаемые на концах валов, можно крепить торцовыми гайками (рис. 1.10, *а*) или шайбами (рис. 1.10, *б*).

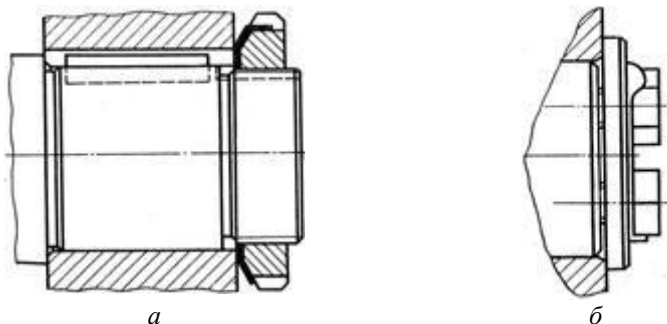


Рис. 1.10. Крепление деталей на концевом участке

Конструкции подшипниковых узлов. Подшипниковая опора состоит из вала, корпуса и подшипника. Она может также содержать: крышки, детали крепления внутреннего и наружного колец подшипников на валу и в корпусе, смазочные и уплотняющие устройства.

При работе редуктора могут возникать температурные деформации вала, что ведет к значительным осевым давлениям на подшипники. Во избежание заклинивания тел качения применяют различные схемы подшипниковых узлов. Для достаточно длинных валов ($l/d=12...15$) одна из опор фиксирует положение вала в осевом направлении в обе стороны, а другая опора является плавающей (рис. 1.11). Фиксирующий подшипник жестко закрепляют в осевом направлении как на валу, так и в расточке корпуса. Он способен воспринимать двухстороннюю осевую нагрузку реверсивного характера.

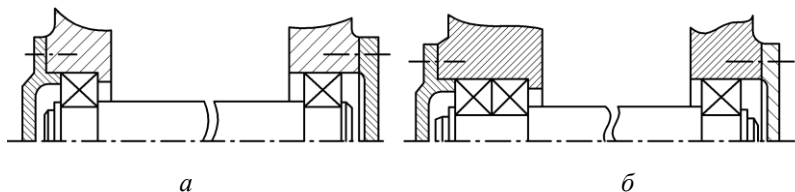


Рис. 1.11. Фиксирующие опоры

При действии на подшипник радиальной нагрузки в качестве фиксирующей опоры принимают наиболее нагруженную опору. При одновременном действии радиальной и осевой нагрузок в качестве фиксирующей принимают подшипник, воспринимающий меньшую радиальную нагрузку.

Иногда в фиксирующей опоре устанавливают два однорядных подшипника или один сдвоенный (см. рис. 1.11, б). Внутреннее кольцо «плавающего» подшипника жестко закреплено на валу, внешнее кольцо в корпусе не закрепляется, это обеспечивает возможность подшипнику перемещаться в осевом направлении на величину тепловой деформации вала. Обеспечивая значительные температурные деформации, эта схема обладает малой осевой жесткостью опор, что отражается на относительном положении связанных с валом деталей.

Для коротких валов ($l/d = 6..8$) применяется установка подшипников «враспор», когда каждая из опор фиксирует вал в осевом направлении, но только в одну сторону (рис. 1.12, а). Чтобы не происходило защемление вала в опорах, предусматривают осевой зазор «а», величина которого должна быть больше тепловой деформации подшипников и валов. Для более длинных валов ($l/d = 8..10$) опорные узлы могут быть установлены «врастяжку» (рис. 1.12, б).

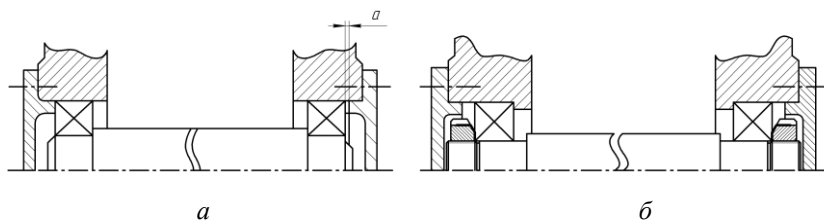


Рис. 1.12. Схемы установки подшипников:
а – «враспор»; б – «врастяжку»

В этом случае температурное удлинение вала приводит к увеличению осевого зазора в подшипнике, что уменьшает вероятность

защемления подшипников, для радиальных подшипников схема «врастяжку» не применяется.

Крепление подшипников на валах. Внутренние кольца подшипников на валах могут крепиться способами, приведенными на рис. 1.13: *а* – кольцо посажено на вал с гарантированным натягом до упора в буртик; *б* – кольцо крепится буртиком вала и упорным стопорным пружинным кольцом; *в* – кольцо крепится плоской торцевой шайбой и винтом; *г* – кольцо крепится круглой шлицевой гайкой, стопорящейся многолапчатой шайбой; *д* – на гладких валах внутреннее кольцо подшипника крепится специальной разрезной втулкой, являющейся частью подшипника.

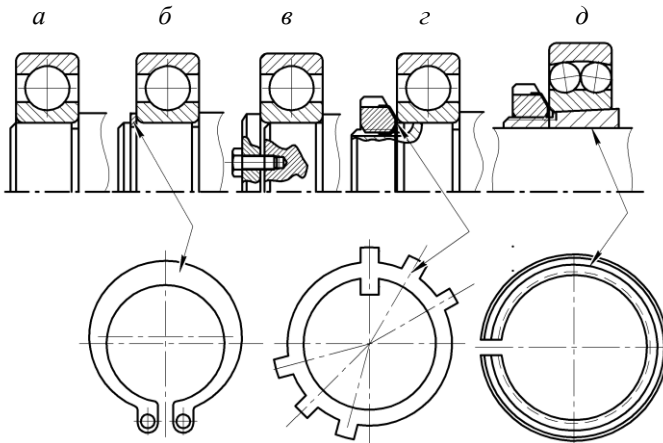


Рис. 1.13. Крепление подшипников на валах

Крепление подшипников в корпусе. Наиболее распространенные способы крепления подшипников в корпусе приведены на рис. 1.14: *а* – крепление наружного кольца в одном направлении уступом корпуса или стакана; *б* – крепление крышкой; *в* – крепление наружного кольца крышкой и заплечиком корпуса или стакана; *г* – крепление в одном направлении упорным буртом наружного кольца специального подшипника; *д* – крепление пружинным запорным кольцом, вставленным в канавку корпуса.

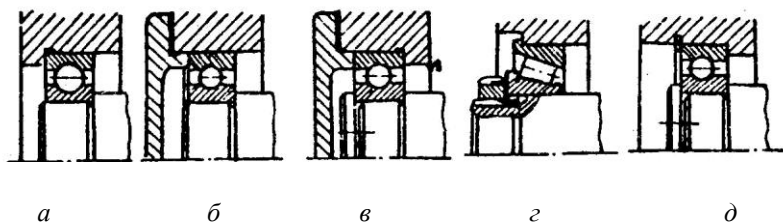


Рис. 1.14. Крепление подшипников в корпусе

Регулирование подшипников. Для нормальной работы подшипников необходимо свободное вращение колец и отсутствие в подшипнике чрезмерно больших зазоров. Для этого в подшипниковых узлах предусмотрены различные способы создания зазоров оптимальной величины.

Регулирование подшипников осевым перемещением наружных колец осуществляется набором тонких металлических прокладок, устанавливаемых под фланец крышки подшипника (рис. 1.15, а), либо с помощью воздействия винта 1 на шайбу 2 (рис. 1.15, б).

Регулирование подшипников осевым перемещением внутренних колец производится с помощью шлицевой гайки (см. рис. 1.14, з).

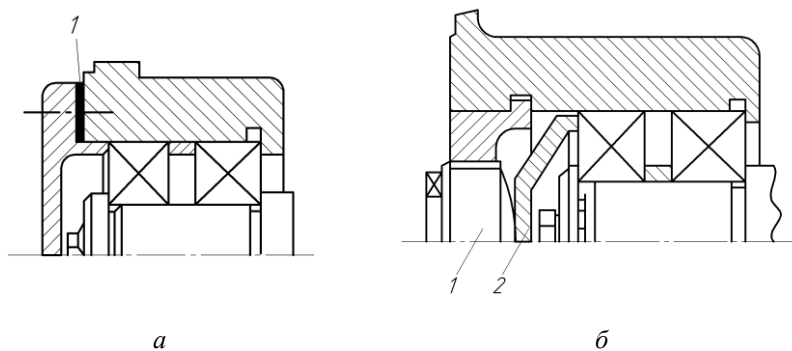


Рис. 1.15. Регулирование подшипников осевым перемещением наружных (а) и внутренних (б) колец

Смазывание передач. Смазочные материалы применяют для уменьшения интенсивности изнашивания, снижения сил трения, отвода теплоты и продуктов изнашивания от трущихся поверхностей. Наиболее распространены нефтяные жидкие масла. Для смазывания трущихся поверхностей деталей редукторов применяются индустриальные масла общего назначения.

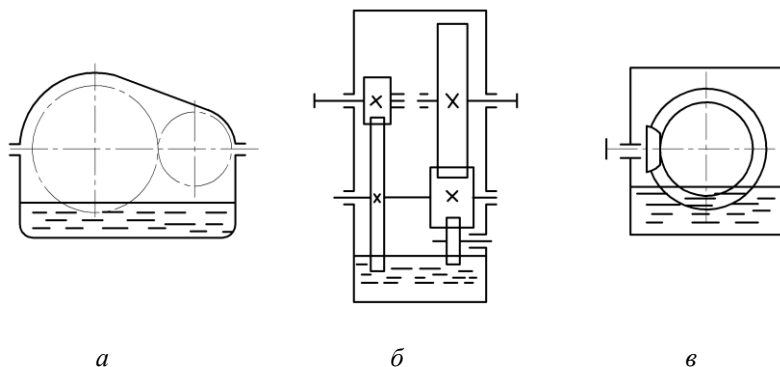


Рис. 1.16. Смазывание погружением

В редукторах общего назначения зубчатые колеса смазываются погружением в ванну с жидким смазочным материалом в нижней части корпуса редуктора (картера). Такой способ смазки часто называют картерным (рис. 1.16, *a*). Остальные узлы и детали, в том числе подшипники качения, смазываются за счет разбрызгивания масла погруженными колесами и циркуляции внутри корпуса образовавшегося масляного тумана. Для улучшения условий смазывания зубчатых зацеплений с колесами, расположенными выше уровня масла в ванне, применяют вспомогательные, свободно вращающиеся на осях зубчатые колеса, погруженные нижней частью в ванну, которые зацепляются со смазываемыми колесами (рис. 1.16, *б*). Картерное смазывание применяют при окружных скоростях погруженных колес до 15 м/с. При смазывании погружением конических зубчатых колес уровень масла в ванне должен обеспечить смазывание зубьев одного из колес по всей длине зуба (рис. 1.16, *в*).

Глубина погружения цилиндрических зубчатых колес при окружной скорости 5–7 м/с должна составлять не более трех модулей зацепления, но не менее 10 мм. При меньших скоростях допустимо более глубокое погружение колес. Расстояние от днища корпуса до быстроходного колеса должно быть не менее удвоенной глубины погружения этого колеса.

Объем масла в ванне определяется ориентировочно в пределах $(0,3...0,7) \cdot 10^3 \text{ м}^3$ на 1 кВт передаваемой мощности.

При окружной скорости зубчатых колес более 15 м/с необходимо применять струйную циркуляционную смазку через специальные сопла (рис. 1.17, а) или разбрызгиватели (рис. 1.17, б).

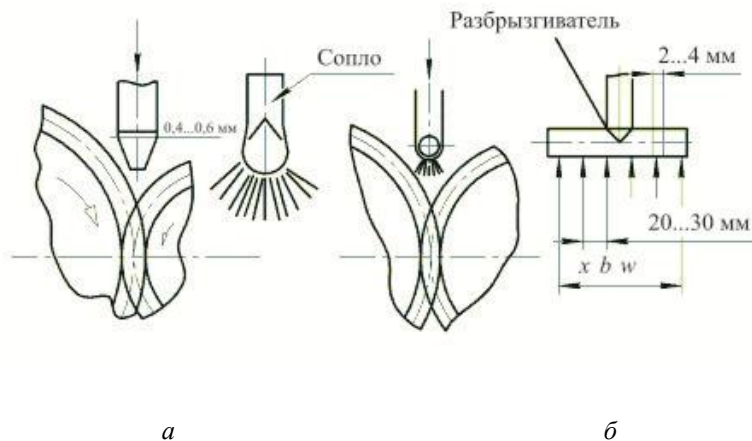


Рис. 1.17. Струйное смазывание

Смазочные и уплотнительные устройства. При картерном смазывании корпус редуктора заправляют маслом через заливную пробку-отдушину (рис. 1.18), которая обеспечивает также сообщение внутренней полости корпуса с атмосферой, предотвращая возникновение внутри корпуса избыточного давления. Заливная пробка завинчивается непосредственно в корпусе в верхней его части или в крышку смотрового люка.

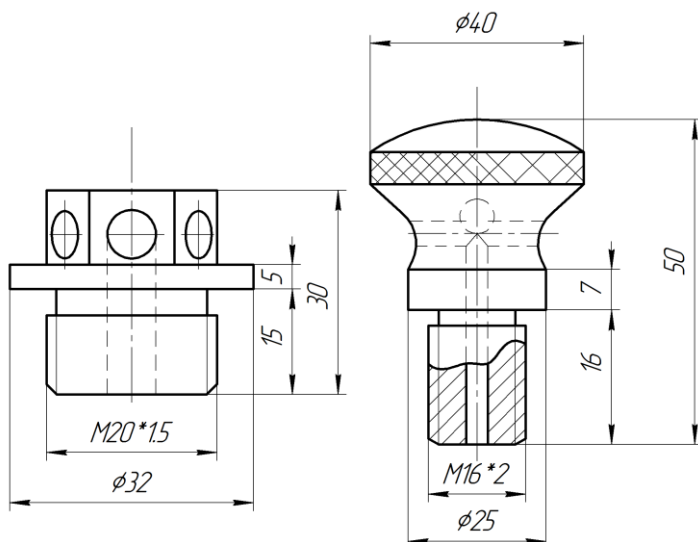


Рис. 1.18. Отдушины

Контроль уровня масла при заправке и эксплуатации производится с помощью маслоуказателей из прозрачного материала (рис. 1.19, *а*), жезловых (шупов) (рис. 1.19, *б*), маслянистых пробок (рис. 1.19, *в*). Для предотвращения вытекания смазочного материала из корпуса редуктора или выноса его в виде масляного тумана и брызг, а также для защиты их от попадания извне пыли и влаги применяют уплотнительные устройства.

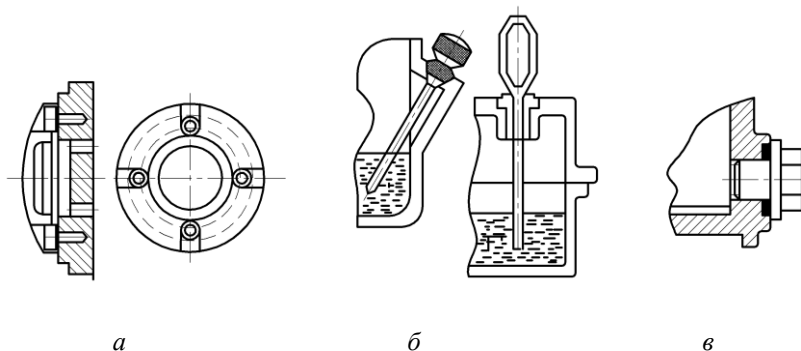


Рис. 1.19. Маслоуказатели

К простейшим контактным уплотнениям относятся сальниковые кольца прямоугольного сечения из технического войлока (фетра) (рис. 1.20, *а*). Для герметизации мест выхода из корпуса валов и подшипников при жидкой и пластичной смазке широко применяют резиновые манжетные уплотнения (рис. 1.20, *б*).

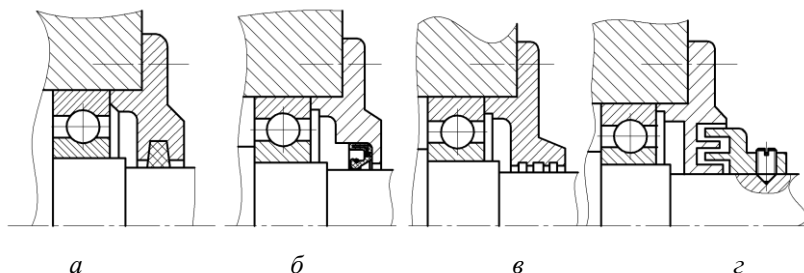


Рис. 1.20. Уплотнительные устройства

При значительных скоростях вращения используют бесконтактные уплотнения, которые не оказывают сопротивления вращению. К ним относятся щелевые (рис. 1.20, *в*) и лабиринтные уплотнения (рис. 1.20, *г*). Уплотнение в них достигается за счет сопротивления протеканию жидкости через узкие щели и лабиринты сложной формы. Зазоры щелевых и лабиринтных уплотнений целесообразно заполнять пластичной мазью.

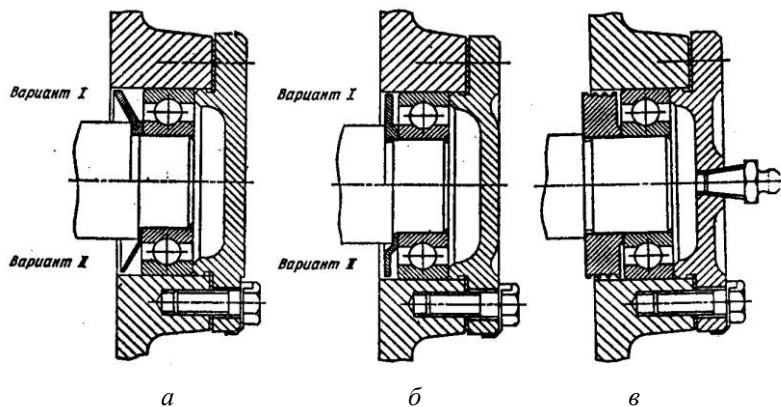


Рис. 1.21. Уплотнения

При жидкостной смазке подшипников применяют уплотнения с упругими стальными шайбами (рис. 1.21, *а, б*). При использовании пластичной смазки уплотнения ставят с обеих сторон подшипника. В этих случаях с внутренней стороны корпуса устанавливают маслосбрасывающие кольца (рис. 1.21, *в*). Такие кольца должны выступать за стенку корпуса или торец стакана на 1...2 мм, чтобы попадающее на них жидкое горячее масло отбрасывалось центробежной силой, не попадая в полость размещения пластичной смазки и не вымывая ее.

Порядок выполнения работы

1. Определить характерные особенности редуктора: тип, количество ступеней, конструктивные особенности входного и выходного валов, способы смазки зубчатых колес и подшипников, методы регулирования подшипников. Составить кинематическую схему.

2. Произвести обмеры редуктора. Оценить каждый размер редуктора с точки зрения его конструктивного предназначения, т.е. указать, в какую группу размеров он входит (габаритные, установочные или присоединительные).

3. Разобрать редуктор. Замерить межосевые расстояния. Определить параметры зубчатых передач и опор валов.

4. Используя результаты замеров, произвести расчет основных геометрических параметров редуктора.

5. По предложенным данным выполнить кинематический расчет редуктора.

6. Начертить эскизную компоновку редуктора.

Контрольные вопросы

1. Дать характеристику кинематической схемы изучаемого редуктора.

2. Какой способ установки зубчатых колес на валах применен в данном редукторе?

3. Указать назначение отдельных элементов корпуса редуктора.

4. Как регулируются осевые зазоры подшипников редуктора?

5. Охарактеризовать способ смазки зубчатых колес редуктора.
6. Как смазываются подшипники данного редуктора?
7. Где и с помощью каких элементов обеспечивается заливка, контроль уровня и слив смазки?
8. Дать характеристику уплотнений в местах выхода валов из корпуса редуктора.
9. Дать определение модуля и шага зацепления в зубчатых передачах.
10. Как определить окружную скорость в зацеплении?
11. Для чего применяют смещение при нарезании зубьев?

Тест для самоконтроля

1. Достоинство цилиндрических зубчатых передач:
 - 1) простота конструкции
 - 2) бесшумность работы
 - 3) требования точности при сборке
 - 4) высокий КПД
2. Недостатки цилиндрических зубчатых передач:
 - 1) простота конструкции
 - 2) постоянство передаточного отношения
 - 3) шум при работе на больших скоростях
 - 4) низкий КПД
3. Формула для определения диаметра делительной окружности цилиндрической прямозубой зубчатой передачи:
 - 1) $m(z + 2)$
 - 2) mz
 - 3) $m(z - 2,5)$
 - 4) $0,5m(z_1 + z_2)$
4. Для введения зубчатых колес в зацепление необходимо равенство:
 - 1) диаметров
 - 2) ширины
 - 3) чисел зубьев
 - 4) модулей

5. Наибольшую мощность в двухступенчатом редукторе передает:

- 1) быстроходный вал
- 2) промежуточный вал
- 3) тихоходный вал
- 4) все валы передают одинаковую мощность

6. Основным преимуществом косозубой цилиндрической передачи по сравнению с прямозубой является:

- 1) наличие осевой силы в зацеплении
- 2) отсутствие заедания
- 3) отсутствие заклинивания
- 4) более высокая нагрузочная способность

7. Основной недостаток цилиндрических косозубых передач по сравнению с прямозубыми:

- 1) увеличение коэффициента перекрытия
- 2) увеличение габаритных размеров
- 3) увеличение осевой нагрузки на опоры
- 4) усиленный износ рабочей поверхности зуба

8. Угол зацепления цилиндрических колес, нарезанных без смещения равен:

1) 30°	2) 20°	3) 18°	4) 14°
---------------	---------------	---------------	---------------

9. С помощью передачи можно понизить одновременно параметры (мощность P , вращающий момент T , частота вращения n):

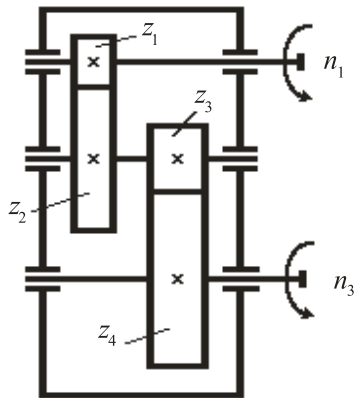
- 1) P, T, n
- 2) T, n
- 3) P, n
- 4) T

10. С помощью редуктора можно повысить параметры:

- 1) мощность
- 2) вращающий момент
- 3) частоту вращения
- 4) угловую скорость

11. Число зубьев z_1 ведущей шестерни редуктора, если частоты вращения: ведущего вала $n_1 = 800 \text{ мин}^{-1}$; ведомого вала $n_3 = 50 \text{ мин}^{-1}$; числа зубьев зубчатых колес: $z_2 = 72$; $z_3 = 21$; $z_4 = 84$:

- 1) 36
- 2) 20
- 3) 22
- 4) 18



Лабораторная работа № 2. ИЗУЧЕНИЕ КОНСТРУКЦИИ ЧЕРВЯЧНЫХ РЕДУКТОРОВ

Цель работы: изучить назначение и конструкцию червячных редукторов, определить геометрические, кинематические и энергетические параметры зацепления и редуктора; ознакомиться с конструкцией, особенностями регулировки зацепления, подшипников и их смазкой.

1. Общие сведения о конструкциях червячных редукторов

Червячные редукторы предназначены для передачи вращения между перекрещивающимися валами с уменьшением угловых скоростей и увеличением вращающих моментов, когда ведущим является червяк. Реже вращающим может быть колесо, тогда угловая скорость увеличивается, а вращающий момент уменьшается. Червячная передача (рис. 2.1) состоит из червяка и червячного колеса. Червяк является винтом, червячное колесо представляет собой разновидность косозубого колеса. Червячные передачи относят к категории зубчато-винтовых.

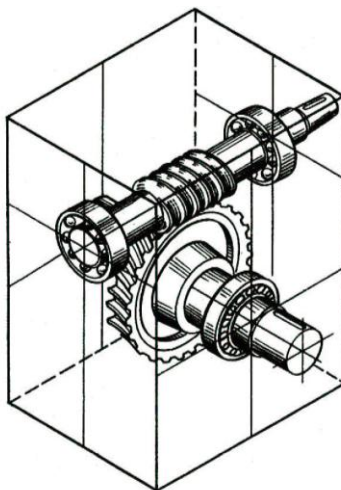


Рис. 2.1. Червячная передача

Основными характеристиками редуктора являются передаточное число и вращающий момент на тихоходном валу.

Редукторы червячные одноступенчатые универсальные обдуваемые типа Ч обеспечивают передачу вращающих моментов $T_2 = 85 \dots 2000$ Н·м в диапазоне передаточных чисел $u = 8 \dots 80$.

Промышленностью серийно выпускаются редукторы Ч-63, Ч-80, Ч-100, Ч-125, Ч-160. Буква Ч обозначает – редуктор червячный одноступенчатый, число – межосевое расстояние (в мм).

Серийно выпускаются также и червячные универсальные двухступенчатые редукторы типа Ч2: Ч2-125; Ч2-160; числа – межосевые расстояния тихоходной ступени, которые обеспечивают передачу вращающих моментов на тихоходном валу $T_2 = 1300 \dots 2800$ Н·м в диапазоне передаточных чисел $u = 100 \dots 6300$.

Достоинства червячных передач:

- 1) большие передаточные числа в одной ступени $u = 8 \dots 80$ в силовых передачах, до 1000 в приборах;
- 2) плавность и бесшумность работы;
- 3) высокая кинематическая точность в сравнении с зубчатыми передачами;
- 4) возможность передачи вращения между скрещающимися валами;
- 5) возможность самоторможения.

Недостатки червячных передач:

- 1) низкий коэффициент полезного действия ($\eta = 0,4 \dots 0,9$ для одноступенчатого редуктора) из-за значительного скольжения между поверхностями витков червяка и зубьев колеса;
- 2) сравнительно большие габариты передач, особенно при больших вращающих моментах вследствие значительно меньших величин допускаемых контактных напряжений;
- 3) необходимость применения дефицитных дорогостоящих сплавов цветных металлов для изготовления червячных колес.

2. Основные кинематические схемы червячных редукторов

Одноступенчатый горизонтальный (оси обоих валов горизонтальны) редуктор с нижним расположением червяка представлен

на рис. 2.2. При этом расположении и скорости вращения червяка до 4–5 м/с обеспечиваются хорошие условия смазки передачи окутанием червяка.

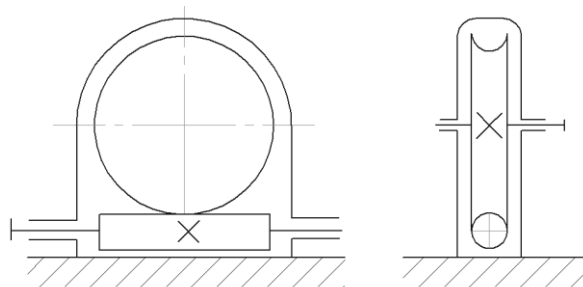


Рис. 2.2. Одноступенчатый горизонтальный червячный редуктор с нижним расположением червяка

Одноступенчатый горизонтальный редуктор с верхним расположением червяка (рис. 2.3) используется в быстроходных передачах во избежание излишних потерь на разбрызгивание масла быстроходным червяком.

Передача с вертикальным расположением вала червяка (рис. 2.4) применяется в исключительных случаях, исходя из требований компоновки машины, при этом ухудшаются условия смазки подшипников вертикального вала.

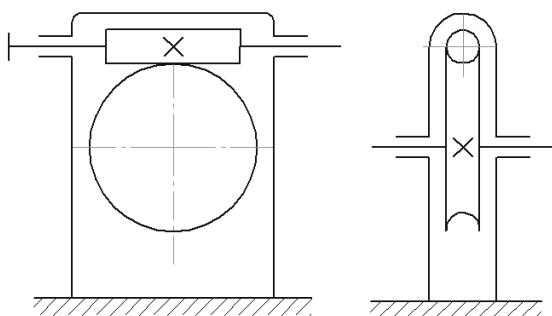


Рис. 2.3. Одноступенчатый горизонтальный червячный редуктор с верхним расположением червяка

Двухступенчатая червячная передача (рис. 2.5) применяется для получения больших передаточных чисел (до 3600). Быстроходную пару целесообразно выполнить с верхним расположением червяка, а тихоходную – с нижним, что обеспечивает лучшие условия смазки.

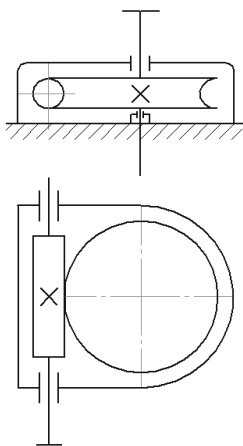


Рис. 2.4. Одноступенчатый червячный редуктор с вертикальным расположением вала червяка

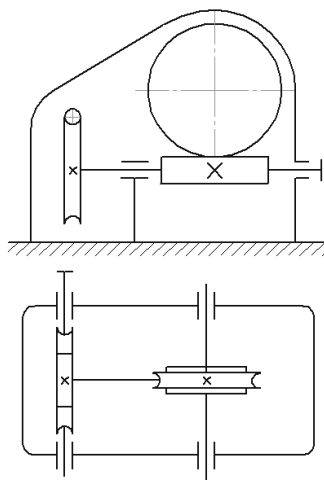


Рис. 2.5. Двухступенчатый червячный редуктор

Кинематический расчет. Передаточное отношение червячной передачи

$$i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{Z_2}{Z_1} = u.$$

Иными словами, передаточное отношение i в червячной передаче, как и в зубчатой, численно равно передаточному числу u . Поскольку число заходов червяка (число зубьев) $Z_1 = 1, 2, 4$, чего не может быть в зубчатой передаче, где $Z_{1\min} = 17$, то в одной червячной паре можно получить передаточное число, значительно большее, чем в зубчатой, что является основным достоинством червячной передачи. При $Z_1 \geq 2$ минимальное число зубьев колеса по условию неподрезания $Z_2 = 2$. В силовых передачах $u = 8 \dots 80$.

3. Конструкция одноступенчатого червячного редуктора

На рис. 2.6, 2.7 представлена конструкция одноступенчатого червячного редуктора с нижним расположением червяка с горизонтальной плоскостью разъема.

Оребренный корпус редуктора 1 болтами 2 соединяется с крышкой 3, также имеющей ребра. Вращающий момент от вала червяка 9 передается червячному колесу 12, а затем через шпоночное соединение тихоходному валу 13. Червячное колесо фиксируется от осевого перемещения по валу справа упорным буртиком вала, а слева – мазеудерживающим кольцом-втулкой 11.

Вал червяка фиксируется от осевого перемещения правой опорой с двумя радиально-упорными шарикоподшипниками, размещенными в стакане 5 – фиксирующая опора. Левая опора вала червяка с одним радиальным шарикоподшипником – плавающая.

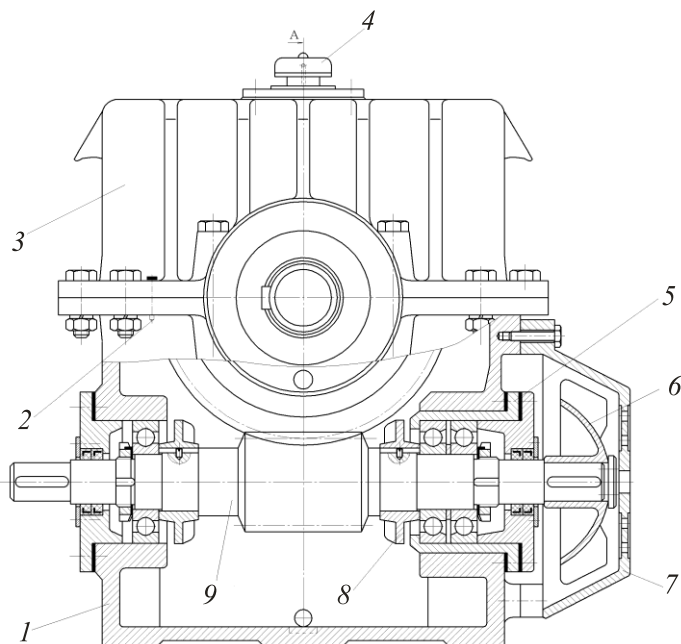


Рис. 2.6. Редуктор червячный одноступенчатый с вентилятором (вид спереди)

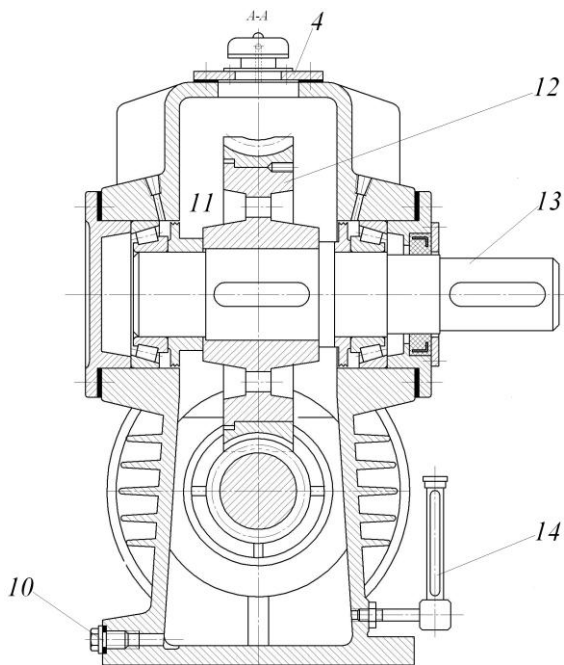


Рис. 2.7. Редуктор червячный одноступенчатый с вентилятором (вид сбоку)

Для смазывания червячного зацепления и одновременной защиты подшипников вала-червяка от попадания в них продуктов разрушения установлены брызговики-крыльчатки 8. На крышке редуктора для его транспортировки имеются проушины.

Лючок для заливки масла и осмотра зацепления закрыт крышкой-отдушиной 4. Масло при его замене выливают через отверстие, закрытое пробкой 10 с резьбой с прокладкой из резиностойкой резины. Уровень масла измеряют маслоуказателем 14. Корпус обдувается вентилятором 6, закрытым кожухом 7.

4. Конструкции червяков и червячных колес

Червяки. Червяки обычно выполняют заодно целое с валом, но при большой разнице в диаметрах валов и червяков последние выполняют насадными.

По форме внешней поверхности червяки бывают цилиндрическими (рис. 2.8, *а*), которые чаще используются, и глобоидными (рис. 2.8, *б*).

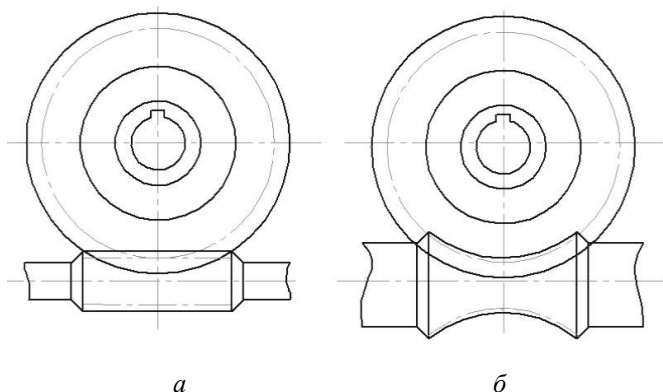


Рис. 2.8. Типы червячных передач

Глобоидная передача имеет более высокий КПД, более надежна и долговечна, но из-за сложности изготовления имеет пока ограниченное применение. Примером ее применения может служить рулевая колонка в автомобиле.

По числу заходов червяки бывают однозаходными и многозаходными ($Z_1 = 1, 2, 4$ – число заходов).

По направлению линии витка – с правым и левым направлением линии витка.

По форме винтовой поверхности резьбы цилиндрического червяка различают архимедовы, конволютные и эвольвентные червяки.

Архимедов червяк в осевом сечении имеет прямолинейный профиль равнобедренной трапеции (рис. 2.9, *а*), аналогичный профилю инструментальной рейки. Угол между боковыми сторонами профиля витка у стандартных червяков $2\alpha = 40^\circ$. В торцовом сечении витки очерчены архимедовой спиралью.

Конволютные червяки имеют прямолинейный профиль в нормальном к витку сечении (рис. 2.9, *б*).

Эвольвентные червяки имеют эвольвентный профиль в торцовом сечении (рис. 2.9, в) и, следовательно, подобны косозубым эвольвентным колесам, у которых число зубьев равно числу зубьев (заходов) червяка.

Наиболее распространены архимедовы червяки.

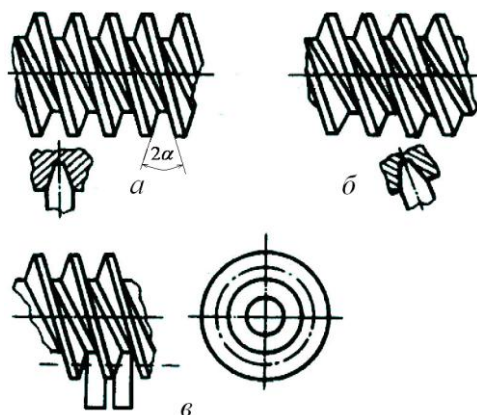


Рис. 2.9. Типы червяков

Червячные колеса. Червячные колеса от цилиндрических косозубых зубчатых колес отличаются вогнутым профилем зубьев в осевом сечении. С целью экономии дорогостоящих сплавов цветных металлов колеса выполняют составными: центр – из серого чугуна, иногда из стали, а зубчатый венец – из бронзы или латуни. Для тихоходных малонагруженных передач при скорости скольжения $V_{ск} \leq 2\text{ м/с}$ используют относительно мягкие серые чугуны.

Зубчатые венцы с центрами соединяют посадкой с натягом и винтом (рис. 2.10, а, б); большие колеса (диаметр более 400 мм) – без натяга только винтовым креплением. В крупносерийном и массовом производстве часто применяют заливку бронзового венца на чугунный или стальной центр (рис. 2.10, в), что позволяет снизить расход бронзы и латуни.

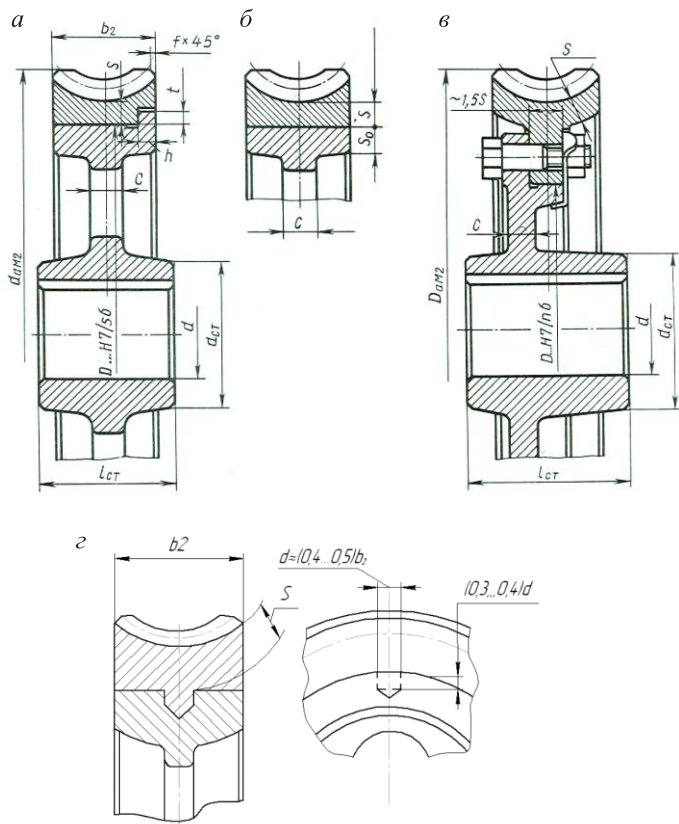


Рис. 2.10. Конструкции червячных колес

Материалы червяков и червячных колес. В связи с большими скоростями скольжения и неблагоприятными условиями смазывания червячным передачам свойственно механическое изнашивание, заедание и задиры, поэтому материалы червяка и колеса должны составлять износостойкую антифрикционную пару с пониженной склонностью к заеданию и задирам.

Червяки изготавливают из углеродистых и легированных сталей. Архимедовы и конволютные червяки, шлифование витков которых вызывает затруднение, изготавливают из нормализован-

ных или улучшенных сталей 40, 45Х, 40ХН и других с твердостью $H \leq 350 \text{ НВ}$.

Нелинейчатые и эвольвентные червяки изготавливают из цементуемых сталей 20Х, 18ХГТ с твердостью $H = 58...63 \text{ HRC}_3$, либо из среднеуглеродистых сталей 45, 40ХН, с поверхностной закалкой до твердости $H = 50...55 \text{ HRC}_3$.

Материалы, применяемые для изготовления зубчатых венцов червячных колес, в зависимости от антифрикционных свойств в паре со стальным червяком условно делят на три группы.

I группа – оловянные бронзы типа Бр010Ф1, Бр010Н1Ф1 и другие используют при больших скоростях скольжения ($V_{\text{ск}} = 5...25 \text{ м/с}$). Они дороги и дефицитны.

II группа – безоловянные бронзы, например, алюминийево-железистые типа БрА9Ж4, БрА9Ж3Л, а также латуни, например, ЛЦ23А6ЖЗМц2 и другие обладают повышенными механическими характеристиками, но имеют пониженные противозадирные свойства. Их применяют в паре с твердыми ($H > 45 \text{ HRC}_3$) шлифованными и полированными червяками для передач, у которых $V_{\text{ск}} \leq 5 \text{ м/с}$.

III группа – чугун серый (СЧ15, СЧ20) применяют при $V_{\text{ск}} \leq 2 \text{ м/с}$ и в ручных приводах.

5. Основные геометрические параметры червяка, колеса и червячной передачи

Основным параметром передачи является осевой модуль червяка, который для колеса является торцовым:

$$m = \frac{p}{\pi},$$

где p – шаг резьбы (зацепления).

Делительный диаметр червяка – диаметр цилиндра, на котором толщина витка и ширина впадины равны по величине,

$$d_1 = m \cdot q,$$

где q – коэффициент диаметра червяка, величина стандартная (ГОСТ 2144–76). Чем меньше модуль m , тем больший коэффициент диаметра червяка следует назначать, чтобы обеспечить жесткость червяка (табл. 2.1).

Таблица 2.1

Сочетание модулей m и коэффициентов диаметров q
(ГОСТ 2144–76)

m , мм	1-й ряд	2,0; 2,5; 3,15; 4; 5,0; 6,3; 8,0; 10,0; 12,5; 16,0
	2-й ряд	1,5; 3,0; 3,5; 6,0; 7,0; 12
q	1-й ряд	6,3; 8,0; 10,0; 12,5; 16,0; 20,0; 25,0
	2-й ряд	7,1; 9,0; 11,2; 14,0; 18,0; 22,4

Примечание. Следует предпочитать 1-й ряд.

Для червячных цилиндрических передач ГОСТ 2144–76 регламентированы:

- длина нарезанной части червяка b_1 ;
- делительные углы подъема винтовой линии червяка и наклона зубьев колеса γ (табл. 2.2);
- межосевые расстояния a_w ; стандартные ряды межосевых расстояний a_w , мм:

1-й ряд	40; 50; 63; 80; 100; 125; 160; 200; 250; 315; 400; 500
2-й ряд	140; 180; 235; 280; 355; 450

Для нестандартных передач не обязательно придерживаться ГОСТа. Межосевые расстояния можно округлять за счет некоторого отклонения передаточного отношения от стандартного и за счет изменения числа зубьев колеса Z_2 . Номинальные переда-

точные отношения червячных цилиндрических передач (ГОСТ 2144–76):

1-й ряд	8; 10; 12,5; 16; 20; 25; 31,5; 40; 50; 63; 80
2-й ряд	9; 11,2; 14; 18; 22,4; 28; 35,5; 45; 56; 71

Для нарезания червячных колес и со смещением и без смещения используют один и тот же инструмент. Червячная фреза и червяк должны иметь одинаковые размеры, поэтому он не имеет смещения (у червяка изменяется диаметр начальной окружности, она не совпадает с делительной), а со смещением нарезают только колеса. При заданном межосевом расстоянии a_w , коэффициент смещения инструмента

$$x = \frac{a_w}{m} - 0,5 \cdot (q + Z_2).$$

По условию неподрезания и незаострения зубьев колеса:
 $1 \leq x \leq 1$.

У червяка со смещением:

– диаметр начального цилиндра $d_{w1} = m(q + 2x)$;

– тангенс угла подъема линии витка на начальном цилиндре $\operatorname{tg} \gamma_1 = Z_1 / (q + 2x)$.

У червячного колеса со смещением:

– диаметр вершин зубьев $d_{a2} = m \cdot (Z_2 + 2 + 2x)$;

– диаметр впадин зубьев $d_{f2} = m \cdot (Z_2 - 2,4 + 2x)$.

Все другие размеры остаются неизменными.

По ГОСТ 19672–74 допускается применять q , равный 7,5 и 12.

Делительные углы подъема γ резьбы червяка и наклона зубьев колеса

z	q							
	16	14	12	10	9	8	7,5	
1	3,576° (3°34'35")	4,086° (4°05'08")	4,764° (4°45'49")	5,711° (5°42'38")	6,340° (6°20'25")	7,125° (7°07'30")	7,595° (7°35'41")	
2	7,125° (7°07'30")	8,130° (8°07'48")	6,462° (6°27'44")	11,310° (11°18'36")	12,529° (12°31'44")	14,036° (14°02'10")	14,931° (14°55'53")	
4	14,036° (14°02'10")	15,945° (15°56'43")	18,435° (18°25'06")	21,801° (21°48'05")	23,962° (23°57'45")	26,565° (26°33'54")	28,072° (28°04'21")	

6. Опоры валов

Опоры валов червяков. Опоры валов червяков обычно устанавливают на подшипниках качения. Поскольку на червяк действуют значительные осевые силы, используют радиально-упорные роликовые или шариковые подшипники.

По схеме «враспор» (рис. 2.11) от осевых перемещений фиксируют относительно короткие валы.

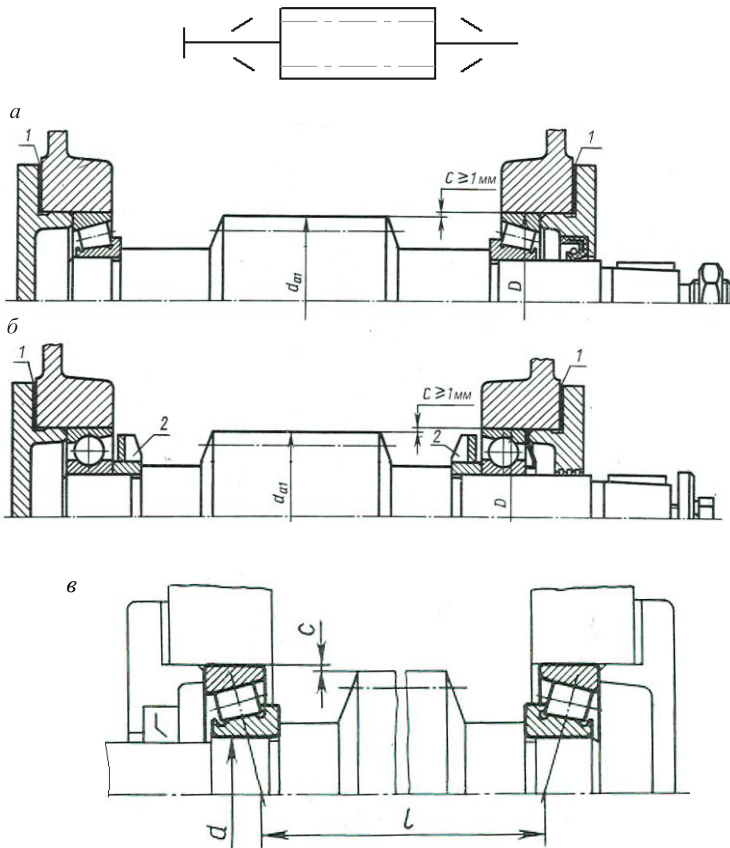


Рис. 2.11. Схема установки подшипников «враспор» без плавающей опоры

Установка вала $d = 30...50$ мм на шариковых радиально-упорных подшипниках возможна при $l/d \leq 8$ (см. рис. 2.11, б); на роликовых конических – при $l/d \leq 6$. Одну опору длинных валов при больших ожидаемых температурных деформациях фиксируют по схеме на рис. 2.12 – два подшипника в одной опоре, другую опору делают плавающей.

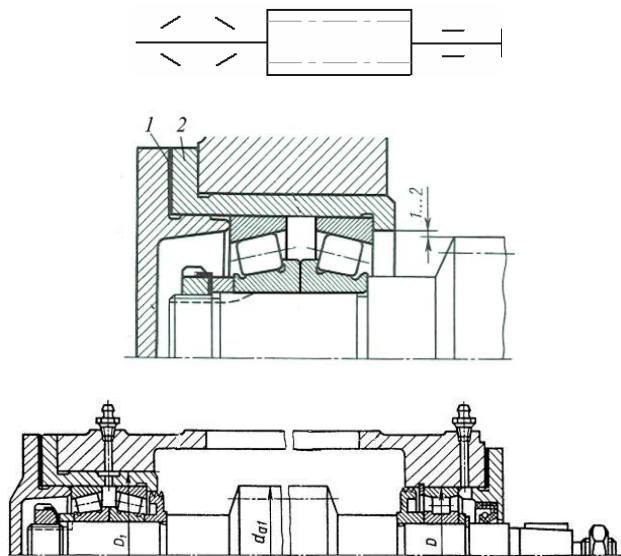


Рис. 2.12. Схема установки валов с плавающей опорой

Если диаметр червяка больше наружного диаметра подшипника, последние устанавливают в стакан 2 (см. рис. 2.12).

Опоры валов колес. В качестве опор валов червячных колес чаще других применяют роликовые или шариковые радиально-упорные подшипники, реже – радиальные шарикоподшипники по одному в опоре.

Регулирование осевого зазора в подшипниках. Зазоры в радиально-упорных подшипниках регулируют осевым перемещением колец. На рис. 2.11 наружные кольца подшипников перемещают, изменяя суммарную толщину набора тонких (толщиной $\approx 0,1$ мм)

металлических прокладок *1*, устанавливаемых под крышки подшипников.

Регулирование подшипников можно производить винтом *1* с мелким шагом, вворачиваемым в крышку подшипника, перемещающим нажимную шайбу *2*, а затем и наружное кольцо подшипника (рис. 2.13, 2.14).

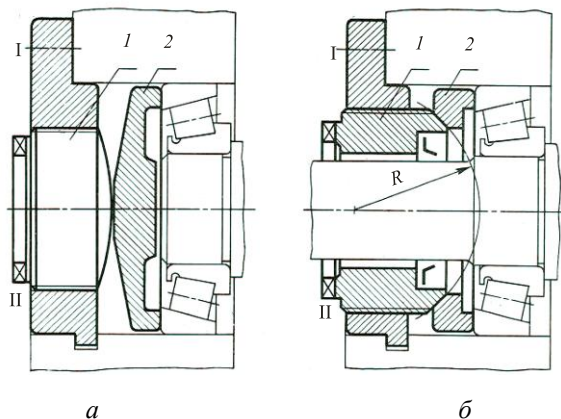


Рис. 2.13. Регулирование подшипников качения винтом

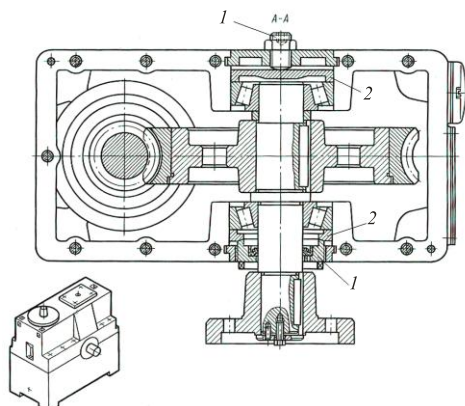


Рис. 2.14. Пример регулирования подшипников качения винтом (такое регулирование винтом ненадежно из-за недостаточной жесткости винта)

Регулирование осевого положения валов. Осевое смещение вала червяка относительно червячного колеса на работе зацепления не сказывается, поэтому его регулировка обычно не производится.

Положение же червячного колеса относительно червяка сказывается на положении и площади пятна контакта. Положение вала колеса регулируется с помощью набора прокладок *I* между подшипниковыми крышками и корпусом (рис. 2.15) после регулирования осевого зазора в радиально-упорных подшипниках.

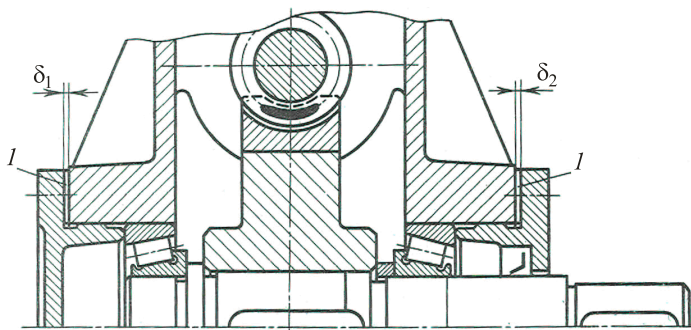


Рис. 2.15. Регулирование осевого положения вала червячного колеса

Для регулирования червячного зацепления необходимо весь комплект вала с червячным колесом сместить в осевом направлении до совпадения средней плоскости венца червячного колеса с осью червяка. Осевое смещение вала выполняют переносом части прокладок *I* с одной стороны корпуса на другую. Для сохранения необходимых зазоров в подшипниках суммарная толщина ($\delta_1 + \delta_2$) набора прокладок должна оставаться неизменной. Регулирование осевого положения вала производят и винтом (см. рис. 2.13, 2.14).

Контроль пятна контакта осуществляется с помощью краски (наиболее подходящей является «берлинская лазурь») обкаткой зацепления или по следам приработки. На пятно контакта влияют не только погрешности монтажа, но и погрешности изготовления червяков и червячных колес и других деталей.

ГОСТ 3675–81 устанавливает нормы точности на пятно контакта, связанные с площадью его поверхности.

7. КПД червячных передач

Червячная передача является зубчато-винтовой, поэтому в ней имеются потери, свойственные как зубчатой, так и передаче винт – гайка.

Общий КПД червячной передачи:

$$\eta = \eta_{\text{пк}} \cdot \eta_{\text{зп}} \cdot \eta_{\text{вп}} \cdot \eta_{\text{г}} = (0,91 \dots 0,92) \frac{\text{tg} \gamma}{\text{tg}(\gamma + \phi')}$$

где n – число пар подшипников в передаче;

$\eta_{\text{пк}}$ – КПД одной пары подшипников качения, $\eta_{\text{пк}} = 0,99$;

$\eta_{\text{зп}}$ – КПД зубчатой передачи, $\eta_{\text{зп}} = 0,96 \dots 0,98$;

$\eta_{\text{вп}}$ – КПД винтовой пары, $\eta_{\text{вп}} = \frac{\text{tg} \gamma}{\text{tg}(\gamma + \phi')}$;

$\eta_{\text{г}}$ – гидравлические потери, связанные с перемешиванием и разбрызгиванием смазки, $\eta_{\text{г}} = 0,97 \dots 0,98$.

Приведенный угол трения ϕ' зависит не только от материалов червяка и червячного колеса, шероховатости рабочих поверхностей, качества смазки, но и от скорости скольжения $V_{\text{ск}}$ (табл. 2.3).

Таблица 2.3

Зависимость ϕ' от $V_{\text{ск}}$

$V_{\text{ск}}$, м/с	f	ϕ'	$V_{\text{ск}}$, м/с	f	ϕ'
0,01	0,1...0,12	5°40'...6°50'	2,5	0,03...0,04	1°40'...2°20'
0,1	0,08...0,09	4°30'...5°10'	3	0,028...0,035	1°30'...2°00'
0,25	0,065...0,075	3°40'...4°20'	4	0,023...0,030	1°20'...1°40'
0,5	0,055...0,065	3°10'...3°40'	7	0,018...0,026	1°00'...1°30'
1	0,045...0,055	2°30'...3°10'	10	0,016...0,024	0°55'...1°20'
1,5	0,04...0,05	2°20'...2°50'	15	0,014...0,020	0°50'...1°10'
2	0,035...0,045	2°00'...2°30'			

Величина ϕ' значительно снижается при увеличении $V_{\text{ск}}$, так как при этом в зоне зацепления создаются благоприятные условия для образования масляного клина.

Скольжение в зацеплении. В червячной передаче в отличие от зубчатой окружные скорости V_1 и V_2 не совпадают по направлению и различны по величине (рис. 2.16). Поэтому в относительном движении начальные цилиндры червяка и колеса не обкатываются, а скользят. Скорость скольжения витка червяка по зубу колеса направлена по касательной к винтовой линии червяка:

$$V_{\text{ск}} = \frac{V_1}{\cos \gamma}; \quad V_1 = \frac{\omega_1 \cdot d_1}{2 \cdot 10^3}; \quad \omega_1 = \frac{\pi \cdot n_1}{30}.$$

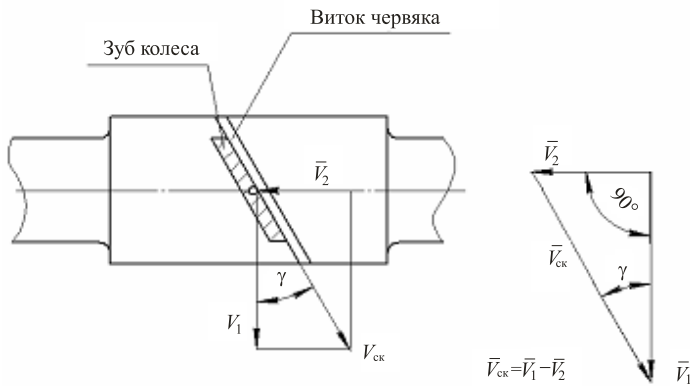


Рис. 2.16. Скорость скольжения в червячной передаче

8. Смазывание

Смазывание – подведение смазочного материала к поверхности трения сопряженных деталей: циркуляционное, погружением (окунанием), масляным туманом и др.

Смазывание зацепления и подшипников. Назначение смазки в редукторах:

- а) уменьшение потерь на трение;
- б) снижение износа трущихся деталей;
- в) удаление продуктов износа из зоны трения;
- г) охлаждение деталей;
- д) предохранение их от коррозии.

Кроме того, слой смазки, демпфируя, снижает динамические нагрузки, вызванные неточностью изготовления и шероховатостью

контактирующих поверхностей, что приводит к снижению вибрации и шума.

При скорости погружаемой в масло детали (червяка или колеса) $V \leq 12,5$ м/с используют картерную смазку. Такой способ смазки называют смазкой окунанием или барботажной смазкой.

Глубину погружения в масло деталей червячного редуктора h_m принимают: при нижнем расположении червяка $h_m = (0,1 \dots 0,5)d_{a1}$; при верхнем – $h_m = 2m \dots 0,25d_2$. Но объем масла должен быть достаточным, чтобы не взбалтывался осадок (продукты разрушения) и не происходило быстрого старения масла. Уровень смазки при нижнем расположении червяка не должен быть выше оси нижнего тела качения подшипника вала червяка. При малых диаметрах вала червяка он может не окунаться в масло (когда диаметр подшипника больше диаметра червяка). Для смазывания червячного зацепления на вал червяка в этом случае надевают брызговик 8 (см. рис. 2.6). При нижнем расположении червяк, погруженный в масло, при вращении своей винтовой нарезкой создает струю масла вместе с продуктами разрушения, заливающую подшипники и засоряющую их. В этом случае для защиты подшипника устанавливают маслоотражательные кольца 2 (см. рис. 2.11, б). Эти кольца выполняют с поперечными выступами – лопатками, которыми масло разбрызгивается на зацепления и подшипники вала колеса.

При верхнем расположении червяка маслоотражательные кольца не ставят. Для смазывания подшипников вала червячного колеса иногда применяют скребки с лотками, по которым масло подают к подшипникам (рис. 2.17). Если доступ масла к подшипникам затруднен, в редуктор встраивают насос. Через распределительное устройство по трубкам масло подается к подшипникам, затем масло стекает в картер.

Если применение насоса нежелательно, подшипники смазывают пластичным маслом (ЦИАТИМ-201, ЛИТОЛ-24, ОКБ-12-7 и др.). Чтобы смазка из подшипника не вытекала с внутренней стороны его закрывают мазеудерживающим кольцом. Для подачи в

подшипники пластичного смазочного материала можно применять пресс-масленки, конструкции которых приведены на рис. 2.18.

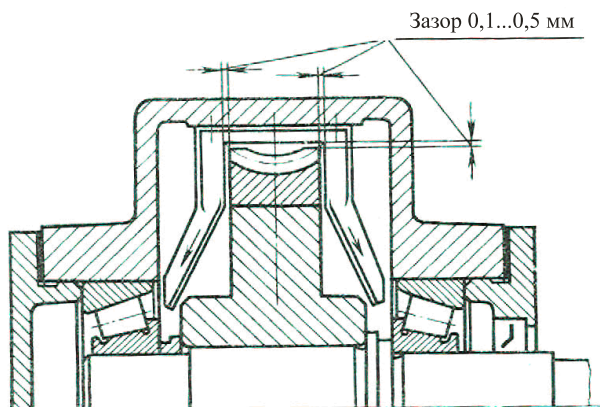


Рис. 2.17. Смазывание подшипников тихоходного вала при помощи скребков с лотками

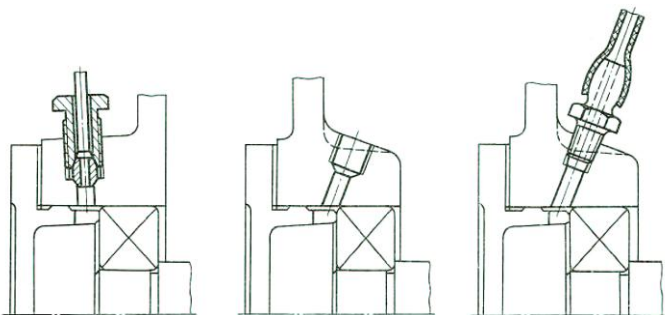


Рис. 2.18. Конструкции пресс-масленок

Для заливки масла и осмотра зацепления используют смотровой люк. Чтобы масло вследствие нагревания и избыточного давления внутри корпуса не выдавливалось через разъемы и уплотнения, предусматривают отдушины 4 (см. рис. 2.6), иногда совмещаемые с крышками смотровых люков. Роль отдушины может играть и маслоуказатель. Маслоуказатели различных конструкций используют для контроля уровня масла.

Для замены отработавшего масла и промывки картера керосином используют сливное отверстие, которое располагают ниже уровня днища. Отверстие с резьбой закрывается пробкой 10 с прокладкой из маслостойкой резины (см. рис. 2.7).

Уплотнительные устройства. Уплотнительные устройства применяют для предотвращения вытекания смазочного материала из подшипниковых узлов через зазоры между валом и отверстием в подшипниковой крышке и для защиты подшипников от попадания пыли, грязи и влаги извне.

Уплотнения устанавливают в торцовых (привертных) и врезных крышках подшипниковых узлов по цилиндрическим поверхностям (манжетные и сальниковые уплотнения) и торцовым поверхностям (торцовые уплотнения). Щелевые уплотнения тоже являются наружными. Выбор типа уплотнения зависит от способа смазывания подшипников, окружной скорости вала, рабочей температуры и характера внешней среды.

Манжетные уплотнения используют при смазывании как густым, так и жидким смазочным материалом при низких и средних скоростях $V \leq 10...20$ м/с, так как они оказывают сопротивление вращению вала (рис. 2.19).

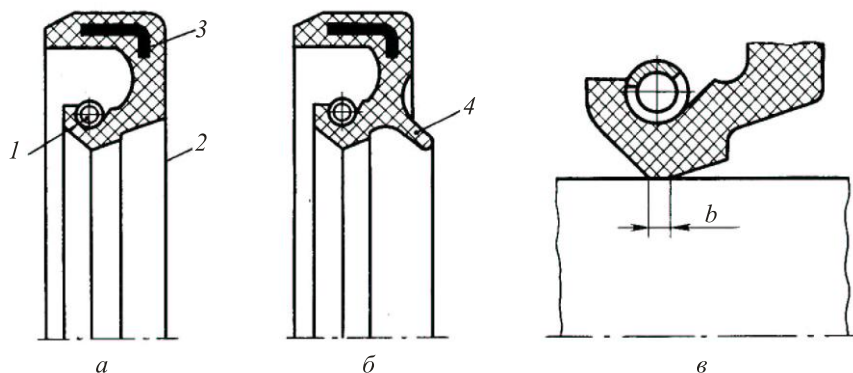


Рис. 2.19. Манжетные уплотнения

Резиновая армированная манжета (ГОСТ 8752–79) состоит из корпуса 2, изготовленного из бензомаслостойкой резины, сталь-

го Г-образного каркаса 3 и браслетной пружины 1 (рис. 2.19, а), которая стягивает уплотняющую часть манжеты и образует рабочую кромку шириной $b = 0,4 \dots 0,8$ мм (рис. 2.19, в). Манжеты, работающие в засоренной среде, имеют «пыльники» 4 (рис. 2.19, б). При смазывании жидкой смазкой для предохранения смазочного материала от вытекания манжету ставят открытой полостью внутрь. Это обеспечивает доступ масла к рабочей кромке, что уменьшает износ резины (рис. 2.20, а) и за счет давления внутри полости манжеты плотнее прижимает ее к крышке и валу. Если используется пластичная смазка, которая подается в подшипник через шприц, давление внутри подшипниковой камеры может оказаться очень большим. Чтобы не повредить манжету, ее в этом случае устанавливают рабочей кромкой наружу (рис. 2.20, б). При избыточном давлении избыток смазки отгибает кромку манжеты и выдавливается наружу.

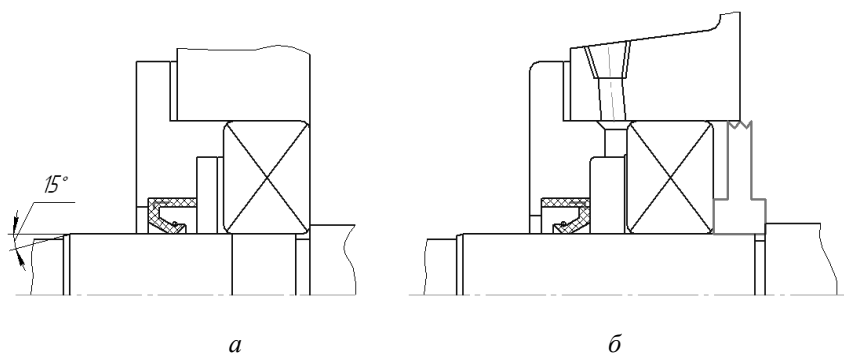


Рис. 2.20. Варианты установки манжет

Манжеты предназначены для работы в минеральных маслах, воде, дизельном топливе при температуре $45 \dots 150$ °С.

Сальником называют уплотнительное кольцо прямоугольного сечения из грубошерстного (ГОСТ 6418–81) и полугрубошерстного (ГОСТ 6308–71) войлока при окружной скорости не более 2 м/с и из тонкошерстного войлока (ГОСТ 288–72) при окружной скорости до 5 м/с.

Торцовые уплотнения применяют преимущественно при жидком смазочном материале. Они эффективно предохраняют подшипники от вытекания масла и попадания влаги и грязи. Наиболее простые торцовые уплотнения – стальные шайбы (рис. 2.21).

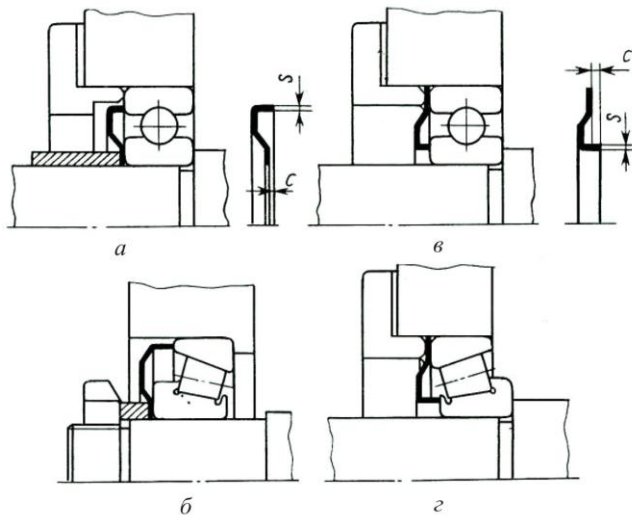


Рис. 2.21. Торцовые уплотнения стальными шайбами:
а, б – исполнение 1; в, г – исполнение 2

Щелевые уплотнения. На рис. 2.22 представлены щелевые канавки.

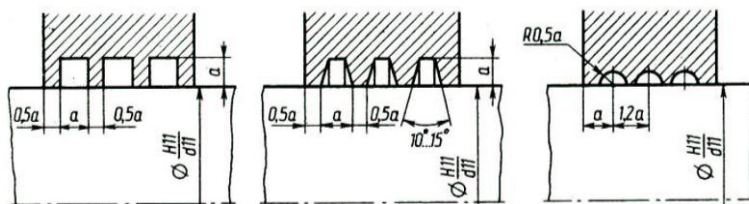


Рис. 2.22. Формы щелевых канавок

Щелевые уплотнения эффективно работают при любом способе смазывания подшипников, практически при любой скорости, ибо не оказывают сопротивления вращению вала. Зазоры щелевых уплотнений целесообразно заполнять пластичным смазочным материалом для защиты от попадания извне пыли и влаги.

9. Охлаждение червячных редукторов

Работа червячных передач сопровождается большим выделением тепла. Если температура масла превышает максимально допустимую, то вследствие снижения вязкости масла не обеспечивается разделение трущихся поверхностей слоем смазки, усиливается износ и опасность заедания. При проектировании червячных редукторов обязательны расчет КПД и тепловой расчет.

Для отвода тепла применяют различные способы:

- используют алюминиевые корпуса с вертикально расположенными ребрами охлаждения (естественное охлаждение малогабаритных редукторов);
- на вал червяка надевают крыльчатку центробежного вентилятора; ребра на корпусе в этом случае располагают параллельно оси вала;
- через полые стенки корпуса пропускают холодную воду;
- в масло погружают змеевик, по которому циркулирует вода;
- применяют циркуляционную смазку.

Порядок выполнения работы

1. Изучить методические указания к лабораторной работе. Обратить внимание на эксплуатационные вопросы: особенности конструкции данного редуктора, регулировка зацепления и подшипников, смазка, температурный режим.

2. Измерить габаритные и присоединительные размеры.

3. Разобрать редуктор. Измерить межосевое расстояние с помощью рейсмаса (по корпусным деталям) с точностью, обеспечиваемой мерительным инструментом (до 0,1 мм).

4. Замерить основные параметры червяка, червячного колеса, подшипников.

5. Используя результаты замеров, произвести расчет основных геометрических параметров редуктора. Выписать стандартные размеры и величины.

6. Выполнить кинематический и энергетический расчеты по индивидуальным заданиям.

7. Вычертить кинематическую схему редуктора.

8. Нанести основные размеры на эскизной компоновке.

9. Проработать контрольные вопросы.

Контрольные вопросы

1. Каково назначение редуктора?

2. Каковы достоинства и недостатки червячных редукторов в сравнении с зубчатыми?

3. Какие детали участвуют в передаче вращающего момента?

4. Какие материалы и виды термообработки и механической обработки используются для изготовления червяка?

5. Какие материалы используются для изготовления червячных колес?

6. Как фиксируются от осевого смещения валы редуктора?

7. Как производится регулирование осевых зазоров подшипников?

8. Как регулируется и проверяется правильность червячного зацепления?

9. Какие факторы влияют на КПД червячного редуктора?

10. Как осуществляется смазка зацепления?

11. Как смазываются подшипники?

12. Каковы типы уплотнений подшипниковых узлов?

13. Каковы способы охлаждения червячных редукторов?

14. Каково назначение штифтов между крышкой и корпусом редуктора?

Тест для самоконтроля

1. Червячные передачи применяют для передачи вращательного движения между валами:

1) с параллельными осями

2) с пересекающимися осями

3) с перекрещивающимися осями

4) с гибкими осями

2. Основным достоинством червячной передачи является:

1) возможность передачи больших нагрузок

- 2) возможность получения большого передаточного числа
- 3) низкий КПД
- 4) отсутствие заедания в передаче

3. Основные недостатки червячных передач:

- 1) износ и нагрев деталей передачи
- 2) самоторможение
- 3) ограничение по мощности
- 4) значительные размеры передачи

4. Прямолинейный профиль в осевом сечении имеют червяки:

- 1) конволютный
- 2) архимедов
- 3) эвольвентный
- 4) нелинейчатый

5. Прямолинейный профиль в нормальном к витку сечении имеют червяки:

- 1) конволютный
- 2) архимедов
- 3) эвольвентный
- 4) нелинейчатый

6. Коэффициент диаметра червяка представляет собой зависимость:

1) $q = \frac{d_1}{m}$	2) $q = \pi \cdot m$	3) $q = \frac{z_1}{\text{tg}(\gamma + \rho')}$	4) $q = \frac{h_{a1}}{m}$
------------------------	----------------------	--	---------------------------

7. При ведущем червяке более высокую мощность передает:

- 1) вал червячного колеса
- 2) оба вала передают одинаковую мощность
- 3) вал червяка
- 4) тихоходный вал передачи

8. Редуктор должен обладать свойством самоторможения.

Следует применить передачу...

- 1) коническую кругозубую

- 2) червячную четырехзаходную
- 3) цилиндрическую косозубую
- 4) червячную однозаходную

9. Уменьшение числа заходов червяка z_1 :

1) приводит к уменьшению количества теплоты, выделяемой при работе редуктора

2) приводит к увеличению количества теплоты, выделяемой при работе редуктора

3) не влияет на количество теплоты, выделяемой при работе редуктора

4) приводит к снижению давления в корпусе редуктора

10. Для изготовления венца червячного колеса наиболее пригоден материал:

1) сталь

2) чугун

3) бронза

4) пластмасса

11. Зубчатый венец червячного колеса изготавливают из антифрикционных материалов с целью:

1) снижения потерь на трение

2) повышения контактной прочности

3) повышения изгибной прочности зубьев

4) уменьшения скольжения в зацеплении

12. Корпуса червячных редукторов изготавливают ребренными с целью:

1) увеличения жесткости корпуса

2) уменьшения жесткости корпуса

3) увеличения поверхности охлаждения

4) выполнения норм технической эстетики

13. Скольжение витка червяка относительно зуба червячного колеса в червячной передаче:

1) неизбежно из-за перекрещивания осей

2) может отсутствовать, если правильно подобрать материалы червяка и колеса

3) может отсутствовать при большом угле подъема винтовой линии

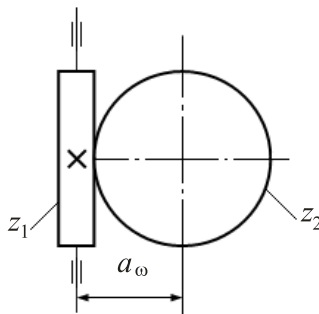
4) неизбежно из-за низкого КПД

14. Мощность ведущего (быстроходного) вала редуктора 6 кВт, а частота вращения тихоходного вала $n_2 = 240 \text{ мин}^{-1}$. Если общий КПД редуктора $\eta = 0,94$, то момент на тихоходном валу T_2 окажется равным...

1. $T_2 = 234 \text{ Н}\cdot\text{м}$
2. $T_2 = 210 \text{ Н}\cdot\text{м}$
3. $T_2 = 224,425 \text{ Н}\cdot\text{м}$
4. $T_2 = 212 \text{ Н}\cdot\text{м}$

15. Модуль зацепления m при межосевом расстоянии червячной передачи $a_\omega = 160 \text{ мм}$, числе зубьев червячного колеса $z_2 = 70$, числе заходов червяка $z_1 = 2$, коэффициенте диаметра червяка $q = 10$, будет:

- 1) $m = 3,15$
- 2) $m = 4$
- 3) $m = 5$
- 4) $m = 6,3$

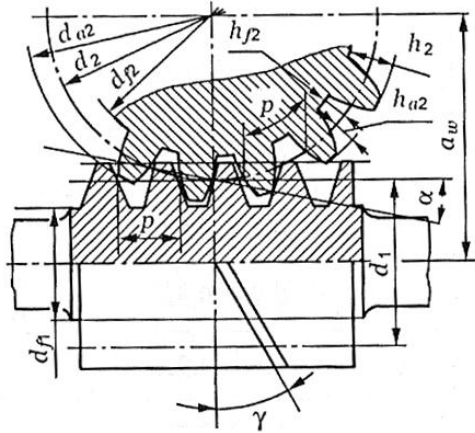


16. Межосевое расстояние червячной передачи a_ω определяется по формуле

- 1) $0,5mz_\Sigma$
- 2) $\frac{mz_1}{[2(u+1)]}$

$$3) 0,5m(q + z_2)$$

$$4) \frac{m}{[2(z_1 + z_2)]}$$



Лабораторная работа № 3. ПОДШИПНИКИ КАЧЕНИЯ

Цель работы: изучение конструкции, классификации и характеристик основных типов подшипников качения; ознакомление с условными обозначениями (маркировкой) подшипников.

1. Общие сведения, конструкции, классификация

Подшипники качения предназначены для восприятия радиальных, осевых и комбинированных постоянных и циклических нагрузок и являются основными видами опор в машиностроении.

Достоинства: малый момент трения, простота монтажа и эксплуатации, незначительный расход смазки, высокая степень стандартизации и централизованное изготовление, высокая нагрузочная способность на единицу ширины подшипника, надежная работа в условиях частых остановок и пусков.

Недостатки: низкая долговечность в условиях высоких скоростей и ударных нагрузок, большие радиальные размеры и масса, повышенный шум при высоких скоростях.

Конструкция. Подшипники качения (рис. 3.1) состоят из внутреннего 2 и наружного 1 колец, одно из которых устанавливается чаще всего на вращающийся вал, а другое – в неподвижный корпус;

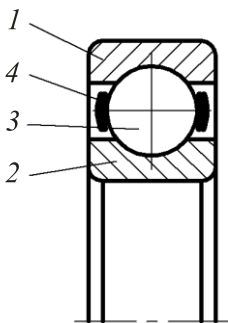


Рис. 3.1. Шариковый однорядный радиальный подшипник качения

тел качения (шариков и роликов) 3 и сепаратора 4, разделяющего и направляющего тела качения. Тела качения перемещаются по дорожкам качения, расположенным на цилиндрических или конических поверхностях колец.

Иногда с целью снижения габаритов подшипникового узла, применяют подшипники с одним кольцом или без колец, а дорожки качения выполняют на поверхностях деталей. Основные типы подшипников качения

стандартизованы и изготавливаются на специализированных заводах. В особых условиях применяют и нестандартные подшипники.

Размеры и характеристики подшипников приведены в каталогах и справочниках [1, 2].

Материалы. Кольца и тела качения подшипников изготавливают из шарикоподшипниковых высокоуглеродистых хромистых сталей ШХ15 и ШХ15СГ, ШХ20СГ, а также цементуемых легированных сталей 18ХГТ, 20Х2Н4А. При рабочей температуре до 100 °С тела качения и кольца имеют твердость 60–66 HRC.

Сепараторы большинства типов подшипников имеют ленточную конструкцию (рис. 3.2, *а, б*) и изготавливаются штамповкой из стальной холоднокатаной ленты, тонколистовой качественной углеродистой конструкционной стали и листовой качественной стали. Для высокоскоростных подшипников используются массивные сепараторы из антифрикционных бронз (рис. 3.2, *в, г, д*), предотвращающих интенсивное изнашивание из-за трения скольжения с телами качения и кольцами. Используются также сепараторы из анодированного дюралюминия, порошковых материалов, текстолита, полиамидов (рис. 3.2, *е, ж, з*).

Примеры конструкций сепараторов подшипников качения:

- штампованные сепараторы из стали для радиальных шарикоподшипников змейковые с соединяющими усиками (см. рис. 3.2, *а*) и с заклепками (см. рис. 3.2, *б*) и с распорками;
- латунный массивный сепаратор на заклепках для радиальных шарикоподшипников (см. рис. 3.2, *в*);
- латунный массивный сепаратор с окнами для радиально-упорных шарикоподшипников (см. рис. 3.2, *г*);
- латунный массивный сепаратор с перемычками (на заклепках) для радиальных роликоподшипников (см. рис. 3.2, *д*);
- массивный сепаратор из стеклонаполненного полиамида защелкивающийся для радиальных однорядных шарикоподшипников (см. рис. 3.2, *е*);
- массивный сепаратор с окнами из стеклонаполненного полиамида для радиально-упорных шарикоподшипников (см. рис. 3.2, *ж*);
- массивный сепаратор с окнами из стеклонаполненного полиамида для радиальных однорядных роликоподшипников (см. рис. 3.2, *з*);

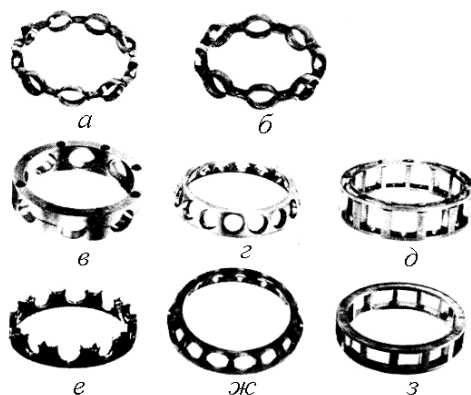


Рис. 3.2. Конструкции сепараторов

Классификация подшипников качения. Подшипники качения классифицируются по следующим признакам:

а) по направлению нагрузки, для восприятия которой они предназначены:

- радиальные (рис. 3.3, *а–з*) (несущие, в основном радиальную нагрузку, направленную перпендикулярно к геометрической оси подшипника);

- радиально-упорные (рис. 3.3, *и, к, л, м*) (воспринимающие одновременно усилия, направленные как в радиальном, так и в осевом направлениях);

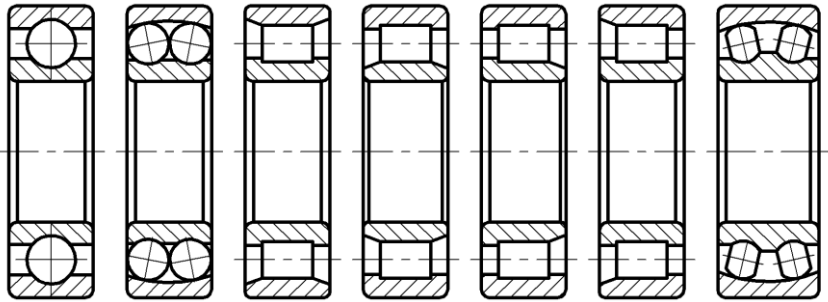
- упорные (рис. 3.3, *н, о, п*) (несущие осевую нагрузку, направленную вдоль оси подшипника);

- упорно-радиальные (рис. 3.3, *р*) (воспринимающие в основном осевую нагрузку и значительно меньшую радиальную);

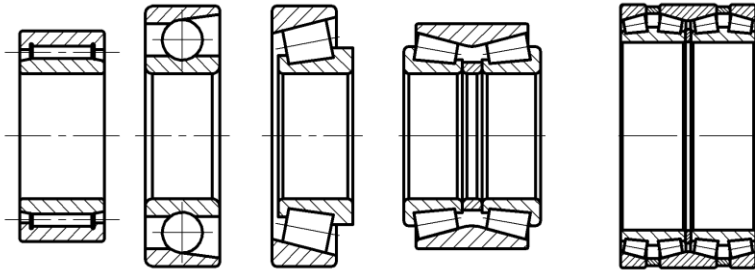
б) по форме тел качения:

- шариковые (рис. 3.4, *а*);

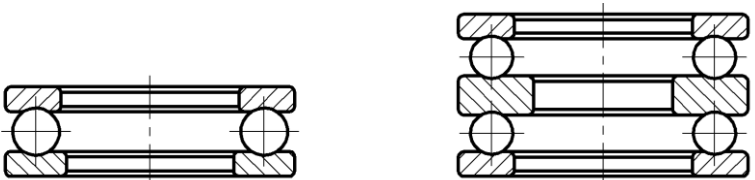
- роликовые: с короткими или длинными цилиндрическими (рис. 3.4, *б*), коническими (рис. 3.4, *в*), бочкообразными симметричными (рис. 3.4, *г*) или несимметричными, игольчатыми (рис. 3.4, *д*), витыми (рис. 3.4, *е*) роликами;



а б в г д е ж



з и к л м



н о



п р

Рис. 3.3. Основные типы подшипников качения

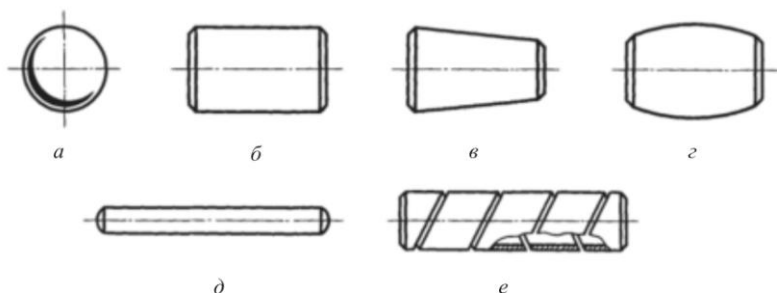


Рис. 3.4. Тела качения подшипников

- в) по числу рядов тел качения;
 - однорядные;
 - двухрядные;
 - многорядные;
- г) по способности компенсировать перекосы вала:
 - самоустанавливающиеся (сферические);
 - несамоустанавливающиеся;
- д) по соотношению габаритов размеров.

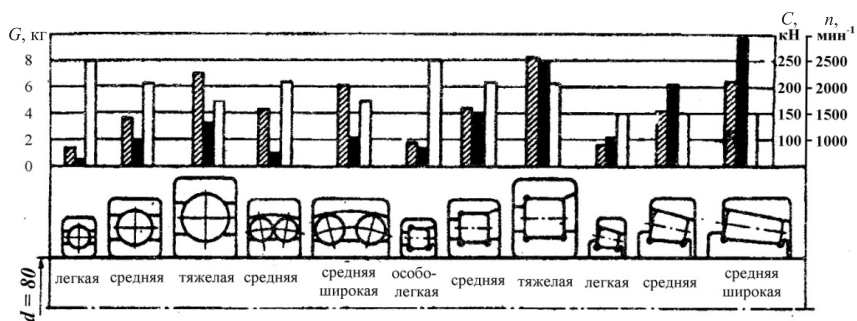


Рис. 3.5. Сравнительные параметры подшипников различных типов и серий при внутреннем диаметре $d = 80$ мм: \square – масса; \blacksquare – динамическая грузоподъемность C ; \square – предельная частота вращения n

В зависимости от отношений размеров – наружного диаметра D и ширины b к внутреннему диаметру d подшипника – существуют габаритные серии (рис. 3.5): по радиальным размерам – сверх-

легкая, особолегкая, легкая, средняя и тяжелая; по ширине – особо узкие, узкие, нормальные, широкие, особо широкие. Серии отличаются предельной частотой вращения, допускаемой радиальной или осевой нагрузкой и грузоподъемностью.

2. Основные типы подшипников качения

Шариковые радиальные однорядные подшипники (тип 0000) (см. рис. 3.3, *а*). Обладают наибольшей быстроходностью. Предназначены, в основном, для восприятия радиальной нагрузки, но способны воспринимать и ограниченную осевую нагрузку, действующую в обе стороны (до 0,7 от неиспользованной радиальной нагрузки). Допускают перекосы колец до 10–15' за счет зазоров. Характеризуются сравнительно малыми радиальной и осевой жесткостью, не рекомендуются для применения в узлах, требующих точной фиксации валов. При проектировании новых машин в первую очередь следует ориентироваться на применение шариковых радиальных однорядных подшипников в связи с их относительно невысокой стоимостью, распространенностью, простотой монтажа и способностью воспринимать комбинированные нагрузки.

Шариковые радиальные двухрядные сферические подшипники (тип 1000) (см. рис. 3.3, *б*). Имеют сферическую рабочую поверхность наружного кольца. Предназначены для восприятия радиальной нагрузки, но могут воспринимать и ограниченные осевые нагрузки любого направления (до 0,2 от неиспользованной радиальной нагрузки). Допускают значительные (до 2–3°) перекосы внутреннего кольца (вала) относительно наружного. Применяются в узлах с нежесткими валами и конструкциях, в которых не может быть обеспечена надлежащая соосность отверстий корпусов. При установке в одной опоре двух подшипников самоустанавливаемость их теряется.

Роликовые радиальные подшипники с короткими цилиндрическими роликами (тип 2000) (тип 32000) (см. рис. 3.3, *в, г*). Предназначены для восприятия только радиальной нагрузки. Отличаются повышенной (в 1,7–2,0 раза) радиальной нагрузочной способностью, но тяжелее и дороже аналогичных шариковых. Чувствительны к перекосам осей колец. При отсутствии соосности воз-

никает концентрация напряжений у краев роликов, что резко снижает долговечность подшипника.

Существует восемь стандартных разновидностей роликовых подшипников с короткими цилиндрическими роликами в зависимости от наличия и расположения бортов на наружном и внутреннем кольцах, например, подшипники с дополнительным буртом на внутреннем (тип 42000) (см. рис. 3.3, д) или наружном (тип 12000) (см. рис. 3.3, е) кольце. Эти подшипники могут воспринимать кроме радиальной и ограниченную осевую нагрузку в одном направлении.

Роликовые подшипники следует применять с более жесткими валами и в корпусах, посадочные поверхности которых имеют малые отклонения от соосности.

Роликовые двухрядные сферические радиальные подшипники (тип 3000) (рис. 3.3, ж). Имеют два ряда бочкообразных роликов. Характеризуются наибольшей нагрузочной способностью (в 2 раза больше, чем у аналогичных шариковых), а также способны работать при значительных углах перекоса (до $2-3^\circ$) и воспринимать действующую в обоих направлениях небольшую осевую нагрузку (до 0,25 от неиспользованной радиальной). Значительно уступают по скоростным характеристикам сферическим шариковым и однорядным роликовым. Область применения – тяжелонагруженные многоопорные валы, а также двухопорные, подверженные значительным прогибам.

Роликовые радиальные подшипники с игольчатыми роликами (тип 4000) (см. рис. 3.3, з). Предназначены для восприятия только радиальной нагрузки, осевую не воспринимают и осевое положение вала не фиксируют. Могут применяться без внутреннего кольца. Эти подшипники имеют наименьшие радиальные размеры, способны воспринимать большие радиальные нагрузки, но удовлетворительно работают лишь при невысоких скоростях. Подшипники с сепаратором работают при более высоких скоростях, но обладают меньшей грузоподъемностью. Применяются в узлах, требующих малых радиальных размеров, и в узлах с качательным движением. Чувствительны к прогибам валов и несоосности посадочных мест.

Шариковые радиально-упорные подшипники (тип 6000) (см. рис. 3.3, и). Предназначены для восприятия радиальной и од-

носторонней осевой нагрузок. По сравнению с чисто радиальными подшипниками обладают повышенной в 1,3–1,4 раза нагрузочной способностью и могут работать при повышенных оборотах. Допустимая осевая нагрузка для подшипника зависит от номинального угла контакта. В опорах, где преобладает радиальная нагрузка, применяют подшипники с небольшим углом контакта ($\alpha = 12^\circ$ тип 36000). В опорах с превалирующей осевой нагрузкой целесообразнее применять подшипники с повышенными углами контакта ($\alpha = 26^\circ$, тип 46 000 и $\alpha = 36^\circ$, тип 66 000). С увеличением диаметра d повышается осевая жесткость и нагрузочная способность подшипников, но снижается быстроходность.

Радиально-упорные подшипники с коническими роликами (тип 7000) (см. рис. 3.3, *к*). Предназначены для восприятия радиальной и односторонней осевой нагрузок. По сравнению с радиально-упорными шариковыми подшипниками имеют большую нагрузочную способность (примерно в 1,5 раза), но меньшую быстроходность. Подшипники разъемные, что позволяет производить раздельный монтаж внутреннего (вместе с роликами и сепаратором) и наружного колец. Обладают способностью воспринимать небольшие ударные нагрузки. Наряду с основной конструкцией (тип 7000) выпускаются подшипники с большим углом конусности наружного кольца $\alpha = 20\text{--}30^\circ$ (тип 27000).

С увеличением угла конусности возрастает осевая грузоподъемность, а радиальная уменьшается.

Конструктивная разновидность подшипников: двухрядные (см. рис. 3.3, *л*) и четырехрядные (см. рис. 3.3, *м*). Они имеют повышенную грузоподъемность и способны воспринимать двухсторонние осевые нагрузки.

Конические роликовые подшипники обладают большой чувствительностью к несоосности и относительному перекоосу колец, поэтому они требуют жестких валов, точной расточки корпусов и тщательного монтажа.

Упорные шарикоподшипники (тип 8000) (см. рис. 3.3, *н*) и **роликподшипники (тип 9000)** (см. рис. 3.3, *п*). Предназначены для восприятия только осевой нагрузки. Применяются при средней и малой скоростях вращения во избежание заклинивания тел качения от действия центробежных сил.

Одно из колец («тугое») устанавливается на валу с натягом, а другое – в корпус с зазором.

Разновидностью упорного подшипника является **двойной подшипник** (тип 38000) (см. рис. 3.3, о), предназначенный для восприятия осевых нагрузок в обоих направлениях. Этот подшипник имеет три кольца, среднее из которых устанавливаются на вал с натягом.

Упорные подшипники чувствительны к перекосам и несоосности. Для уменьшения влияния перекосов под опорную поверхность свободного кольца рекомендуется подкладывать прокладки из материалов с низким модулем упругости.

Этих недостатков лишены **упорные роликоподшипники с бочкообразными роликами** (см. рис. 3.3, р), которые способны самоустанавливаться и воспринимать небольшую радиальную нагрузку. Они допускают более высокие скорости вращения.

3. Система условных обозначений подшипников

3.1. Основное обозначение

На торце одного из колец подшипника наносится его условное обозначение и номер завода-изготовителя. Условное обозначение подшипника состоит из цифр и характеризует внутренний диаметр подшипника, его серию, тип, конструктивную разновидность. Порядок отсчета цифр справа налево (рис. 3.6).

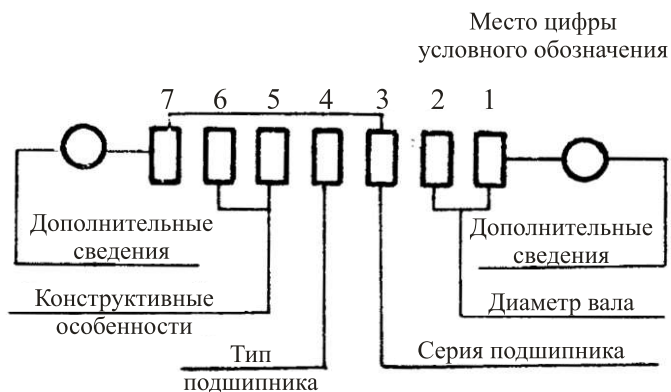


Рис. 3.6. Структура условных обозначений подшипника

Внутренний диаметр подшипника. Две первые цифры справа указывают шифр диаметра внутреннего кольца подшипника. Для подшипников с внутренним диаметром от 20 до 495 мм для получения значения диаметра необходимо последние две цифры его условного обозначения умножить на 5. Для всех подшипников с внутренним диаметром от 10 до 17 мм существуют следующие обозначения:

- 10 мм – 00,
- 12 мм – 01,
- 15 мм – 02,
- 17 мм – 03,

Для подшипников с внутренним диаметром до 9 мм включительно первая цифра условного обозначения указывает фактический размер внутреннего диаметра подшипника (мм), при этом на третьем месте ставится цифра 0. Вторая цифра обозначает серию.

Серии подшипников. Третья цифра справа указывает серию подшипника:

Серия диаметров	Обозначение
Особолегкая	1
Легкая	2 или 5
Средняя	3 или 6
Тяжелая	4

Совместно с седьмой цифрой справа, используемой для обозначения серии по ширине подшипника, третья цифра определяет размерную серию подшипника по диаметру (табл. 3.1).

Таблица 3.1

Обозначение серий подшипников

Серия диаметра	Серия ширины	Обозначение серии		Пример обозначения подшипника	
		3-я цифра справа	7-я цифра справа		
8	Узкая	8	7	7000800	
	Нормальная	8	1	1000800	
	Широкая	Особо-широкая	8	2	2002800
				3	3007800
				4	4024800
				5	5004800
6	6002800				

Окончание табл. 3.1

Серия диаметра	Серия ширины	Обозначение серии		Пример обозначения подшипника			
		3-я цифра справа	7-я цифра справа				
9	Узкая	9	7	7000900			
	Нормальная	9	1	1000900			
	Широкая	9	2	2002900			
	Особо-широкая	9		3	3007900		
				4	4024900		
5				5004900			
Особолегкая	1	1	6	6002900			
			Узкая	1	7	7000100	
			Нормальная	1	0	100	
			Широкая	1	2	2002100	
			Особо-широкая	1		3	3003100
						4	4024100
5	5004100						
7			6	6002100			
			Узкая	7	2	7000700	
			Нормальная	7	1	1002700	
			Широкая	7	2	2002700	
			Особо-широкая	7		3	3003700
4	4004700						
Легкая	2 или 5	2	8	8000200			
			Узкая	2	0	200	
			Нормальная	2	1	1000200	
			Широкая	5	0	2500	
			Особо-широкая	2		3	3003200
						4	4004200
Средняя	3 или 6	3	8	8000300			
			Узкая	3	0	300	
			Нормальная	3	1	1000300	
			Широкая	6	0	2600	
			Особо-широкая	3	3	3056300	
Тяжелая	4	4	0	400			
			2	2086400			
Ненормальные внутренние диаметры 9	Неопределенная	9	0	900			

Тип подшипника. Четвертая цифра обозначает тип подшипника:

шариковый радиальный однорядный	0
шариковый радиальный сферический.....	1
роликовый радиальный с короткими цилиндрическими роликами.....	2
роликовый радиальный сферический.....	3
роликовый радиальный с длинными цилиндрическими или игольчатыми роликами.....	4
роликовый радиальный с витыми роликами	5
шариковый радиально-упорный	6
роликовый конический	7
шариковый упорный и шариковый упорно-радиальный	8
роликовый упорный и роликовый упорно-радиальный	9

Примеры:

23 – подшипник шариковый радиальный однорядный (четвертая цифра 0) легкой серии (цифра 2) с внутренним диаметром 3 мм.

203 – подшипник шариковый радиальный однорядный (четвертая цифра 0) легкой серии (третья цифра 2) с внутренним диаметром 17 мм (03).

2230 – подшипник роликовый радиальный с короткими цилиндрическими роликами (четвертая цифра 2) легкой серии (третья цифра 2) с внутренним диаметром 150 (30×5)мм.

3813 – подшипник роликовый сферический двухрядный (четвертая цифра 3) средней широкой (третья цифра 6, седьмая 0) серии с внутренним диаметром 65 (15×5) мм.

Конструктивные особенности. Пятая и шестая цифры справа используются для характеристики конструктивных особенностей (номинальный угол контакта тел качения с наружным кольцом подшипника в радиально-упорных подшипниках, наличие встроенных уплотнений, наличие стопорных канавки или бурта на наружном кольце, разборность подшипника и др.).

Примеры:

60018 – подшипник шариковый радиальный однорядный (четвертая цифра 0) особолегкой серии (вторая цифра 1) с внутренним диаметром 8 мм, с одной защитной шайбой (пятая цифра 6).

150212 – подшипник шариковый радиальный легкой серии с одной защитной шайбой и со стопорной канавкой на наружном кольце (пятая цифра 5 и шестая – 1).

111217 – подшипник шариковый радиальный сферический двухрядный (четвертая цифра 1) легкой серии (третья цифра 2, седьмая – 0) с коническим отверстием внутреннего кольца (пятая цифра 1 и шестая – 1), $d = 85$ мм.

67202 – подшипник роликовый конический однорядный (четвертая цифра 7) легкой серии (третья цифра 2) с упорным бортом на наружном кольце (пятая цифра 6). Диаметр внутреннего кольца подшипника 15 мм (первая и вторая цифры 02).

3.2. Дополнительные обозначения, расположенные слева

Класс точности. Класс точности подшипника указывается цифрой, которую пишут перед условным обозначением подшипника. ГОСТ 520–2011 предусматривает пять основных классов точности изготовления подшипников: нормальный – 0, повышенный – 6, высокий – 5, особо высокий – 4, сверхвысокий – 2. Кроме того, ГОСТ 520–2011 предусматривает изготовление шариковых и роликовых радиальных и шариковых и роликовых радиально-упорных подшипников класса точности Т, более высокой точности, чем класса точности 2, а для роликовых конических подшипников – класса точности 6х. Классы точности подшипников характеризуются значениями предельных отклонений размеров, формы, расположения поверхностей подшипников.

С переходом от класса 0, имеющего наибольшее распространение при умеренных частотах вращения и отсутствии жестких требований к положению оси вращающихся деталей, к классу 2 допуски на боковое и радиальное биение уменьшаются приблизительно в 5 раз, а стоимость увеличивается в 10 раз.

По заказу потребителя для работы в неответственных узлах могут быть изготовлены подшипники дополнительных классов точности – 8 и 7 – ниже класса точности 0.

На подшипниках нормального класса точности 0 обозначение класса не дается и в документации не указывается.

Радиальный зазор. Радиальный зазор – среднее арифметическое значение расстояния по радиусу, на которое одно из колец может быть смещено относительно другого.

Различают начальный зазор, который имеется в подшипнике до установки в опору, посадочный зазор, который образуется в подшипнике после его установки на рабочее место и рабочий зазор, который образуется при установившемся температурном режиме подшипникового узла. Оптимальным с точки зрения грузоподъемности подшипника является рабочий зазор, равный толщине масляного слоя (3–15 мкм). Увеличение зазора ведет к сокращению зоны нагружения, уменьшение – к снижению толщины масляного слоя и к трению без смазки. Эксплуатационные условия подшипникового узла часто требуют, чтобы радиальные подшипники, с одной стороны, имели большой радиальный зазор (большой посадочный натяг колец, повышенная рабочая температура), а с другой – малый радиальный зазор (высокая точность вращения).

Для удовлетворения различным требованиям радиальные подшипники выпускаются нескольких групп начальных зазоров: нормальный (основной) и дополнительных групп, которые по сравнению с нормальной имеют меньшие или большие зазоры (см. табл. 3.2). Величины начальных зазоров приводятся в справочниках и каталогах [1].

Обозначение группы зазора по ГОСТ 3189–89 для подшипников:

- шариковых радиальных однорядных: 6, нормальная, 7, 8, 9;
- роликовых радиальных с короткими цилиндрическими роликами, цилиндрическим отверстием с взаимозаменяемыми кольцами: 1, 6, 2, 3, 4;
- роликовых радиальных сферических двухрядных с цилиндрическим отверстием: 1, 2, нормальная, 3, 4, 5;

– роликовых радиальных сферических с коническим отверстием: 1, 2, нормальная, 3, 4, 5;

– роликовых радиальных с короткими цилиндрическими роликами с невзаимозаменяемыми кольцами: 0, 5, нормальная, 7, 8, 9.

Область применения подшипников с увеличенным радиальным зазором – опоры со значительными колебаниями температур, подшипники, монтируемые на вал и в корпус со значительными посадочными натягами или работающие при частотах вращения, превышающих предельные их значения, а также при недостаточной соосности валов. Радиальные однорядные шарикоподшипники, предназначенные для восприятия только осевых усилий (в условиях высоких скоростей, когда другие подшипники не работоспособны), также должны иметь повышенный радиальный зазор, позволяющий увеличить угол контакта в подшипнике и, следовательно, осевую грузоподъемность его.

Подшипники с уменьшенным радиальным зазором устанавливают в опорах, требующих повышенных точности вращения и жесткости, например, в высокоточных шпинделях.

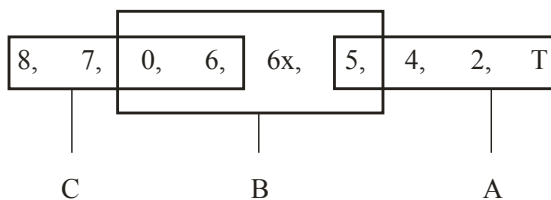
Группа по зазору радиального подшипника обозначается соответствующим номером группы, поставленным перед обозначением класса точности.

Подшипникам с зазором, соответствующим нормативной группе, дополнительное условное обозначение не присваивается.

Момент трения. Ряд момента трения характеризует величину момента трения в подшипнике и обозначается соответствующей цифрой 1, 2, 3, которая проставляется перед цифрой, обозначающей группу зазора.

В условных обозначениях подшипников с регламентируемым моментом трения со значением зазора по нормальной группе, не имеющей условного знака, на втором месте дополнительного обозначения слева проставляется буква М.

В зависимости от наличия требований по уровню вибрации, допускаемых значений уровня вибрации или уровня других дополнительных технических требований установлены три категории подшипников – А, В, С.



К категории А относят подшипники классов точности 5, 4, 2 с одним из 16 дополнительных требований по ГОСТ 520–2011 (по нормам уровня вибрации, по волнистости и отклонению от округлости поверхностей качения и моменту трения и др.).

К категории В относят подшипники классов 0, 6х, 6, 5 с одним из девяти дополнительных требований ГОСТ 520–2011.

К категории С относят подшипники классов точности 8, 7, 0, 6, к которым не предъявляют требования по уровню вибраций, моменту трения и др. В условном обозначении категорию С не маркируют.

Таким образом, в соответствии с ГОСТ 3189–89 слева от основного обозначения, отделяя знаком тире, маркируют знаки, определяющие класс точности, группу радиального (осевого) зазора, ряд момента трения и категорию подшипника.

Пример: А125-3000205, где 3000205 – основное обозначение, 5 – класс точности, 2 – группа радиального зазора, 1 – ряд момента трения, А – категория подшипника.

3.3. Дополнительные обозначения, расположенные справа

Для нормальной работы подшипников при повышенных температурах, в агрессивных средах и в других особых условиях одни и те же типоразмеры подшипников могут изготавливаться по специальным требованиям, из специальных материалов или с некоторыми изменениями внутренней конструкции. Дополнительные знаки к условным обозначениям указаны в табл. 3.2.

Таблица 3.2

Дополнительные знаки к условным обозначениям

Значение знаков	Знаки при исполнении	
	первом	последующем
Детали подшипника из нержавеющей стали	Ю	Ю1, Ю2, ..., Ю23
Кольца и тела качения из цементируемой стали	Х	Х1, Х2, ..., Х14
Детали подшипников из теплостойких сталей	Р	Р1, Р2, ..., Р31
Детали подшипников из редко применяемых материалов (стекло, керамика)	Я	Я1, Я2, ..., Я11
Сепаратор массивный из черных металлов	Г	Г1, Г2, ..., Г23
Сепаратор из безоловянистой бронзы	Б	Б1, Б2, ..., Б13
Сепаратор из алюминиевого сплава	Д	Д1, Д2, ..., Д16
Сепаратор из латуни	Л	Л1, Л2, ..., Л12
Сепаратор из пластических материалов	Е	Е1, Е2, ..., Е11
Конструктивные изменения деталей подшипников (для роликовых подшипников буква К обозначает железный штампованный сепаратор)	К	К1, К2, ..., К23
Дополнительные технические требования к шероховатости поверхностей деталей, к радиальному зазору, к покрытию	У	У1, У2, ...
Специальные требования к температуре отпуска колец подшипников	Т (температура отпуска 200 °С)	Т1 (225 °С), Т2 (250 °С), Т3 (300 °С), ..., Т6 (450 °С)
Виды смазочных материалов для подшипников закрытого типа ОКБ-122-7 ЦИАТИМ-221 ВНИИ НП-262 ЛИТОЛ-24	С С1 С2 С11 С16	
Специальные требования к подшипнику по уровню шума	Ш	Ш1, Ш2, ..., Ш6

Пример: 76-3180209, E T2 C 2, где 3180209 – основные знаки условного обозначения подшипника, подшипник шариковый радиальный однорядный легкой обоширокой серии с двусторонним уплотнением, 6 – класс точности, 7-й группы радиального зазора, E – сепаратор из пластического материала, T2 – температура отпуска колец 250 °С, C2 – смазка маслом ЦИАТИМ-221.

Нули слева от значащих цифр при маркировке не проставляются.

Примеры условных обозначений подшипников:

Подшипник 208: (0) (0) (00) (0) 2 08 шариковый радиальный однорядный, легкой узкой серии, нормального класса точности; конструктивных отличий нет (основной тип), диаметр отверстия $d = 40$ мм ($08 \times 5 = 40$).

Подшипник 4074109: (0) 4 07 4 1 09 роликовый радиальный с игольчатыми роликами, оболежкой серии, нормального класса точности с двумя массивными кольцами, диаметр отверстия $d = 45$ мм.

Подшипник 65-32128: 5 (0) (0) 3 2 1 28 роликовый радиальный однорядный с короткими цилиндрическими роликами, оболежкой нормальной серии, класса точности 5, 6-й группы радиального зазора с бортами на наружном кольце, диаметр отверстия $d = 140$ мм.

Подшипник 2218Б (0) (0) (00) 2 2 18 Б роликовый радиальный однорядный с короткими цилиндрическими роликами, легкой узкой серии, нормального класса точности, диаметр отверстия $d = 90$ мм, сепаратор бронзовый.

4. Регулировка подшипников

Для нормальной работы подшипников необходимо, чтобы вращение колец было легкое, свободное. Требуется создать зазоры, обеспечивающие свободное, без защемления шариков или роликов вращение подшипников. Различают два вида зазоров: радиальные и осевые. Определение радиального зазора дано ранее. Осевой зазор – это полное перемещение одного из колец подшипника в осе-

вом направлении из одного крайнего положения в другое при неподвижном другом кольце. Радиальные и осевые зазоры в радиально-упорных подшипниках связаны между собой. При изменении зазора в одном направлении изменяется зазор и в другом.

Как правило, в радиально-упорных подшипниках зазоры регулируют при сборке осевым смещением колец подшипника.

Регулирование зазора в радиально-упорных подшипниках осуществляется путем изменения толщины набора металлических прокладок под фланцами крышек (рис. 3.7). Набор прокладок состоит из ряда толщин: 0,1, 0,2, 0,4, 0,8 мм. Зазор может также изменяться регулировочным винтом, действующим на шайбу (рис. 3.8) или с помощью гайки (рис. 3.9).



Рис. 3.7. Регулировка зазора в подшипнике металлическими прокладками

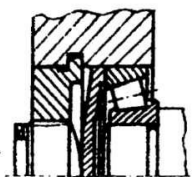


Рис. 3.8. Изменение зазора в подшипнике с помощью регулировочного винта

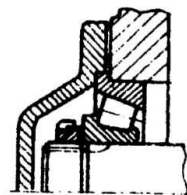


Рис. 3.9. Регулировка зазоров в коническом радиально-упорном подшипнике

5. Посадки подшипников

Посадочный зазор в радиальных подшипниках можно устанавливать за счет посадочного натяга.

При соединении колец подшипников с валом и корпусом различные типы посадок обеспечиваются выбором соответствующего отклонения валов и отверстий корпусов.

В подшипниках качения поле допуска внутреннего кольца располагается не в тело, как это имеет место у основной детали в

стандартной системе отверстия, а в противоположную сторону (рис. 3.10). Поэтому соединение внутреннее кольцо – вал получается более плотным. Поле допуска наружного кольца располагается в теле кольца. Характер соединений наружное кольцо – корпус такой же, как и в обычных соединениях по системе вала.

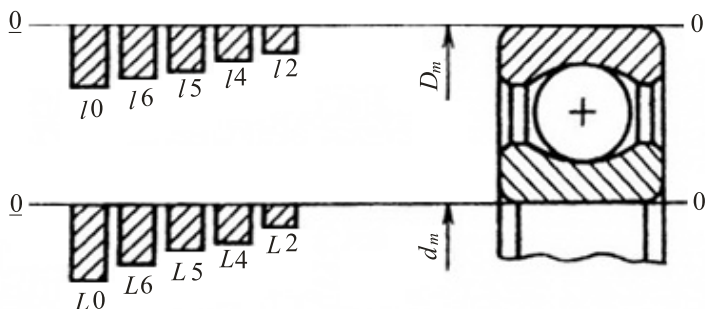


Рис. 3.10. Схема расположения полей допусков для подшипников

На посадочные диаметры колец, подшипников установлены следующие обозначения полей допусков:

$L0, L6, L5, L4, L2$ – для отверстий внутреннего кольца по классам точности подшипников;

$10, 16, 15, 14, 12$ – для наружного диаметра подшипников по классам точности.

Работоспособность подшипников в значительной степени зависит от характера соединения колец подшипников с валом и корпусом.

В зависимости от условий работа подшипникового узла или механизма в целом различают местное, циркуляционное и колебательное нагружение колец подшипников. При местном нагружении при вращении подшипника нагрузка направлена и действует на одно и то же место в кольце (наружное кольцо на рис. 3.11, а, внутреннее – на рис. 3.11, в). При циркуляционном нагружении за каждый оборот подшипника последовательно нагружаются все участки

дорожки качения кольца (внутреннее кольцо на рис. 3.11, а, наружное – на рис. 3.11, в). При колебательном нагружении нагрузке подвергается определенный участок дорожки качения, протяженность которого зависит от амплитуды колебаний (рис. 3.11, б).

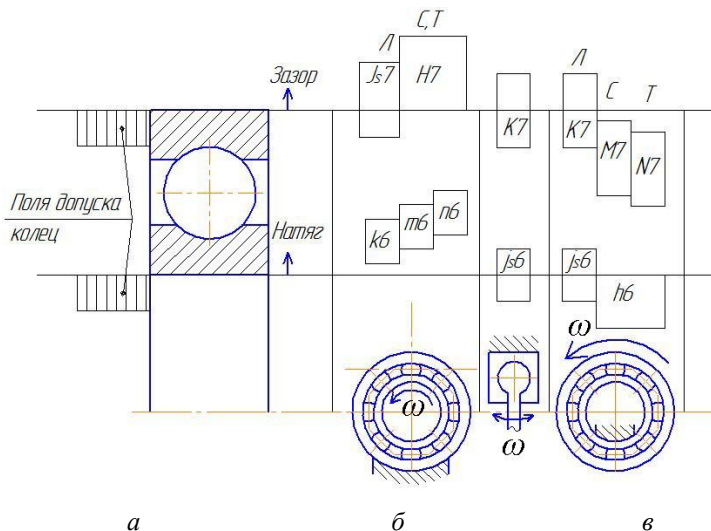


Рис. 3.11. К выбору посадок подшипников качения

Посадки выбирают в зависимости от режима нагружения (Л – легкий, С – средний, Т – тяжелый) и вида нагружения (местное, циркуляционное, колебательное) (см. рис. 3.11). Циркуляционное нагружение с сопряженными деталями должно осуществляться неподвижной посадкой (с натягом) во избежание обкатывания кольцом сопряженной детали и возникновения контактной коррозии (внутреннее кольцо на рис. 3.11, а, наружное – на рис. 3.11, в).

Соединение местнонагруженных колец с сопряженными деталями осуществляется более свободными посадками (наружное кольцо на рис. 3.11, а, внутреннее – рис. 3.11, в), что дает возможность кольцам иногда проворачиваться.

При колебательном нагружении обычно для обоих колец выбирают переходные посадки (см. рис. 3.11, б).

Подшипники с большими натягами не применяют, поскольку вследствие деформации колец, они не позволяют обеспечить требуемые рабочие зазоры в подшипниках.

6. Осевое крепление подшипников

Радиальные шариковые подшипники, установленные по схеме враспор, как правило, на валу в осевом направлении не крепятся. Между торцами крышек и подшипниками может устанавливаться зазор для предотвращения заклинивания подшипников при тепловом расширении вала (рис. 3.12, а).

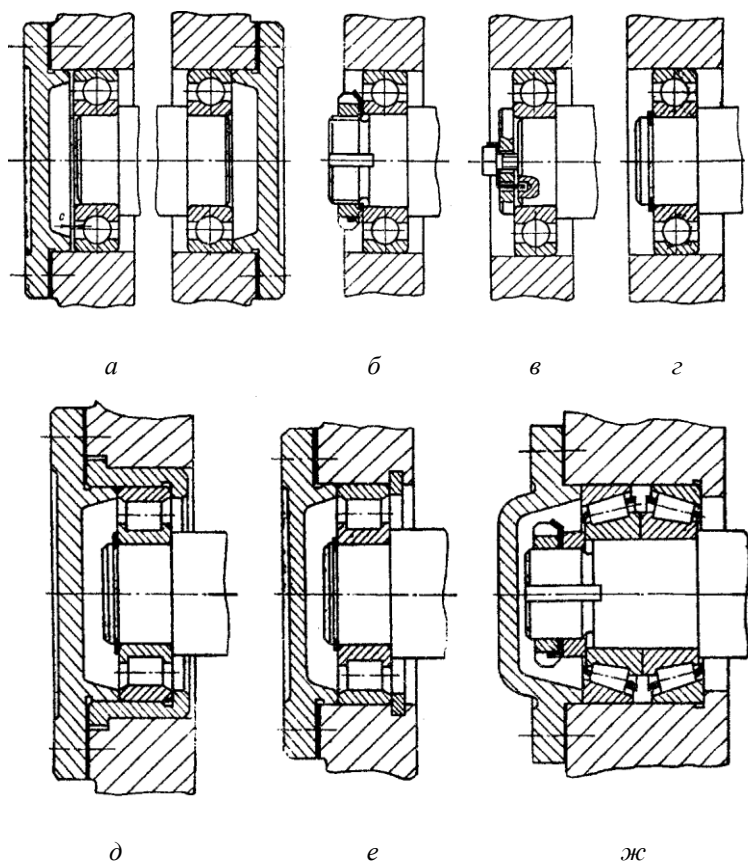


Рис. 3.12. Различные способы крепления подшипников

Шариковые радиальные подшипники плавающих опор закрепляются на валу с помощью установочных гаек (рис. 3.12, б), торцовых шайб (рис. 3.12, в), пружинных колец (рис. 3.12, г) и не требуют осевого крепления относительно корпуса.

Роликовые подшипники с короткими цилиндрическими роликами закрепляются как на валу, так и в корпусе. В корпусах эти подшипники крепятся при помощи крышек, жестких буртов или пружинных колец, на валах – обычно с помощью пружинных колец (рис. 3.12, д, е).

Крепление сдвоенных и многорядных радиально-упорных подшипников на валах обычно осуществляется установочными гайками (рис. 3.12, ж).

Чем больше значение осевых нагрузок и выше скорость вращения подшипника, тем надежнее должно быть крепление колец подшипника.

7. Монтаж и демонтаж подшипников

Надежная работа подшипников во многом зависит от их качественного монтажа. Монтаж подшипника на вал осуществляется через внутреннее кольцо, а в корпус – через наружное кольцо при помощи гидравлического или винтового пресса. Передача усилий на кольцо должна осуществляться через монтажный стакан (рис. 3.13, а, б).

Монтаж подшипника может осуществляться или при неподвижном вале, или при неподвижном подшипнике.

Часто монтаж подшипника на вал ведут с нагревом их до температуры 100 °С.

Крупногабаритные подшипники, устанавливаемые на вал с натягом, монтируют гидравлическим способом. Для этого на валу делаются специальные каналы и канавки для подачи масла под внутреннее кольцо подшипника. Масло, подаваемое в зону контакта кольца с валом под давлением, распирает кольцо, обеспечивая возможность осевого перемещения кольца вдоль вала.

Демонтаж подшипников малых размеров можно осуществлять ударами молотка по металлической оправке, ставя ее по окружности подшипника.

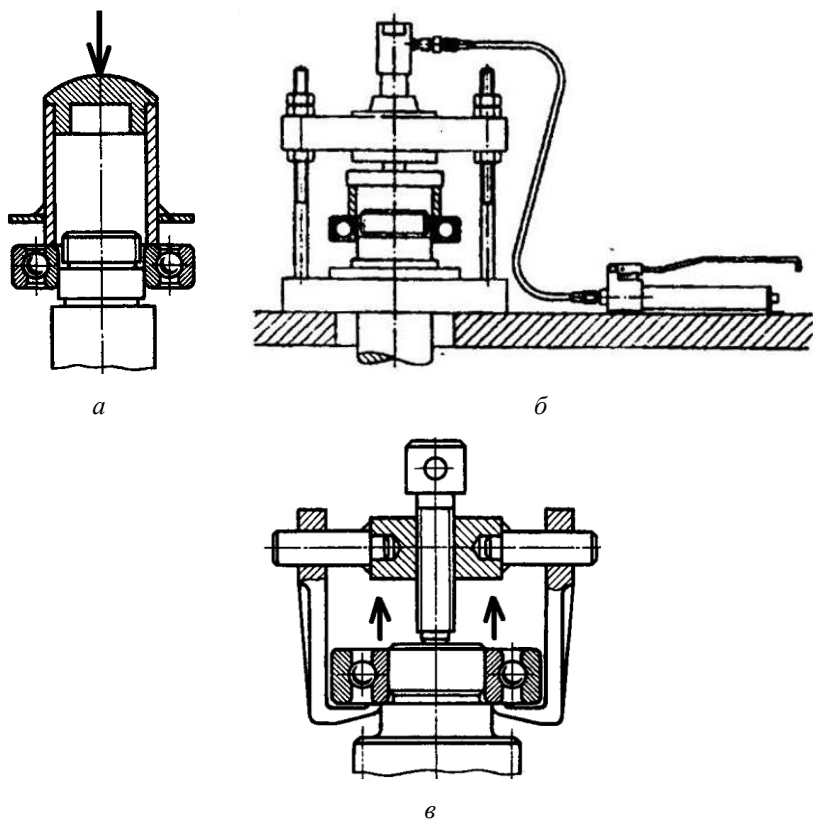


Рис. 3.13. Монтаж и демонтаж подшипников

Для демонтажа подшипников более крупных размеров используют различного рода винтовые или гидравлические съемники (рис. 3.13, в). Тяги съемника прижимаются непосредственно к торцевой поверхности кольца или к расположенной рядом детали.

8. Смазка подшипников

Для смазки подшипников качения применяются пластичные (консистентные или жидкие минеральные смазочные материалы. Смазка уменьшает трение между телами качения и сепаратором, способствует теплоотводу, амортизирует удары и вибрационные

нагрузки, предохраняет подшипник от загрязнения и коррозии. В качестве жидких смазок применяются авиационные (МС), автомобильные (М), веретенные (АУ), промышленные (И), приборные (МВП) и турбинные (Т) масла. Смазывание осуществляется разбрызгиванием, окунанием или путем капельной подачи.

Для экстремальных условий работы подшипников (работа в вакууме) могут использоваться твердые смазочные материалы. Наиболее распространенными из них являются дисульфид молибдена, фторопласт, графит и композиции на базе этих материалов. Эти материалы используются как в виде порошка, который наносится на детали подшипников, так и для изготовления самосмазывающихся сепараторов подшипников.

Высокоскоростные, легконагруженные подшипники, как правило, смазываются масляным туманом, который образуется при распылении частиц масла в корпусе струей воздуха. В тяжелонагруженные быстроходные подшипники масло непрерывно подается струей через форсунки.

В редукторах, коробках перемены передач и других механизмах, смазываемых погружением колес в общую масляную ванну, подшипники обычно смазываются тем же маслом, что и зубчатые колеса, за счет разбрызгивания масла и циркуляции масляного тумана внутри закрытого корпуса.

Считается, что разбрызгивание масла обеспечено, если выполняется условие

$$V = \sqrt{gR},$$

где V – окружная скорость погружаемого в масло колеса, м/с; R – радиус колеса, м; g – ускорение свободного падения, $g = 9,81$ м/с².

В противном случае для подшипников применяют автономную смазочную систему пластичным смазочным материалом.

Наилучшим условием работы подшипника качения является постоянное наличие малого количества смазки. Излишняя смазка создает дополнительное сопротивление вращению, способствуя повышению температуры и старению смазки. Поэтому при смазке окунанием в масляную ванну уровень масла в подшипнике не дол-

жен превышать центра тела качения при $n < 3000 \text{ мин}^{-1}$, а при большей частоте вращения уровень его должен быть несколько ниже. При использовании пластичной смазки свободное пространство в подшипниковом узле заполняется на $2/3$ объема при $n < 1500 \text{ мин}^{-1}$ и на $1/2$ объема при $n > 1500 \text{ мин}^{-1}$.

Пластичная смазка раз в год должна полностью заменяться. В промежутках между заменой через 2–3 месяца производится пополнение узла свежей смазкой.

Если подшипник необходимо защитить от избытка масла, выдавливаемого из зацепления близко расположенной косозубой шестерни, то устанавливается маслозащитная шайба (рис. 3.14, а, б). В случае недостаточной подачи смазки, а также подачи ее в труднодоступные места делаются специальные маслопроводящие канавки. В канавки масло стекает по стенкам корпуса.

При использовании пластичной смазки полость подшипника должна быть изолирована от внутренней части корпуса редуктора. Для этого используются подвижные (рис. 3.14, в) и неподвижные (рис. 3.14, г) мазеудерживающие кольца. Подвижные мазеудерживающего кольца имеют 2–3 круговые канавки. Торец мазеудерживающего кольца должен выступать из полости подшипника на 1–2 мм, чтобы попадающее на кольцо жидкое масло отбрасывалось в корпус центробежной силой.

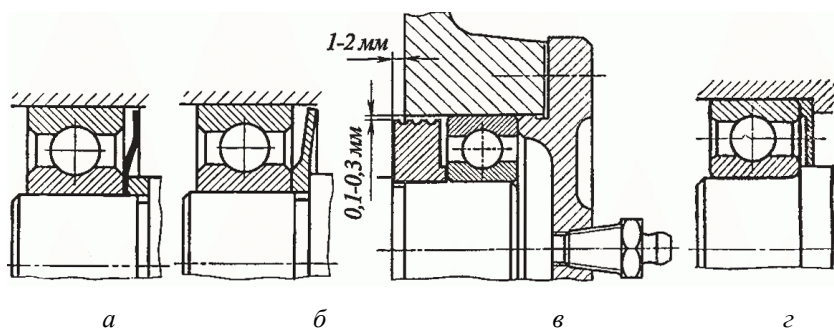


Рис. 3.14. Подшипники с маслоотражательными и мазеудерживающими кольцами

Порядок выполнения работы

1. Ознакомиться с конструкцией основных типов подшипников по методическому указанию и предложенным образцам.
2. Расшифровать условные обозначения (маркировку) подшипников, пользуясь методическими указаниями.
3. Найти изучаемые подшипники в справочной литературе (ГОСТ), выписать их параметры.
4. Определить тип изучаемых подшипников, выполнить их эскиз, проставив габаритные размеры (внутренний диаметр, наружный диаметр, ширину).
5. Дать краткую характеристику подшипников.
6. Рассчитать долговечность подшипник и построить графики зависимости L_{10h} от P и L_{10h} от n .
7. Дать заключение о пригодности исследуемого подшипника или охарактеризовать зависимости.

Контрольные вопросы

1. Из каких основных элементов состоит подшипник качения?
2. Назначение и основные типы сепараторов.
3. По каким признакам классифицируются подшипники качения?
4. Основные типы подшипников качения и области их применения.
5. Основные преимущества радиальных шариковых подшипников по сравнению с другими подшипниками.
6. Главное достоинство сферических шарико- и роликоподшипников.
7. Достоинства и недостатки роликоподшипников с короткими цилиндрическими роликами по сравнению с радиальными шариковыми.
8. Дать сравнительную характеристику радиально-упорных шариковых и роликовых подшипников.
9. Для чего предназначены двойные упорные подшипники?
10. Какова структура условных обозначений подшипников?

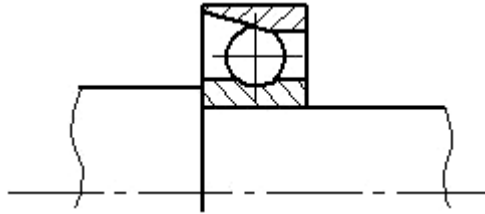
11. Как определить диаметр внутреннего кольца подшипника по его условному обозначению?
12. Что обозначает серия подшипника?
13. Какие бывают классы точности подшипников и что они характеризуют?
14. Какие сведения о подшипниках качения можно получить по обозначениям, расположенным справа от основного обозначения?
15. Каким образом производится регулировка подшипников?
16. Какие посадки используются при соединении колец подшипников с валом и корпусом?
17. Способы крепления подшипников на валу, их монтаж и демонтаж.
18. Основные способы смазки подшипников.

Тест для самоконтроля

1. Основное достоинство подшипников качения по сравнению с подшипниками скольжения:
 - 1) малый расход смазочного материала
 - 2) хорошее восприятие ударных и вибрационных нагрузок
 - 3) малые потери на трение при пуске
 - 4) хорошая работа при больших скоростях
2. Кольца и тела качения изготавливают:
 - 1) из низкоуглеродистых сталей
 - 2) из бронзы
 - 3) из пластмасс
 - 4) из специальных шарикоподшипниковых высокоуглеродистых хромистых сталей
3. В порядке повышения точности классы точности подшипников качения обозначают:
 - 1) 2, 4, 5, 6, 0
 - 2) 2, 4, 0, 6, 5
 - 3) 0, 6, 5, 4, 2
 - 4) 0, 2, 4, 5, 6

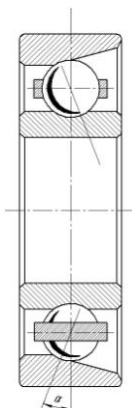
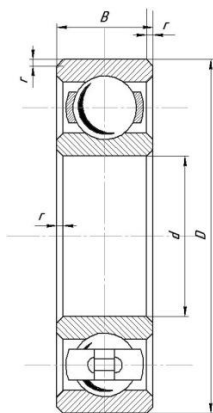
4. Тип изображенного подшипника:

- 1) радиальный
- 2) радиально-упорный
- 3) радиальный сферический
- 4) упорный



5. Подшипник, изображенный на рисунке:

- 1) может воспринимать только радиальную нагрузку
- 2) может воспринимать радиальные и частично осевые нагрузки, действующие в обоих направлениях вдоль оси вала
- 3) может воспринимать только осевую нагрузку
- 4) обеспечивает осевое фиксирование вала в одном направлении

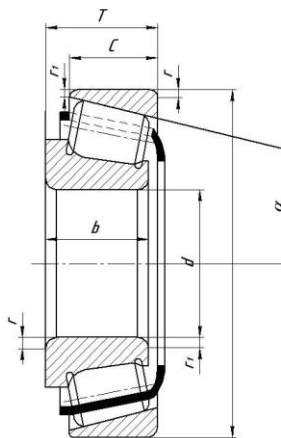


6. Подшипник, изображенный на рисунке предназначен для восприятия:

- 1) только радиальной нагрузки
- 2) только осевой нагрузки
- 3) в большей степени осевой и в меньшей радиальной нагрузок
- 4) одновременно радиальной и осевой нагрузок

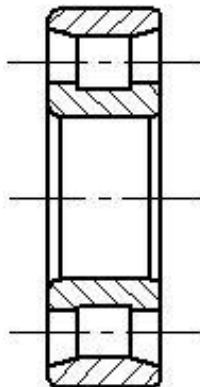
7. Подшипник, изображенный на рисунке, преимущественно предназначен для восприятия:

- 1) радиальной и осевой нагрузок
- 2) только осевой нагрузки
- 3) только радиальной нагрузки
- 4) в большей степени осевых, в меньшей радиальных нагрузок



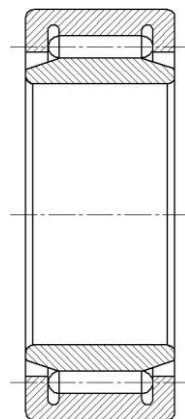
8. Изображенный подшипник может воспринимать нагрузку:

- 1) радиальную
- 2) радиальную и осевую
- 3) осевую
- 4) радиальную и небольшую осевую



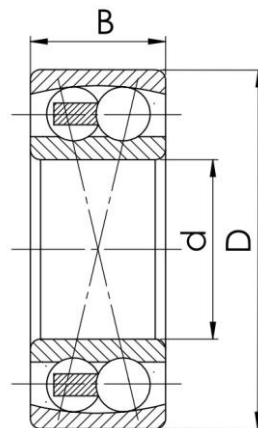
9. Подшипник, изображенный на рисунке, воспринимает:

- 1) и радиальную, и осевую нагрузки
- 2) только радиальную нагрузку
- 3) только осевую
- 4) в большей степени радиальную, в меньшей – осевую



10. Подшипник, изображенный на рисунке, предназначен для восприятия:

- 1) радиальной и осевой нагрузок
- 2) только осевой нагрузки
- 3) только радиальной нагрузки
- 4) в большей степени осевых, в меньшей радиальных нагрузок



Лабораторная работа № 4. ПРИВОДНЫЕ МУФТЫ

Цель работы: изучить назначение, классификацию, принцип действия и конструкцию приводных муфт.

1. Общие сведения

Муфты приводов – устройства для соединения валов, концы которых удалены на небольшое расстояние или подходят один к другому вплотную. Причем соединение валов муфтами выполняется таким образом, чтобы передача вращающего момента от одного вала к другому производилась без изменения его величины и направления. Валы чаще располагаются так, что их геометрические оси являются продолжением одна другой. Не так часто геометрические оси валов располагаются под некоторым углом или параллельно друг другу.

Потребность использования муфт вызвана различными ситуациями: компенсация вредного влияния несоосности и перекосов валов, возникающих из-за неточности изготовления или монтажа; уменьшение динамических нагрузок; придание одному из валов некоторой подвижности; соединение и разъединение валов при их вращении или в покое, получение длинных валов, изготавливаемых из отдельных частей и некоторыми другими. Муфты также применяют для соединения валов со шкивами ременных передач, зубчатыми колесами, звездочек цепных передач и другими деталями. Например, отдельные узлы привода – двигатель, редуктор, исполнительный механизм имеют входные и выходные валы (рис. 4.1).

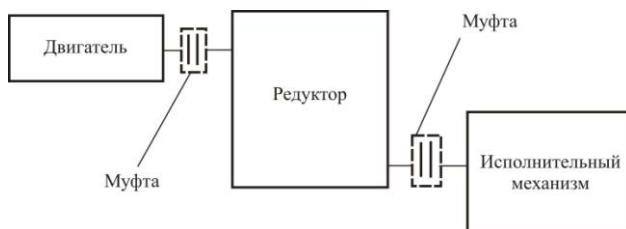


Рис. 4.1. Схема механического привода

Кинематическая и силовая связь между валами двигателя и редуктора, редуктора и исполнительного механизма осуществляется с помощью муфт. Продолжительность эксплуатации, надежность, производительность и экономичность работы машин, состоящих из сложных агрегатов, соединенных в одну кинематическую цепь, в значительной мере зависит от правильно выбранной муфты, от ее конструкции. Важнейшими факторами, определяющими выбор того или иного типа муфты, являются: режим работы машин, род двигателя, скорость вращения, взаимное расположение осей соединяемых валов при сборке, возможные его нарушения в процессе эксплуатации и т.д. Разнообразие предъявляемых к муфтам требований, трудность объективной их оценки, различные условия работы муфт – все это, вместе взятое, привело к созданию большого количества различных конструкций муфт. Во многих современных установках применяются сложные комбинированные муфты, сочетающие в себе свойства простейших муфт различных типов. Эти обстоятельства затрудняют проведение строгой типизации всех существующих муфт и приводят к созданию довольно сложных систем классификации.

Термины и определения основных понятий механических муфт общемашиностроительного применения, выполненных в виде самостоятельных узлов, а также их основных элементов и параметров устанавливает ГОСТ Р 50371–92.

Муфты приводов подразделяются на четыре класса (рис. 4.2, 4.5)



Рис. 4.2. Классификация механических муфт

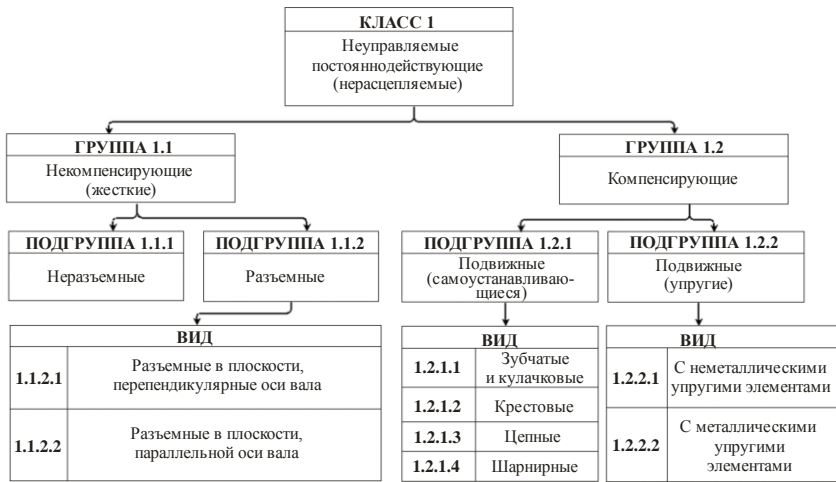


Рис. 4.3. Группы муфт класса 1

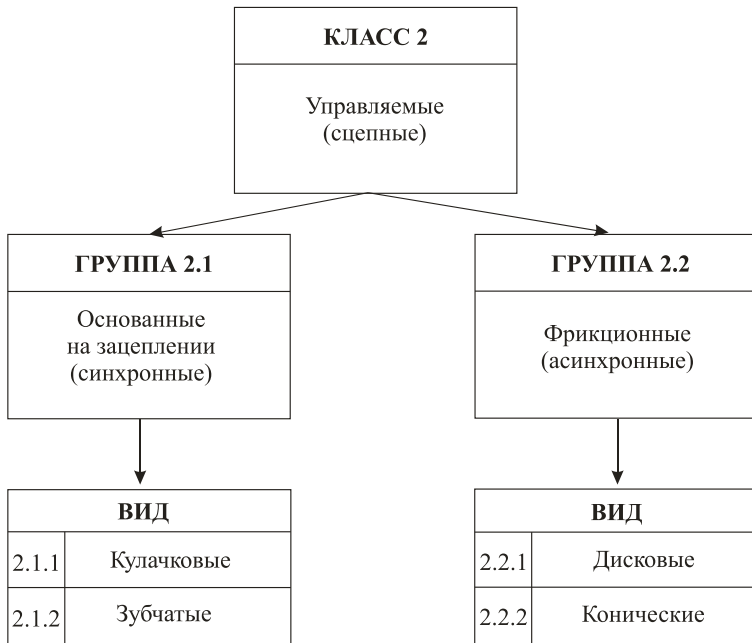


Рис. 4.4. Группы муфт класса 2



Рис. 4.5. Группы муфт класса 3

В курсе «Детали машин» изучают только механические муфты. В данной лабораторной работе рассматривают муфты, которые имеют наибольшее распространение.

Некоторые из муфт нормализованы ГОСТами, некоторые нестандартные муфты изготавливают по нормальям заводов и проектных организаций. Основной характеристикой при подборе муфт по ГОСТу по каталогу или справочнику муфт является передаваемый муфтой момент, учитывающий наиболее тяжелые условия нагружения, называемый *расчетным моментом*:

$$T_K = K \cdot T,$$

где T – вращающий момент, передаваемый муфтой при установившемся режиме работы (номинальный момент); K – коэффициент динамичности или режима работы, учитывающий дополнительные динамические нагрузки на муфту. Его значения зависят в основном от рода приводного двигателя и назначения рабочей машины и колеблются в пределах $K = 1 \dots 6$. Расчет муфт, подобранных по ГОСТу или нормальям, производится как проверочный.

2. Виды несоосностей валов

При соединении валов вследствие неточностей изготовления и монтажа могут возникнуть отклонения от правильного взаимного расположения геометрических осей валов (рис. 4.6).

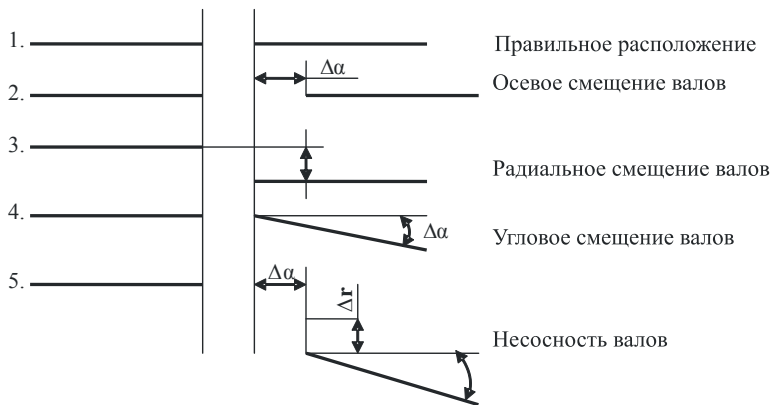


Рис. 4.6. Виды отклонений (смещений) валов

Различают три вида отклонений (смещений) от правильного взаимного расположения валов (см. рис. 4.6).

При соединении глухими муфтами несоосность приводит к появлению деформаций и дополнительных нагрузок валов и опор.

3. Классификация муфт

Класс 1

Неуправляемые (постояннодействующие, нерасцепляемые)

Группа 1.1. Некомпенсирующие (жесткие) муфты

Жесткие муфты могут быть *неразъемными* (глухими) 1.1.1 и *разъемными* 1.1.2. Самой простой из неразъемных жестких муфт является *втулочная* муфта ГОСТ 24246–96 (рис. 4.7), представляющая собой цельную втулку, надеваемую на концы валов и закрепляемую на них штифтами, шпонками или шлицами.

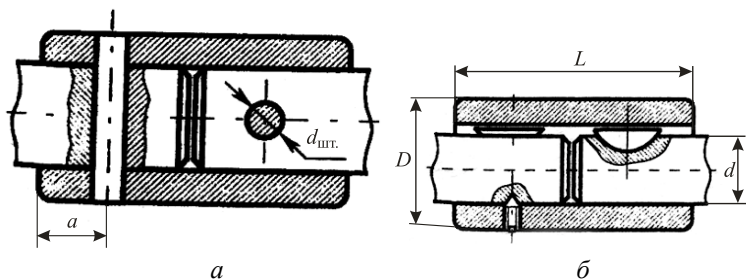


Рис. 4.7. Втулочная муфта: *а* – со штифтами, *б* – со шпонками

Поскольку втулочные муфты весьма просты по конструкции и дешевы, то они нашли довольно широкое применение в легких машинах для соединения валов диаметром до 100 мм. Но применение этих муфт ограничено, так как они требуют очень точного совмещения осей валов (не компенсируют несоосностей), а также значительных осевых смещений в осевом направлении при сборке и разборке механизмов, иначе валы и опоры испытывают дополнительные нагрузки и деформации.

Наиболее распространенной из жестких муфт, разъемных в плоскости стыка, перпендикулярной оси валов, является *фланцевая* (поперечно-свертная) муфта ГОСТ 20761–96 с центрированием полумуфт центрирующим бортиком (рис. 4.8, *а*) и центрирующими полукольцами (рис. 4.8, *б*).

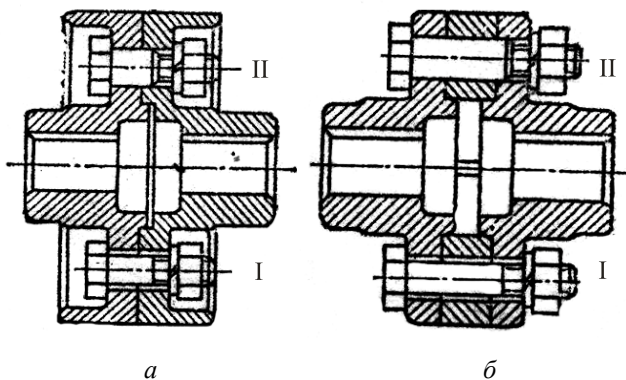


Рис. 4.8. Фланцевая муфта: *а* – закрытая, *б* – открытая

Взаимное центрирование полумуфт возможно также болтами, поставленными без зазора под развертку. В случае, когда для центрирования используются полукольца или болты, сборка и разборка не требуют осевого смещения полумуфт. При сборке полумуфт болтами, поставленными с зазором, вращающий момент передается за счет сил трения, возникающих в стыке полумуфт.

Клеммовая (продольно-свертная) муфта ГОСТ 23106–78 (рис. 4.9) представляет собой разрезанную плоскостью, параллельной оси вала, втулку.

Половинки втулки накладываются на концы валов и стягиваются болтами. Вращающий момент передается за счет сил трения, возникающих на поверхности валов от затяжки болтов или за счет шпонок, если велики передаваемые вращающие моменты. Основным достоинством этих муфт является то, что при монтаже и демонтаже не требуется сдвигать валы в осевом направлении. Основным недостатком клеммовых продольно-свертных муфт – малая надежность передачи вращающего момента за счет сил трения.

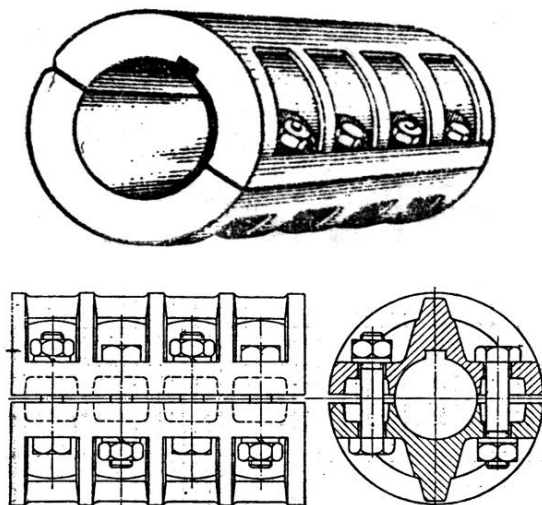


Рис. 4.9. Клеммовая (продольно-свертная) муфта

В связи с этим клеммовые муфты в настоящее время имеют ограниченное применение. Общий недостаток жестких муфт – это высокие требования к точности взаимного расположения.

Группа 1.2. Компенсирующие муфты

Для понижения требований к точности взаимного расположения валов и уменьшения вредных нагрузок на валы и опоры применяются *компенсирующие* муфты. Компенсация вредного влияния несоосности валов достигается за счет:

- а) подвижности жестких деталей (в компенсирующих жестких муфтах);
- б) деформации упругих деталей (в упругих муфтах).

Наибольшее распространение из группы компенсирующих жестких муфт получили крестовая муфта, зубчатая муфта, муфта со скользящим вкладышем (сухарем) и цепная муфта.

Подгруппа 1.2.1. Подвижные (самоустанавливающиеся) муфты

Вид 1.2.1.1. Из компенсирующих жестких самоустанавливающихся муфт самой распространенной является зубчатая муфта типа МЗ и МЗП ГОСТ Р 50895–96 (рис. 4.10).

Зубчатая муфта состоит из двух полумуфт 1 с наружными зубьями и двух половин обоймы 2 с внутренними зубьями, сцепляющимися с зубьями полумуфт. Смещение соединяемых валов компенсируется за счет:

- а) боковых зазоров в зубчатом зацеплении (радиальное смещение);
- б) возможности свободного продольного смещения сопряженных зубьев (осевое смещение);
- в) бочкообразной формы со сферической поверхностью снаружи зуба (угловое смещение) в горизонтальной и вертикальной плоскостях.

Широкое применение в машиностроении зубчатых муфт объясняется рядом их достоинств: небольшие габариты и вес; большая нагрузочная способность, определяемая большим числом одновременно сцепляющихся зубьев; допустимость высоких ок-

ружных скоростей (до 25 м/с), технологичность. Размеры зубчатой муфты принимают по таблицам ГОСТ 5006–55 в зависимости от величины расчетного момента.

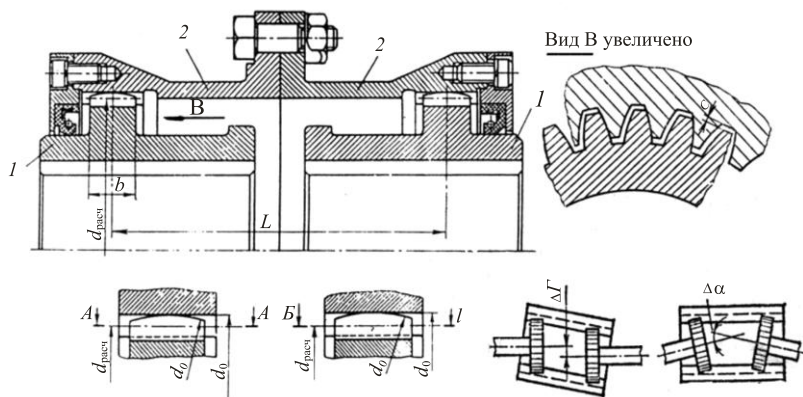


Рис. 4.10. Зубчатая муфта

Вид 1.2.1.2. Из компенсирующих самоустанавливающихся радиальных муфт наиболее распространены *крестовые* муфты, допускающие также осевое (продольное) и угловое смещения соединяемых валов. Из крестовых муфт наиболее распространены *кулачково-дисковые* муфты ГОСТ 20720–93 (рис. 4.11).

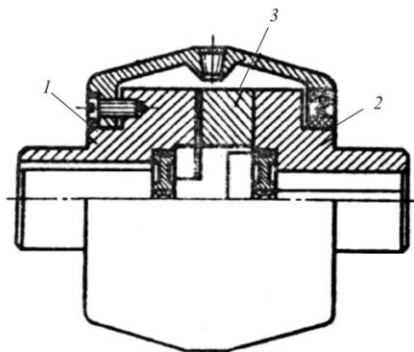


Рис. 4.11. Чертеж кулачково-дисковой муфты (ГОСТ 20720–93)

Кулачково-дисковая муфта, или муфта Ольдгема (рис. 4.12) состоит из двух полу муфт 1 и 2 и промежуточного плавающего диска 3. Небольшое угловое смещение компенсируется за счет зазоров.

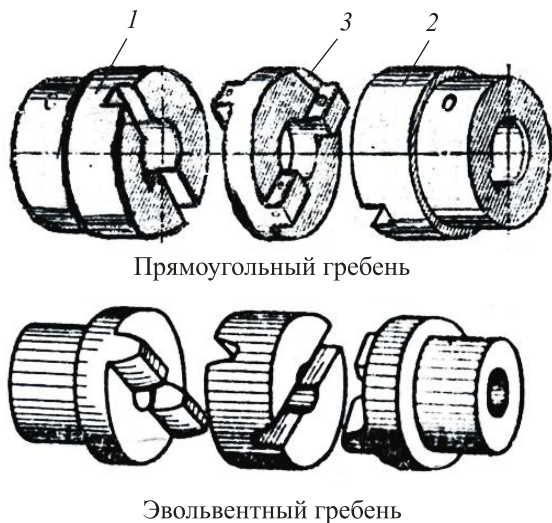


Рис. 4.12. Кулачково-дисковая муфта (муфта Ольдгема)

Довольно широкое распространение имеет также *крестовая муфта со скользящим вкладышем* (рис. 4.13).

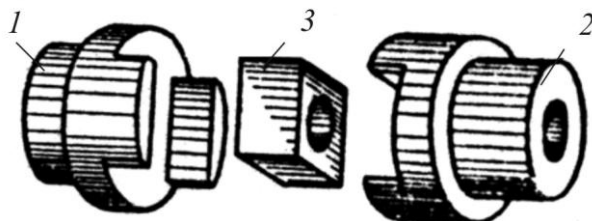


Рис. 4.13. Муфта крестовая со скользящим вкладышем

Эта муфта состоит из полумуфт 1 и 2 и вкладыша-сухаря 3, имеющего форму параллелепипеда. Принцип действия этой муфты такой же, как и крестовой кулачково-дисковой муфты.

Вид 1.2.1.3. Цепные муфты ГОСТ 20742–93 (рис. 4.14 – 4.16) допускают радиальное смещение соединяемых валов до $0,01d$, угловое смещение до 1 град. Состоят из двух полумуфт с одинаковыми звездочками. Крутящий момент от одной звездочки к другой передается одной цепью (рис. 4.15) или двумя цепями (рис. 4.16).



Цепная муфта
с двухрядной цепью

Цепная муфта
с бесшумной цепью

Цепная муфта
с косым разрезом

Рис. 4.14. Цепная муфта

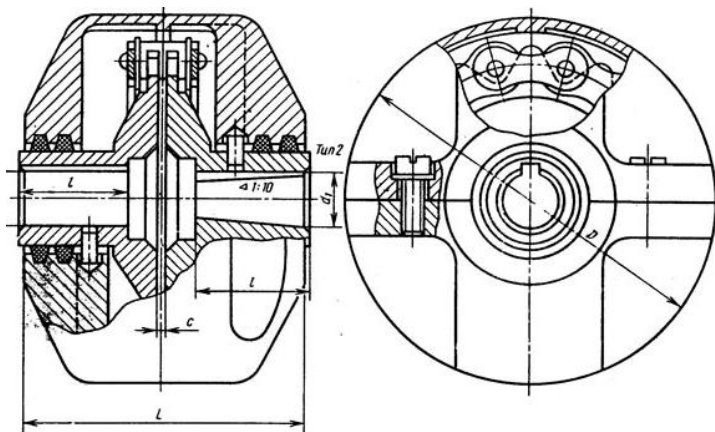


Рис. 4.15. Однорядная цепная муфта по ГОСТ 20742–93

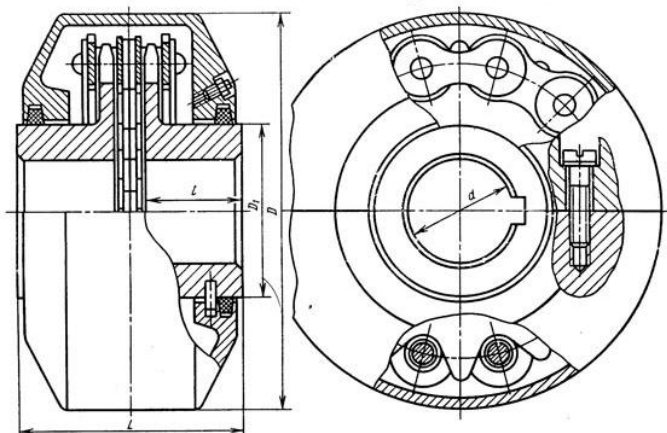


Рис. 4.16. Двухрядная цепная муфта

Вид 1.2.1.4. Шарнирные муфты (шарниры Гука) предназначены для передачи вращающего момента между валами с взаимным наклоном осей до $40\text{--}45^\circ$, причем угол наклона может меняться. Передача вращения под такими большими углами достигается благодаря тому, что муфта имеет два шарнира с двумя взаимно перпендикулярными осями (рис. 4.17).

Спаривая две муфты, можно удвоить предельный угол между ведущим и ведомым валами или передавать движение между параллельными, но смещенными валами. Применяв телескопический промежуточный вал (вал с изменяющейся длиной), можно изменить смещение валов во время работы.

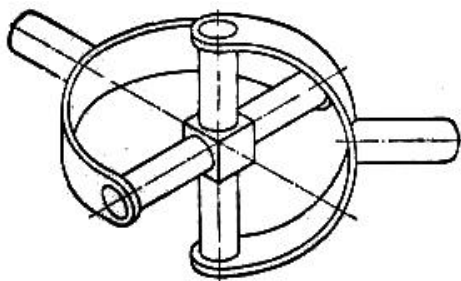


Рис. 4.17. Схема шарнира Гука

Шарнирные муфты применяются при необходимости:

- компенсации неточностей взаимного расположения узлов после сборки, деформирования основания, деформирования рессор (в транспортных и других машинах);

- передачи вращения переставным валам (шпинделям многошпиндельных сверлильных станков, валкам прокатных станов и т.д.);

- передачи вращения закономерно перемещающимся во время работы узлам (консолям фрезерных станков и т.д.).

Шарнирные муфты применяются в широчайшем диапазоне крутящих моментов от 255 до 3000 Н·м.

Полумуфты шарнирных муфт выполняются в виде вилок, повернутых друг относительно друга под прямым углом и соединенных шарниром с промежуточным телом, обычно имеющим форму крестовины.

На рис. 4.18 представлены малогабаритные шарнирные муфты, которые применяют для диаметров валов от 10 до 40 мм в диапазоне моментов от 255 до 1280 Н·м. Крестовина этих муфт выполнена в виде камня. Шарниры образуются вставными осями. Конструкция весьма технологична.

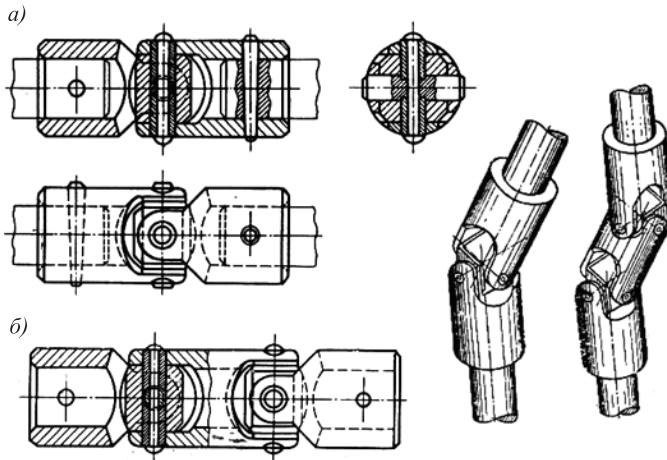


Рис. 4.18. Шарнирные муфты: *а* – одинарная; *б* – двояная с промежуточной спаренной вилок

Существуют синхронные шарнирные муфты, обеспечивающие равномерное вращение ведомого вала. Конструкция, нашедшая достаточно широкое применение, показана на рис. 4.19.

На конце одного вала выполнена чашка со сферической полостью. На конце вала установлен шар. На сферической полости чашки и на шаре выполнены по шесть канавок постоянной глубины друг против друга. В каждой паре канавок помещен один шар. Шары держатся в общей плоскости, проходящей через центр сферы, сепаратором и вместе с канавками образуют шарниры.

На рис. 4.20 изображены варианты конструкций шарнирных муфт.

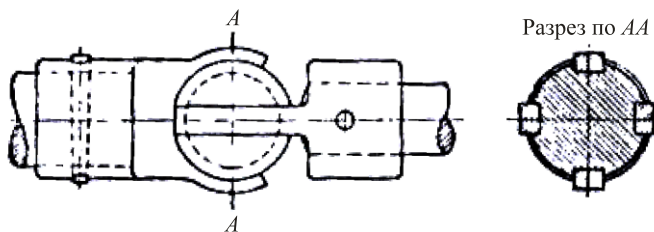


Рис. 4.19. Синхронная шарнирная муфта

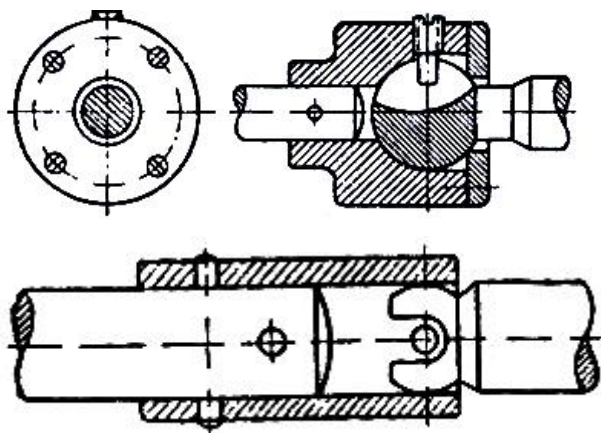


Рис. 4.20. Шарнирная муфта

Специальным рычагом, связанным с соединяемыми валами, сепаратор автоматически поворачивается так, чтобы шары располагались в плоскости биссектрисы угла между валами. При этом обеспечивается синхронное вращение ведущего и ведомого валов.

Подгруппа 1.2.2. Подвижные (упругие) муфты

Упругие муфты служат в основном для уменьшения динамических нагрузок, передаваемых через соединяемые валы, предохраняют соединяемые валы от резонансных колебаний и допускают некоторую компенсацию неточностей взаимного расположения валов.

Основными характеристиками упругих муфт являются жесткость или обратная ей величина – податливость и демпфирующая способность, т.е. способность превращать в тепло энергию при деформировании упругих элементов муфты.

Различают упругие муфты *линейные и нелинейные или постоянной и переменной жесткости*. Первые имеют линейную характеристику, т.е. прямую пропорциональную зависимость угла закручивания муфты (угла поворота одной полумуфты относительно другой) от передаваемого момента, а вторые – нелинейную характеристику. Для муфт постоянной жесткости:

$$C_{\varphi} = \frac{T}{\varphi} = \text{const},$$

где C_{φ} – жесткость; T – передаваемый вращающий момент; φ – угол закручивания.

Переменной жесткостью обладают муфты с металлическими упругими элементами, материал которых (резина, кожа и т.д.) не подчиняются закону Гука, а также муфты с металлическими упругими элементами, условия деформирования которых ограничиваются конструкцией. От характеристик жесткости упругой муфты в значительной степени зависит способность машины переносить резкие изменения нагрузки (удары) и работать без резонанса, колебаний.

Вид 1.2.2.1. Основные типы резиновых упругих элементов муфт и схемы их нагружения изображены на рис. 4.21. При выборе типа упругого элемента учитывают следующее: упругие элементы

с равномерным напряженным состоянием по объему обладают большей энергоемкостью; кручение и сдвиг дают большую энергоемкость, чем изгиб и сжатие; выгодно, чтобы упругий элемент занимал большую долю объема муфты. Этим условиям в большей степени удовлетворяют типы упругих элементов, показанные на рис. 4.21, *ж*, *з*, *и*.

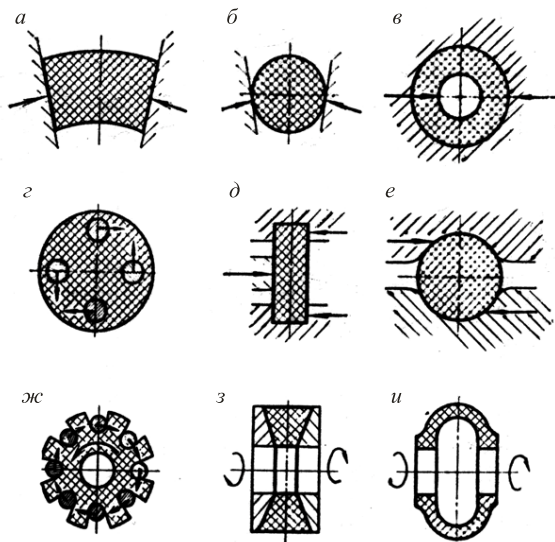


Рис. 4.21. Неметаллические упругие элементы

Основным материалом неметаллических упругих элементов в настоящее время является резина. Она обладает следующими положительными качествами:

- а) высокой эластичностью;
- б) высокой демпфирующей способностью вследствие внутреннего трения;
- в) электроизоляционной способностью;
- г) муфты с резиновыми упругими элементами проще и дешевле, чем со стальными.

Недостатками резиновых элементов являются:

- а) малая долговечность, так как вследствие структурных изменений, ускоряемых внешними воздействиями и нагреванием при

переменных деформациях, резина постепенно теряет свою прочность и упругие свойства;

б) малая прочность и большие габариты.

При выборе типа упругого элемента стремятся:

1) использовать конструкции муфт с упругими элементами, напряжения в которых равномерно распределены по объему элемента, отчего увеличивается энергоемкость (энергоемкость пропорциональна квадрату напряжения);

2) применять упругие элементы, работающие на кручение и сдвиг, так как их энергоемкость больше, чем у работающих на сжатие;

3) увеличивать долю объема упругих элементов от общего объема муфты.

Из муфт с неметаллическими упругими элементами самое широкое распространение имеют *втулочно-пальцевые муфты* МУВП (ГОСТ 21424–93) (рис. 4.22).

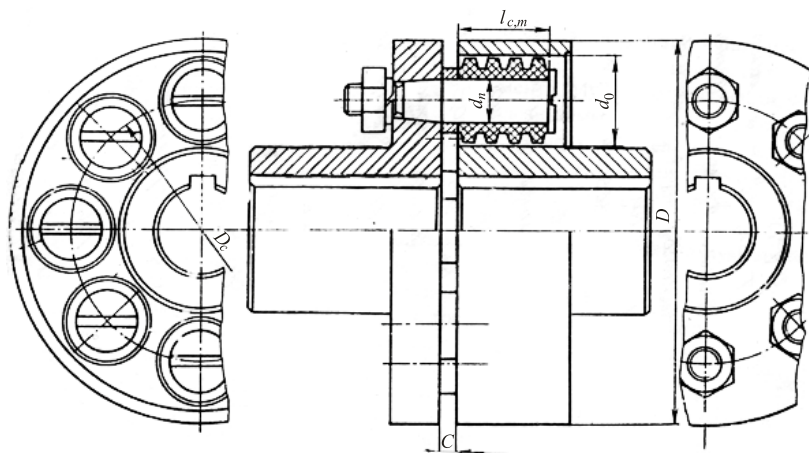


Рис. 4.22. Втулочно-пальцевая муфта

Размеры втулочно-пальцевых муфт нормализованы в зависимости от расчетного момента. Муфта состоит из двух полумуфт, насаживаемых на концы соединяемых валов, стальных пальцев, закрепленных в одной из полумуфт гайками, с посадкой на конус и упругих резиновых втулок, надеваемых на пальцы.

Достоинство втулочно-пальцевых муфт – простота конструкции и изготовления, удобство замены втулок, надежность муфты.

Муфта упругая со звездочкой ГОСТ Р 50894–96 (рис. 4.23) состоит из двух полумуфт фланцевого типа с тремя торцовыми кулачками треугольного или трапециевидного сечения. Кулачки входят в соответствующие впадины в резиновой звездочке. Зубья звездочки работают на сжатие. Муфта имеет малые габариты.

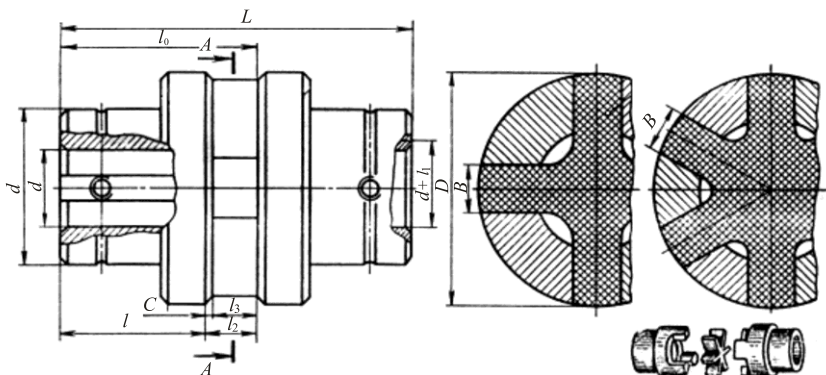


Рис. 4.23. Упругая муфта со звездочкой по ГОСТ Р 50894–96

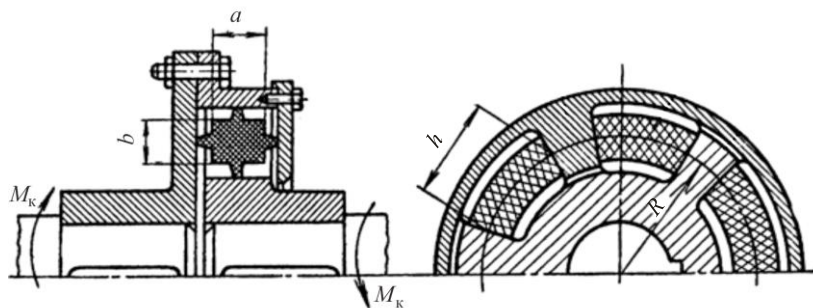


Рис. 4.24. Упругая муфта с резиновыми вкладышами

Муфты с резиновыми вкладышами (рис. 4.24) от муфт с резиновыми звездочками отличаются тем, что упругие элементы выполнены не в виде звездочек, а в виде отдельных сухарей. Это требует применения специальных щитков или усложнения конструкций полумуфт для предотвращения выпадения сухарей. Эти муфты

используют для передачи относительно больших моментов (до $1500 \text{ Н}\cdot\text{м}$, при $n = 100 \text{ об/мин}$).

Муфты с упругими элементами, работающими на кручение и сдвиг. Муфты с упругими элементами, работающими на *кручение*, выполняются в виде двух одинаковых фланцевых полумуфт с коническими (рис. 4.25, 4.26) и цилиндрическими (рис. 4.27) поверхностями, к которым приклеивается резиновое кольцо. Напряжение кручения равномерно распределяется по всему объему упругого элемента. Муфта имеет малые габариты. Недостатками являются необходимость осевого смещения одного из валов при монтаже и значительная поперечная жесткость.

Муфта с упругим элементом, работающим на *крутильный сдвиг* (рис. 4.28), аналогична фланцевой (поперечно-свертной) муфте, только фланец ее выполняется из резины со стальными ступицей и ободом. Муфта имеет несколько большие, чем предыдущая муфта, габариты, удобнее ее для сборки и более податлива поперечным смещениям.

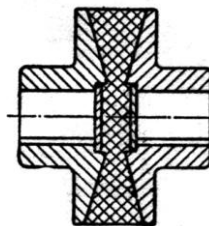


Рис. 4.25. Муфта упругая с коническими поверхностями фланцев

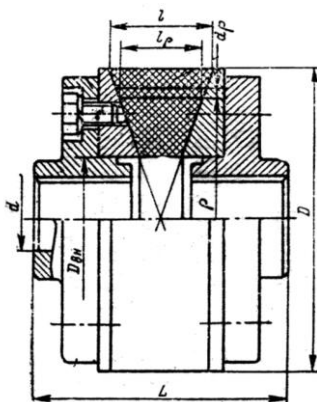


Рис. 4.26. Муфта упругая с резиновой конической шайбой

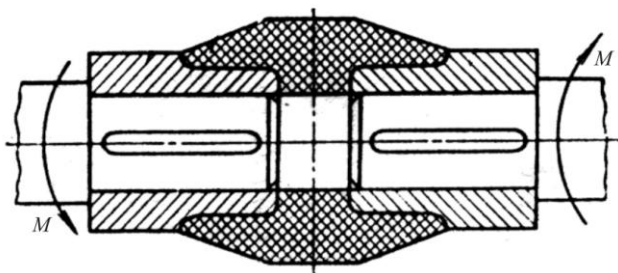


Рис. 4.27. Муфта упругая с цилиндрическими поверхностями фланцев

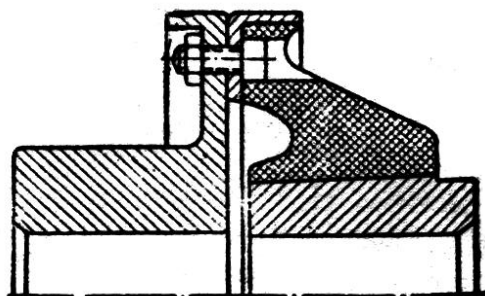


Рис. 4.28. Муфта с рабочим элементом, работающим на крутильный сдвиг

Муфта с упругой торообразной оболочкой ГОСТ Р 50892–96 (рис. 4.29, а) и упругая муфта с конусной оболочкой (рис. 4.29, б) состоит из двух полумуфт, упругой оболочки и двух колец, которыми при помощи винтов закрепляют торообразную оболочку на полумуфтах. Основные достоинства этой муфты: способность компенсировать значительные неточности установки соединяемых валов, а также простота сборки, разборки и замены упругого элемента. Муфта с упругими элементами в виде дисков с кольцевыми гофрами (рис. 4.29, в) аналогична предыдущей, но обладает несколько большей жесткостью и при одинаковых габаритах допускает передачу больших моментов (до $85 \cdot 10^3$ Н·м).

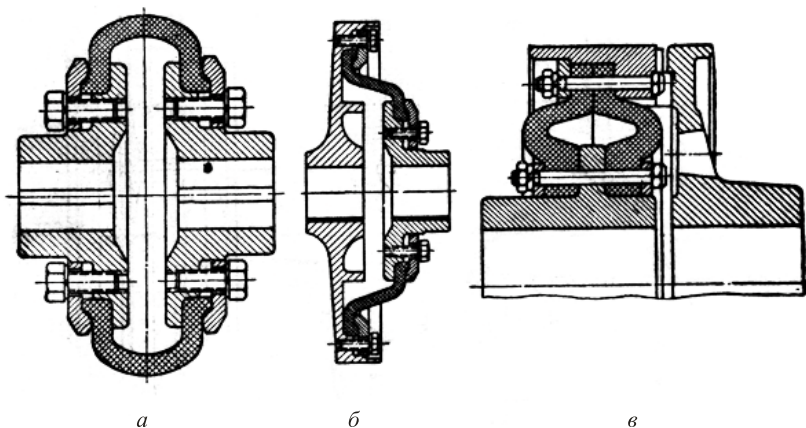


Рис. 4.29. Муфты с упругими оболочками: *а* – упругая муфта с торообразной оболочкой; *б* – упругая муфта с конусной оболочкой; *в* – муфта с упругими элементами в виде дисков с кольцевыми гофрами

Вид 1.2.2.2. Металлические упругие элементы муфт. По сравнению с неметаллическими металлические упругие элементы муфт (рис. 4.30) более долговечны и дают возможность при большой нагрузочной способности получать малые габариты. Поэтому их применяют преимущественно для передачи больших крутящих моментов.

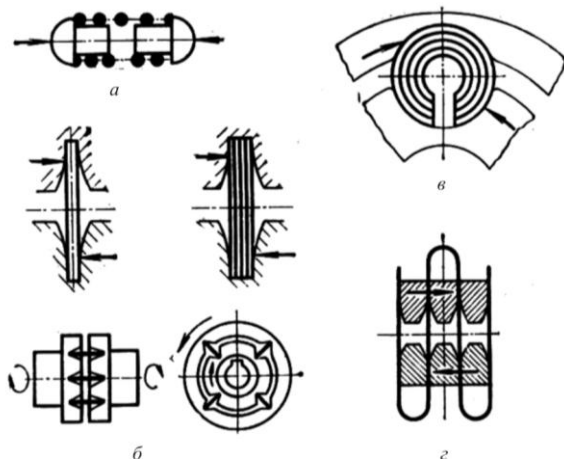


Рис. 4.30. Металлические упругие элементы

Представленные на рис. 4.30, *а* витые цилиндрические пружины работают на кручение. Стержни, пластины или пакеты пластин, расположенные по радиусу или по образующей (рис. 4.30, *б*), а также и пакеты разрезных гильзовых пружин (рис. 4.30, *в*) и змеевидные пластинчатые пружины (рис. 4.30, *г*) работают на изгиб.

Муфта с *цилиндрическими винтовыми пружинами* (рис. 4.31, 4.32) состоит из ведущей и ведомой полумуфтой с одинаковыми фасонными вырезами, в которые закладываются винтовые пружины с ограничителями (рис. 4.32, *а*). С торцов муфты закрываются дисками, которые крепят к полумуфтам, для предохранения пружин и ограничителей от выпадения и загрязнения.

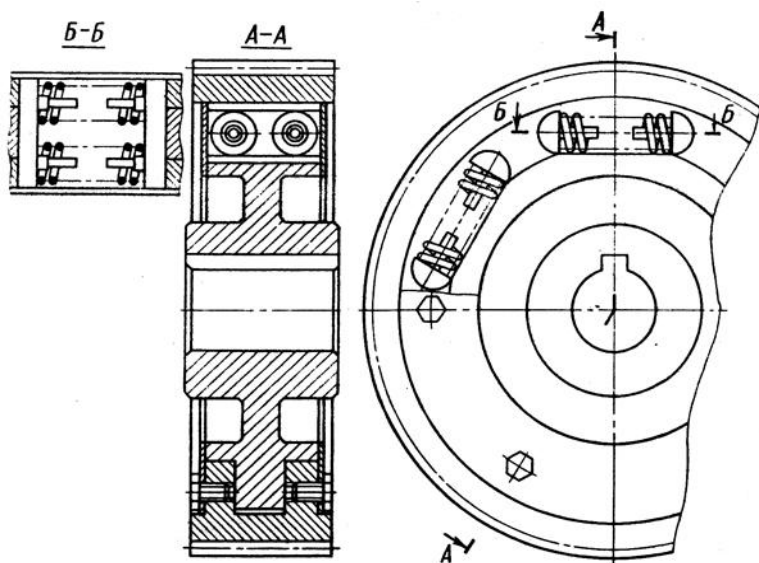


Рис. 4.31. Зубчатое колесо с упругой муфтой

Муфта *зубчато-пружинная* или со *змеевидными пружинами* (рис. 4.33) состоит из двух полумуфт с зубьями специальной формы, во впадинах между которыми помещается змееобразно изогнутая пружина, разделенная на несколько частей. Зубья и пружина закрываются снаружи кожухом, состоящим из двух половин, соединяемых между собой болтами с резьбой.

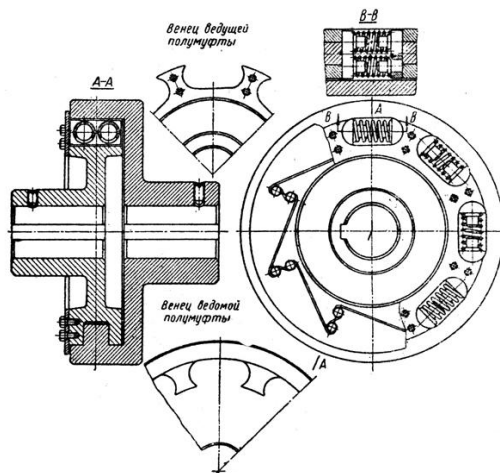


Рис. 4.32. Муфта упругая с цилиндрическими винтовыми пружинами

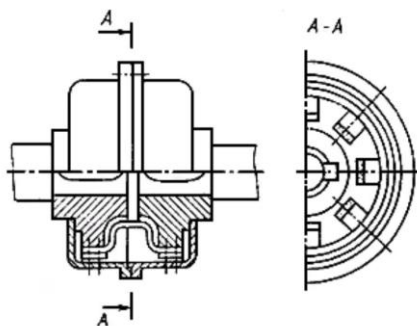


Рис. 4.33. Муфта со змеевидной пружиной

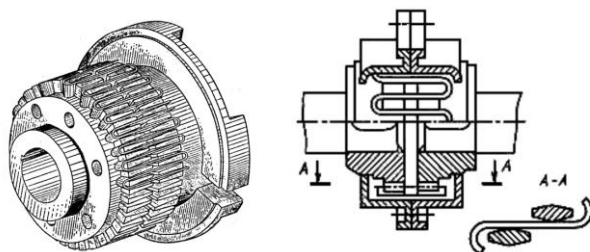


Рис. 4.34. Муфта с радиальными пакетами пластин

Муфта *упругая с радиальными пакетами пружин*. Если пазы для пружин имеют прямоугольное сечение, пружины устанавливаются в один паз без зазора, а в другой свободно, то жесткость муфты будет постоянной. Если же в одной полумуфте пазам придана трапецеидальная форма (рис. 4.34), то свободный конец пружины, входящей в такой паз, может поворачиваться; точка приложения окружного усилия соответственно перемещается, а следовательно, изгибающий момент и деформация пружины изменяются нелинейно, т.е. муфта приобретает переменную жесткость.

Пакет пружин собирают из нескольких тонких пластин, благодаря чему обеспечивается большая эластичность муфты; при деформации пакета пластины скользят одна относительно другой, вследствие трения происходит необратимое поглощение энергии, способствующее гашению колебаний.

На рис. 4.35 показана муфта упругая с осевыми пружинами. Пакеты плоских пластинчатых пружин 1, расположенных параллельно оси вала, вставлены в хвостовики 2 и 3 и удерживаются в них штифтами 4. Полученная таким образом кассета одним концом связана с полумуфтой 5 плоским пружинным кольцом 6, а другим свободно вставлена в отверстие полумуфты 7. При отклонениях от соосности соединяемых валов и деформировании пружин под нагрузкой свободные концы кассет могут перемещаться по отверстиям полумуфты. Для уменьшения изнашивания в отверстия запрессованы втулки 8 из антифрикционного материала. При сборке поверхности отверстий и хвостовиков натирают графитовыми смазочными материалами. Необходимую жесткость при кручении достигают изменением количества пакетов, толщины пружин и подбором материала. При исполнении I паза хвостовика муфта имеет линейную зависимость изменения жесткости при кручении. Для получения нелинейной характеристики пазу придают криволинейный профиль (исполнение II).

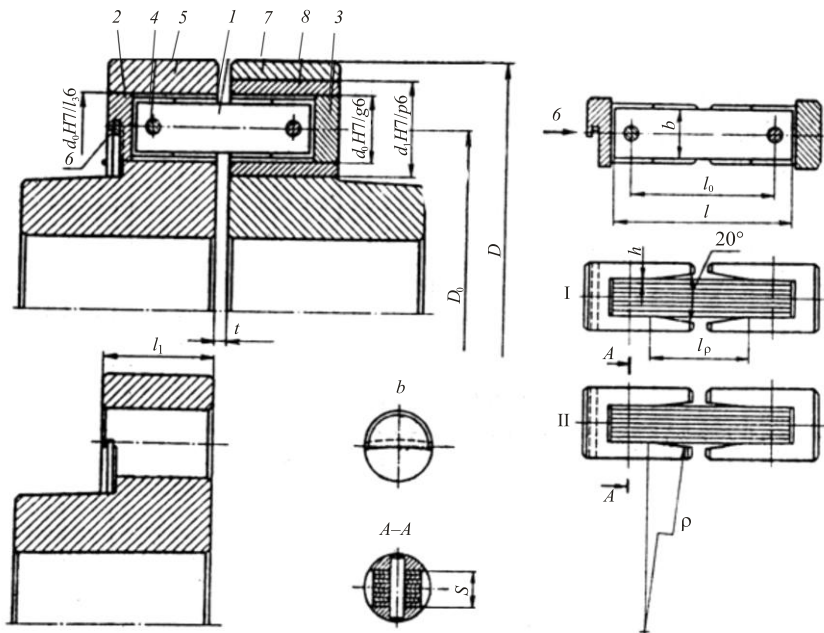


Рис. 4.35. Муфта упругая с осевыми пружинами

Класс 2

Муфты управляемые и цепные

Управляемые муфты позволяют соединять или разъединять валы при помощи механизма управления. По принципу работы все эти муфты можно разделить на две группы: муфты, работающие за счет зацепления, и муфты, работающие за счет сцепления (за счет сил трения фрикционные муфты).

Группа 2.1. Муфты синхронные

В этих муфтах момент передается от ведущего вала к ведомому взаимным зацеплением полумуфт посредством кулачков (выступов на торцах) или зубьев. Включение или выключение этих муфт при вращении валов сопровождается ударами, так как добиться полного совпадения частот вращения соединяемых валов (синхронности вращения) трудно. Для этого требуется производить

включение без нагрузки или снижать окружную скорость до 1 м/с. Поэтому синхронные муфты применяют при отсутствии требования плавности включения, при редких включениях и малой относительной угловой скорости, а также в условиях стесненных габаритов.

Вид 2.1.1. Муфта кулачковая состоит из двух полумуфт 1 и 2, сцепляющихся между собой посредством торцовых кулачков 3 (рис. 4.36). Втулка 5 служит для центровки валов. Одна из полумуфт (на рисунке левая) соединена с валом неподвижно, а другая установлена на валу с возможностью осевого перемещения на направляющих шпонках (или шлицах). Осевое перемещение подвижной полумуфты осуществляется с помощью устройства, называемого *отводкой*, кольцо которой помещается в пазу 4 полумуфты 2. Для уменьшения износа деталей отводки подвижная полумуфта устанавливается на ведомом валу. Чаще всего кулачковые и зубчатые сцепные муфты располагают на одном валу и используют для переключения скоростей.

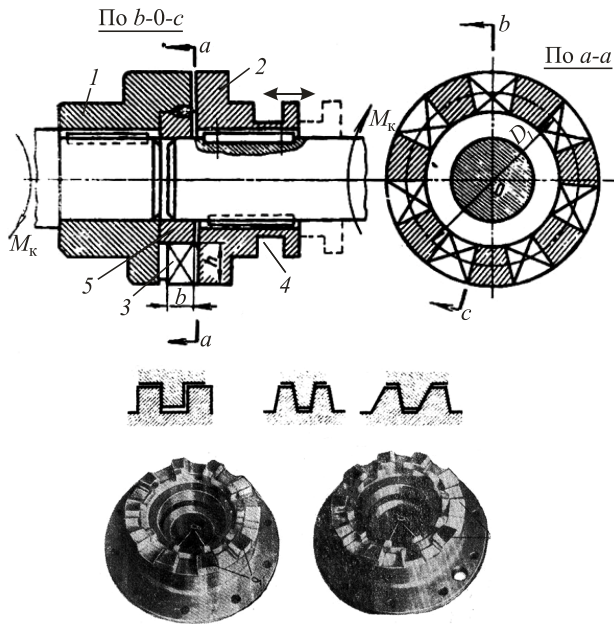


Рис. 4.36. Кулачковая управляемая муфта (синхронная)

Вид 2.1.2. Муфта зубчатая сцепная (синхронная) (рис. 4.37) по устройству и методике расчета подобна зубчатой компенсирующей муфте с той лишь разницей, что здесь обойма 1 изготавливается подвижной и управляется с помощью отводки. На рис. 4.37 обойма расположена в положении «включено». Диски 3 и 2 являются ограничителями, а втулка 4 центрирует валы и одновременно выполняет функцию подшипника при их относительном вращении (когда муфта включена).

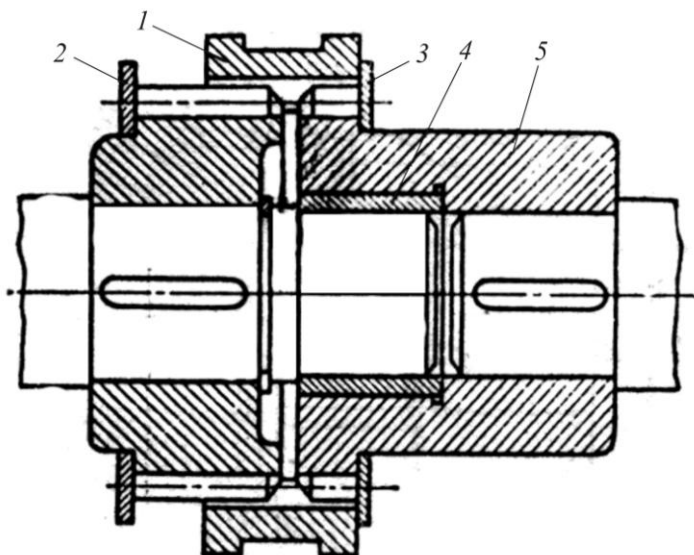


Рис. 4.37. Муфта зубчатая сцепная

Применяют зубчатые муфты и без обоймы 1, у них одна полумуфта имеет внутренние, а другая внешние зубья.

Для устранения ударов при включении в зубчатых муфтах применяют *синхронизаторы* (например, в коробках скоростей автомобилей), которые выравнивают скорости валов перед их соединением (рис. 4.38). Синхронизатор здесь выполнен в виде двусторонней конической фрикционной муфты 1.

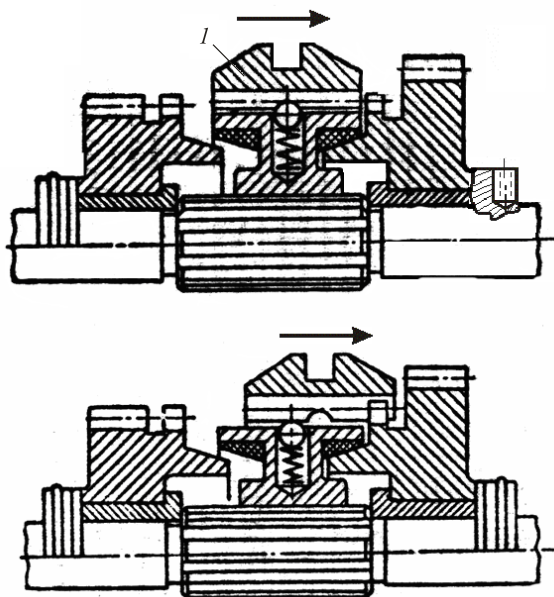


Рис. 4.38. Синхронизатор постоянного давления

При перемещении обоймы *1* с внутренними зубьями вправо или влево она через шарик передает осевую силу конусной полумуфте синхронизатора и сцепляет ее с конусной полумуфтой одной из шестерен. Проскальзывание, которое наблюдается при включении, позволяет плавно разгонять ведомые элементы, происходит выравнивание угловых скоростей ведущего вала и ведомой шестерни. После преодоления сопротивления пружины фиксатора обоймы и смещения фиксирующих шариков внутрь муфты дальнейшим перемещением обоймы включается зубчатая муфта.

Группа 2.2. Муфты фрикционные (асинхронные)

При включении фрикционных муфт крутящий момент возрастает постепенно по мере увеличения силы нажатия на поверхности трения. Это позволяет соединять валы под нагрузкой и с большой разностью начальных угловых скоростей. В процессе включения муфта пробуксовывает, а разгон ведомого вала происходит плавно, без удара. Отрегулированная на передачу предельно-

го крутящего момента, безопасного для прочности машины, фрикционная муфта выполняет одновременно функции предохранительного устройства.

По своему назначению фрикционные муфты классифицируют по следующим признакам: материалы, форма и число трущихся поверхностей, способ их сжатия (механизм управления муфтой).


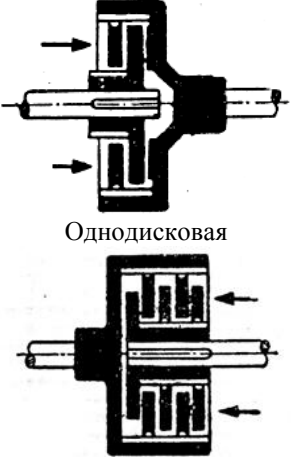
Муфты, в которых обе трущиеся поверхности являются металлическими (чугун по чугуну, сталь по стали, бронза по стали), требуют обильной смазки, иначе увеличивается износ. Коэффициент трения таких пар сравнительно мал, поэтому муфты имеют большие габариты или требуется увеличивать число трущихся поверхностей.


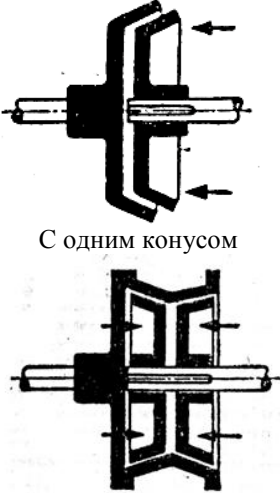
Использование неметаллов (текстолит, металлокерамика, прессованный асбест) позволяет уменьшить габариты муфт, они могут работать как всухую, так и со смазкой.

По расположению и форме трущихся поверхностей фрикционные муфты разделяют на *радиальные* (трущиеся поверхности цилиндрические) и *осевые* (трущиеся поверхности плоские или конические). Кроме того, муфты классифицируют по конструктивному оформлению и числу трущихся поверхностей (табл. 4.1).

Таблица 4.1

Классификация фрикционных муфт

Радиальные	Аксиальные
 <p data-bbox="188 1150 479 1177">С наружными колодками</p> <p data-bbox="188 1417 479 1439">С внутренними колодками</p>	<p data-bbox="546 1134 573 1251" style="writing-mode: vertical-rl; transform: rotate(180deg);">Дисковые</p>  <p data-bbox="714 1177 871 1198">Однодисковая</p> <p data-bbox="703 1417 882 1439">Многодисковая</p>

Радиальные	Аксиальные
 <p data-bbox="197 435 456 464">С разжимным кольцом</p> <p data-bbox="217 691 436 719">С натяжной лентой</p>	<p data-bbox="535 435 561 552" style="writing-mode: vertical-rl; transform: rotate(180deg);">Конусные</p>  <p data-bbox="684 464 882 493">С одним конусом</p> <p data-bbox="669 743 897 772">С двойным конусом</p>

Вид 2.2.1. Муфты дисковые. Простейшая однодисковая муфта с одной парой поверхностей трения (рис. 4.39) содержит неподвижную полумуфту 1, подвижную в осевом направлении полумуфту 2 и фрикционную накладку 3.

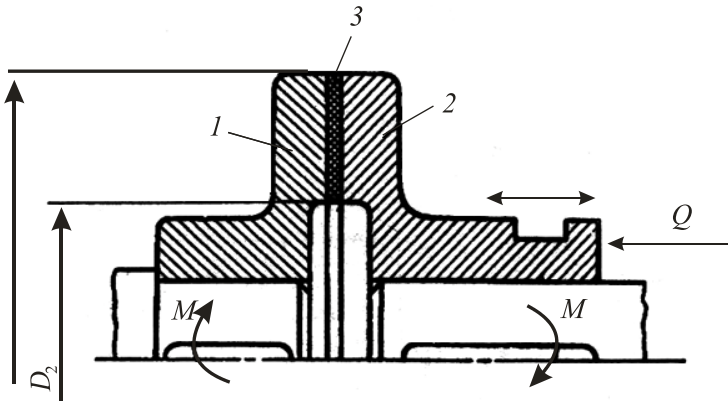


Рис. 4.39. Фрикционная однодисковая муфта

Для уменьшения силы прижатия и габаритов муфты применяют конструкции со многими парами поверхностей трения – многодисковые муфты (рис. 4.40). В этих муфтах имеются две группы дисков: наружные 7 и внутренние 8. Наружные диски соединены с полумуфтой 6, а внутренние – с полумуфтой 4 с помощью подвижного шлицевого соединения.

Правый крайний внутренний диск опирается на регулировочные гайки 5. На левый крайний диск от механизма управления действуют силы нажатия, которые передаются на все поверхности трения.

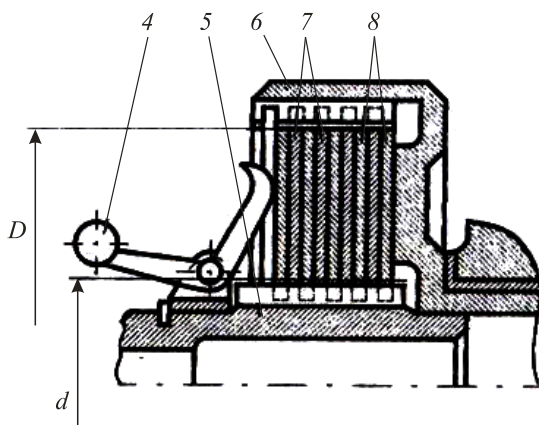


Рис. 4.40. Фрикционная многодисковая муфта

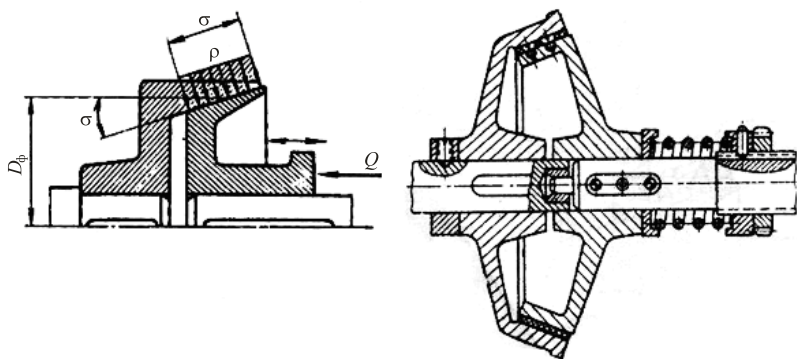


Рис. 4.41. Фрикционная конусная муфта

Применение многодисковых муфт позволяет увеличить крутящий момент в число раз, равное числу пар трущихся поверхностей по сравнению с однодисковой муфтой.

Вид 2.2.2. Муфты конусные (или конические). От действия осевой силы на конической поверхности соприкосновения полу-муфт (рис. 4.41) появляется удельное давление p и удельные силы трения $p \cdot f$. Силы трения направлены по касательной к окружности конуса.

К л а с с 3 **Самоуправляемые муфты**

К самоуправляемым относятся сцепные муфты, сцепление и расцепление в которых осуществляется автоматически, в зависимости от изменения одного из факторов:

- а) вращающего момента (предохранительные муфты или муфты предельного момента);
- б) направления вращения (обгонные или муфты свободного хода);
- в) скорости вращения (центробежные).

Использование электромагнитных, пневматических и гидравлических устройств в муфтах позволяет производить автоматизацию по любому из параметров (пути, времени и т.п.).

Группа 3.1. Предохранительные муфты самоуправляемые по величине момента (муфты предельного момента)

Предохранительные муфты самоуправляемые по величине момента (муфты предельного момента) подразделяют на два вида:

- а) муфты с разрушаемым элементом;
- б) муфты с неразрушаемым элементом.

Во избежание случайных включений предохранительных муфт расчетный момент для них

$$T_p = 1,25T,$$

где T – максимальный момент, который должен передаваться предохранительной муфтой, Н·м.

Вид 3.1.1. Предохранительные муфты с разрушаемым элементом применяют при редком возникновении перегрузки. Недостаток этих муфт – необходимость замены разрушаемых элементов. Из предохранительных муфт с разрушаемыми элементами чаще всего применяют муфту со *срезными штифтами* (рис. 4.42).

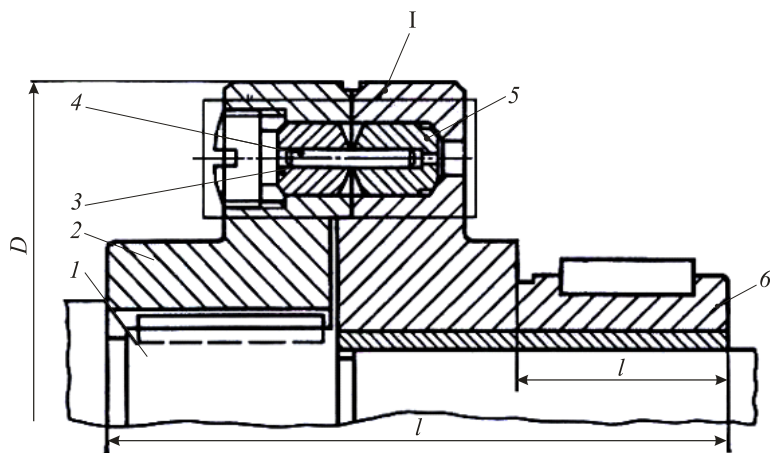


Рис. 4.42. Муфта со срезным штифтом

На вал *1*, используя шпоночное соединение, устанавливают полумуфту *2*. Полумуфты *2* и *6* соединены между собой стальными штифтами *4*, заключенными в стальные закаленные втулки *3* и *5*, предохраняющие полумуфты от смятия их штифтами. При перегрузке машин (возрастании крутящего момента до недопускаемой величины) штифты срезаются и полумуфты расцепляются. Число штифтов один или два. Материал штифтов – среднеуглеродистая, реже, закаленная сталь. Недостатком этих муфт является необходимость замены разрушенного штифта после каждого срабатывания муфты.

Вид 3.1.2. К предохранительным муфтам с неразрушимым элементом относятся кулачковые, шариковые, фрикционные муфты.

Кулачковая муфта (рис. 4.43) состоит из неподвижной и подвижной полумуфт, имеющих на торцах кулачки с трапецевидным профилем. От действия окружной силы в зацеплении появляется осевая сила, которая стремится раздвинуть полумуфты и

вывести их из зацепления. Этому противодействуют сила упругости пружины и сила трения $F_{тр}$ на кулачках и в шлицевом (шпоночном) соединении. При перегрузках включение и выключение таких муфт сопровождается большим шумом, при высоких оборотах их применять не рекомендуется.

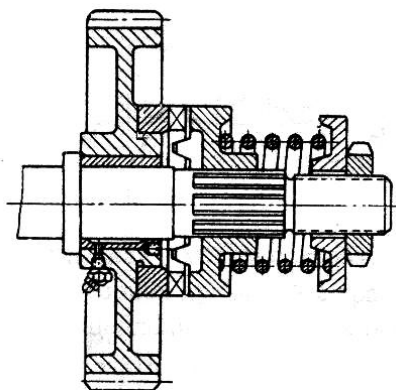


Рис. 4.43. Кулачковая предохранительная муфта

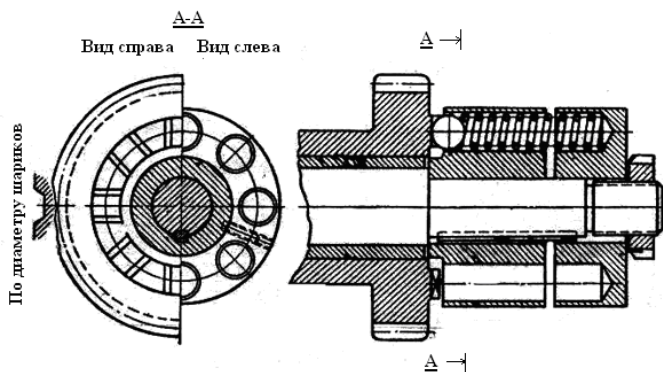


Рис. 4.44. Шариковая предохранительная муфта

В шариковой муфте (рис. 4.44) сцепление полумуфт происходит посредством подпружиненных шариков. Когда передаваемый момент превышает предельный, шарик выкатывается из лунки, пружина сжимается, полумуфты разъединяются, момент не передается.

Во фрикционной муфте (рис. 4.45) диски прижимаются тоже за счет пружин, при перегрузках происходит проскальзывание, так как передаваемые моменты превышают моменты сил трения.

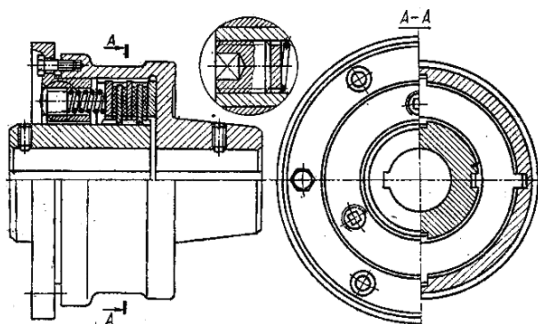


Рис. 4.45. Фрикционная предохранительная муфта

Группа 3.2. Центробежные (самоуправляемые по частоте вращения)

Центробежные муфты (рис. 4.46–4.48) по способу сцепления полумуфт представляют собой фрикционные муфты, в которых в отличие от фрикционных управляемых муфт сцепления полумуфты сцепляются или расцепляются автоматически при помощи специальных грузов, находящихся под действием центробежных сил и пружин.

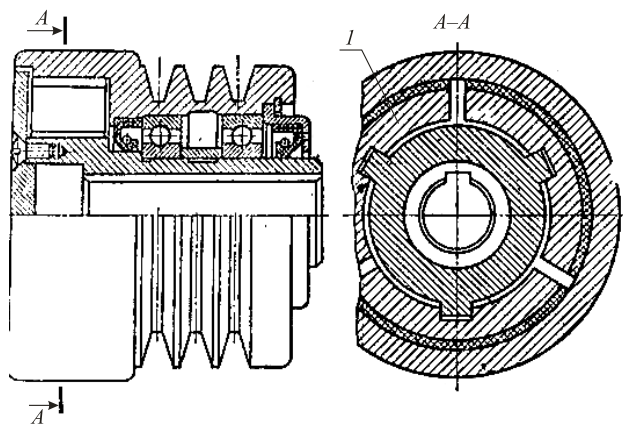


Рис. 4.46. Центробежная самоуправляемая муфта

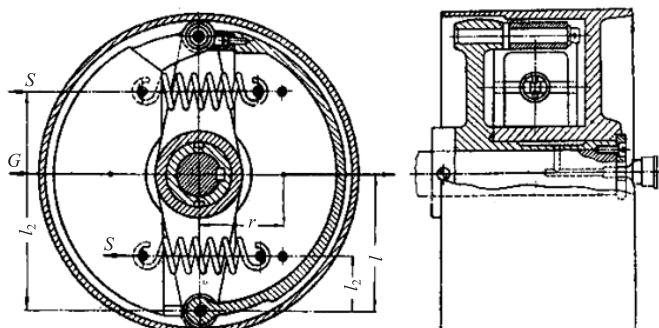


Рис. 4.47. Муфта с поворотными колодками, шарнирно соединенными с полумуфтой и со свободными колодками, поставленными в крестовину

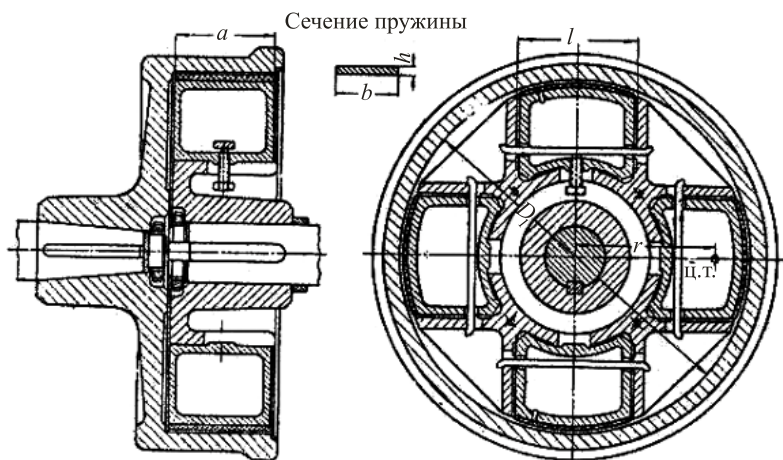


Рис. 4.48. Муфта центробежная с 4 колодками

При достижении ведущим валом определенной угловой скорости центробежные силы, действующие на грузы, связанные с одной из полумуфт, преодолевают силы пружин и прижимают (или отжимают) эти грузы к другой полумуфте, в результате чего полумуфты и соединяемые ими валы сцепляются (или расцепляются).

Группа 3.3. Обгонные муфты или муфты свободного хода

Эти муфты автоматически сцепляют или расцепляют валы в зависимости от соотношения угловых скоростей валов. Если скорость ведущего вала становится больше скорости ведомого вала, то муфта сцепляет валы. А если скорость ведущего вала становится меньше скорости ведомого вала, то муфта расцепляет валы, не препятствуя ведомому валу свободно обгонять ведущий вал, отсюда и наименование муфт.

Муфты свободного хода широко применяются в велосипедах, мотоциклах, коробках передач автомобилей, металлорежущих станках, вертолетах и в других машинах.

Обгонные муфты по способу сцепления их полумуфт разделяются на храповые и фрикционные.

В *храповой* муфте (рис. 4.49) полумуфта 1 имеет венец с несимметричными внутренними зубьями, а на полумуфте 2 шарнирно закреплены храповики 3, которые пружинами прижимаются к зубчатому венцу. Храповики обеспечивают передачу вращающего момента в одном направлении, если угловая скорость ведущей полумуфты 1 превышает угловую скорость ведомой полумуфты 2. Иначе храповики отжимаются скошенной поверхностью зубьев, и момент не передается.

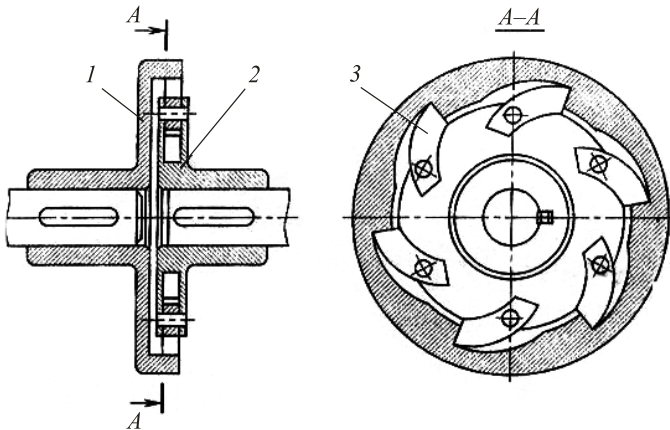


Рис. 4.49. Обгонная зубчато-храповая муфта

Применяются зубчато-храповые муфты для тихоходных валов, так как имеют ряд существенных недостатков: сильный шум при холостом ходе, резкое включение, сопровождающееся ударом.

Преимущественное применение имеют фрикционные обгонные муфты с роликами (рис. 4.50), так как у них почти полностью отсутствует мертвый ход и работают они бесшумно.

Эти муфты имеют относительно малые габаритные размеры, они технологичны, просты в эксплуатации, не имеют мертвого хода и работают практически без шума. Односторонняя передача вращающего момента осуществляется при заклинивании роликов 3 между обоймой 1 и звездочкой 2 (см. рис. 4.50).

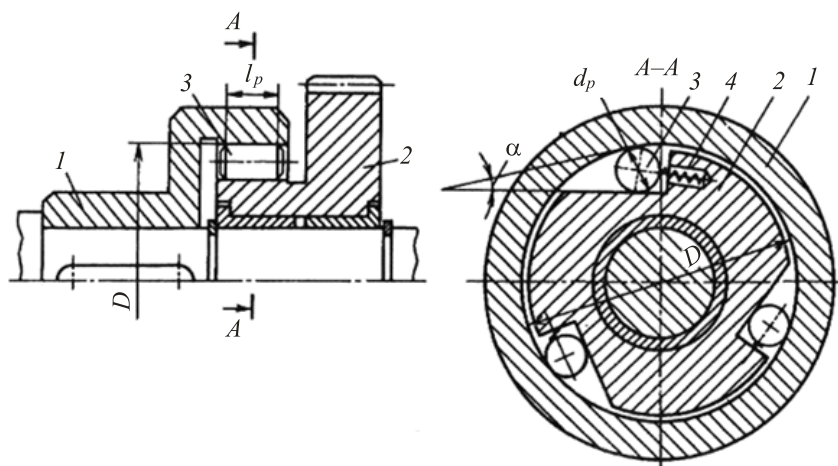


Рис. 4.50. Роликовая фрикционная обгонная муфта

Ролики разделяются сепаратором. Контакт роликов с обоймой и звездочкой обеспечивается кольцевой пружиной 4. В такой муфте вращающий момент передается при ведущей обойме против часовой стрелки, а при ведущей звездочке, если она вращается по часовой стрелке.

При обратном вращении ролики западают в расширенную часть пазов звездочки (рис. 4.51) и свободно проворачиваются, вращающий момент не передается.

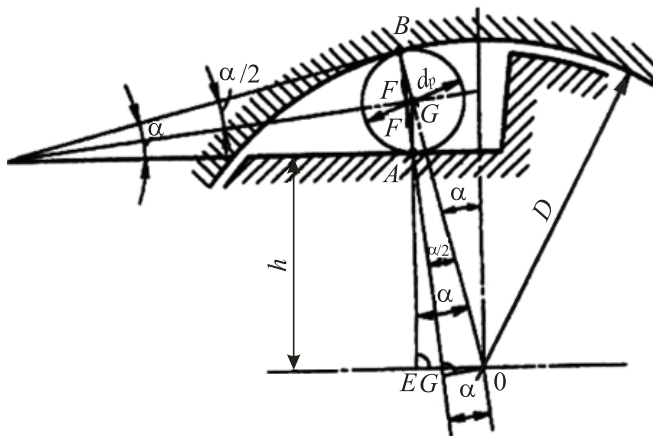


Рис. 4.51. Картина заклинивания роликов

Характеристикой, определяющей работоспособность и надежность муфты, является угол заклинивания роликов α – угол между касательными, проведенными через точки касания ролика с обоймой и звездочкой.

Обоймы и звездочки изготавливают из цементируемой стали 12Х2Н4А (твердость не менее 60 HRC), ролики из стали ШХ15 (61...65 HRC).

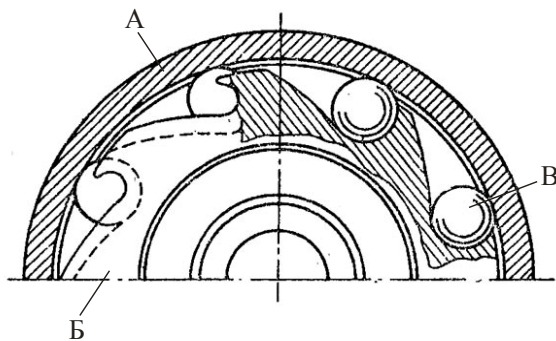


Рис. 4.52. Упругая фрикционная обгонная муфта

На рис. 4.52 показана своеобразная конструкция упругой обгонной муфты. При вращении полумуфты Б по часовой стрелке резиновые шары заклиниваются между обоймой А и полумуфтой Б, тем самым включая муфту. Обе полумуфты имеют желоба; причем желоб на полумуфте А один и имеет кольцевую форму, в полумуфте Б число желобов соответствует числу шаров В.

Порядок выполнения работы

1. Ознакомиться с конструкцией основных типов муфт.
2. Составить схему классификации механических муфт.
3. Написать конспект с эскизами десяти муфт или выполнить другое задание по указанию преподавателя.

Контрольные вопросы

1. Для чего предназначены механические муфты?
2. Дайте краткую классификацию муфт по принципу действия.
3. Какие муфты называют неподвижными?
4. В чем заключаются преимущества и недостатки втулочной и фланцевой муфт?
5. Какие муфты называют компенсирующими?
6. Как устроена зубчатая муфта? Какие смещения валов она компенсирует?
7. Какие существуют виды упругих муфт?
8. Каковы преимущества и недостатки упругих муфт?
9. Как устроена и работает втуочно-пальцевая муфта?
10. Какие функции выполняют сцепные муфты?
11. Как устроены управляемые кулачковые и зубчатые муфты?
12. Какие различают виды сцепных фрикционных муфт?
13. Почему преимущественное применение среди фрикционных муфт имеют многодисковые муфты?
14. Какие различают автоматические муфты?
15. В каких случаях применяют предохранительные муфты?
16. Как подразделяют предохранительные муфты по принципу действия?
17. С какой целью в приводах применяют центробежные муфты? Как они устроены?
18. Как устроены обгонные муфты, где их применяют?

Тест для самоконтроля

1. Муфтами называют устройство, служащее:

- 1) для соединения концов валов
- 2) для регулирования вращающего момента
- 3) для создания дополнительной опоры при длинных валах
- 4) для изменения направления вращения

2. Для соединения валов, установленных под углом друг к другу, можно использовать муфту:

- 1) зубчатую компенсирующую
- 2) упругую втулочно-пальцевую
- 3) многодисковую фрикционную
- 4) шарнирную (шарнир Гука)

3. Муфты, предназначенные для автоматического соединения и разъединения валов:

- 1) упругая втулочно-пальцевая
- 2) фланцевая
- 3) центробежная
- 4) предохранительная со срезным штифтом

4. Муфты, способные компенсировать погрешности монтажа (несоосности):

- 1) фрикционные
- 2) глухие
- 3) центробежные
- 4) упругие

5. Если при работе механизма возникают периодические толчки и вибрации, то следует использовать муфту:

- 1) предохранительную с разрушающимися элементами
- 2) упругую компенсирующую
- 3) жесткую компенсирующую
- 4) сцепную управляемую

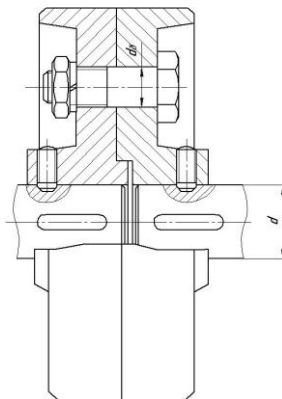
6. При работе привода возможны ударные нагрузки и погрешности взаимного расположения валов. Для соединения этих валов целесообразно применить муфту:

- 1) фланцевую

- 2) с гибким элементом
- 3) зубчатую
- 4) многодисковую фрикционную

7. Основной недостаток изображенной муфты:

- 1) ограниченная нагрузочная способность
- 2) сложность конструкций
- 3) требование строгой соосности валов и перпендикулярности фланцев
- 4) необходимость значительного осевого смещения при установке



8. Основные достоинства втулочных муфт:

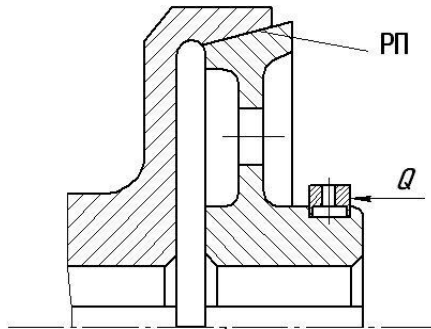
- 1) простота изготовления
- 2) компенсируют перекосы валов
- 3) компенсируют радиальные смещения валов
- 4) компенсируют осевые смещения валов

9. Основные достоинства клеммовой муфты:

- 1) простота конструкций
- 2) малые габариты
- 3) можно выполнять без шпонок
- 4) удобный монтаж и демонтаж без осевого смещения валов

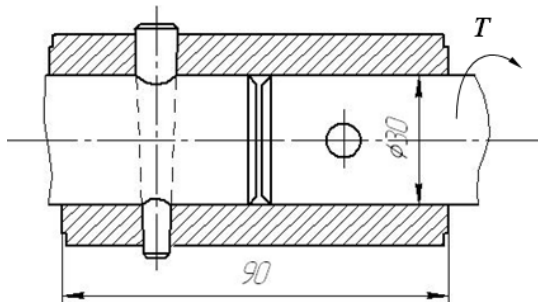
10. Возможные функции изображенной муфты:

- 1) автоматически соединять и разъединять валы при заданной угловой скорости
- 2) изменять направление вращения одного из валов
- 3) плавное сцепление валов под нагрузкой на ходу
- 4) компенсировать угловые, радиальные и осевые смещения валов



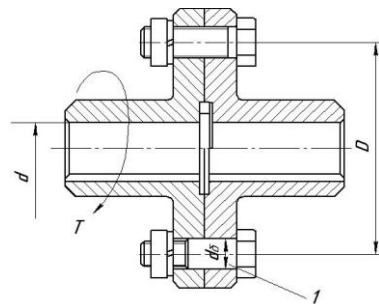
11. При передаче крутящего момента T втулочная муфта (втулка) испытывает напряжение:

- 1) изгиба
- 2) кручения
- 3) растяжения
- 4) среза



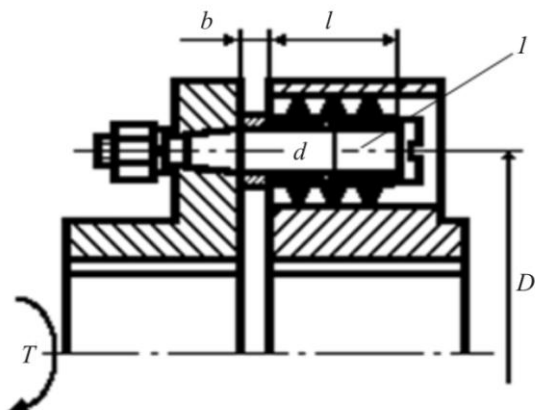
12. Болты, поставленные без зазора во фланцевой муфте, рассматривают по напряжениям:

- 1) среза
- 2) среза и смятия
- 3) растяжения
- 4) изгиба



13. Палец l втулочно-пальцевой муфты рассчитывают по напряжениям:

- 1) изгиба
- 2) кручения
- 3) растяжения
- 4) среза



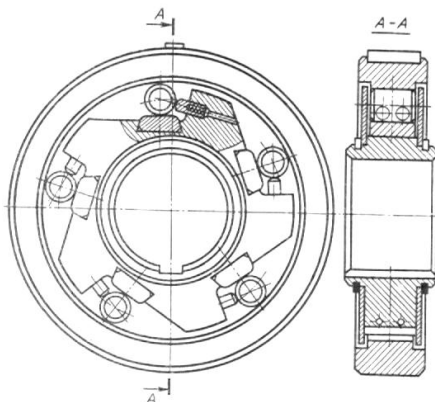
14. Если вращающий момент T ; предельный момент $T_{\text{пред}}$; диаметр пальца $d_{\text{п}}$; длина упругого элемента l , диаметр расположения пальцев D_0 , z – число пальцев, то упругие элементы втулочно-пальцевой муфты проверяют на прочность по формуле

- 1) $\frac{2T}{D_0 \cdot z \cdot d_{\text{п}} \cdot l}$
- 2) $\frac{8T}{D \cdot z \cdot \pi \cdot d_{\text{п}}^2}$
- 3) $\frac{8T}{D_0 \cdot z \cdot f \cdot \pi \cdot d_{\text{п}}^2}$
- 4) $\frac{2T_{\text{пред}}}{D_0 \cdot z \cdot d_{\text{п}} \cdot l}$

15. Назначение изображенной муфты:

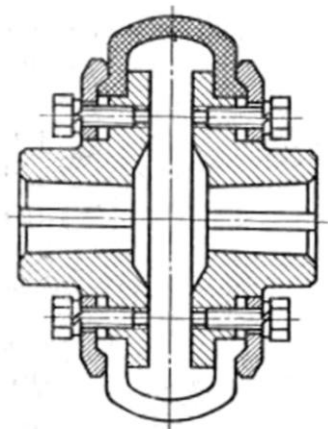
- 1) для компенсации перекосов валов

- 2) для компенсации радиальных смещений валов
- 3) для передачи вращающего момента в одном направлении
- 4) для компенсации осевых смещений валов



16. Назначение изображенной муфты:

- 1) для изменения значения вращающего момента
- 2) для изменения направления вращающего момента
- 3) для жесткого постоянного соединения валов без смещения
- 4) для передачи вращающего момента в конструкциях, где трудно обеспечить соосность валов

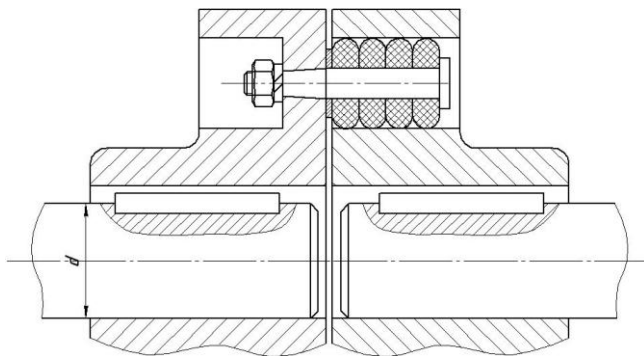


17. Основные достоинства муфты с торообразной оболочкой:

- 1) малые габариты
- 2) невысокие требования к соосности валов
- 3) передает момент только в одном направлении
- 4) высокая нагрузочная способность

18. Основные достоинства изображенной муфты:

- 1) большая податливость
- 2) поглощает энергию ударов и вибраций
- 3) низкие требования к соосности валов
- 4) простота конструкций

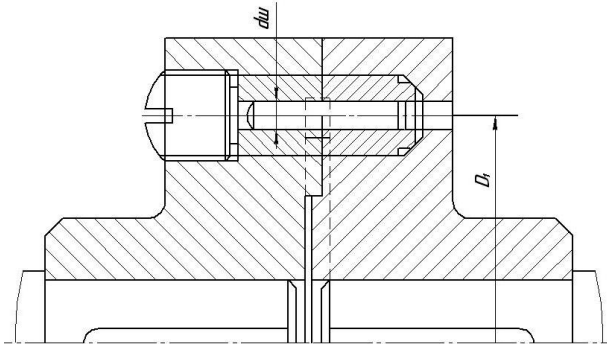


19. Основное назначение жестких компенсирующих муфт:

- 1) обеспечивать соединение валов с незначительной разницей угловых скоростей
- 2) соединять соосные валы без перекосов
- 3) поглощать энергию ударов и вибраций
- 4) соединять валы с незначительными радиальными, осевыми и угловыми смещениями

20. Основной недостаток изображенной муфты:

- 1) точность монтажа
- 2) сложность конструкции
- 3) требование высокой точности при обработке деталей
- 4) остановка машины для замены сломанного элемента



21. Назначение муфты, изображенной выше:

- 1) компенсировать осевое смещение валов
- 2) компенсировать перекосы валов
- 3) предохранять от перегрузок
- 4) гасить вибрации

22. Диаметр штифта для муфты, изображенной выше, если известен передаваемый момент T ; предельный момент $T_{\text{пред}}$; диаметр расположения штифтов D_1 ; z – число штифтов; механические характеристики материала штифтов: τ_B – предел прочности при срезе; $[\tau]_{\text{ср}}$ – допускаемое напряжение среза, следует определить по формуле:

$$1) \quad d_{\text{шт}} \leq \sqrt{\frac{8T_{\text{пред}}}{\pi[\tau]_{\text{ср}} z D_1}} \qquad 3) \quad d_{\text{шт}} \leq \sqrt{\frac{8T_{\text{пред}}}{\pi\tau_B z D_1}}$$

$$2) \quad d_{\text{шт}} \leq \sqrt{\frac{8T_{\text{пред}}}{D_1/[\tau]_{\text{ср}}}} \qquad 4) \quad d_{\text{шт}} \leq \sqrt{\frac{8T}{\pi\tau_B z D_1}}$$

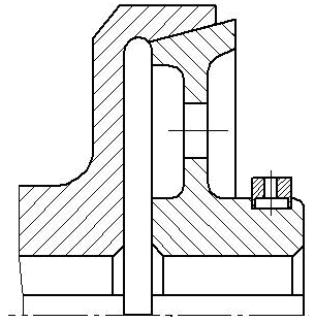
23. Основное назначение сцепных управляемых муфт:

- 1) поглощать толчки и вибрации
- 2) предохранять от перегрузок
- 3) автоматически сцеплять и расцеплять валы при превышении частоты вращения

4) быстро соединять и разъединять при необходимости вращающийся и неподвижный вал

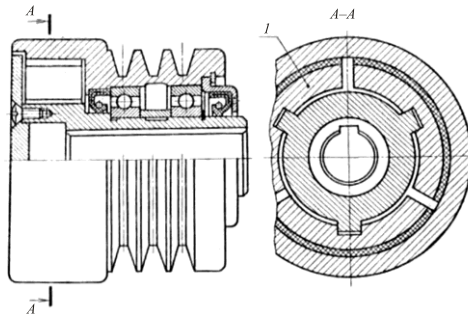
24. Основное назначение изображенной муфты:

- 1) смягчение толчков и вибраций
- 2) плавное сцепление валов под нагрузкой на ходу
- 3) соединение валов в механизмах, где трудно обеспечить соосность
- 4) соединение валов с незначительными осевыми смещениями



25. Назначение изображенной муфты:

- 1) для соединения и разъединения валов при вращении с определенной частотой вращения
- 2) для компенсации перекосов валов
- 3) для компенсации осевых смещений валов
- 4) для компенсации радиальных смещений валов



Учебное издание

Караваев Дмитрий Михайлович,
Москалев Владимир Алексеевич,
Матыгуллина Елена Вячеславовна,
Сиротенко Людмила Дмитриевна

Детали машин и основы конструирования

Учебное пособие

Часть 1

Редактор и корректор *Н.В. Бабинова*

Подписано в печать 25.08.2022. Формат 60×90/16.
Усл. печ. л. 8,625. Тираж 50 экз. Заказ № 144/2022.

Издательство
Пермского национального исследовательского
политехнического университета.
Адрес: 614990, г. Пермь, Комсомольский проспект, 29, к. 113.
Тел. (342) 219-80-33.