

Министерство образования и науки Российской Федерации  
Федеральное государственное бюджетное образовательное  
учреждение высшего образования  
«Тамбовский государственный технический университет»

**Ю. В. РОДИОНОВ, Д. В. НИКИТИН, В. Г. ОДНОЛЬКО**

# **ДЕТАЛИ МАШИН И ОСНОВЫ КОНСТРУИРОВАНИЯ КРАТКИЙ КУРС**

**Часть 2**

*Рекомендовано Ученым советом университета в качестве учебного пособия  
для студентов 2 и 3 курсов направлений подготовки  
35.03.06 «Агроинженерия», 23.03.03 «Эксплуатация транспортно-  
технологических машин и комплексов», 15.03.01 «Машиностроение»,  
15.03.02 «Технологические машины и оборудование»,  
15.03.05 «Конструкторско-технологическое обеспечение  
машиностроительных производств», 18.03.02 «Энерго- и ресурсосберегающие  
процессы в химической технологии, нефтехимии и биотехнологии»*



---

**Тамбов**  
**Издательство ФГБОУ ВО «ТГТУ»**  
**2017**

УДК 621.8(075.8)  
ББК К445я73  
Д38

Рецензенты:

Доктор технических наук, профессор ФГБОУ ВО «ТГТУ»  
*С. И. Лазарев*

Доктор технических наук, профессор ФГБОУ ВО Мичуринский ГАУ  
*В. И. Горшенин*

**Родионов, Ю. В.**

Д38 Детали машин и основы конструирования. Краткий курс. Часть 2 : учебное пособие / Ю. В. Родионов, Д. В. Никитин, В. Г. Однолько. – Тамбов : Изд-во ФГБОУ ВО «ТГТУ», 2017. – 88 с. – 100 шт. – ISBN 978-5-8265-1728-4

Соответствует программе курса «Детали машин и основы конструирования». Приводятся описание и анализ типовых современных конструкций деталей и механизмов, применяемых в отечественном машиностроении. Сформулированы основные принципы, примеры и правила проектирования машин и их деталей.

Предназначено для студентов 2 и 3 курсов направлений подготовки 35.03.06 «Агроинженерия», 23.03.03 «Эксплуатация транспортно-технологических машин и комплексов», 15.03.01 «Машиностроение», 15.03.02 «Технологические машины и оборудование», 15.03.05 «Конструкторско-технологическое обеспечение машиностроительных производств», 18.03.02 «Энерго- и ресурсосберегающие процессы в химической технологии, нефтехимии и биотехнологии».

УДК 621.8(075.8)  
ББК К445я73

**ISBN 978-5-8265-1728-4**

© Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования «Тамбовский государственный технический университет» (ФГБОУ ВО «ТГТУ»), 2017

## ВВЕДЕНИЕ

---

Содержание настоящего пособия соответствует программе курса «Детали машин и основы конструирования» для машиностроительных специальностей высших технических учебных заведений.

Курс «Детали машин и основы конструирования» является завершающим в цикле общетехнических предметов, которые служат базой для изучения специальных дисциплин.

В учебном пособии приводятся описание и анализ типовых современных конструкций деталей, применяемых в отечественном машиностроении.

Большинство расчетных формул приводятся без промежуточных преобразований, когда это не мешает объяснению физического смысла, что облегчит учащемуся воспринимать предмет.

Основная задача дисциплины «Детали машин и основы конструирования» – повышение квалификации студентов путем изучения методов, правил и норм расчета и конструирования типовых деталей и сборочных единиц машин. Данное учебное пособие разработано для формирования у студентов необходимых компетенций, а также знаний, умений и навыков в целях владения будущими специалистами инженерным подходом к решению задач на прочность, жесткость, виброустойчивость, теплостойкость, износостойкость и коррозионностойкость, исходя из заданных условий работы деталей в машине.

В учебном пособии приведены основные принципы и правила проектирования машин и их деталей на примере приводов общего назначения, а также дана информация по выбору материалов деталей машин и методам расчета.

# Глава 1

## ВАЛЫ И ОСИ

### 1.1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

*Валы* предназначены для размещения на них вращающихся деталей (зубчатых колес, кулачков, звездочек и пр.) с целью передачи полезной нагрузки (вращательного момента).

Валы различают по форме геометрической оси на *прямые* и *коленчатые* (рис. 1.1). Наибольшее распространение получили прямые валы. Коленчатые валы применяют для преобразования в поршневых машинах возвратно-поступательного движения во вращательное и наоборот. Для передачи вращения при больших перегибах (например, в стоматологических установках) применяется особая группа валов называемых *гибкие валы*. Коленчатые и гибкие валы в настоящем курсе не изучаются.

По конструктивным особенностям валы подразделяют на ступенчатые, сплошные и полые (рис. 1.2).

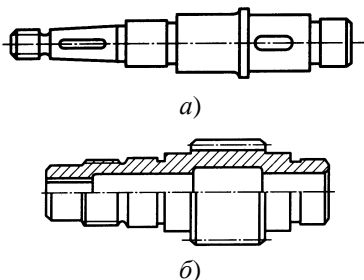
*Оси* предназначены для размещения на них вращающихся деталей, но отличаются от валов тем, что не передают вращательных моментов. Ось может быть подвижной (вращающейся) (рис. 1.3, *а*) или неподвижной (рис. 1.3, *б*). Вращающиеся оси обеспечивают лучшую работу подшипников и лучшее направление. Неподвижные требуют встройки подшипников во вращающиеся детали.

По конструктивным особенностям оси подразделяют на гладкие и ступенчатые (рис. 1.3).

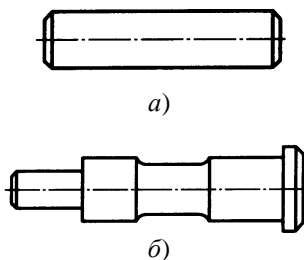
Ступенчатые валы удобны в изготовлении и сборке, так как поверхности уступов между переходными участками вала являются упорами для различных деталей, установленных на валу; при этом уступы хорошо воспринимают значительные осевые нагрузки.



**Рис. 1.1. Валы по форме геометрической оси:**  
*а* – прямой; *б* – коленчатый



**Рис. 1.2. Валы передач:**  
*a* – ступенчатый сплошной; *б* – полый



**Рис. 1.3. Оси:**  
*a* – гладкая; *б* – ступенчатая

Ступенчатые валы удобны в изготовлении и сборке, так как уступы между ступенями вала используются в качестве упоров для деталей, сидящих на валу. Уступы валов могут воспринимать большие осевые силы. В тоже время ступенчатые валы применяют тогда, когда нужно при минимальном весе обеспечить достаточную прочность. В таких случаях валам придают конфигурацию близкую к форме тела равного сопротивления изгибу.

Валы редко изготавливают гладкими с постоянным поперечным сечением. Такие конструкции валов применяют в случаях, когда валы не воспринимают поперечных нагрузок, но при этом передают только крутящий момент. Оси барабанов малогабаритных грузоподъемных машин, оси промежуточных зубчатых колес, оси трансмиссий выполняют гладкими. Если имеется возможность произвести механическую обработку мест соединения вала с насаженными на него деталями по системе вала, то такие валы выполняют гладкими.

Для того чтобы вал и насаженную на него деталь можно было изготавливать независимо, при этом обеспечивая требуемую посадку сопряжения диаметры ступенчатых и гладких валов выбирают из стандартизованного (нормального) ряда. Это условие применимо и для запасных деталей, насаживаемых взамен изношенных. Поэтому расточки в деталях и соответствующие им участки вала изготавливают по калибрам.

Область применения полых валов, обусловлена возможностью размещения внутри них других деталей, а также снижения веса (до 50%). Канал внутри вала (продольное отверстие) имеет различное назначение: уменьшение веса с одновременным сохранением прочности, возможность циркулирования смазки, пара, воды и др., размещения специальных деталей и регулирования, пропуск через вал режущие

го инструмента для обработки поверхности и т.п. В вала со значительными размерами продольное отверстие служит для контроля качества отливки или поковки.

Часто валы конструктивно оформляют с консольно расположенными на них деталями (шестерни, звездочки цепных передач, шкивы ременных передач и т.д.). При таком расположении деталей на валу возникают большие напряжения, значительные перекосы деталей (особенно в зубчатом зацеплении), насаженных на вал. Для ряда механических передач (ременных и цепных) в таких случаях необходимо увеличивать диаметр вала для возможности надежного восприятия значительного изгибающего момента от консоли. В случае зубчатого зацепления консольная конструкция вала часто бывает неприменима вследствие возникающего значительного перекоса зубчатых колес, что ведет к неравномерному распределению нагрузки по длине зуба. При этом в расчете зубчатых передач мерой перекоса в зубчатом зацеплении является угол наклона упругой линии вала.

Для рационального консольного расположения вала конического зубчатого колеса (рис. 1.4) вылет консоли сделан минимальным благодаря наибольшему приближению подшипника 1 к шестерне 2. Такая конструкция является примером оптимального осевого крепления всех связанных с валом деталей в одной конструкции с помощью одной гайки 3. Также в такой конструкции рационально использована компоновка подшипников качения. Роликоподшипники (3 и 4) воспринимают только радиальные нагрузки. Однорядный шарикоподшипник 2 полностью воспринимающий осевую нагрузку, посажен в корпус с зазором  $\delta$ , препятствующим передаче на подшипник 2 радиальной нагрузки.

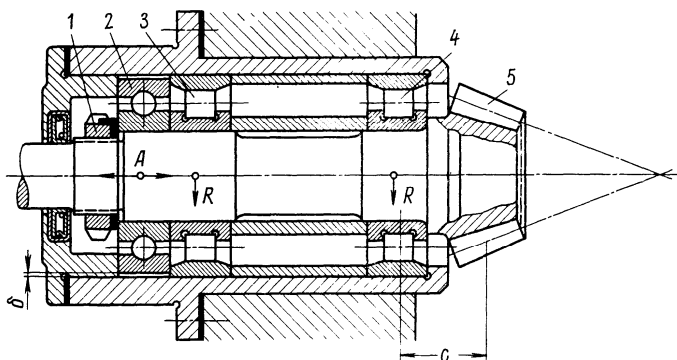
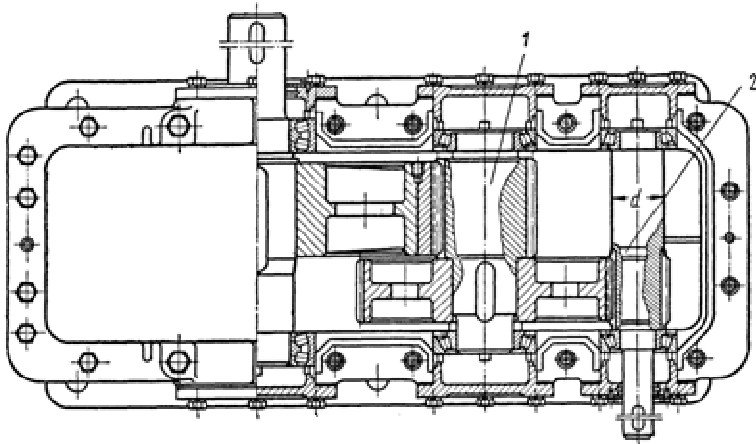


Рис. 1.4. Вал конического зубчатого колеса:

1 – подшипник; 2 – шестерня; 3 – гайка



**Рис. 1.5. Двухступенчатый редуктор:**  
 1 – промежуточный вал; 2 – быстросходный вал

Оси различных механизмов работают только на деформацию изгиба. Например, ось железнодорожной колесной пары, вращающаяся вместе с колесами.

Конфигурации вала зависят от многочисленных условий, в связи с этим трудно рекомендовать универсальные решения на все случаи эксплуатационной практики. В каждом конкретном случае конструктор-проектировщик обязан учитывать все максимально возможные требования эксплуатации и находить наиболее оптимальное решение.

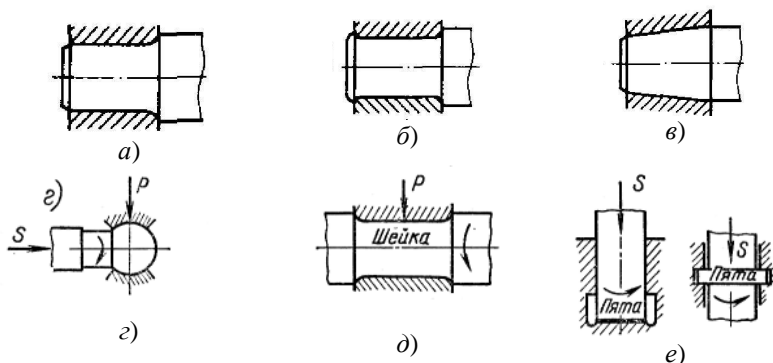
Например, форма вала редуктора может изменяться в зависимости от конструкции всего узла (рис. 1.5, а). В случае близкого расположения необходимая жесткость промежуточного вала 1 обеспечивается увеличением диаметра нарезаемого на валу зубчатого колеса таким образом, что диаметр впадин зубьев превышает диаметр соседних участков вала. Таким образом обеспечивается свободная нарезка зубьев.

Если вал получается гибким 2, приходится увеличивать жесткость вала с помощью увеличения его диаметра, в таком случае зубья выполняют врезными.

### Элементы конструкции валов

*Цапфа* – участок вала, на который опираются подшипники (рис. 1.6).

Конструктивные формы цапф определяются направлением и величиной опорных реакций, конструкцией опоры, предъявляемыми к узлу требованиями фиксации, регулировки зазоров, компенсации



**Рис. 1.6. Конструктивные элементы валов:**

*a, б* – цилиндрический шип; *в* – конический шип; *z* – сферический шип;  
*д* – шейка; *е* – пята

износа и др. Концевые цилиндрические цапфы, воспринимающие радиальные нагрузки, называют шипами и применяют для при установке в подшипниках скольжения и качения (рис. 1.6 *a, б*). Концевые конические цапфы (рис. 1.6, *в*), воспринимающие радиальные нагрузки, применяют, когда в процессе эксплуатации необходимо регулировать радиальный зазор, что осуществляется осевым смещением вала, оси или опоры. Для возможности поворота вала вокруг центра цапфы применяют шаровые цапфы (рис. 1.6, *z*).

Концевые участки вала называют шипами (рис. 1.6, *a, б, в*), промежуточные шейками (рис. 1.6, *д*). Цапфу, воспринимающую осевую нагрузку называют пятой (рис. 1.6, *е*).

Для ограничения осевого перемещения вала и находящихся на нем деталей применяют кольцевое утолщение малой протяженности, составляющее с валом одно целое и называемое *буртиком* (рис. 1.7, *a*).

Поверхность перехода вала от меньшего диаметра к большему, предназначенная для упора насаженных на вал деталей (например, подшипников), называется *запличком* (рис. 1.7, *б*).

Выносливость вала в большой степени зависит от его конструктивных форм в местах перехода между ступенями и в местах шлицев, пазов, отверстий и др. Эта зависимость объясняется тем, что в таких переходах возникает концентрация напряжений изгиба и кручения.

Для повышения выносливости валов применяют различные приемы конструктивного усовершенствования и технологического упрочнения.

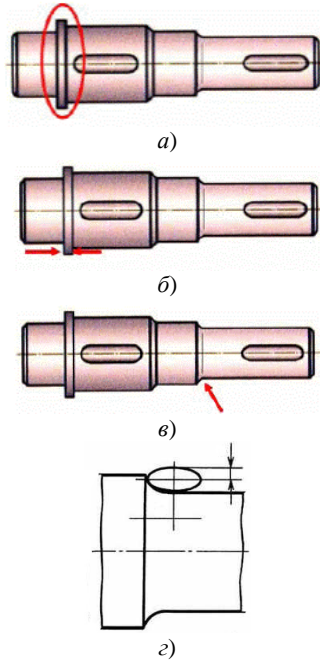


Улучшение конструкции заключается в применении более рациональной формы, обеспечивающей снижение концентрации напряжений в местах перехода из одного сечения вала в другое.

Для снижения концентрации напряжений в переходной зоне от одного диаметра вала к другому применяют специальное скругление называемое *галтелью* (рис. 1.7, *в*). Применение галтели приводит к увеличению усталостной прочности вала. С целью снижения концентрации напряжений применяют также эллиптические галтели (рис. 1.7, *г*) и галтели, очерченные по двум сопряженным круговым дугам.

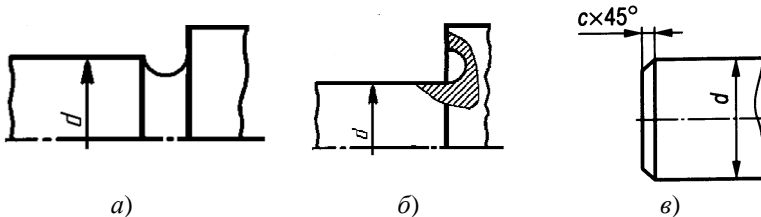
Чтобы обеспечить благоприятные условия для формирования посадочных поверхностей вала применяются углубления малой протяженности, называемые *канавками* (рис. 1.8, *а*). Канавки являются необходимым пространством для выхода инструмента (резец, шлифовальный круг).

Углубление малой протяженности на торцевой поверхности заплечика вала, выполненное вдоль оси вала, называют *поднутрением* (рис. 1.8, *б*). Поднутрение является пространством для выхода инструмента (резец, шлифовальный круг), формирующего торцевую поверхность заплечика.



**Рис. 1.7. Переходные поверхности валов:**

*а* – буртик; *б* – заплечик;   
*в* – галтель;   
*г* – эллиптическая галтель

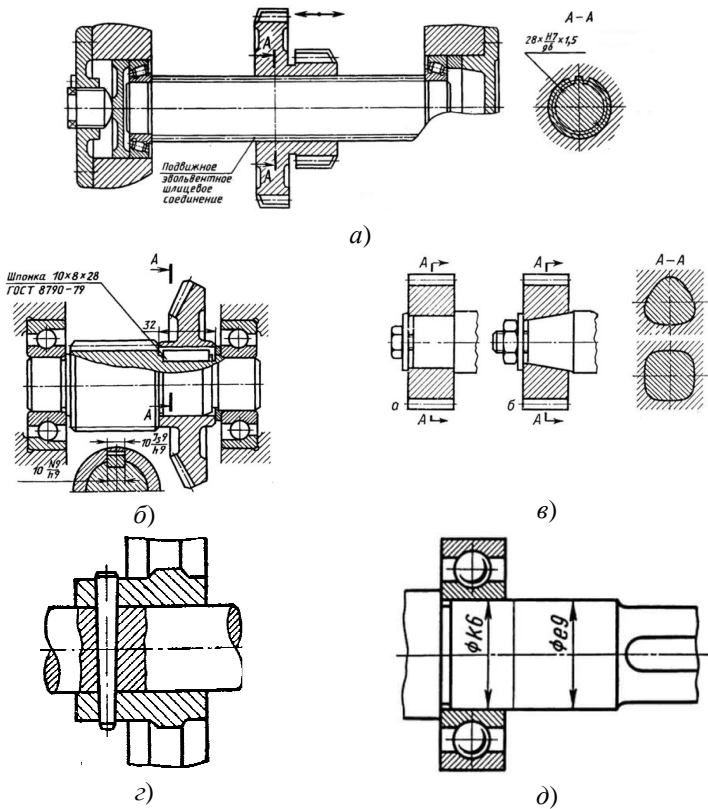


**Рис. 1.8. Переходные поверхности валов:**

*а* – канавка; *б* – поднутрение; *в* – фаска

Для удобства насадки деталей (зубчатых колес, шкивов ременных передач, звездочек цепных передач и т.п.) концевые участки валов выполняют с фасками (рис. 1.8, в).

Соединения вала с насаженными на него деталями, обеспечивающие передачу крутящего момента и осевых сил, осуществляют различными способами в зависимости от величины и характера нагрузок на вал. Наиболее распространены шлицевые (рис. 1.9, а) и шпоночные соединения (рис. 1.9, б). Применяются и бесшпоночные соединения (рис. 1.9, в), а в менее ответственных случаях штифты (рис. 1.9, г), посадки с натягом, в которой связь между деталью и валом осуществляется за счет сил трения (рис. 1.9, д).



**Рис. 1.9. Способы соединения деталей с валом:**

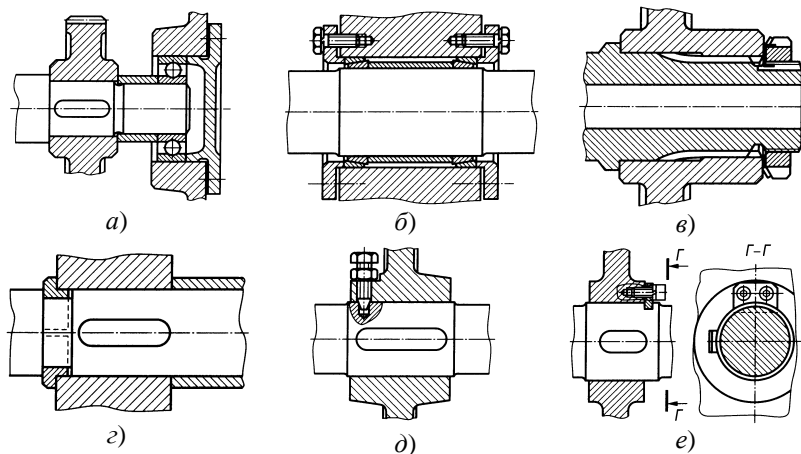
а – шлицевое; б – шпоночное; в – бесшпоночное;

г – штифтовое; д – с натягом

Осевая фиксация деталей на валах и осях может осуществляться с помощью уступа и втулки (рис. 1.10, *а*), коническими стяжными кольцами (рис. 1.10, *б*), буртиком и гайкой (рис. 1.10, *в*), двумя полукольцами и втулкой (рис. 1.10, *з*), установочным винтом (рис. 1.10, *д*), резной планкой (рис. 1.10, *е*).

**Материалы валов и осей.** Валы и оси изготавливают преимущественно из углеродистой и легированной стали (марок 40Х, 40ХН, 18Х2Н4А, 40ХН2МА и др.). Такая сталь применяется в виде проката или поковок, редко в виде стального литья. Крупные валы рационально изготавливать методом центробежного литья. Валы значительных диаметров изготавливают с применением сварки из труб или листов с приваркой фланцев. Для снятия внутренних напряжений углеродистые стали подвергают нормализации. Валы, работающие в неответственных механизмах и подвергающиеся малым нагрузкам, а также трансмиссионные валы изготавливают из стали марок Ст. 3, Ст. 4 и Ст. 5 (ГОСТ 380–2005).

Легированную сталь используют при необходимости ограничить вес и габаритные размеры вала, повысить стойкость шлицевых соединений. Их применение может быть оправдано также определенными конструктивными соображениями (прочность зубьев, нарезаемых непосредственно на валу; особые требования к качеству поверхностных слоев на отдельных участках вала).



**Рис. 1.10. Способы осевой фиксации деталей на валу:**

*а* – с уступом и втулкой; *б* – коническими стяжными кольцами;  
*в* – буртиком и гайкой; *д* – с нитягом; *е* – с резной планкой

При расчете валов и осей не учитываются напряжения, возникающие от осевых усилий ввиду их незначительности. Они рассчитываются от действия вращательного и изгибающих моментов.

## 1.2. РАСЧЕТ ВАЛОВ И ОСЕЙ

Задачами расчета валов, осей являются обеспечение объемной прочности, ограничение величины деформации изгиба и кручения и возможных поперечных и крутильных колебаний. Так как расчет и конструирование являются процессами взаимосвязанными и взаимозаменяющимися, то определение необходимых размеров выполняется в два этапа: проектный и проверочный.

Валы и оси рассчитываются на прочность, жесткость виброустойчивость.

### 1.2.1. Приведение нагрузок, действующих на вал

Для расчета валов в большинстве случаев нагрузки, действующие на вал от насаженных на него деталей, рассматривают в виде сосредоточенных сил и моментов. Таким образом, определение усилий, реакций опор и перемещений на валу значительно упрощается.

В реальных условиях работы нагрузки передаются на вал не в виде сосредоточенных сил, а в виде сил, распределенных по поверхности сопряжения вала и деталей, насаженных на него (рис. 1.11).

Совместная деформация ступицы и вала под действием внешних нагрузок влияет на распределение нагрузок по длине ступицы.

На сегодняшний день не существует точной методики определения усилий на валу в месте сопряжения (посадки) деталей. Поэтому

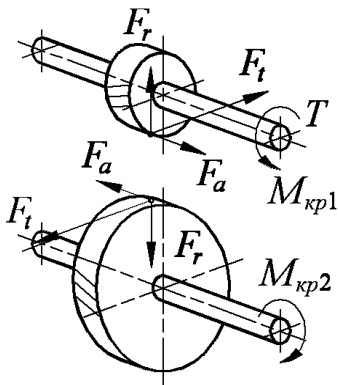


Рис. 1.11. Схема передачи нагрузок на вал

пользуются рекомендациями для приближенной оценки распределения нагрузок по длине ступицы.

Распределение нагрузки на вал от детали, посаженной на вал с некоторым зазором, можно условно характеризовать эпюрой удельных нагрузок (рис. 1.12, *a*) и эпюрой моментов от этой нагрузки.

В случае посадки детали на вал с натягом, к распределенной нагрузке от внешних сил необходимо добавить распределенные усилия, передающиеся от детали на вал, которые уменьшают величины изгибающих вал моментов в пределах ступицы (рис. 1.12, *б*).

В практике конструирования имеет место условие, когда жесткость детали велика по сравнению с жесткостью вала, т.е. когда диаметр  $D$  детали превышает диаметр  $d$  вала хотя бы в 2 раза. В таких случаях нагрузку от детали на вал можно представить, как передающуюся в виде двух сосредоточенных сил, расположенных по краям детали (контактной податливостью пренебрегаем).

Если деталь посажена на вал с натягом, то разгрузка вала в результате восприятия усилий деталью может приблизительно характеризоваться сосредоточенными моментами, которые приближены по краям детали дополнительно к силам. Но из-за того, что нас интересуют наибольшие (определяющие прочность) внутренние усилия, возникающие в нашем случае по краям детали, то указанные выше сосредоточенные моменты можно не учитывать при определении внутренних усилий.

При незначительной жесткости детали ( $D / d \leq 1,2$ ), насаженной на валу с зазором и передающей нагрузку, вполне допустимо предста-

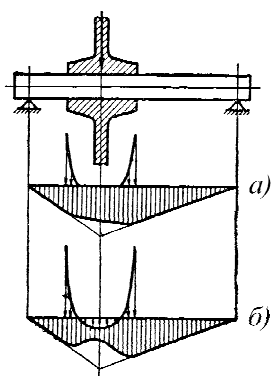


Рис. 1.12. Нагружение вала от сопряженной детали

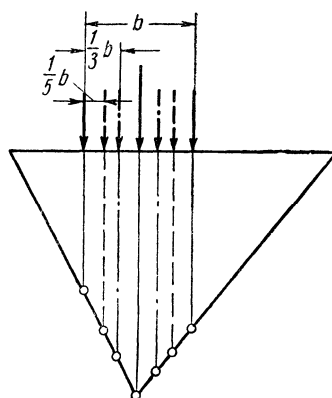


Рис. 1.13. Схема эпюр моментов при наличии посаженной детали

вить нагрузку, действующую на вал в виде сосредоточенной силы, при условии, что на деталь она передается через элемент повышенной жесткости (например, шестерня и др.). При посадки детали на вал с натягом, можно с достаточной степенью точности учесть восприятие ею части усилия, предполагая, что нагрузки передаются через нее в виде сосредоточенных сил, приложенных на расстоянии  $1/3$  длины детали от ее краев. В условиях, когда деталь малой жесткости не передает нагрузки, то ее влиянием на распределение усилий в вале можно пренебречь.

В других (промежуточных) случаях жесткости детали ( $1,2d < D < 2d$ ) можно приближенно принимать, что при наличии зазора сосредоточенные силы расположены на расстоянии  $1/3$  длины  $b$  детали от ее краев, а при посадке с натягом – на расстоянии  $1/5b$ . На рис. 1.13 иллюстрируется такое расположение сосредоточенных сил (или моментов).

### 1.2.2. Расчетная схема вала

Вал, нагруженный, поперечными силами и моментами, вызывающими изгиб, рассматривается как балка, лежащая на двух опорах – подшипниках.

Подшипники качения в расчетной схеме можно представить, как шарнирно подвижные и неподвижные жесткие опоры, при условии, что они установлены по одному или по два (при условии их самоустанавливаемости) в опоре.

В случаях когда, подшипники качения смонтированы в опоре таким образом, что рассчитывать на их самоустанавливаемость нельзя, в расчетной схеме за шарнирные опоры следует принять только внутренние подшипники. При уточненном расчете многоопорных валов опоры качения допустимо рассматривать как шарнирные упругие.

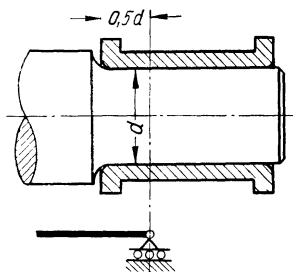


Рис. 1.14. К определению расчетного пролета вала

В реальных условиях работы подшипник скольжения при воздействии на него вала, деформируется, поэтому допустимо уточнено вал рассмотреть как балку, лежащую на упругих основаниях. Подобные уточненные расчеты используют при малой жесткости несущей конструкции, а также при для подшипников скольжения, длина превышает несколько диаметров вала.

В уточненных расчетах увеличивается трудоемкость из-за сложности определения переменного по длине вала коэффициента жесткости основания. При этом, точность таких расчетов невелика в силу множества допущений. Поэтому оправдано при расчете вала как балки можно принимать опоры скольжения как шарнирные опоры, причем место опирания можно принимать на расстоянии  $0,5d$ , но не более  $0,25 \dots 0,3$  длины  $l$  подшипника от кромки подшипника со стороны пролета (рис. 1.14).

### 1.2.3. Статика двухопорных валов

Исходя из практики расчетов валов, расчетная схема вала рассматривается как балка, нагруженная сосредоточенными силами и моментами, вызывающими деформации изгиба, кручения и растяжения (сжатия), и лежащая на шарнирно неподвижных и подвижных жестких опорах. Далее на основе принятой расчетной схемы рассмотрены усилия, возникающие от внешних сил в двухопорных валах и в валах, которые могут быть приведены к двухопорным.

В случае изгиба двухопорного вала поперечными силами и моментами реакции, возникающие в опорах и изгибающие моменты определяют по формулам статики и сопротивления материалов.

Нагрузки, действующие на вал (приведенные к оси вала), как правило расположены в различных плоскостях, поэтому их следует разложить на составляющие, лежащие в двух взаимно перпендикулярных плоскостях, и в каждой из этих плоскостей определять опорные реакции и внутренние усилия. В тех случаях, когда наибольший угол между плоскостями, в которых лежат нагрузки, не превосходит  $30^\circ$ , можно без особых погрешностей принимать все силы, лежащими в одной плоскости.

Составляющие опорных реакций и внутренних усилий суммируются геометрически, так, что опорные реакции определяют по формулам

$$R_I = \sqrt{R_{Ix}^2 + R_{Iy}^2} ; R_{II} = \sqrt{R_{IIx}^2 + R_{IIy}^2} ,$$

а изгибающие моменты в некотором сечении вала – по формуле

$$M = \sqrt{M_x^2 + M_y^2} .$$

Для упрощения вычислений при геометрическом суммировании моментов можно приближенно полагать эпюру моментов состоящей из линейных участков (рис. 1.15), что увеличивает запас прочности.

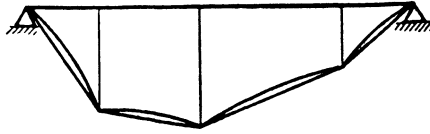


Рис. 1.15. Спрямленная эпюра результирующих моментов

Валы и оси являются деталями с самым разнообразным сочетанием действующих нагрузок, в особенности рабочие валы технологических машин.

Для случая передачи валом крутящего момента можно приближенно полагать, что при шпоночном и коротком шлицевом ( $l \leq d$ ) соединениях сосредоточенный крутящий момент приложен к валу в середине длины шпонки или ступицы. При длинных шлицевых ступицах следует принимать во внимание деформируемость шлицев по длине, в результате чего крутящий момент по длине сопряжения вала со ступицей возрастает постепенно. Приближенно можно принять, что возрастание крутящего момента по длине ступицы носит линейный характер (рис. 1.16).

На участках вала, свободных от деталей, передающих или воспринимающих крутящий момент, последний сохраняется постоянным и эпюра его может быть легко построена. Например, как показано на рис. 1.17, момент воспринимается зубчатой муфтой 4 и передается через зубчатое колесо 1 на привод подачи машины, через зубчатое колесо 2 на привод гидродомкрата и через зубчатое колесо 3 на рабочий вал.

Продольные силы, действующие на вал, как правило, приложены с некоторым эксцентриситетом относительно оси вала. Поэтому, помимо растяжения (сжатия), вал изгибается под действием сосредото-

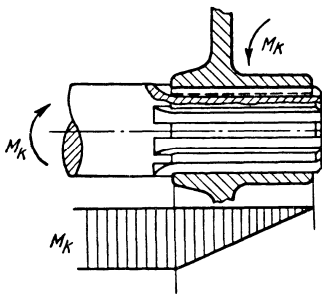


Рис. 1.16. Распределение крутящего момента по длине шлицевого соединения

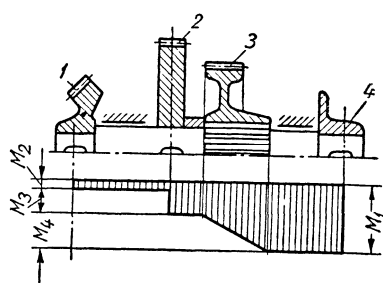


Рис. 1.17. Эпюра крутящих моментов с промежуточным отбором мощности



ченного момента. Напряжения от растяжения (сжатия) вала весьма малы по сравнению с напряжениями от изгиба, и в большинстве случаев при расчете вала продольными силами можно пренебречь. Аналогично, проверка вала на продольный изгиб от силы сжатия в большинстве случаев показывает весьма высокое значение запаса устойчивости.

#### **1.2.4. Особенности определения усилий в зависимости от характера действия нагрузок**

Ранее были рассмотрены нагрузки, действующие на вал, и показано, что расчет на статическую прочность следует производить по наибольшим кратковременным нагрузкам, а на выносливость – по наибольшим длительно действующим нагрузкам. В соответствии с этим, в общем случае необходимо вычислить изгибающие и крутящие моменты и продольные усилия отдельно для наибольших кратковременных нагрузок и отдельно для наибольших из длительно действующих.

В большинстве приводных и редукторных валов наибольшие кратковременные нагрузки пропорциональны длительно действующим; в этом случае для получения значений усилий в вале при действии длительно действующих нагрузок достаточно умножить значения усилий от кратковременных нагрузок на коэффициент пропорциональности, равный отношению длительно действующей нагрузки к наибольшей кратковременной.

При расчете вала на статическую прочность характер изменения нагрузок в зависимости от угла поворота вала существенного значения не имеет, так как статическая прочность определяется максимальным значением усилий, действующих в данном сечении вала. Поэтому при расчете по наибольшим кратковременным нагрузкам следует определять только максимальное значение усилия в сечении.

При расчете вала на выносливость существенным оказывается цикл напряжений, действующих в вале. Дело в том, что в процессе нагружения вала усилия могут меняться от максимальных до минимальных значений в зависимости от угла поворота вала. В соответствии с этим напряжения в вале также изменяются по определенному циклу. Кроме того, оказывается существенным положение усилия, действующего в вале, относительно вала. Если постоянная по величине нагрузка, вызывающая изгиб, неподвижна в пространстве, а вал вращается (т. е. нагрузка вращается относительно вала), то напряжения, вызываемые ею, меняются от максимального значения до минимального, равного максимальному с обратным знаком. Таким образом, постоянная, вращающаяся относительно вала, нагрузка вызывает в нем напряжения, изменяющиеся по симметричному циклу. К таким нагруз-

кам относятся нагрузки от передач (исключая планетарные), весовые нагрузки от маховиков и др.

Если постоянная внешняя нагрузка, вызывающая изгиб, вращается вместе с валом (т.е. неподвижна относительно вала), то напряжения, вызываемые ею, постоянны. К таким нагрузкам относятся нагрузки от дебалансов, от рабочих органов добывающих машин и др.

При совместном действии на вал вращающихся и невращающихся относительно вала нагрузок изгибающий момент от первых дает амплитуду напряжений, а от вторых – среднее напряжение. В соответствии с этим можно назвать момент  $M_{вр}$  от вращающихся относительно вала нагрузок амплитудным значением изгибающего момента  $M_a$ , т.е.  $M_{вр} = M_a$ , и момент от невращающихся нагрузок  $M_{невр}$  – средним значением изгибающего момента  $M_T$ , т.е.  $M_T = M_{невр}$ .

Если нагрузка вращается вместе с валом и при этом изменяется по величине в зависимости от угла поворота от максимального  $M_{max}$  до минимального  $M_{min}$  значений, то амплитудное и среднее значения момента, пропорциональные амплитудному и среднему значениям напряжений, определяют по формулам

$$M_a = \frac{M_{max} - M_{min}}{2};$$

$$M_T = \frac{M_{max} + M_{min}}{2}.$$

В более сложных случаях действия наибольших длительно действующих нагрузок, когда в зависимости от угла поворота вала изменяются значения моментов как от вращающихся, так и от невращающихся нагрузок, приходится строить зависимость моментов в выбранном сечении от угла поворота вала (в виде графика или таблицы). Непосредственное определение амплитудного и среднего значений момента в общем случае действия нагрузок представляется затруднительным.

### 1.2.5. Номинальные напряжения

При известных усилиях, действующих в сечениях вала (изгибающих и крутящих моментах и продольных силах), можно определить номинальные напряжения, статически эквивалентные этим усилиям.

Номинальные напряжения от изгиба и кручения в данном сечении вычисляют по формулам

$$\sigma = \frac{M_{и}}{W_{и}} + \frac{F}{A}; \quad \tau = \frac{M_{к}}{W_{к}},$$

где  $M_{и}$  – изгибающий момент в данном сечении;  $M_{к}$  – крутящий момент в данном сечении;  $W_{и}$  – момент сопротивления сечения при изгибе;  $W_{к}$  – момент сопротивления сечения при кручении;  $F$  – осевая сила;  $A$  – площадь поперечного сечения.

Номинальные напряжения при расчете на статическую прочность вычисляют для усилий (изгибающих и крутящих моментов), соответствующих наибольшему кратковременным нагрузкам, а при расчете на выносливость – длительно действующим нагрузкам.

Очевидно, что определять номинальные напряжения следует только в тех сечениях вала, где есть основания ожидать меньших запасов прочности при расчете на статическую прочность или при расчете на выносливость. Такие сечения называются опасными сечениями вала, и после их выбора приводят все дальнейшие расчеты на прочность.

### 1.2.6. Выбор опасных сечений вала

Опасное сечение вала определяется в основном напряженностью вала в данном сечении. Предварительно определяют опасные сечения путем сопоставления схематического чертежа вала с эпюрой результирующих изгибающих и крутящих моментов. В результате этого остаются сечения, дальнейший выбор которых ведут уже путем количественных сопоставлений.

При расчете на статическую прочность (относительно предела текучести) для выбора опасного сечения следует сопоставить напряженность сечений, причем поскольку такое сопоставление носит приближенный характер, можно в качестве критерия принять выражение

$$\frac{\sqrt{M_{и}^2 + M_{к}^2}}{W_{и}}.$$

Действительно, для пластичных материалов отношение  $\sigma_T/\tau_T \approx 2$  и для расчета при совместном действии изгиба и кручения может быть использована зависимость

$$\sqrt{\sigma^2 + 4\tau^2} = \sigma_T.$$

или

$$\sqrt{\left(\frac{M_{и}}{W_{и}}\right)^2 + \left(\frac{2M_{к}}{W_{к}}\right)^2} = \sigma_T.$$

Но для валов

$$W_{к} = 2W_{и}.$$

Откуда

$$\frac{\sqrt{M_{и}^2 + M_{к}^2}}{W_{и}} = \sigma_T.$$

Иначе говоря, для сопоставления напряжений в различных сечениях вала при совместном действии изгиба и кручения может быть использована величина

$$\frac{\sqrt{M_{и}^2 + M_{к}^2}}{W_{и}}.$$

Для предварительно отобранных сечений составляют таблицу этих величин. Считаются опасными и подлежат дальнейшему расчету

те сечения, в которых величина  $\frac{\sqrt{M_{и}^2 + M_{к}^2}}{W_{и}}$  имеет наибольшее значение, а также те сечения, где значения этой величины составляют не менее 90% от максимального.

При выборе опасных сечений, подлежащих статическому расчету, следует иметь в виду, что участок вала, охватываемый деталью, передающей нагрузку, обладает меньшей напряженностью из-за совместного деформирования вала и детали и перераспределения нагрузки и поэтому рассмотрению подлежат сечения в соответствии с рекомендациями [11].

При расчете на выносливость для выбора опасных сечений надо сопоставить напряженность сечений, учитывая также концентрацию напряжений. В качестве критерия напряженности можно принять выражение

$$k_{\sigma} \frac{\sqrt{M_{иa}^2 + M_{ка}^2}}{W_{и}},$$

где  $k_{\sigma}$  – некоторое среднее значение коэффициента концентрации при изгибе или кручении, характерное для конструктивных особенностей данного сечения;  $M_{иa}$  и  $M_{ка}$  – амплитудные значения изгибающего и крутящего моментов.

В этом критерии статической составляющей напряжений цикла для упрощения расчета пренебрегаем. При подсчете критерия средние значения коэффициентов концентрации напряжений могут быть независимо от материала вала приняты следующими:

галтели  $r/d > 0,1$  ..... 1,6  
галтели  $r/d \approx 0,2$  и поперечные отверстия ..... 2,1

шпоночные канавки . . . . .	2
шлицы . . . . .	2,5
посадки ступицы или кольца подшипника:	
прессовая . . . . .	3
скользящая . . . . .	2

В качестве возможных опасных сечений выбирают сечения, проходящие по галтелям, отверстиям, местам выхода шпоночных канавок и шлицев, по краю посаженной детали и др. Для таких сечений составляют таблицу величин

$$k_{\sigma} \frac{\sqrt{M_{и}^2 + M_{к}^2}}{W_{и}}.$$

Сечения, в которых это выражение имеет наибольшую величину, отличающуюся от наибольшей не более, чем на 30%, являются опасными и, следовательно, подлежат дальнейшему расчету на выносливость.

Запасы прочности при расчете на статическую прочность могут служить критерием необходимости проведения расчета на выносливость. Поэтому в опасных в отношении выносливости сечениях следует также определять и запас по статической прочности с тем, чтобы использовать его значение в качестве критерия расчета на выносливость. Таким образом, в этом случае запасы прочности при расчете на статическую прочность определяются как в сечениях, опасных в отношении статической прочности, так и в сечениях, опасных в отношении выносливости.

Если сечения, опасные в отношении выносливости, не совпадают с опасными сечениями в отношении статической прочности, то можно не определять запаса прочности в сечениях, опасных в отношении выносливости, а определение численной величины критерия необходимости расчета на выносливость произвести для сечения с наибольшим коэффициентом концентрации.

### 1.2.7. Проектный расчет валов

Проектный расчет производят на статическую прочность для предварительного определения (оценки) размеров валов. При проектном расчете известен вращающий момент  $T$  или мощность  $P$  и частота вращения  $n$ , нагрузка и геометрические размеры деталей, насаженных на валу (зубчатых колес, шкивов, звездочек и др.). Необходимо определить геометрические размеры и подобрать материал вала.

Основной расчетной нагрузкой на валу являются вращающий  $T$  и изгибающий моменты, вызывающие соответствующие деформации (кручение и изгиб). Влиянием растягивающих и сжимающих усилий

обычно пренебрегают ввиду их малости. Так как оси вращающий момент не передают, то их расчет является частным случаем расчета валов при  $T = 0$ .

Для проектного расчета вала необходимо знать его конструктивные особенности (места приложения нагрузки, расположение опор и т.п.). Вместе с тем предварительное определение диаметра вала, необходимо для выполнения эскизного проекта и последующего проверочного расчета. Диаметр вала определяют из условия действия вращающего моментов, пренебрегая изгибающими моментами. На практике используют следующий порядок проектного расчета вала.

1. Предварительно оценивают средний диаметр вала из расчета только на кручение. При этом действие напряжений кручения несколько завышают ( $\approx 20 \dots 40\%$ ). Диаметр вала определяют по формуле

$$d = \sqrt[3]{\frac{T}{0,2[\tau]}}$$

Предварительно оценить диаметр рассчитываемого вала можно, ориентируясь на диаметр, с которым он соединится, например можно принять диаметр проектируемого вала равным валу электродвигателя, с которым он соединится.

2. Следующий этап проектирования вала или оси содержит разработку конструкции. Разработка связана с графическими и аналитическими методами, и, как правило, усваивается при выполнении курсового проекта.

3. После разработки конструкции вала необходимо выбрать расчетную схему и произвести проверочный расчет. Выбор расчетной схемы основывается на знаниях из курса «Сопrotивление материалов».

### 1.2.8. Проверочный расчет валов

**Расчетная схема и расчетные нагрузки.** Расчет валов базируется на разделах курса Сопrotивления материалов, в которых рассматривается неоднородное напряженное состояние и расчет при переменных напряжениях. Следует отметить, что реальные условия работы вала заменяют условными и выбирают известную расчетную схему. При этом производят схематизацию нагрузок, опор и формы вала, вследствие чего расчет становится приближенным.

В расчетных схемах подшипники, воспринимающие осевые и радиальные нагрузки заменяют шарнирно-неподвижными опорами (рис. 1.18, в), а подшипники, воспринимающие радиальные нагрузки, – шарнирно-подвижными (рис. 1.18, а, б).

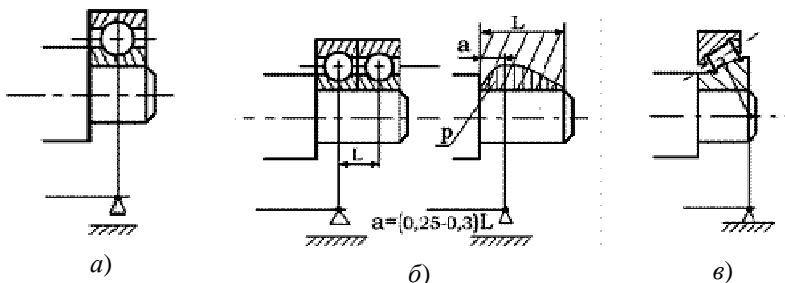


Рис. 1.18. Схематизация опор вала

Проиллюстрируем пример расчета вала, изображенного на рис. 1.19. Для этого вала заменяем левый подшипник шарнирно-неподвижной опорой, а правый подшипник — шарнирно-подвижной опорой  $b$  учитываем угол наклона зуба и направление вращающего момента  $T$ .

В полюсе зацепления шестерни и зубчатого колеса действуют силы  $F_t$ ,  $F_a$  и  $F_r$ , нагружающие вал. На входном конце вал нагружен момент  $T$  на полумуфте и дополнительной силой  $F_M$ , возникающей вследствие несоосности соединяемых валов.

Из расчетной схемы (рис. 1.19) видно, что векторы сил  $F_r$  и  $F_a$  расположены в вертикальной плоскости

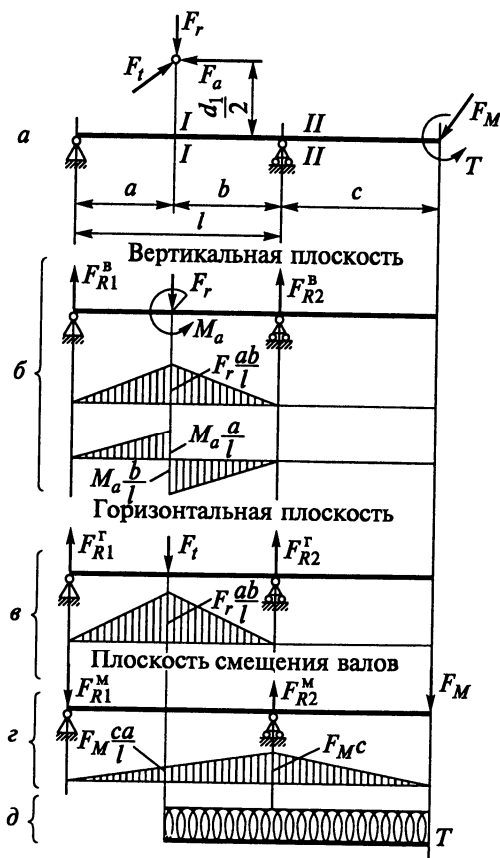


Рис. 1.19. Расчетная схема вала

(плоскости чертежа), а вектор  $F_t$  – в горизонтальной плоскости. Вектор силы  $F_m$  расположен в плоскости смещения рассчитываемого и присоединяемого к нему валов (например, вала электродвигателя). Определения положения этой плоскости затруднительно. Расчетную схему вала представляем в виде трех расчетных схем  $b, в, z$ , при этом силы  $F_t, F_a$  и  $F_r$  приведены к оси вала по теореме Пуансо. Изгибающий момент  $M_a = F_a d_1/2$  ( $d_1$  – делительный диаметр шестерни) вращающий момент  $T = F_t d_1/2$  (сечение  $I-I$ ) являются результатом теоремы Пуансо.

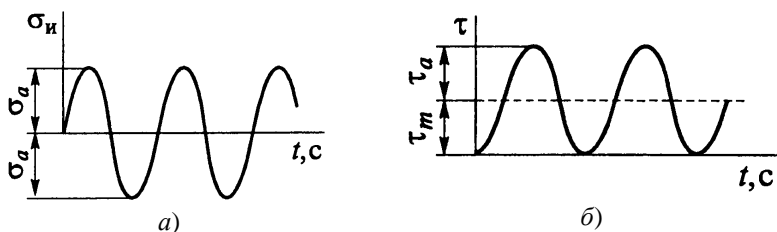
Для каждой из расчетных построены эпюры изгибающих моментов, по которым определяются суммарные изгибающие моменты в любом сечении вала.

**Расчет на прочность.** Исходя из практике эксплуатации установлено, что основным видом разрушения валов является усталостное разрушение. Поэтому расчет на сопротивление усталости для валов является основным. При этом расчет на статическую прочность выполняют как проверочный.

Прежде всего, необходимо установить вид и характер изменения во времени нагрузок (циклы напряжений). Напряжения изгиба в различных точках вала при вращении изменяются по симметричному циклу, в том числе и при постоянной нагрузке. Напряжения кручения изменяются пропорционально нагрузке.

Циклы напряжений принимают – симметричными для напряжений изгиба и отнулевым для напряжений кручения (рис. 1.20). Неточности расчета компенсируют при выборе запаса прочности.

Для расчета предварительно намечают опасные сечения вала, которые необходимо проверить (сечение  $I-I$  и  $II-II$ , рис. 1.19). При этом для каждой конкретной конструкции вала необходимо учесть характер эпюр изгибающих и вращающих моментов, ступенчатую форму вала и места концентрации напряжений. Для опасных сечений определяют запасы усталости и сравнивают их с допускаемыми значениями.



**Рис. 1.20. Циклы напряжений:**  
 а – изгиба; б – кручения



Для повышения сопротивления усталости (до 50%) применяют различные методы поверхностного упрочнения: химико-термическая обработка, поверхностная обработка ТВЧ. Накатывание и т.д.

**Проверка статической прочности вала.** Расчет вала на статическую прочность производят с целью предупреждения пластических деформаций и разрушений с учетом кратковременных перегрузок исходя из особенностей эксплуатации. Для этого определяют эквивалентные напряжения:

$$\sigma_{\text{эк}} = \sqrt{\sigma_{\text{и}}^2 + 3\tau^2} \leq [\sigma],$$

где

$$\left. \begin{aligned} \sigma_{\text{и}} &= \frac{M}{(0,1d^3)} \\ \tau &= \frac{T}{(0,2d^3)} \end{aligned} \right\},$$

здесь  $M$  и  $T$  – изгибающие и вращающие моменты в опасном сечении вала при переагрузках.

Допускаемое напряжение  $[\sigma]$  принимают приблизительно равным пределу текучести  $\sigma_T$ :

$$[\sigma] \approx 0,8\sigma_T.$$

**Расчет на жесткость.** Упругие перемещения вала (рис. 1.21), возникающие при его работе, приводят к образованию концентрации нагрузки по длине зуба в зубчатом зацеплении. Концентрация нагрузки увеличивает контактные напряжения и напряжения изгиба. При симметричном расположении опор прогиб валов не вызывает перекаса зубчатых колес и, следовательно, почти не нарушает распределения нагрузки по длине зуба (рис. 1.22, а). Это самый благоприятный случай. При несимметричном и консольном расположении опор колеса перекашиваются на определенный угол, что приводит к нарушению правильного касания зубьев (рис. 1.22, б, в).

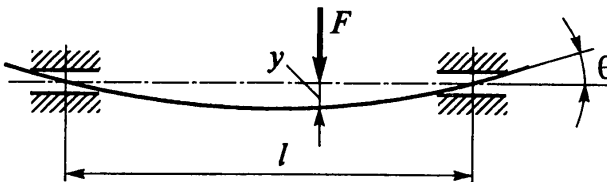
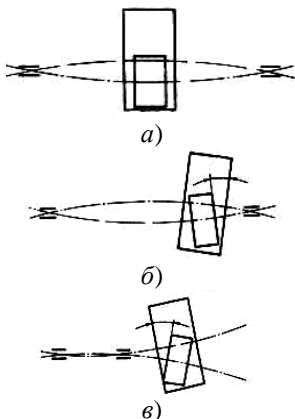


Рис. 1.21. Прогиб вала



**Рис. 1.22. Взаимное расположение зубчатых колес**

**при деформированных валах:**  
*a* – симметричное расположение;  
*б* – несимметричное расположение;  
*в* – консольное расположение

Значительный угол поворота  $\theta$  в подшипниках вызывает защемление тел качения в подшипниках (как следствие, защемление вала), повышенное трение и нагрев.

Допускаемые упругие перемещения вала зависят от конкретных условий эксплуатации, требований, предъявляемых к конструкции и определяются для каждого отдельного случая.

Прогибы вала можно компенсировать путем применения в опорах самоустанавливающихся подшипников, если это не противоречит требованиям жесткости узла.

Если упругие перемещения вала достаточно малы, то размеры вала определяют не из расчета на прочность, а на жесткость.

При расчете на жесткость валов ограничивают упругие деформации

$$\varphi = \frac{Tl}{GJ_p} \leq [\varphi],$$

где  $l$  – участок закручивания;  $G$  – модуль сдвига;  $J_p$  – полярный момент инерции сечения вала;  $[\varphi]$  – допускаемый угол закручивания вала (зависит от конкретных условий работы), в общем случае он приводится в справочной литературе.

Величина прогибов и перекосов определяется методами курса «Сопротивления материала» (интеграл Мора или способ Верещагина).

**Расчет вала на виброустойчивость.** Известно, что даже при малой неуравновешенности в условиях резонанса возможно разрушения машины.

Частота вращения ( $\text{мин}^{-1}$ ), при которой наступает явление резонанса, называется критической:

$$n_{\text{кр}} = (30/\pi)\omega_{\text{кр}} = (30/\pi)\omega_{\text{с}} = (30/\pi)\sqrt{g/y_{\text{ст}}}.$$

где  $\omega_{кр}$  – критическая угловая скорость;  $\omega_c$  – частота собственных изгибных колебаний;  $y_c$  – статический прогиб вала от действия силы тяжести  $mg$ .

Если угловая скорость вала  $\omega$  больше  $\omega_{кр} = \omega_c$  то система при разгоне перейдет зону резонанса и снова стабилизируется. Во избежание поломки зону резонанса следует проходить быстро. Задержки в этой зоне не допускаются.

За предел вибрационной устойчивости обычно принимают для жестких валов  $n \leq 0,7n_{кр}$ , для гибких валов  $n \geq 1,3n_{кр}$ .

## Глава 2

# ОПОРЫ ОСЕЙ И ВАЛОВ (ПОДШИПНИКИ)

---

### 2.1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

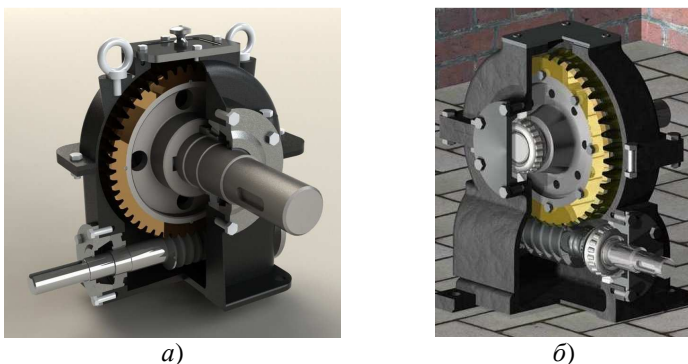
Подшипники предназначены для поддержания в пространстве вращающихся валов и осей. Они воспринимают радиальные и осевые нагрузки, действующие на валы, и сохраняют заданное положение оси вращения вала. Подшипники служат также для поддержания различных деталей, вращающихся вокруг осей или валов, например шкивы, шестерни, звездочки, ступицы автомобильных колес и др. Для снижения к.п.д. механизма потери в подшипниках должны быть минимальны. Точность изготовления подшипников влияет на очень многие параметры работы: скорость вращения, вибрации, срок службы и т.д.

**Классификация подшипников.** Подшипники классифицируют по виду трения и воспринимаемой нагрузке. По *виду трения* различают: *подшипники скольжения* (рис. 2.1), у которых опорная поверхность оси или вала скользит по рабочей поверхности подшипника; подшипники качения (рис. 2.1), у которых трение скольжения заменяют трением качения посредством установки тел качения (шариков, роликов и др.) между опорными поверхностями подшипника и вала.

По *воспринимаемой нагрузке* различают подшипники: *радиальные* – воспринимают радиальные нагрузки; *упорные* – воспринимают осевые нагрузки; *радиально-упорные* – воспринимают радиальные и осевые нагрузки.



**Рис. 2.1. Подшипники:**  
а – скольжения; б – качения



**Рис. 2.2. Червячные редуктора с различными подшипниками на выходном валу:**

*a* – с подшипником скольжения; *б* – с подшипником качения

Выбор подшипников зависит от многих факторов эксплуатационных и технологических, а также от компоновки и конструкции проектируемого узла или механизма. Во многих случаях возможно применять с одинаковым успехом подшипники обоих видов – скольжения и качения. Например, в червячном редукторе (рис. 2.2) опорой для выходного вала может быть, как подшипник качения, так и подшипник скольжения (рис. 2.2).

## 2.2. КРАТКИЕ СВЕДЕНИЯ О ПОДШИПНИКАХ СКОЛЬЖЕНИЯ

Опорная часть вала или оси называется цапфой, в переводе с немецкого (*zapfen*) – стержень, шип, втулка. В зависимости от расположения форма рабочей поверхности подшипника скольжения и цапфы может быть цилиндрической (рис. 2.3, *a, з*), плоской (рис. 2.3, *б*), конической (рис. 2.3, *в*), или шаровой (рис. 2.3, *е*).

В зависимости от направления воспринимаемой нагрузки подшипника скольжения различают: *радиальные*, предназначенные для восприятия радиальных нагрузок, т.е. перпендикулярных к осям и валам. В этом случае цапфу (расположенную на конце вала), передающую радиальную нагрузку, называют шипом (рис. 2.3, *а*). *Упорные*, служащие для восприятия осевых нагрузок, расположенных вдоль осевых линий осей и валов. На рисунке 2.4 изображен упорный подшипник скольжения. Осевой зазор ротора упорном подшипнике составляет обычно 0,1...0,15 мм.

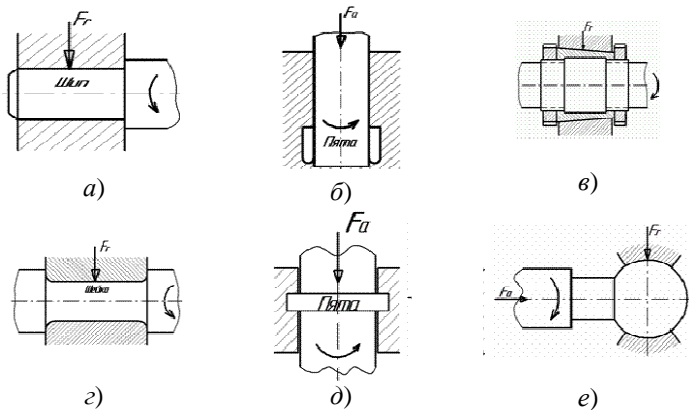


Рис. 2.3. Расположения подшипников скольжения на валу

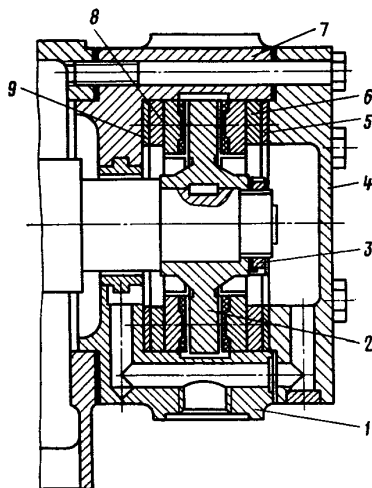
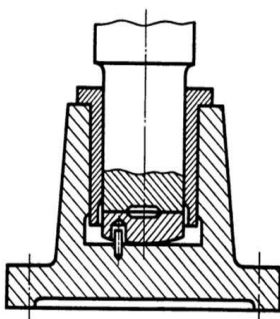


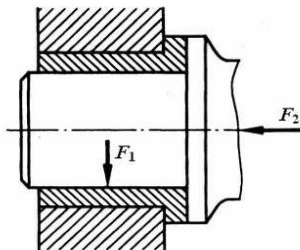
Рис. 2.4. Упорный подшипник скольжения:

1 – корпус; 2 – упорный диск; 3 – гайка; 4 и 7 – крышки;  
6 и 8 – упорные кольца в сборе с колодками; 5 и 9 – полукольца

Цапфу, передающую осевую нагрузку, называют пятой, а опору (подшипник) – *подпятником* (рис. 2.5). В настоящее время подпятники скольжения по возможности заменяют опорами качения и применяют еще при очень больших нагрузках, например, гидрогенераторах, в которых подшипники качения имели бы очень большие размеры.



**Рис. 2.5. Подпятник**



**Рис. 2.6. Радиально-упорный подшипник скольжения:**  
 $F_1$  – радиальная нагрузка;  
 $F_2$  – осевая нагрузка

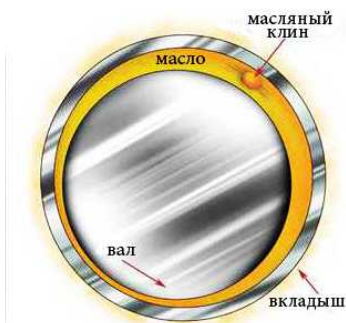
Радиально-упорные, служащие для восприятия одновременно радиальных и осевых нагрузок (рис. 2.6).

Подшипники скольжения должны удовлетворять следующим основным требованиям:

- конструкции и материалы их должны быть такими, чтобы потери на трение в них и износ их и валов были минимальны;
- они должны быть достаточно прочными и жесткими, чтобы противостоять действующим на них силам и вызываемым ими деформациям и сотрясениям;
- размеры их трущихся поверхностей должны быть достаточным для восприятия действующего на них давления, без выдавливания смазки, и для отвода развивающейся от трения теплоты;
- сборка их и установка в них осей и валов, а также обслуживание (особенно смазка на ходу) должны быть возможно простыми.

Область применения подшипников скольжения:

1. В конструкциях, где по условиям сборки необходимо применять разборную конструкцию корпуса подшипника и иметь возможность замены вкладыша после износа. Например, в механизмах с возвратно-поступательным движением (кривошипно-шатунная группа в двигателях внутреннего сгорания).
2. В механизмах с высокими частотами вращения валов с высокими требованиями к вибрации и долговечности. Например, в шпинделях устройств хранения информации.
3. В механизмах с особо точным направлением валов. Минимум деталей и наличие масляного слоя в подшипнике скольжения компенсирует погрешности шейки вала.
4. В механизмах с особо тяжелыми валами (диаметров более 0,5).
5. В механизмах, работающих в агрессивных средах.



**Рис. 2.7. Образование масляного клина в подшипнике скольжения (вкладыше)**

Для правильной работы подшипников скольжения без систематического износа поверхностей цапфы и вкладыша они должны быть разделены слоем смазки достаточной толщины.

Для того чтобы между трущимися поверхностями мог длительно существовать масляный слой, в нем должно быть избыточное давление, которое может быть гидродинамическим, создаваемым, при вращении цапфы, или гидростатическим, создаваемым насосом.

Основное практическое применение имеют подшипники с гидродинамической смазкой.

Вращающийся вал под действием внешней нагрузки занимает в подшипнике эксцентричное положение. Масло увлекается в клиновидный зазор между валом и вкладышем и создает гидродинамическую поддерживающую силы (рис. 2.7), обеспечивающую в подшипнике жидкостное трение.

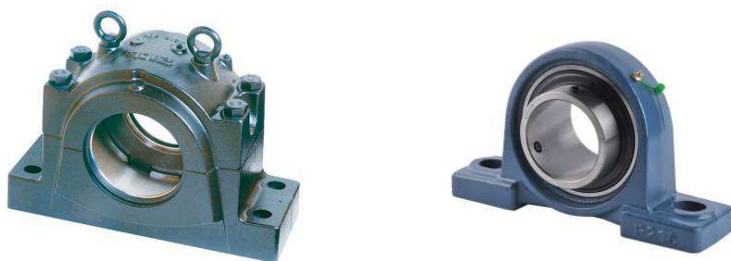
Подшипник скольжения в большинстве случаев состоит из корпуса и помещенных в нем вкладышей (рисунок), на которые непосредственно и опирается ось или вал. Корпус обычно делают из чугуна, вкладыши для уменьшения трения в большинстве случаев изготавливают из материалов, которые в паре с цапфой вала имеют незначительный коэффициент трения. При износе вкладышей замена их новыми стоит значительно дешевле, чем замена всего подшипника.

Пример конструктивного оформления разъемного подшипника скольжения изображен на рис. 2.8, а. Корпус обычно состоит из двух частей: основания, воспринимающего на себя нагрузку со стороны оси или вала, и крышки, прикрепленной к основанию корпуса болтами или шпильками. Вкладышей в разъемном подшипнике обычно два, иногда применяют многовкладышевые разъемные подшипники.

Разъемные подшипники удобны при монтаже осей и валов и допускают регулировку зазоров в подшипнике путем сближения крышки и основания. Поэтому преимущественное применение имеют разъемные подшипники.

Неразъемные (рис. 2.8, б) подшипники проще по конструкции и дешевле разъемных, но они неудобны при монтаже осей и валов.





*a)*

*б)*

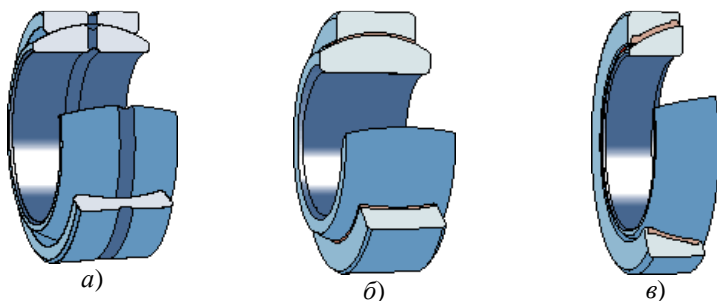
**Рис. 2.8. Конструкции подшипников качения:**  
*a* – с разъемным корпусом; *б* – с неразъемным корпусом

Поэтому эти подшипники обычно применяют для концевых цапф и валов небольших диаметров.

В случае большой деформации вала или невозможности осуществления точного монтажа его применяют самоустанавливающиеся подшипники скольжения, вкладыши которых обычно выполняют со сферическими опорными поверхностями (рис. 2.9, *a*, *б*, *в*).

При повышенных температурах эксплуатации применяют особый класс высокотемпературных подшипников, обеспечивающих высокую надежность и простоту в обслуживании (рис. 2.10).

В подшипниках большой несущей способности для предупреждения вибрации валов при работе в режиме жидкостного трения применяют самоустанавливающиеся сегментные вкладыши, имеющие возможность автоматически устанавливаться в положение, наиболее благоприятном для образования масляного клина. При этом благодаря



*a)*

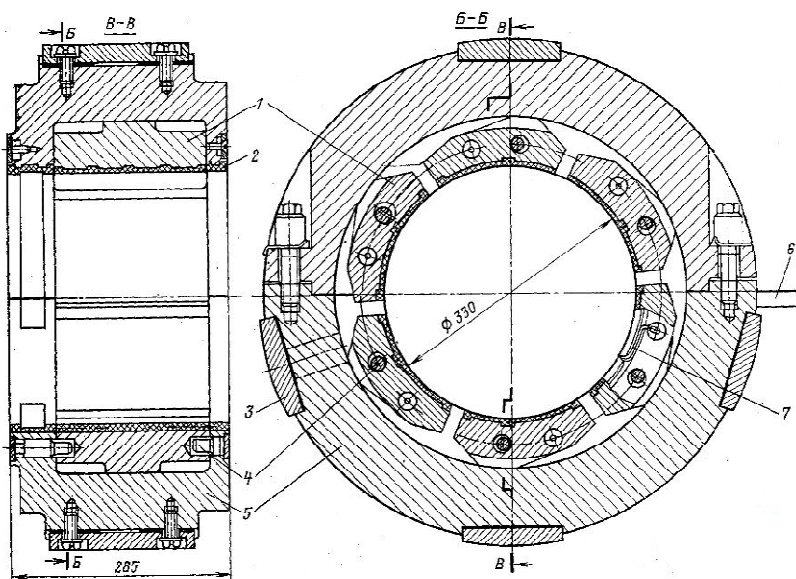
*б)*

*в)*

**Рис. 2.9. Сферические подшипники скольжения:**  
*a* – требующий обслуживания; *б* – не требующий обслуживания;  
*в* – воспринимающий радиальную и осевую нагрузку



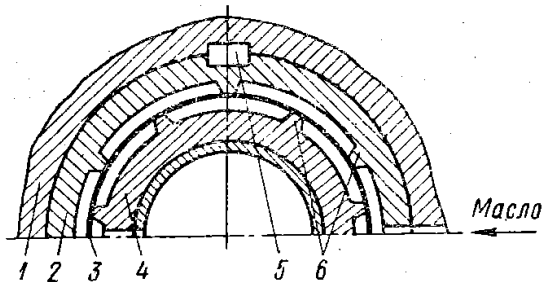
**Рис. 2.10. Высокотемпературные подшипники скольжения**  
*a* – без корпуса; *б* – в корпусе



**Рис. 2.11. Сегментный подшипник скольжения**

образованию в подшипнике нескольких масляных клиньев обеспечивают устойчивую работу подшипников и высокую несущую способность. Конструкция такого подшипника изображена на рис. 2.11.

Достоверно установлено, что простые конструкции цилиндрических, слабо или умеренно нагруженных подшипников не обеспечивают устойчивости быстроходных роторов. Для этого необходимо



**Рис. 2.12. Демпферный подшипник скольжения:**

1 – корпус; 2 – втулка; 3 – упругий элемент; 4 – разъемная втулка;  
5 – сухари; 6 – выступы

использование более сложных, теоретически разработанных и экспериментально опробованных конструкций подшипников с повышенными демпфирующими свойствами. Среди них особого внимания заслуживают демпферные подшипники, специальные гидростатические подшипники и гидростатические демпферные подшипники (рис. 2.12.).

В конструкции, изображенной на рис. 2.12 разъемная втулка 4 является вибратором, а втулка 2, укрепленная в корпусе 1 на сухарях 5, – статором. Вибратор и статор имеют выступы 6, на которые опирается упругий элемент 3. В выступах сделаны проточки для циркуляции жидкости.

**Материал подшипников скольжения.** Подшипники скольжения изнашиваются в большей степени в условиях сухого трения или недостаточного количества смазки. Для увеличения долговечности трущихся деталей для них подбирают такие материалы, у которых коэффициент трения скольжения, в указанных условиях относительно мал, и тепло, выделяющееся в рабочей зоне, легко отводится в корпус машины и окружающую среду. Такие материалы называются антифрикционными; в сущности, это название должно относиться к сочетанию материалов пары трения скольжения, но практически в опорах скольжения валы, как правило, изготавливают из стали, поэтому термин «антифрикционные материалы» связывают обычно только с материалами для подшипников, точнее для тех деталей, на которые опираются валы или вращающиеся оси, т.е. с материалами для вкладышей подшипников и подпятников. Перечень таких материалов весьма обширен и он непрерывно дополняется новыми названиями, однако, их можно разбить на следующие группы:

1. Чугун.
2. Бронза.

3. Латунь.
4. Алюминиевые сплавы.
5. Баббит.
6. Металлокерамические материалы.
7. Графит.
8. Синтетические пластические материалы.
9. Дерево или древеснослоистые пластики.
10. Резина.
11. Пластмассы.

**Смазочные материалы.** Смазка в подшипниках скольжения должна снижать потери на трение, уменьшать износ рабочих поверхностей и способствовать отводу тепла, образующегося в зоне трения. В большинстве случаев эти требования равнозначны, и смазка должна выполнять все указанные функции. Такими свойствами в той или иной мере обладают жидкие масла, вырабатываемые из нефтепродуктов. В гидромашинах эти функции выполняет вода, в машинах химического производства – та жидкая среда, которая транспортируется или перерабатывается машинами и от которой трудно изолировать опоры. В подшипниках, несущих весьма малую нагрузку и работающих с очень большой скоростью скольжения, применяется воздушная или газовая смазка.

Для смазки подшипников скольжения различных машин, работающих в весьма широком диапазоне нагрузок и скоростей вращения вала, служат масла общего применения, называемые индустриальными, и специальные – турбинные, автомобильные, автотракторные, трансмиссионные, авиационные и другие, названия которых соответствуют основной области применения, но вовсе не исключают использования их и в других машинах.

Синтетические масла, изготавливаемые для смазки машинки приборов, работающих в весьма широком температурном диапазоне, делятся на четыре основные группы: масла на основе эфиров карбоновых кислот и многоатомных спиртов, гликоли, силиконы, фтороуглероды и хлорфтороуглероды.

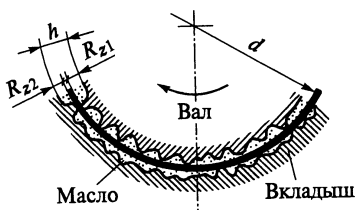
Для подшипников скольжения консистентные смазки применяются относительно редко – главным образом в опорах, несущих большую нагрузку, работающих с малой скоростью скольжения, с перерывами или переменной направлением движения, когда нельзя обеспечить жидкостного режима трения.

К прочим смазочным материалам относятся смазки на основе графита, дисульфида молибдена, а также вода, воздух и газы.

**Условия работы подшипников скольжения.** Оптимальные условия работы опор скольжения обеспечиваются при жидкостном трении, когда смазочный слой полностью отделяет поверхности цапфы и подшипника друг от друга (рис. 2.13).

Работоспособность подшипника обусловлена вязкостью смазки и ее количеством, проходящим через зазор в единицу времени; коэффициент трения весьма мал, потери на трение не выше, чем в опорах качения, износ рабочих поверхностей практически пренебрежимо мал. Однако такой режим работы может быть реализован лишь при определенных соотношениях ряда параметров – скорости скольжения, вязкости смазки, удельной нагрузки, размеров подшипника и др.

Для многих опор, работающих с большой удельной нагрузкой и малой скоростью скольжения, режим жидкостного трения неосуществим, поэтому в этих случаях режим работы подшипника характеризуется полужидкостным трением. С возрастанием удельной нагрузки и уменьшением скорости скольжения, а также в опорах с реверсивным или неполным (качательным) вращением цапфы полужидкостное трение может перейти в граничное, со значительно большим коэффициентом трения. В каждом из рассмотренных режимов работы должны быть соблюдены условия, определяемые расчетом, гарантирующие требуемую работоспособность опоры. Таким образом, намечаются как бы три особых метода расчета опор скольжения в зависимости от характера режима работы и условий эксплуатации. Однако между полужидкостным и жидкостным трением трудно провести четкую границу, и в расчетной методике для этих двух случаев имеются сходные критерии. Что же касается граничного трения, то такой режим не может быть отнесен только к одной какой-либо группе опор, так как все подшипники, независимо от основного эксплуатационного режима, обязательно проходят через граничное трение при пуске и останове машины. Продолжительность таких периодов может колебаться в значительных пределах, например, для электродвигателя время разгона от нуля до номинальной скорости вращения измеряется секундами, а для паровой турбины большой мощности необходимо перед пуском вращать ротор с малой угловой скоростью (порядка  $16 \dots 20 \text{ мин}^{-1}$ ) в продолжение нескольких десятков часов. Работоспособность и долговечность опоры при граничном трении определяется уже не вязкостью



**Рис. 2.13. Режим жидкостного трения подшипника скольжения**

масла, а антифрикционными механическими свойствами материалов трущихся деталей и прочностью тонкой (порядка 0,1 мкм) адсорбированной пленки, образующейся на поверхностях трения. Расчет опор скольжения в таких случаях выполняется как проверочный и носит название условного (элементарного) расчета.

**Расчет подшипников скольжения.** Расчет подшипников скольжения, работающих в режиме, близком граничному трению, выполняется обычно как проверочный, так как размеры подшипника (длина  $l$  и диаметр  $d$ ) определяются конструктивно в соответствии с размерами вала и оптимальным для данного типа опор отношением  $l/d$ . Выбор расчетных критериев обусловлен следующими соображениями. Прочность целого вкладыша или антифрикционного слоя его при статической нагрузке зависит от величины удельного давления. Логично было бы исходить из максимального ее значения, но для этого необходимо учесть фактическую зону контакта цапфы и подшипника, жесткость деталей, погрешности формы, закон распределения нагрузки по длине и ширине поверхности контакта, принять во внимание, что в действительности нагрузка не статическая, а меняющаяся во время эксплуатации. Вследствие крайней сложности такой задачи, в качестве критерия прочности было принято среднее удельное давление  $p$ ; расчетная величина  $p$  не должна превышать допускаемого значения  $[p]$ , устанавливаемого опытным путем. Значения  $[p]$  для различных подшипниковых материалов приведены в справочных данных.

Второй критерий связан с прочностью адсорбированной пленки и условиями сохранения смазывающей способности масел; эти свойства в основном зависят от температуры рабочей зоны подшипника, устанавливаемой в соответствии с выделением и отводом тепла. Тепловыделение при преодолении силы трения можно определить по уравнению

$$W = \frac{fF_r g v}{427} \text{ ккал/с,}$$

где  $f$  – коэффициент трения;  $F_r$  – радиальная нагрузка на подшипник,  $H$ ;  $v$  – скорость скольжения (или окружная скорость цапфы), м/с;  $1/427$  – тепловой эквивалент механической энергии.

Так как  $F_r = pld$ , то

$$W = \frac{fgld}{427} pv \text{ ккал/с.}$$

Если считать коэффициент трения постоянным, то тепловыделение на единицу поверхности подшипника можно оценить произведением  $pv$ ; установленные опытным путем допускаемые значения  $[pv]$ .

Однако выбор такого критерия сопряжен с рядом грубых допущений: коэффициент трения не остается постоянным даже в сравнительно узкой области граничного трения, с увеличением скорости скольжения он заметно уменьшается; при тепловом расчете опоры нельзя ограничиваться только определением количества тепла, выделяющегося в подшипнике, – необходимо учитывать одновременно теплоотвод, чтобы найти рабочую температуру подшипника, от которой зависит состояние адсорбированной пленки. Таким образом, величина  $p\nu$  не отражает физической сущности процесса, происходящего в подшипнике, ею пользуются лишь как весьма приближенным критерием для оценки работоспособности опоры скольжения. В некоторых справочных таблицах эти обстоятельства косвенно учитываются и допускаемые значения  $[p\nu]$  соответственно корректируются. Использование опытных данных по  $[p\nu]$  без указаний предельных допускаемых значений  $p$  и  $\nu$  может привести к существенным погрешностям в расчете подшипников.

Второе затруднение возникает при определении величины скорости скольжения, учитываемой в произведении  $p\nu$ : какую скорость надо принимать во внимание, когда рассчитываемый подшипник работает в основном в режиме жидкостного трения и лишь в периоды пуска и останова проходит зону граничного трения? Справочные данные обычно не дают ответа на этот вопрос и к тому же в них часто можно встретить необоснованные рекомендации. Ясно, что верхний предел механически отнесен к номинальному режиму работы турбины, когда в подшипниках устанавливается жидкостное трение. Таким образом произведение  $p\nu$  не может служить критерием работоспособности опоры, работающей в режиме жидкостного или полужидкостного трения.

При условном расчете опор, работающих в режиме, близком к граничному трению, пользуются следующими зависимостями:

$$p = \frac{F_r}{A} \leq [p]; \quad (2.1)$$

$$p\nu \leq [p\nu], \quad (2.2)$$

где  $A$  – опорная расчетная поверхность,  $\text{м}^2$ .

Для цилиндрического подшипника с радиальной нагрузкой  $A = ld$ , скорость скольжения на поверхности цапфы

$$v = \pi dn \text{ м/мин,}$$

где  $d$  – измеряется в м;  $n$  –  $\text{мин}^{-1}$ .

Диаметр цапфы определяют не расчетом, а выбирают конструктивно в соответствии с диаметром соседнего участка вала и с учетом необходимых буртиков и галтелей. Длину цапфы принимают в преде-

лах  $0,4...1,2d$ , лишь в редких случаях; например для самоустанавливающихся подшипников, отношение  $l/d$  доводят до 1,5. После выбора размеров  $l$  и  $d$  подшипник проверяют по условиям (2.1), (2.2). Если окажется, что  $p > [p]$  или  $pv > [pv]$ , то соответственно корректируют размеры, не выходя за пределы рекомендуемых отношений  $l/d$ , так как при увеличении этого отношения неточности монтажа и деформации опоры и вала приводят к неравномерному распределению нагрузки по длине, возникновению повышенного кромочного давления и увеличению износа. Условия (2.1), (2.2) можно выполнить также за счет улучшения материала вкладыша.

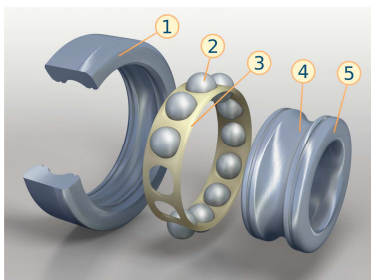
### 2.3. КРАТКИЕ СВЕДЕНИЯ О ПОДШИПНИКАХ КАЧЕНИЯ

**Устройство подшипника качения** (рис. 2.14). Подшипник качения состоит из двух колец  $1$  и  $5$  (внешнего и внутреннего), тел качения  $2$  (которые могут быть различной формы) и сепаратора  $3$ , отделяющего тела качения друг от друга и удерживающего их на равном расстоянии.

Внутренне кольцо подшипника монтируют на валу, а наружным устанавливают в корпус механизма (например, редуктора рис. 2.15).

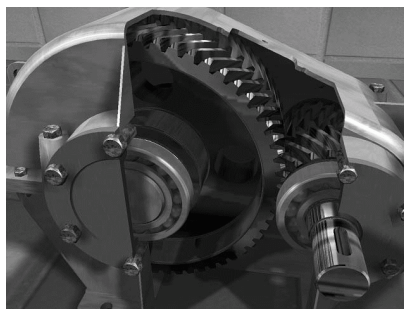
По наружной поверхности внутреннего кольца и внутренней поверхности наружного кольца выполнены желоба – дорожки качения  $4$ , по которым при работе подшипника движутся тела качения.

**Классификация подшипников качения.** По форме тел качения подшипники классифицируют на *шариковые* и *роликовые* (рис. 2.16). Причем роликовые могут быть различной конфигурации (цилиндрические, конические, игольчатые, бочкообразные и витые).



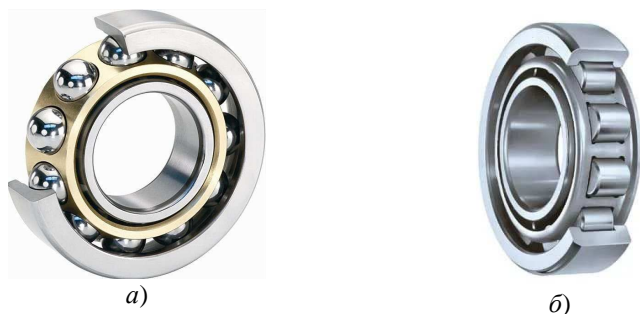
**Рис. 2.14. Устройство подшипника качения:**

$1$  – наружное кольцо;  $2$  – тела качения;  $3$  – сепаратор;  $4$  – дорожка качения;  $5$  – внутреннее кольцо

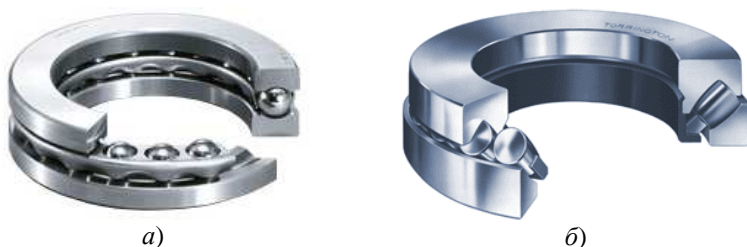


**Рис. 2.15. Подшипники качения в редукторе**





**Рис. 2.16. Радиальные подшипники качения:**  
*a* – шариковый; *б* – роликовый



**Рис. 2.17. Упорные подшипники качения:**  
*a* – шариковый; *б* – роликовый

По воспринимаемой нагрузке подшипники классифицируют на *радиальные* – воспринимающие только радиальную нагрузку, направленную перпендикулярно к геометрической оси вала, или в основном предназначенные для радиальной нагрузки.

Радиальные роликовые подшипники благодаря увеличенной контактной поверхности допускают значительно большие нагрузки, чем шариковые.

Осевую нагрузку радиальные роликовые подшипники не воспринимают, в то время как радиальные шариковые способны к восприятию осевых нагрузок, но только незначительных.

*Упорные подшипники* – несущие нагрузку вдоль оси вращения. Конструкции таких подшипников также предполагают использования различных тел качения. Такие подшипники качения могут устанавливаться как в офисном стуле, так и в турбоагрегате гидроэлектростанции весом более 250 т (рис. 2.17)

*Радиально-упорные и упорно-радиальные* – предназначенные для восприятия комбинированной радиальной и осевой нагрузки (рис. 2.18). Отличаются от радиальных большим числом шариков,



**Рис. 2.18. Подшипники качения:**  
*a* – радиально-упорный; *б* – упорно-радиальный



**Рис. 2.19. Самоустанавливающиеся подшипники качения:**  
*a* – шариковый; *б* – роликовый



**Рис. 2.20. Игольчатые подшипники качения:**  
*a* – радиальный; *б* – упорный

которое удается разместить в подшипнике вследствие наличия скоса на наружном кольце, поэтому их жесткость и грузоподъемность.

В тех случаях, когда допускают значительный перекося вала применяют самоустанавливающиеся шариковые и роликовые подшипники (рис. 2.19).

Для уменьшения габаритов при значительных нагрузках применяют игольчатые подшипники (рис. 2.20).

По нагрузочной способности подшипники разделяют на размерные серии. Стандартом предусматривается семь серий диаметров: сверхлегкая (2 серии), особолегкая (2 серии), легкая, средняя, тяжелая и пять серий ширин: особоузкая, узкая, нормальная, широкая и особоширокая.

Функциональные возможности и ресурс подшипника зависят от точности его изготовления. Согласно ГОСТ 520–2002 установлены следующие основные классы точности в порядке повышения точности: 8, 7, нормальный, 6, 5, 4, Т, 2 – для шариковых радиальных и радиально-упорных, а также роликовых радиальных; 8, 7, нормальный, 6, 5, 4, 2 – для упорных и упорно-радиальных; 8, 7, 0, нормальный, 6Х, 6, 5, 4, 2 – для роликовых конических.

Подшипники классов 8 и 7 могут изготавливаться по заказу потребителя для применения в неответственных узлах.

В зависимости от наличия требований к уровню вибрации, величине момента трения и других дополнительных технических требований подшипники разделяют на три категории – А, В и С.

Обычно к подшипникам категории С не предъявляется никаких специальных требований. С повышением точности подшипника возрастает его стоимость.

**Материал подшипников качения.** Кольца и шарики делают из стали. Сталь для подшипников качения должна быть твердой износостойкой и обладать высокой сопротивляемостью контактной усталости. Этим требованиям удовлетворяет высокоуглеродистая хромистая сталь высокого качества ШХ15, ШХ6, ШХ9, ШХ15СГ.

Сепараторы выполняют штампованными из стальной ленты. При повышенных окружных скоростях из латуни, бронзы, дюралюминия или пластмассы.

**Критерии работоспособности и расчета подшипников качения.** Разрушение работающего подшипника качения происходит после постепенного развития какого-либо повреждения, например усталостного выкрашивания или износа уплотнений.

*Усталостное выкрашивание* может произойти по трем основным причинам: усталости металла после обработки расчетной долговечности; как результат неправильного монтажа и увеличенных нагрузок; из-за плохого качества подшипника.

*Разрушение сепараторов* происходит по следующим причинам:

– от касания о кольцо из-за износа гнезд сепаратора или некачественного его изготовления; у подшипников малых размеров с диаметром отверстия менее 10 мм касание о кольцо допускается, но в этом случае чистота бортов и допуска на геометрию ужесточены;

– от появления выкрашивания металла на рабочих дорожках колец; при появлении выкрашивания металла дорожках качения колец нагрузки на сепаратор возрастают; поэтому, если на кольцах имеется выкрашивание металла, то разрыв сепаратора является его следствием;

– разрушение массивных сепараторов происходит также: из-за износа сепаратора по центрирующим поверхностям, при этом возникают дополнительные нагрузки на сепаратор, которые с увеличением износа возрастают; поэтому у разрушенного сепаратора необходимо внимательно осмотреть состояние центрирующих поверхностей; как следствие выкрашивания на дорожках качения колец и работы подшипника с недостаточным количеством смазки.

Раскальвание колеи и тел качения связано с перекосами при монтаже или при больших динамических нагрузках.

Остаточные деформации на дорожках качения в виде вмятин и лунок наблюдается у тихоходных тяжелонагруженных подшипников качения.

Расчет подшипников качения базируется на двух критериях:

1) расчет на статическую грузоподъемность по остаточным деформациям;

2) расчет на ресурс (долговечность) по усталостному выкрашиванию.

При проектировании механизмов и машин подшипники качения не конструируют и не рассчитывают, а подбирают из числа стандартных по условным формулам. Методика подбора стандартных подшипников качения стандартизована.

Подбор подшипника качения осуществляется по динамической грузоподъемности для предупреждения усталостного разрушения и по статической грузоподъемности для предупреждения остаточных деформаций.

#### **Выбор подшипника качения. Общие сведения.**

Выбор подшипника качения осуществляется исходя из величины и направления нагрузки, вращения внешнего или внутреннего кольца, необходимой долговечности. Кроме этого учитывается среда, в которой работает подшипник, температура, специфические условия эксплуатации.

Как правило, широко используют шарикоподшипники, которые имеют меньшие потери по сравнению с более дорогостоящими роликоподшипниками. Из практики эксплуатации следует применять подшипники качения нормального класса точности (по ГОСТ 520–2011), но в точных и прецизионных узлах необходимо применять подшипники качения высоких классов точности.

Для уменьшения массы подшипника (соответственно механизма в целом) и снижения массогабаритов нецелесообразно увеличивать расчетную долговечность, так как параметры работы подшипника (момент трения, потери и быстроходность) у тяжелых серий подшипников менее благоприятны.

Чтобы выбрать типоразмер необходимого подшипника рассчитывают эквивалентную нагрузку по значениям осевой и радиальной нагрузки. Эквивалентная нагрузка обеспечивает долговечность работы подшипника в реальных условиях. При этом долговечность подшипника зависит только от его контактной усталости.

Далее по расчетным зависимостям, приведенным ниже, определяют требуемую динамическую грузоподъемность  $C$  подшипника качения, которая обеспечивает необходимую долговечность. Динамическая грузоподъемность зависит от геометрических размеров подшипника, его конструктивных особенностей и материала его деталей. Рассчитанная динамическая грузоподъемность  $C$  позволяет выбрать необходимый типоразмер подшипника качения и его габаритные размеры по таблицам в справочных материалах.

Помимо грузоподъемности  $C$  в справочных таблицах указывается статическая грузоподъемность подшипника, а также допустимая частота вращения, характеризующая допустимый предел долговечности по контактной выносливости. Допустимые значения частот вращения подшипника указаны для сепараторов из штампованной стали.

Если сепаратор изготовлен из цветного металла, а также подшипник имеет высокий класс точности, специальном режиме смазки (форсированный) и улучшенный теплоотвод, то допустимые значения частот имеют более высокие значения.

#### **Расчет подшипников на долговечность.**

Динамическая грузоподъемность радиальных и радиально-упорных подшипников качения – это постоянная радиальная нагрузка, которую подшипники (идентичной группы с неподвижным наружным кольцом) способны выдержать в течении расчетного срока эксплуатации, исчисляемого в один миллион оборотов внутреннего кольца. Динамическая грузоподъемность в радиально-упорных подшипниках качения характеризуется радиальной составляющей нагрузки, которая приводит к радиальному смещению внешнего и внутреннего колец подшипника относительно друг друга.

Динамическая грузоподъемность упорных и упорно-радиальных подшипников качения, характеризуется постоянной центральной осевой силой, которую подшипники (идентичной группы) могут выдержать в течении расчетного срока эксплуатации, исчисляемого в один миллион оборотов внутреннего или внешнего колец подшипника.

Долговечность подшипников качения характеризуется сроком его службы (выраженным через число оборотов или временем работы при неизменной частоте вращения) до возникновения признаков контактной усталости металла на внешнем или внутреннем кольце или телах качения.

Под расчетным сроком службы подшипника качения (номинальная долговечность) понимают время работы партии подшипников, в течении которого не менее 90% одинаковых подшипников, при неизменной нагрузке и частоте вращения сохраняют работоспособность без появления признаков усталости на поверхностях рабочих деталей в виде раковин и отслаивания.

Долговечность подшипника характеризуется величинами и направлением нагрузки, значением частоты вращения, характеристиками смазочного материала, интенсивностью теплоотвода, а также динамической грузоподъемностью. Эта зависимость выражается формулой:

$$L = k_2 k_3 \left( \frac{C}{P} \right)^p \quad \text{или} \quad L = k_{23} \left( \frac{C}{P} \right)^p .$$

где  $L$  – номинальная долговечность, млн. оборотов;  $C$  – динамическая грузоподъемность, Н;  $P$  – эквивалентная динамическая нагрузка, Н;  $p$  – показатель степени, зависящий от типа конструкции подшипника, например, для шариковых подшипников  $p = 3$ , для роликовых подшипников  $p = 10/3$ ;  $k_2$  – коэффициент, учитывающий свойства материала колец и тел качения;  $k_3$  – коэффициент, учитывающий реальные условия эксплуатации, например гидродинамический режим работы подшипника качения, упругие перемещения вала и др.

Коэффициенты  $k_2$  и  $k_3$  взаимосвязаны, поэтому целесообразно использовать обобщенный коэффициент  $k_{23}$ , характеризующий совокупное влияние свойств материала деталей и реальных условий работы на долговечность подшипника.

Существует три вида условий применения коэффициента  $k_{23}$ :

- 1) нормальные условия эксплуатации подшипников;
- 2) условия, в которых обеспечено наличие гидродинамической пленки масла между поверхностями контакта колец и тел качения, а также отсутствием недопустимых перекосов в подшипниковом узле;
- 3) условие, когда внешнее и внутренне кольца и тела качения изготовлены из стали, полученной в вакуумной или в активной аргоноводородной газовой среде; подшипники работают с наличием гидродинамической пленки масла между поверхностями контакта колец и тел качения, а также отсутствием недопустимых перекосов в подшипниковом узле.

Для этих условий принимают следующие значения коэффициента  $k_{23}$ :

	1 условие	2 условие	3 условие
для шарикоподшипников (кроме сферических) . . . . .	0,7...0,8	1,0	1,2...1,4
для роликоподшипников цилиндрических, шарикоподшипников сферических двухрядных . . . . .	0,5...0,6	0,8	1,0...1,2
для роликоподшипников конических . . . . .	0,6...0,7	0,9	1,1...1,3
для роликоподшипников сферических двухрядных . . . . .	0,3...0,4	0,6	0,8...1,0

Формула (2.1) применима при частотах вращения, не превышающих допустимую, указанную в справочной литературе [12], если  $n \geq 10 \text{ мин}^{-1}$ . Если частота вращения  $n = 1 \dots 10 \text{ мин}^{-1}$ , то расчет необходимо выполнять исходя из того, что  $n = 10 \text{ мин}^{-1}$ . При  $n < 1 \text{ мин}^{-1}$  действующую нагрузку необходимо рассматривать как статическую и сравнивать ее со статической грузоподъемностью  $C_0$  для конкретного типоразмера подшипника.

При условии  $n = \text{const} \text{ мин}^{-1}$ , то целесообразно рассчитывать номинальную долговечность в рабочих часах:

$$L_h = k_{23} \left( \frac{C}{P} \right)^p \left( \frac{10^6}{60n} \right). \quad (2.3)$$

Из формул (2.1), (2.2) можно сделать вывод, что при двукратном увеличении эквивалентной нагрузки расчетная долговечность для шарикоподшипника уменьшится в 8 раз, а для роликоподшипника в 10 раз. Таким образом следует точнее определять нагрузки, действующие на подшипник качения и не использовать в расчете коэффициентов, увеличивающих действующие усилия.

Для прогнозирования долговечности подшипников качения необходимо руководствоваться нормативными сведениями по долговечности узлов. При их отсутствии можно использовать данные, приведенные в справочной литературе [12].

**Определение эквивалентной нагрузки.** Под эквивалентной динамической нагрузкой понимают (для радиальных шариковых и радиально-упорных подшипников) постоянную радиальную нагрузку, приложенную к подшипнику с неподвижным внешним кольцом и вращающимся внутренним кольцом, обеспечивающую срок службы такой

же как и при реальных условиях нагружения и вращения подшипника качения. Эквивалентная нагрузка определяется по формуле:

$$P = (XVF_r + YF_a)K_\sigma K_T, \quad (2.4)$$

где  $F_r$  – неизменная по величине и направлению радиальная нагрузка, Н;  $F_a$  – измененная по величине и направлению осевая нагрузка, Н;  $X$  – коэффициент радиальной нагрузки;  $Y$  – коэффициент осевой нагрузки;  $V$  – коэффициент, учитывающий направление нагрузки относительно вращения внутреннего кольца  $V = 1$ , при вращении наружного кольца  $V = 2$ ;  $K_\sigma$  – коэффициент безопасности;  $K_T$  – температурный коэффициент, учитывающий рабочую температуру подшипника.

Наличие небольших осевых нагрузок в радиальных шариковых и радиально-упорных шарико- и роликоподшипниках не оказывает отрицательного влияния на долговечность и как следствие на эквивалентную нагрузку. Поэтому в случае  $F_a / (VF_r) < e$  ( $e$  – параметр осевого нагружения) осевую нагрузку, действующую на однорядный радиальный шарикоподшипник, можно не учитывать, т.е.  $X = 1$  и  $Y = 0$ .

В конструкции двухрядных радиальных подшипников качения эквивалентная нагрузка уже растет под действием незначительной осевой силы. Поэтому для двухрядных подшипников в справочных данных приводятся два различных значения  $X$  и  $Y$ .

В радиальных шарикоподшипниках осевая нагрузка вызывает смещение колец с образованием угла контакта, равного углу между нормалью к зоне контакта шарика или ролика с дорожкой качения наружного кольца плоскостью, перпендикулярной к оси подшипника. По этой причине значения коэффициентов  $X$  и  $Y$  для радиальных шарикоподшипников качения зависят от отношения  $F_a / C_0$ .

При использовании пары сдвоенных радиально-упорных подшипников позволяет рассматривать их как один двухрядный подшипник. Если подшипники установлены последовательно то значения  $X$  и  $Y$  принимаются, как для однорядных подшипников с соответствующим распределением между ними радиальной нагрузки ( $C_{\text{общ}} = iC \cdot 0,7$ , где  $i$  – число подшипников).

В конструкции двухрядных радиально-упорных шарикоподшипников осевая нагрузка воспринимаются одним из рядов, а в случае  $F_a / (VF_r) > e$  второй ряд шариков существенно разгружается.

Конструкции подшипников с цилиндрическими роликами и игольчатые подшипники не нагружены в осевом направлении, вследствие отсутствия опорных бортиков на одном из колец.



Конструкции двухрядных и однорядных подшипников с короткими цилиндрическими роликами не обладают осевой грузоподъемностью, поэтому эквивалентная нагрузка определяется по формуле

$$P = F_r VK_6 K_T. \quad (2.5)$$

Значения коэффициентов  $X$ ,  $Y$ ,  $e$  для конструкций радиально-упорных конических роликоподшипников и сферических роликоподшипников с бочкообразными роликами определяются при установленном значении угла контакта по отношению  $P = F_r VK_6 K_T$  в справочной литературе.

Для однорядных сферических роликоподшипников  $\alpha = 0^\circ$ , а при  $F_a = 0$   $X = 1$ .

В конструкции упорных шариковых или роликовых подшипников эквивалентная нагрузка является не радиальной, а осевой

$$P_a = F_a VK_6 K_T. \quad (2.6)$$

Конструкции упорных сферических роликоподшипников могут одновременно воспринимать осевую и радиальную нагрузку, при условии что радиальная нагрузка не превышает 55% осевой нагрузки. Тогда

$$P_a = F_a + 1,2F_r. \quad (2.7)$$

Эквивалентная нагрузка в конструкции упорно-радиальных подшипников является осевой  $P_a = (XF_r + YF_a)K_6 K_T$ . Значения  $X$ ,  $Y$  и  $e$  приведены в справочной литературе. Такие подшипники рекомендуется использовать в узла, в которых действует только осевая нагрузка, соответствующая большему значению параметра  $e$ .

В время работы однорядных радиально-упорных шарикоподшипников и конических роликоподшипников одновременно с радиальной нагрузкой возникает осевая составляющая, которая пытается разъединить детали подшипников. Для ее компенсации необходимо приложить противоположную силу. Для этой цели подшипники качения устанавливаются в опоры сдвоенными, с нулевым зазором при рабочих условиях и без предварительного натяга. При этом в расчете необходимо учитывать и эти внутренние осевые усилия.

**Выбор типа и размеров подшипника.** Важным фактором при выборе подшипника является экономика производства. Поэтому из нескольких типов подшипников, удовлетворяющих эксплуатационным требованиям, следует выбирать наиболее дешевый.

С повышением класса точности подшипников возрастает их стоимость.

Повышенный шум при работе машины – признак низкого качества ее изготовления. Помимо шума, вызываемого зубчатыми колесами и другими деталями, источником шума являются также подшипники качения. Одно из эффективных средств уменьшения шума при работе машины – применение подшипников повышенных классов точности. Поэтому в качестве опор относительно быстроходных валов, где это необходимо, следует применять подшипники классов точности 5, 4 или 2.

Задача выбора наиболее рационального типа подшипника довольно сложна. Для конкретного механизма и заданных условий его работы нередко можно выбрать разные типы подшипников. Поэтому ниже приводится краткая эксплуатационная характеристика некоторых наиболее распространенных подшипников и общие рекомендации по выбору типа подшипника.

*Радиальный шариковый однорядный* подшипник является самым дешевым подшипником. Он находит наибольшее применение в машиностроении. Этот подшипник воспринимает радиальную, радиальную и осевую одновременно или чисто осевую нагрузку. Подшипник неразборной конструкции. Обеспечивает осевое фиксирование вала в двух направлениях. Допускает перекос колец до  $1/4^\circ$ , поэтому может успешно работать при меньшей жесткости валов, чем роликовый подшипник.

Следует однако иметь в виду, что чем больше перекос колец, тем хуже условия работы подшипника и тем меньше его долговечность. Поэтому перекос колец, особенно тяжело нагруженных подшипников, следует ограничивать величинами, значительно меньшими  $1/4^\circ$ .

Радиальные шариковые подшипники особенно широко применяются в качестве опор быстроходных валов, испытывающих умеренные нагрузки (опоры валов коробок скоростей, быстроходных валов редукторов, плавающие опоры червяков и др.).

*Радиальный шариковый двухрядный сферический* подшипник воспринимает главным образом радиальную нагрузку. Может воспринимать и незначительную осевую нагрузку. Подшипник неразборной конструкции. Может фиксировать вал от осевых смещений в двух направлениях. Допускает перекос колец до  $2^\circ$ , что и определяет в основном область его применения.

Этот подшипник используется в качестве опор валов, подверженных значительным прогибам под действием внешних нагрузок. Он применяется также в узлах, где не обеспечивается соосность посадочных мест, например при установке подшипников в отдельные кор-

пуса или при невозможности расточки обоих отверстий корпуса за один установ.

*Радиальный роликовый двухрядный сферический* подшипник имеет ту же эксплуатационную характеристику, что и шариковый сферический, но обладает по сравнению с ним большей грузоподъемностью и хорошо выдерживает ударные нагрузки.

*Радиальный роликовый* подшипник с короткими цилиндрическими роликами способен воспринимать только радиальную нагрузку. Подшипник этого типа легко разбирается. Он допускает осевое взаимное смещение колец. Роликовые радиальные подшипники применяются в качестве опор коротких жестких валов при строгой соосности посадочных мест на валу и в корпусе. Они применяются также в качестве «плавающих» опор (опоры валов шевронных или косозубых раздвоенных колес и др.). Роликоподшипники этого типа, как известно имеют ряд конструктивных разновидностей (с двумя бортами на внутреннем кольце, с двумя бортами на наружном кольце, с двумя бортами на внутреннем и с одним на наружном кольцах и др.). В качестве «плавающей» опоры применяется подшипник без бортов или с одним бортом на одном из колец.

*Радиально-упорный* шариковый подшипник может воспринимать одновременно как радиальную, так и односторонне действующую осевую нагрузку, а также и чисто осевую нагрузку. Способен работать при высоких числах оборотов. Подшипник этого типа выполняется неразборным и разборным. Он способен ограничивать осевое перемещение вала в одном направлении.

Подшипники этого типа устанавливают парными комплектами, причем одноименные торцы наружных колец (узкие или широкие) обращены друг к другу. Это дает возможность фиксировать вал в обоих осевых направлениях.

Радиально-упорные шариковые подшипники в основном применяются в качестве опор жестких валов, вращающихся с относительно большим числом оборотов.

*Радиально-упорный роликовый конический* подшипник может воспринимать одновременно радиальную и осевую (в одном направлении) нагрузку. Подшипник этого типа выполняется разборным со съёмным наружным кольцом. Подшипник способен удерживать вал от осевых смещений в одном направлении. Их устанавливают в механизме попарно, поэтому вал может фиксироваться от осевых смещений в обоих направлениях. Они обладают большей грузоподъемностью по сравнению с радиально-упорными шариковыми и дешевле последних. Конический роликовый подшипник не допускает перекоса колец, поэтому требует точной расточки корпусов, жестких валов и тщательного монтажа.

Конические роликовые подшипники после шариковых радиальных наиболее широко применяются в машиностроении. Стоимость их незначительно превосходит стоимость радиальных шариковых. Эти подшипники имеют большую жесткость по сравнению с шариковыми. Применение их уменьшает прогиб вала и угол наклона его упругой линии, что в ряде случаев имеет значение. Эти подшипники менее чувствительны к осевым перегрузкам при их регулировке. Они очень удобны при сборке и разборке.

*Упорный шариковый* подшипник воспринимает односторонне направленную осевую нагрузку. Удовлетворительно работает при низких и средних скоростях. Не допускает перекоса колец. На горизонтальных валах работает хуже, чем на вертикальных, ввиду трудности правильного монтажа.

Применяется в опорах, обычно наряду с радиальными подшипниками, при наличии значительных осевых сил. При действии осевых сил попеременно в обоих направлениях устанавливают двойные упорные подшипники или два одинарных.

После выбора типа подшипника конструктор назначает его класс точности. Для валов редукторов, коробок передач, коробок скоростей и других узлов общего машиностроения обычно применяют подшипники нормального класса точности. Подшипники более высоких классов точности используют в ответственных узлах, где требуется точное вращение валов, например в узлах шпинделей металлорежущих станков и др.

Затем определяют размеры подшипника. Размеры подшипника, полученные расчетом на долговечность, следует понимать как минимально необходимые. Исходя из других требований, они могут быть равны или больше минимально необходимых. Окончательные размеры подшипников устанавливают при совместном рассмотрении минимально необходимых размеров подшипника и вала.

## Глава 3

# МУФТЫ

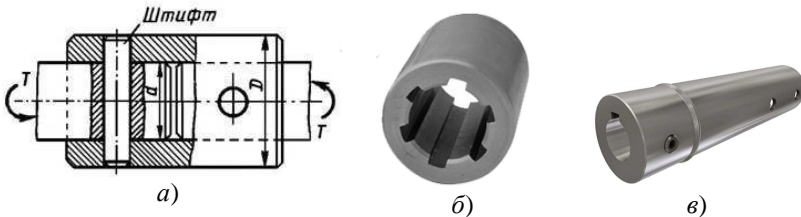
### 3.1. ГЛУХИЕ МУФТЫ

Глухими называют муфты, применяемые для постоянного соединения соосных валов в одну жесткую линию, длина которой определяется конструктивными данными. Глухая муфта должна не только передавать крутящий момент, но и быть способной выдерживать изгибающий момент, как бы если соединяемые валы представляли одно целое. Существуют различные виды глухих муфт, но остановимся на трех конструкциях, которые находят наибольшее применение.

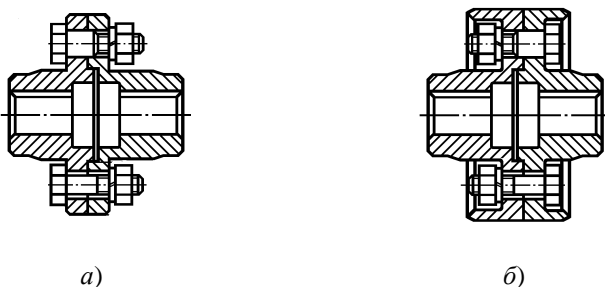
**Втулочные муфты.** Отличаются простотой конструкции, малыми габаритными размерами (по диаметру), несложным изготовлением и низкой стоимостью. Существенным недостатком втулочных муфт является сложность монтажа и демонтажа, обусловленная необходимостью перемещения валов и муфт вдоль вала. Конструктивно такие муфты могут быть штифтовыми (рис. 3.1, *а*), шлицевыми (рис. 3.1, *б*) и шпоночными (рис. 3.1, *в*).

**Фланцевые муфты.** Это наиболее распространенные и надежные разновидности глухих муфт. Фланцевая муфта состоит из двух полу-муфт с фланцами, насаживаемые на вал и стягиваемые болтами.

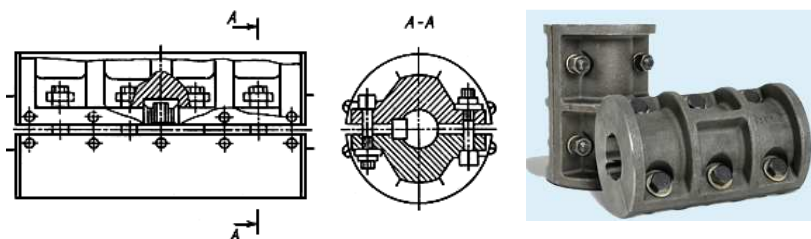
Различают четыре разновидности фланцевых муфт по нормальям машиностроения МН 2726-61 – МН2729-61: открытые (рис. 3.2, *а*) и закрытые (рис. 3.2, *б*). Закрытые муфты отличаются от открытых наличием защитного обода, прикрывающего болтовое соединение полумуфт.



**Рис. 3.1. Конструкции втулочных муфт:**  
*а* – штифтовая; *б* – шлицевая; *в* – шпоночная



**Рис. 3.2. Конструкции фланцевых муфт:**  
*a* – открытая; *б* – закрытая



**Рис. 3.3. Продольно-свертная муфта**

**Продольно-свертные муфты.** В таких муфтах крутящий момент передается за счет сил трения, возбуждаемых на поверхности соприкосновения муфты с валом затяжкой соединительных болтов (рис. 3.3).

### 3.2. ЖЕСТКИЕ ПОДВИЖНЫЕ МУФТЫ

Жесткие подвижные муфты представлены тремя конструктивными разновидностями: жесткие компенсирующие, упругие и шарнирные. Все эти типы муфт характеризуются относительной подвижностью элементов муфт.

Жесткие компенсирующие муфты используются для соединения валов с малыми взаимными осевыми перемещениями, вызванными неточностью изготовления и монтажа. Осевые перемещения компенсируются за счет относительного перемещения жестких элементов (металлических) муфты.

В упругих муфтах допускается незначительные осевые перемещения валов, но при этом эти муфты допускают относительный тангенциальный поворот валов на некоторый угол под действием вращающего момента.

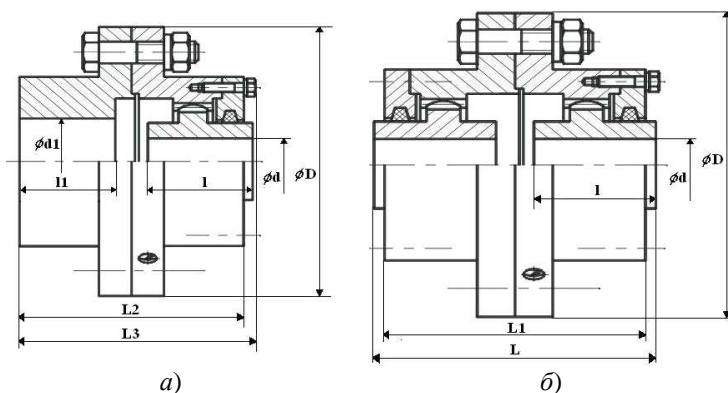
При значительных угловых смещениях (до  $40...50^\circ$ ) используются шарнирные муфты. За счет подвижности деталей шарнирные муфты допускают значительные угловые смещения, при этом сохраняя правильный контакт рабочих поверхностей, соединяемых валов.

Недостатком подвижных муфт является трение на поверхности контакта подвижных деталей муфт и износ рабочих поверхностей.

Существенным недостатком компенсирующих муфт (жестких и упругих) является появление радиальной силы, вследствие неточности отдельных деталей муфт.

**Зубчатые муфты.** К жестким подвижным муфтам относятся зубчатые муфты общего назначения (ГОСТ Р 50895–96), получившие весьма широкое распространение. Зубчатая муфта состоит из двух обоев с внутренними зубьями, которые находятся в зацеплении с двумя зубчатыми втулками с наружными зубьями. Поверхности наружных зубьев на окружности выступов обтачиваются по сфере, по которой центрируются обоймы муфты. На внутренних торцах втулок имеются отверстия с резьбой, обеспечивающие съем их с валов. В одной из обоев имеется отверстие, закрываемое пробкой, через которое в муфту заливается масло; масло уменьшает износ зубьев и в небольшой степени смягчает удары.

**Кулачково-дисковые муфты.** Предназначены для соединения валов со большими радиальными смещениями, при этом допускают незначительные угловые и осевые смещения. Конструктивно муфта состоит из двух полумуфт и промежуточного диска с кулачками, которые располагаются крестообразно и входят в соответствующие пазы на полумуфтах (рис. 3.5). Передача вращения происходит кулачками



**Рис. 3.4. Зубчатые муфты:**  
*a* – типа МЗ; *б* – типа МЗП

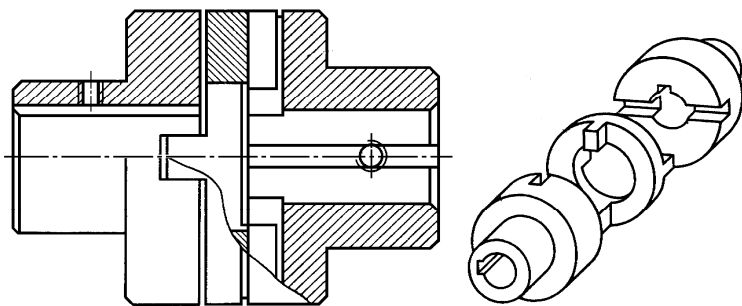


Рис. 3.5. Кулачково-дисковая муфта

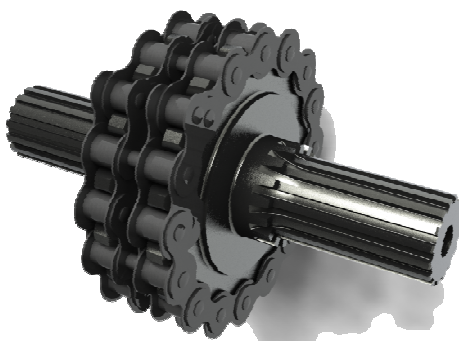


Рис. 3.6. Цепная муфта

диска, скользящими (при смещенных валах) по боковой поверхности пазов.

**Цепные муфты.** В цепных муфтах полумуфтами являются звездочки, охватываемые общей цепью (рис. 3.6). Цепные муфты отличаются простотой конструкции и допускают смещения соединяемых валов: радиальное до 1,2 мм и угловое до  $1^\circ$ .

**Муфты с гофрами.** Характеризуются высокой компенсирующей способностью, возникающей за счет упругих деформаций торцевых стенок гофр.

**Полужесткие дисковые муфты** (рис. 3.7). Такой тип муфт используется в реверсивных приводах и механизмах с дистанционным управлением с высокими требованиями точного повторения исполнительных элементов заданной программы. Положительным свойством полужестких муфт является возможность из работы при больших угловых и осевых смещениях.





**Рис. 3.7. Полу жесткие дисковые муфта**

**Шарнирные (карданные) муфты.** Принцип, заложенный в конструкцию шарнирных муфт называется шарнир Гука. Такие муфты предназначены для передачи вращающего момента между валами, при больших угловых смещениях осей.

Конструктивно муфта состоит из двух частей (вилок) и промежуточной детали в форме крестовины, шарнирно соединенной с концами вилок. Взаимные плоскости вилок повернуты относительно друг друга на угол  $90^\circ$ . Используя две муфты одновременно, можно удвоить предельный угол наклона осей валов и одновременно передавать вращающий момент при большом радиальном смещении осей валов.

### **3.3. УПРУГИЕ МУФТЫ**

Основным элементом упругих муфт является упругий элемент, позволяющий взаимно перемещаться деталям муфты, что приводит к компенсации смещений осей ведущего и ведомого валов.

Основные свойства упругих муфт:

- способны смягчать толчки и удары;
- могут служить средством защиты от резонансных крутильных колебаний, возникающих в механизме в следствии неравномерности вращения;
- не требуют строгой соосности соединяемых валов и допускают сравнительно большие смещения осей соединяемых валов.

Упругие муфты подразделяются на два класса.

- 1) муфты с металлическими упругими элементами;
- 2) муфты с неметаллическими упругими элементами.

В дальнейшем рассматриваются лишь некоторые конструкции этих типов муфт.

### 3.3.1. Муфты с металлическими упругими элементами

**Муфты с пакетами пластинчатых пружин.** На рисунке 3.8 иллюстрируется муфта с радиальными пакетами пружин. Полу муфты 1 и 5 соединены пакетами пружин 8, которые работают на изгиб при действии вращающего момента. Пакет пружин 8 соединяется с полу муфтой через кольцо 3, имеющего продольные пазы, с помощью болтов 4. Внутренние концы пакетов пружин входят в радиальные пазы полу муфт 1. Для фиксации пакетов пружин на полу муфте используется кольцо 7 и три винта. Крышка 2 с уплотнением 6 закрывает внутреннюю полость муфты, которая заполнена консистентной смазкой.

**Муфты со змеевидными пружинами.** Основным элементов таких муфт является змеевидная пружина, которая соединяет между собой полу муфты (рис. 3.9). В тяжело нагруженных муфтах пружины устанавливаются в несколько рядов (два или три). Такие муфты характеризуются высокой надежностью и малыми габаритными размерами.

**Муфты с винтовыми пружинами** (рис. 3.10). Такие муфты допускают радиальное, угловое и осевое смещение валов. Основным элементом муфт являются винтовые пружины сжатия.

**Муфты со стержневыми упругими элементами.** Муфты отличаются простотой конструкции и технологичностью. Упругие элементы 4 в виде цилиндрических стержней, расположенные по окружности, соединяют полу муфты 1 и 2 (рис. 3.11). Крышки 3 удерживают стержни от выпадения из гнезд.

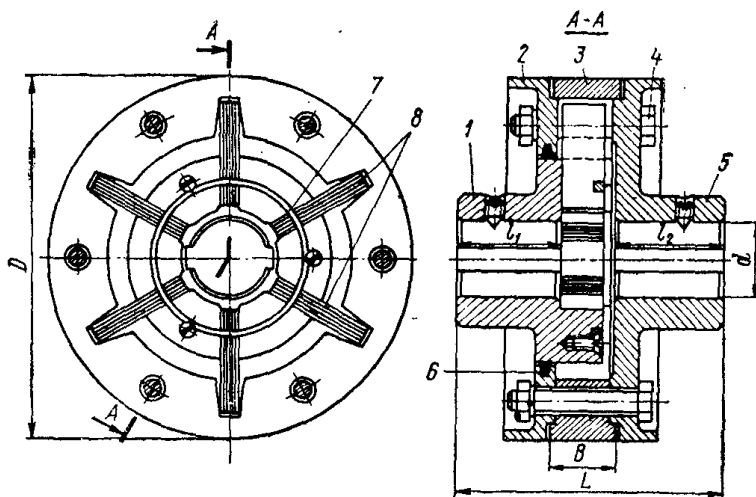


Рис. 3.8. Муфта с радиальными пакетами пружин

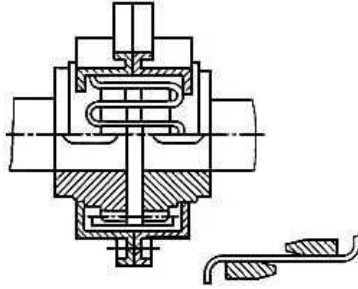


Рис. 3.9. Муфта со змеевидными пружинами

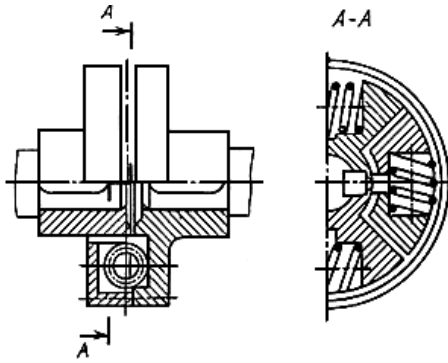


Рис. 3.10. Муфта с винтовыми пружинами

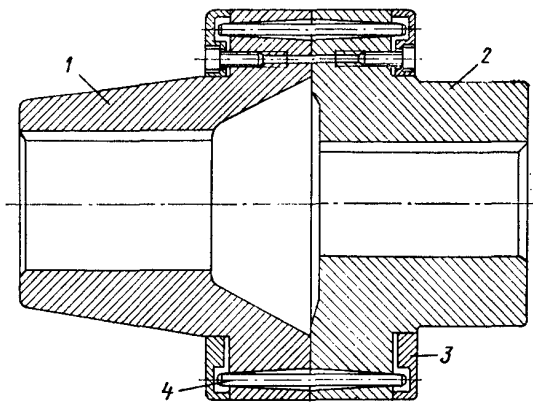


Рис. 3.11. Муфта со стальными стержнями

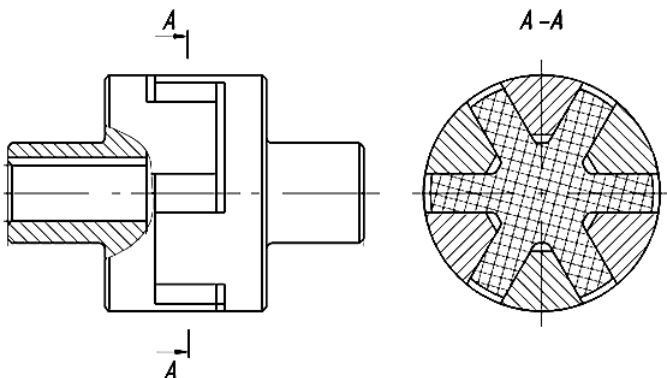


Рис. 3.12. Муфта с резиновой звездочкой

### 3.3.2. Муфты с неметаллическими упругими элементами

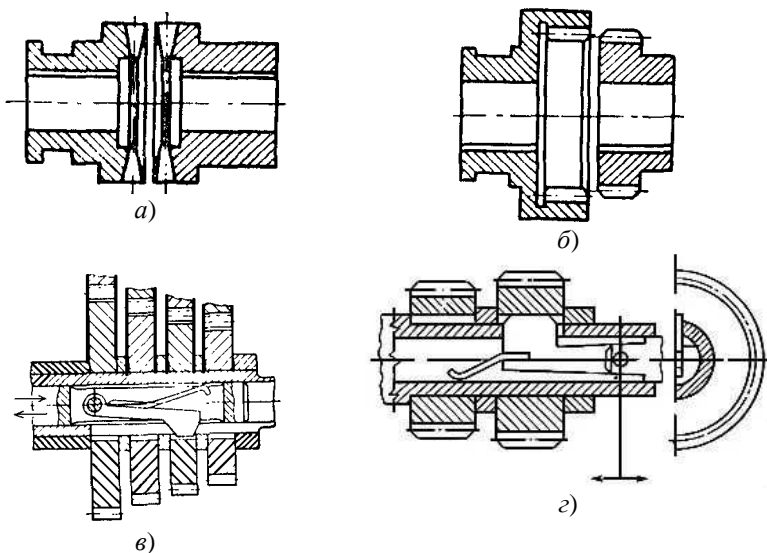
**Муфты с резиновой звездочкой.** Муфта состоит из двух полу-муфт с торцевыми выступами и резиновой звездочкой, зубья которой помещаются между выступами (рис. 3.12). Работоспособность упругого элемента определяется значением напряжения смятия.

**Муфты пальцевые с упругим диском.** Муфты отличаются простотой конструкции, высокой крутильной податливостью и демпфированием, хорошо компенсируют угловые смещения валов.

### 3.3.3. Кулачковые и фрикционные сцепные муфты

**Кулачковые муфты.** Различают муфты с кулачками на торцевых поверхностях (рис. 3.13, а), зубчатые (рис. 3.13, б), и муфты с вытяжкой (рис. 3.13, в), или поворотной (рис. 3.13, з) шпонкой. Кулачковые муфты требуют строгой соосности соединяемых валов, которая в рассматриваемой конструкции обеспечивается центрирующим кольцом. Кулачковые муфты создают жесткое соединение валов, и если включение производить на ходу, то повышение угловой скорости ведомого вала до скорости ведущего осуществляется за очень малое время. Включение кулачковых муфт возможно лишь при определенных угловых положениях одного вала относительно другого.

**Фрикционные муфты.** Фрикционные муфты нашли широкое применение в приводах различных машин в качестве сцепных муфт. Фрикционные муфты осуществляют передачу крутящего момента от ведущего вала к ведомому при помощи сил трения, создаваемых на контактных поверхностях сцепляющихся частей муфты.



**Рис. 3.13. Муфта кулачковая**

Основным показателем при расчете муфт является максимальный крутящий момент, передаваемый муфтой. Если момент может быть получен с учетом динамических нагрузок и эксплуатационных перегрузок, то он берется в качестве расчетного момента. Подбор муфт и проверка на прочность основных элементов подробно рассматриваются в справочной литературе.

## Глава 4

# РЕДУКТОРЫ

---

Редукторы – это зубчатые механизмы, предназначенные для понижения частоты вращения и увеличения вращающего момента от входного вала к выходному.

При малых передаточных числах применяют одноступенчатые цилиндрические редукторы, передаточные числа  $u = z_2 / z_1$  которых не превышают 10 (обычно  $u \leq 6$ ). Основное распространение имеют двухступенчатые цилиндрические редукторы, передаточные числа которых лежат в диапазоне 8...40. Большие передаточные числа получают с помощью трехступенчатых редукторов, которые, однако, все чаще вытесняются более компактными планетарными редукторами.

При взаимной перпендикулярности входного и выходного вала и небольших передаточных числах применяют конические редукторы, а при больших передаточных числах – коническо-цилиндрические редукторы.

В настоящее время начинают широко распространяться более компактные и экономические мотор-редукторы. Червячные одноступенчатые редукторы применяют для диапазона передаточных чисел 8...63.

Валы редукторов, как правило, изготавливают из сталей марок 45 и 50. Для опор валов используют подшипники качения и реже скольжения. Обычно в опорах устанавливают по одному подшипнику качения. При малых и средних нагрузках применяют шарикоподшипники, при средних и больших – роликоподшипники.

Корпуса редукторов обычно выполняют литыми из серых чугунов средней прочности марок СЧ15 и СЧ18, корпуса тяжелых редукторов – из высокопрочных чугунов типа ВЧ40 или из стали. В индивидуальном и мелкосерийном производстве корпуса редукторов изготавливают сварными.

Смазывание зацепления при окружных скоростях на зубчатых колесах до 15 м/с применяют преимущественно картерное: в картер заливают масло, которое образует масляную ванну. Емкость ванны назначают из расчета 0,35...0,7 л на 1 кВт передаваемой мощности.

Зубчатые колеса рекомендуют погружать в масло на глубину, равную 3...4 модулям, тихоходные колеса – на величину до 1/3 диаметра колеса. Для смазывания применяют индустриальное масло.

Смазывание подшипников качения производится маслом, разбрызгиваемым зубчатыми колесами, или консистентной смазкой.

### Кинематические схемы редукторов и передач.

На рисунках 4.1 – 4.9 приведены схемы цилиндрических, конических и коническо-цилиндрических редукторов, а также примеры использования редукторов в различных приводах.

На рисунке 4.1, *а* изображена кинематическая схема одноступенчатого цилиндрического редуктора, у которого оси валов располагаются в плоскости, параллельной основанию корпуса; на рис. 4.1, *б* – кинематическая схема такого же редуктора, у которого валы располагаются в плоскости, перпендикулярной основанию корпуса ( в данном случае ведомый вал находится над ведущим). На рис. 4.2, *а* представлена схема двухступенчатого цилиндрического трехосного редуктора, оси которого расположены в плоскости, параллельной основанию его корпуса. Схема соосного цилиндрического редуктора показана на рис. 4.2 *б*; расположение валов аналогично расположению, показанному на рис 4.2, *а*.

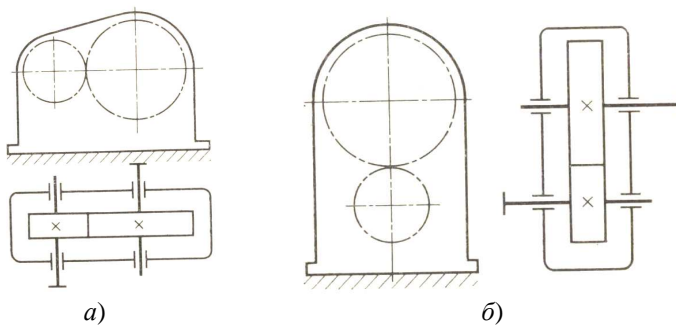


Рис. 4.1. Одноступенчатые цилиндрические редукторы

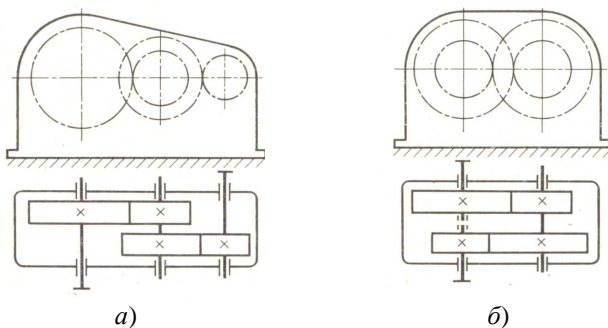
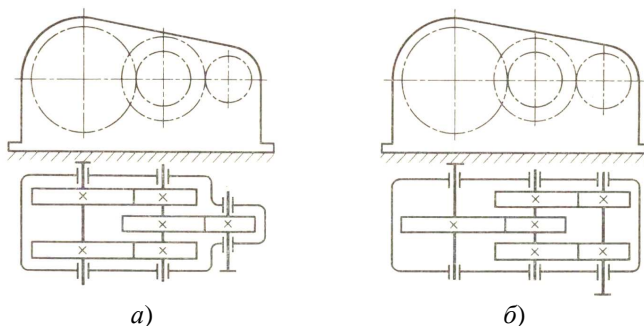


Рис. 4.2. Двухступенчатые цилиндрические редукторы:

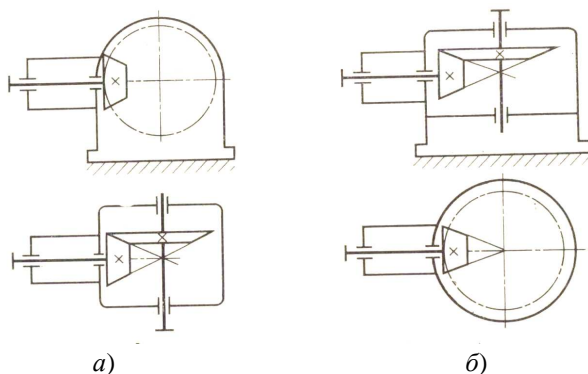
*а* – трехосный; *б* – соосный

Схемы развернутых двухступенчатых цилиндрических редукторов показаны на рис. 4.3, причем на рис. 4.3, *а* дана схема редуктора с раздвоенной тихоходной ступенью, а на рис. 4.3, *б* – с раздвоенной быстроходной ступенью. В обоих случаях оси валов расположены в плоскостях, параллельных основаниям редукторов.

Схемы конических одноступенчатых прямозубых редукторов показаны на рис. 4.4. У редуктора на рис. 4.4, *а* оси валов зубчатых колес расположены под углом  $90^\circ$  в плоскости, параллельной основанию корпуса редуктора. У редуктора на рис. 4.4, *б* оси валов колес расположены также под углом  $90^\circ$ , но ось ведомого колеса перпендикулярна основанию корпуса редуктора, а ось ведущего – параллельна.



**Рис. 4.3. Двухступенчатые цилиндрические редукторы:**  
*а* – с раздвоенной тихоходной ступенью;  
*б* – с раздвоенной быстроходной ступенью



**Рис. 4.4. Одноступенчатые конические редукторы**  
с углом между осями  $90^\circ$



Коническо-цилиндрические двухступенчатые редукторы изображены на рис. 4.5. Быстроходные ступени редукторов выполнены с коническими колесами; тихоходные ступени могут быть с цилиндрическими прямозубыми колесами или с цилиндрическими косозубыми колесами. Оси всех валов (в обеих схемах) находятся в одной плоскости.

Пример использования червячного редуктора в приводе с клиноременной, цилиндрической и ценой передачами показан на рис. 4.6.

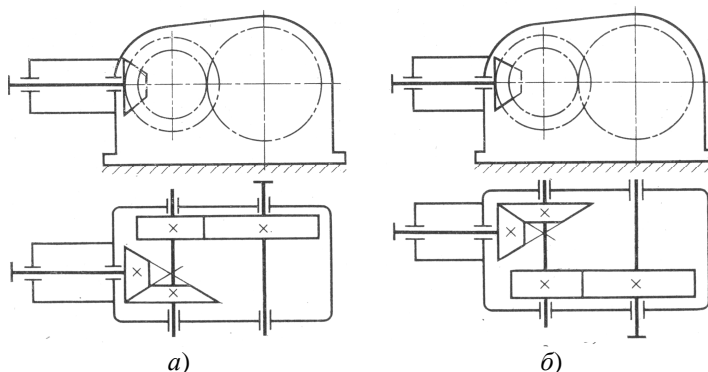


Рис. 4.5. Двухступенчатые коническо-цилиндрические редукторы

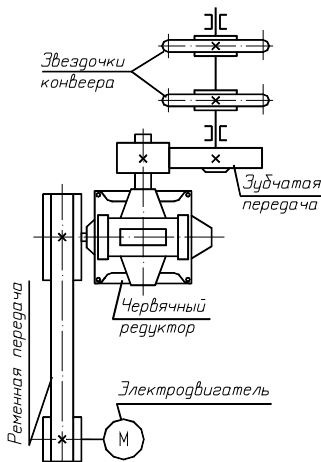
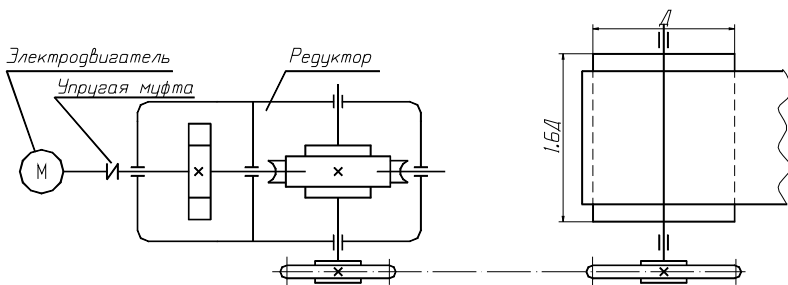
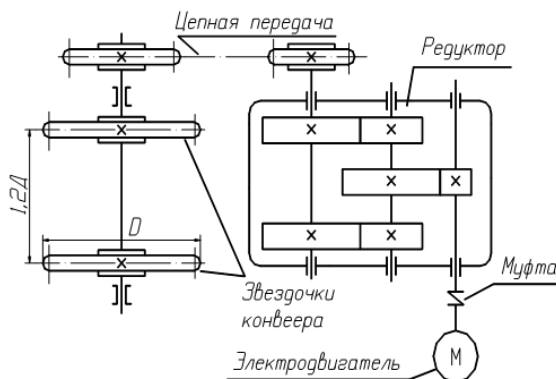


Рис. 4.6. Пример использования червячного редуктора в приводе с клиноременной, цилиндрической и ценой передачами



**Рис. 4.7.** Пример использования цилиндро-червячного редуктора с цепной передачей в приводе ленточного конвейера



**Рис. 4.8.** Пример использования трехступенчатого цилиндрического редуктора в приводе цепного конвейера

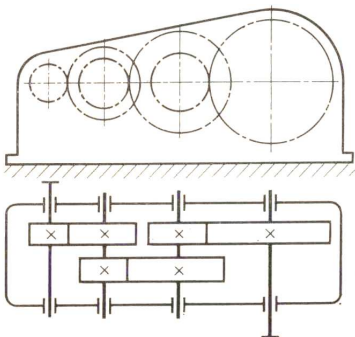
Использование цилиндро-червячного редуктора с цепной передачей в приводе ленточного конвейера показано на рис. 4.7.

Использование трехступенчатого цилиндрического редуктора в приводе цепного конвейера показано на рис. 4.8.

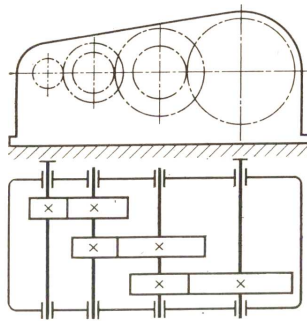
#### **Кинематические схемы редукторов.**

На рисунках 4.9 – 4.20 даны кинематические схемы трехступенчатых, планетарных и червячных редукторов. Приведены примеры их использования в приводах.

Схема с шахматным расположением зубчатых колес трехступенчатого цилиндрического редуктора с осями валов, размещенными в одной плоскости, изображена в рис. 4.9. На рисунке 4.10 представлена схема трехступенчатого редуктора с последовательным расположением



**Рис. 4.9. Цилиндрический трехступенчатый редуктор с шахматным размещением колес**



**Рис. 4.10. Цилиндрический трехступенчатый редуктор с последовательным размещением колес**

ем пар зубчатых колес. Оба редуктора (рис. 4.9 и 4.10) имеют развернутые схемы и могут быть использованы для получения больших передаточных чисел. Схема трехступенчатого вертикального редуктора с шахматным расположением цилиндрических зубчатых колес и осями валов, находящимися в одной плоскости, параллельной основанию редуктора, показана на рис. 4.11. Передаточные числа трехступенчатых цилиндрических редукторов могут быть рекомендованы в пределах от 40 до 150.

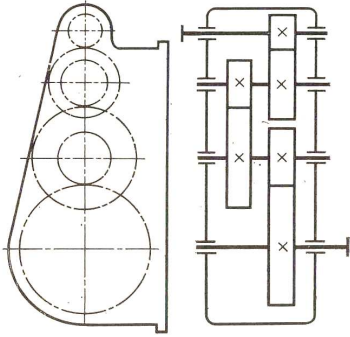
Схема трехступенчатого коническо-цилиндрического редуктора показана на рис. 4.12. Коническая пара зубчатых колес является быстросходной ступенью. Она получает вращение непосредственно от электродвигателя и передает его на промежуточную ступень, состоящую из пары косозубых цилиндрических колес, которая, в свою очередь, передает движение на выходную тихоходную ступень. Тихоходная ступень, как и предыдущая пара, состоит из двух цилиндрических косозубых колес.

Электропривод элеватора с клиноременной передачей и трехступенчатых цилиндрическим редуктором представлен на рис. 4.13.

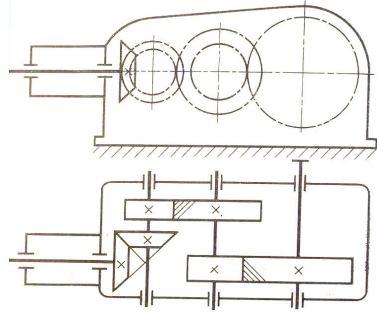
Для передачи движения и вращательного момента между валами с перекрещивающимися осями используют червячные передачи.

Червячные одноступенчатые редукторы в зависимости от расположения осей и валов и червяка в корпусе могут быть выполнены по следующим схемам:

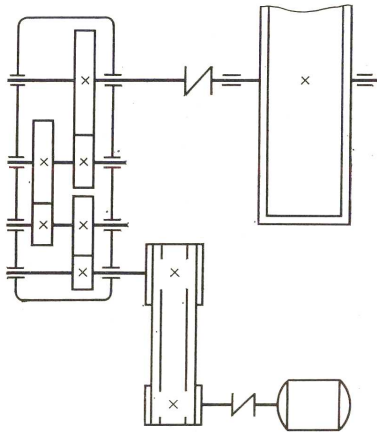
- 1) червяк с валом расположен под червячным колесом;
- 2) червяк с валом расположен над червячным колесом;



**Рис. 4.11. Цилиндрический трехступенчатый редуктор с вертикальным размещением колес**



**Рис. 4.12. Коническо-цилиндрический трехступенчатый редуктор**



**Рис. 4.13. Трехступенчатый цилиндрический редуктор в приводе ленточного элеватора**

3) червяк с валом расположен сбоку от червячного колеса; в этом случае ось вала червяка параллельна основанию корпуса редуктора, а ось колеса перпендикулярна ему;

4) ось вала червяка расположена вертикально (перпендикулярно) относительно основания корпуса редуктора, а ось вала колеса параллельна основанию.

Червячные передачи также используются также в двухступенчатых редукторах, причем взаимное расположение осей червячных валов

и червячных колес может быть самым разнообразным. Червячные редукторы применяют в сочетании с цилиндрическими зубчатыми передачами.

Кинематическая схема одноступенчатого червячного редуктора с цилиндрическим червяком и валом, расположенным под червячными колесом, показана на рис. 4.14. Схема с верхним расположением вала червяка представлена на рис. 4.15, а с боковым расположением вала – на рис. 4.16. Подобное расположение валов червяка и колеса может быть осуществлено и у глобоидных червячных передач.

Двухступенчатый червячный редуктор (с червяком Архимеда) показан на рис. 4.17. Вариант двухступенчатого червячного редуктора (с боковым и верхним расположением вала червяка) изображен на рис. 4.18. Комбинированный редуктор, состоящий из одной червячной передачи и двух пар цилиндрических косозубых колес, показан на рис. 4.19.

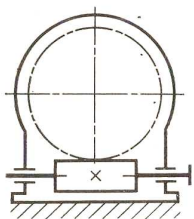


Рис. 4.14. Червячный редуктор с нижним расположением червяка

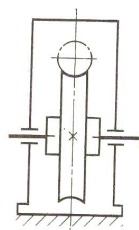
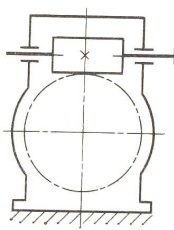
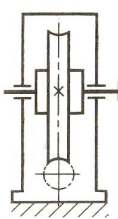


Рис. 4.15. Червячный редуктор с верхним расположением червяка

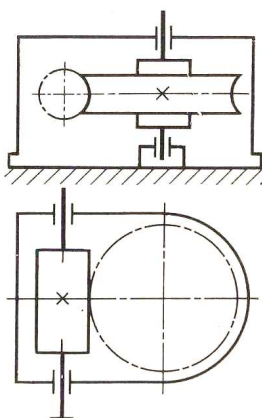


Рис. 4.16. Червячный редуктор с боковым расположением червяка

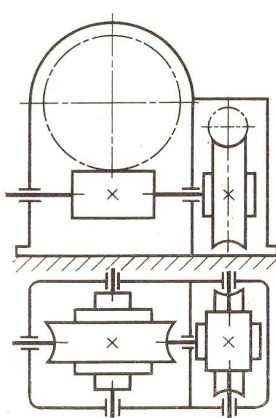
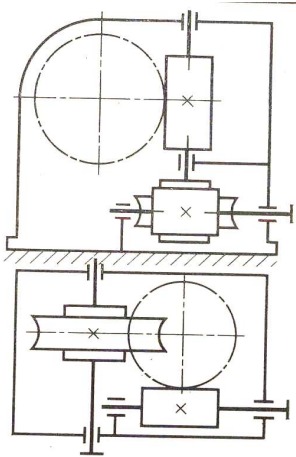
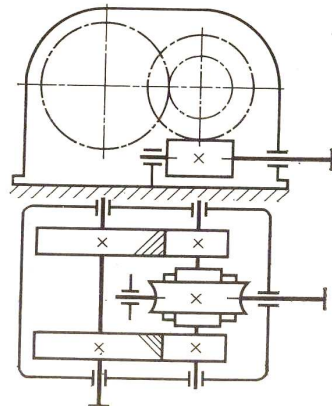


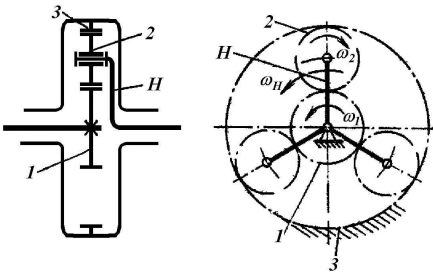
Рис. 4.17. Двухступенчатый червячный редуктор



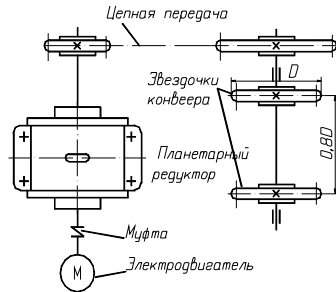
**Рис. 4.18. Двухступенчатый червячный редуктор**



**Рис. 4.19. Двухступенчатый комбинированный редуктор**



**Рис. 4.20. Схема планетарной передачи:**  
 1 – солнечное колеса; 2 – сателлит;  
 3 – эпицикл; H – водило



**Рис. 4.21. Планетарный редуктор в приводе цепного конвейера**

Схема планетарной передачи изображена на рис. 4.20. Основным преимуществом планетарных редукторов является возможность получения больших передаточных чисел при компактности механизма и высоком КПД. Благодаря этому планетарные передачи все шире распространяются во многих отраслях промышленности (судостроении, станкостроении, автотракторостроении, самолетостроении, горном машиностроении, подъемно-транспортном машиностроении и др.).

Пример использования планетарного редуктора в конструкции привода транспортирующей машины показан на рис. 4.21.

На рисунке 4.21 изображен пример использования планетарного редуктора в приводе цепного конвейера.

Следует отметить, что планетарные передачи требуют повышенной точности изготовления.

#### **Редуктор цилиндрический одноступенчатый.**

В Приложении 1 изображен сборочный чертеж одноступенчатого цилиндрического редуктора.

Основные особенности редуктора: крышки подшипников выполнены врезными, причем крышки, устанавливаемые на входном и выходном валах, имеют уплотняющее защитное устройство в виде проточек (жировых канавок). С внутренней стороны подшипниковые узлы быстроходного вала защищены вращающимися маслоотражательными шайбами. Смазка подшипников – жидкая; подшипники тихоходного вала, окружная скорость которых мала, защитных маслоотражательных шайб не имеют. Уровень масла в корпусе редуктора контролируется жезловым маслоуказателем. Для транспортировки и установки редуктора вместо рым-болтов предусмотрены грузовые кронштейны-проушины, отлитые заодно с чугунной крышкой редуктора.

**Редуктор ЦУ-250 цилиндрический одноступенчатый с косозубыми колесами.** На рисунке 4.22 представлен общий вид, а в Приложении 2 сборочный чертеж одноступенчатого цилиндрического редуктора ЦУ-250 с косозубыми колесами с межосевым расстоянием 250 мм, выпускаемый серийно. Редукторы этого типа имеют модификации, связанные с различным расположением и числом концов входного и выходного валов (см. схемы сборки редуктора ЦУ-250).

**Редуктор цилиндрический двухступенчатый.** Сборочный чертеж двухступенчатого цилиндрического редуктора с косозубыми колесами обеих пар представлен в Приложении 3. Корпус и крышка редуктора выполнены из стального литья марки 35Л. Опорные узлы первого и второго валов имеют специальные винты для регулирования зазоров в подшипниках.

На рисунке 4.23 представлен общий вид редуктора ЦУ-250.

**Цилиндрические редукторы с раздвоенной тихоходной ступенью.** В Приложении 4 показан редуктор с косозубыми колесами раздвоенной тихоходной ступени. В данной схеме два косозубых колеса работают как одно шевронное колесо, исключая таким образом осевые нагрузки.



**Рис. 4.22. Общий вид одноступенчатого цилиндрического редуктора ЦУ-250**



**Рис. 4.23. Общий вид двухступенчатого цилиндрического редуктора ЦУ-250**

Отдушина (см. сечение А–А) предназначена для выравнивания давления внутри корпуса и атмосферного давления. Сетка, установленная в отдушине, удерживает твердые частицы при засасывании воздуха из окружающей среды при остывании редуктора.

Там же приведена конструкция редуктора, имеющего раздвоенную быстроходную ступень с косозубыми колесами и тихоходную ступень с шевронным колесом. Данная конструкция применяется при небольших передаточных числах быстроходной ступени, когда размеры колес позволяют выполнить быстроходный вал достаточно жестким.

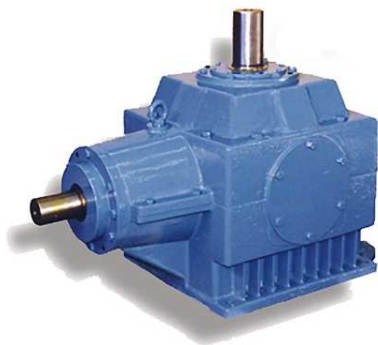
**Редукторы конические одноступенчатые.** На рис. 4.24 показан общий вид, а в Приложении 5 сборочный чертеж конического одноступенчатого редуктора с горизонтально расположенным быстроходным валом и вертикальным тихоходным валом. Смазывание редуктора – картерное. В подшипники подают консистентную смазку, которая защищена от размывания маслом из картера мазеудерживающим устройством.

Установка подшипников быстроходного вала «в распор» в стакане является типичной для конических редукторов, в которых обычно ведущая шестерня располагается консольно. Отверстия для подвода смазки в подшипники закрываются пробками или масленками.

Там же приведен конический редуктор с вертикальным быстроходным и горизонтальным тихоходным валами. Редуктор предназначен для передачи больших мощностей. Система смазывания зубчатых колес циркуляционная.

**Редуктор коническо-цилиндрический двухступенчатый.** На рисунке 4.25 представлен общий вид, а в Приложении 6 сборочный





**Рис. 4.24. Общий вид конического одноступенчатого редуктора**



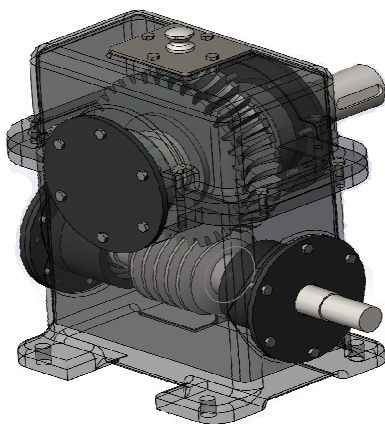
**Рис. 4.25. Общий вид конического двухступенчатого редуктора**

чертеж коническо-цилиндрического двухступенчатого редуктора с быстроходной конической парой и тихоходной косозубой цилиндрической передачей. Крышка и корпус отлиты из чугуна марки СЧ18. Ведущий вал выполнен как одно целое с конической шестерней. Вал опирается на два конических и один цилиндрический подшипники. Для предохранения смазки подшипников от вытекания и загрязнения служит лабиринтное уплотнение. Справа, у конической шестерни установлен диск с проточками по наружному диаметру, который предохраняет подшипниковый узел от поступления излишней смазки. Подшипниковые узлы смазываются жидким маслом так же, как и зубчатые колеса, для чего в корпусе предусмотрены специальные канавки, сообщающиеся с подшипниками. Промежуточный и тихоходный (выходной) валы редуктора смонтированы на конических роликоподшипниках. На выходном конце вала предусмотрено радиальное лабиринтное уплотнение. Предельные значения передаточных чисел  $u_{\text{общ}} = 6 \dots 35$ .

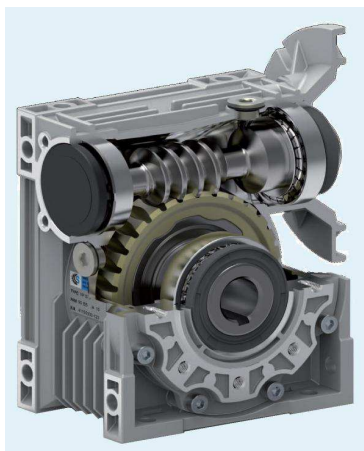
**Редуктор червячный с нижним расположением червяка.** На рисунке 4.26 показан общий вид, а в Приложении 7 сборочный чертеж одноступенчатого червячного редуктора с нижним расположением червяка. Крышка и корпус редуктора выполнены литыми из стали марки 30Л. Правая опора червяка имеет сдвоенный упорный шариковый подшипник, воспринимающий осевые нагрузки, левая – радиаль-

ный однорядный шарикоподшипник. Смазка подшипниковых узлов – консистентная; от попадания жидкой смазки узлы с внутренней стороны защищены маслоотражательными дисками. Уплотняющее устройство выходного конца червяка представляет манжету, установленную в крышке. Опорами червячного колеса служат подшипники скольжения, работающие на жидкой смазке. Вкладыши подшипника имеют бурт, базирующийся на выступе гнезда, расточенного в корпусе и крышке редуктора. Это предохраняет вкладыши от осевого смещения. Червяк выполнен как одно целое с валом. Червячное колесо имеет бандажированную конструкцию со стопорными винтами. Чтобы использовать стандартный инструмент, отверстие для подвода смазки к подшипнику скольжения выполнено наклонным. Смазывание червячной пары – картерное. Редуктор предназначен для передачи значительных мощностей при передаточном числе  $u_{\text{общ}} = 20 \dots 25$ .

**Редуктор червячный с верхним расположением червяка.**  
На рисунке 4.27 показан общий вид, а в Приложении 8 сборочный



**Рис. 4.26. Общий вид  
одноступенчатого червячного  
редуктора с нижним  
расположением червяка**



**Рис. 4.27. Общий вид  
одноступенчатого червячного  
редуктора с верхним  
расположением червяка**

чертеж одноступенчатого червячного редуктора с верхним расположением червяка. Крышка и корпус редуктора отлиты из серого чугуна марки СЧ18. Из-за наличия осевых нагрузок червяк и червячное колесо смонтированы на конических радиально-упорных роликоподшипниках. Наружные кольца валов червяка и колеса уплотнены кольцевыми проточками, выполненными в крышке подшипников. Редуктор предназначен для передачи средних мощностей. В зоне червячного вала на корпусе выполнены ребра для более эффективного охлаждения. Смазывание червячной пары – картерное; для замера уровня масла предусмотрен жезловый маслоуказатель; в нижней части корпуса имеется отверстие, закрытое пробкой, для слива загрязненной смазки.

## ЗАКЛЮЧЕНИЕ

---

Учебное пособие «Детали машин и основы конструирования. Часть 2» является актуальным и своевременным, так как направлено на формирование у студентов необходимых компетенций, а также знаний, умений и навыков с целью владения будущими специалистами инженерным подходом к решению задач на прочность, жесткость, устойчивость, износостойкость исходя из заданных условий работы деталей в машине.

Учебное пособие имеет своей задачей изложение научно обоснованных методов, правил, норм проектирования и расчета деталей машин общего назначения, исходя из заданных условий работы, то есть придания деталям наивыгоднейших форм и размеров, выбора материалов, установление степени точности, качества поверхностей и технических условий изготовления, выбора смазочных материалов и уплотняющих устройств.

Усвоение студентами содержания учебного пособия позволит им в дальнейшем использовать приобретенные навыки для конструирования и расчета деталей, узлов и машин общего назначения в соответствии с техническим заданием.

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

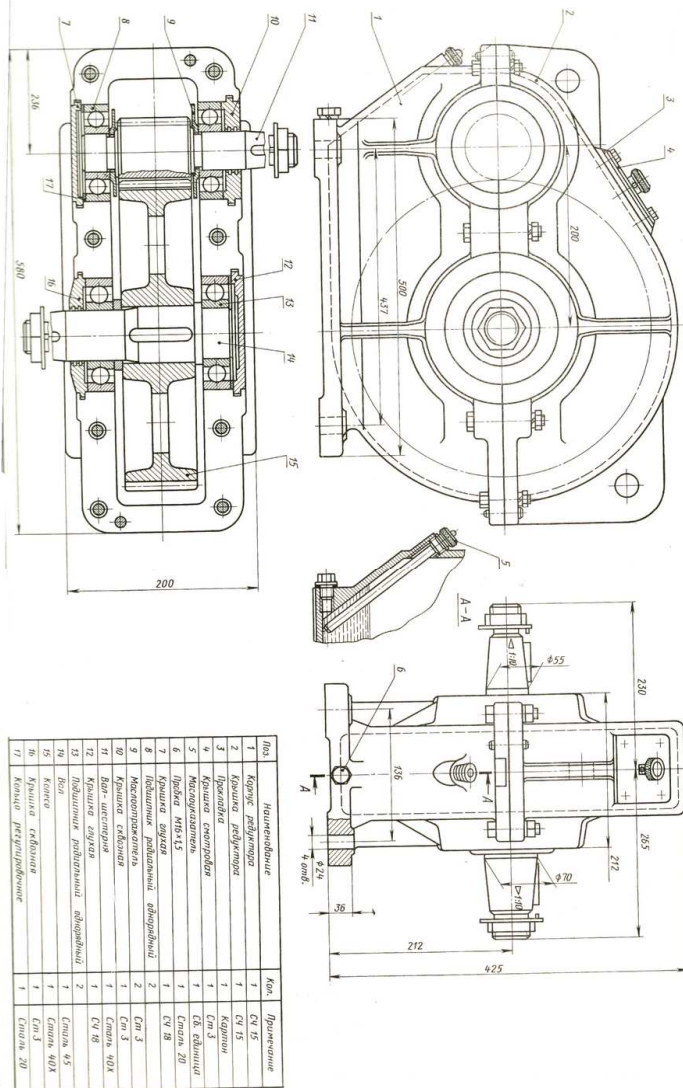
---

1. **Иванов, М. Н.** Детали машин / М. Н. Иванов, В. Н. Финогенов. – Москва : Высшая школа, 2008. – 408 с.
2. **Гузенков, П. Г.** Детали машин / П. Г. Гузенков. – Москва : Высшая школа, 1986. – 359 с.
3. **Миловидов С.С.** Детали машин / С.С. Миловидов. – Москва : Высшая школа, 1961. – 613 с.
4. **Решетов, Д. Н.** Детали машин / Д. Н. Решетов. – Москва, 1974. – 520 с.
5. **Добровольский, В. А.** Детали машин / В. А. Добровольский. – Москва : Машиностроение, 1972. – 503 с.
6. **Устюгов, И. И.** Детали машин / И. И. Устюгов. – Москва : Высшая школа, 1981. – 339 с.
7. **Батурин, А. Т.** Детали машин / А. Т. Батурин и [др.]. – Москва : Машиностроение, 1971. – 467 с.
8. **Куклин, Н. Г.** Детали машин / Н. Г. Куклин, Г. С. Куклина. – Москва : Высшая школа, 1987. – 383 с.
9. **Мархель, И. И.** Детали машин / И. И. Мархель. – Москва : Машиностроение, 1977. – 446 с.
10. **Кудрявцев, В. Н.** Детали машин / В. Н. Кудрявцев. – Ленинград : Машиностроение, 1980. – 464 с.
11. **Серенсен, С. В.** Валы и оси. Конструирование и расчет / С. В. Серенсен и [др.]. – Москва : Машиностроение, 1970. – 320 с.
12. **Нарышкин, В. Е.** Подшипники качения : справочник-каталог / В. Н. Нарышкин, Р. В. Коросташевский. – Москва : Машиностроение, 1984. – 280 с.
13. **Поляков, В. С.** Справочник по муфтам / В. С. Поляков, И. Д. Барбаш, О. А. Ряховский. – Л. : Машиностроение, 1974. – 352 с.
14. **Давыдов, Б. Л.** Редукторы: конструкции, расчет и испытание / Б. Л. Давыдов, Б. А. Скородумов, Ю. В. Бубырь. – М.; К. : Машгиз, 1963. – 476 с.
15. **Боков, В. Н.** Детали машин атлас / В. Н. Боков, Д. В. Чернилевский, П. П. Будько. – Москва : Машиностроение, 1983. – 164 с.
16. **Цехнович, Л. И.** Атлас конструкций редукторов / Л. И. Цехнович, И. П. Петриченко. – К. : Высшая школа, 1979. – 127 с.

# ПРИЛОЖЕНИЯ

## Приложение 1

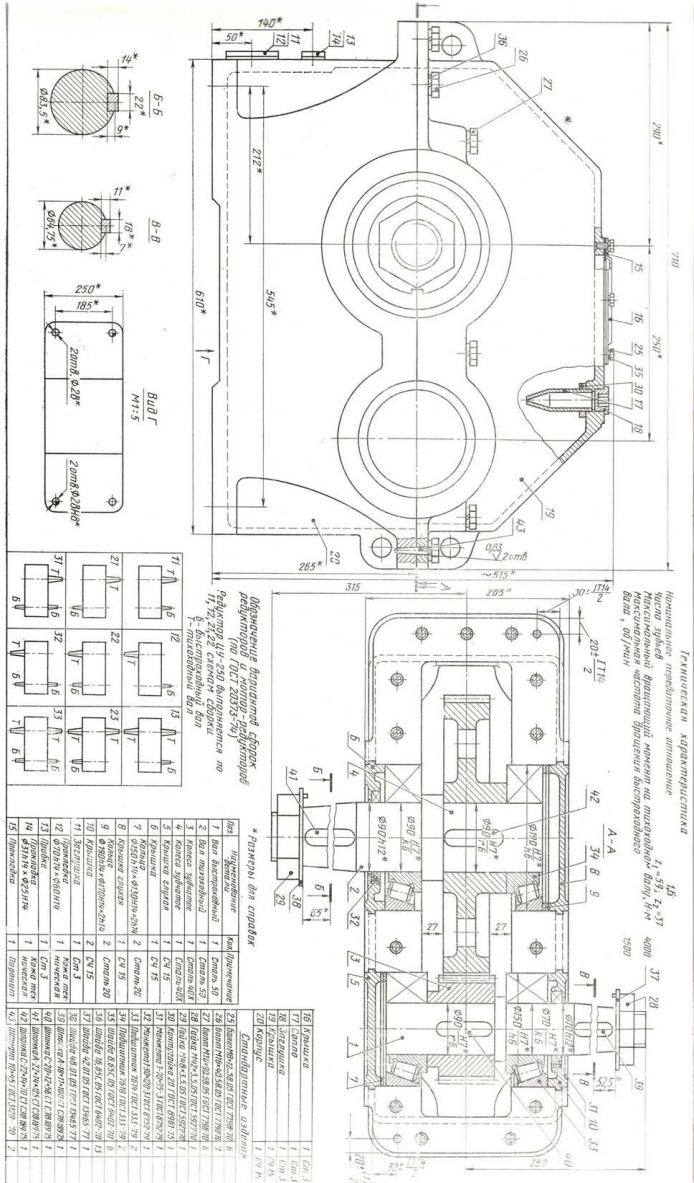
### Сборочный чертеж одноступенчатого цилиндрического редуктора



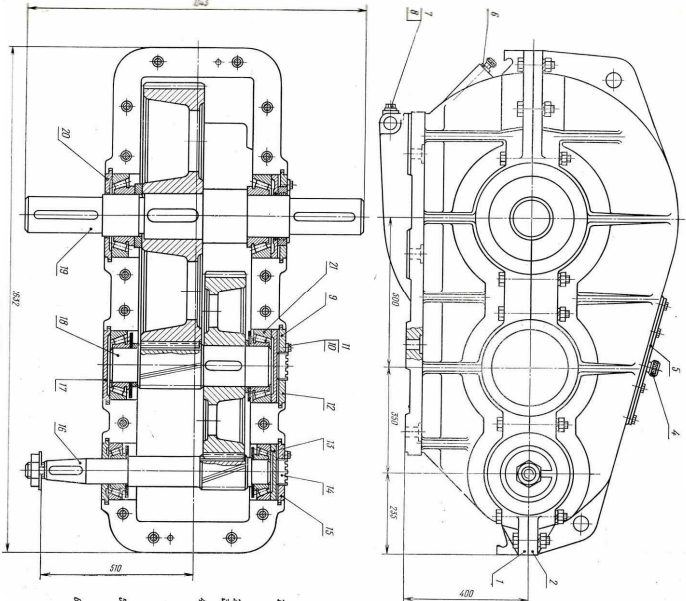
№пз	Наименование	Кол.	Примечание
1	Корпус редуктора	1	Ст. 15
2	Корпус редуктора	1	Ст. 15
3	Корпус редуктора	1	Каптон
4	Корпус редуктора	1	Ст. 3
5	Корпус редуктора	1	Ст. 3
6	Пружина М18-15	1	Ст. 3
7	Пружина редуктора	1	Ст. 3
8	Пружина редуктора	2	Ст. 3
9	Корпус редуктора	1	Ст. 3
10	Корпус редуктора	1	Ст. 3
11	Вит. шестерня	1	Ст. 3
12	Корпус редуктора	1	Ст. 3
13	Пружина редуктора	1	Ст. 3
14	Корпус редуктора	1	Ст. 3
15	Корпус редуктора	1	Ст. 3
16	Корпус редуктора	1	Ст. 3
17	Корпус редуктора	1	Ст. 3

## Приложение 2

# Сборочный чертеж одноступенчатого цилиндрического редуктора ЦУ-250

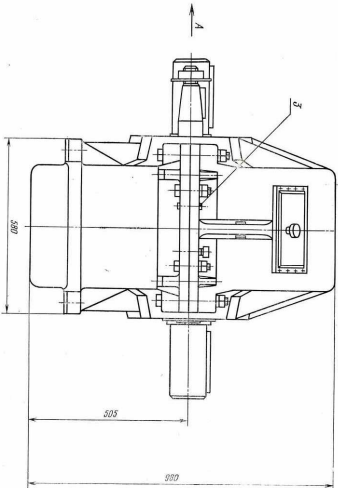


## Приложение 3 Сборочный чертеж двухступенчатого цилиндрического редуктора с косозубыми колесами



### Технические требования

1. Губительный осевой зазор в зацеплении разнородных зубчатых редукторов должен быть равен разности радиальных выносов  $M$  и  $N$  колесных пар и должен быть равен  $0,15 \cdot d$ .
2. Колесные парные шестерни должны быть изготовлены из стали 45.
3. Редукторы должны быть изготовлены из стали 45.
4. После сборки в редуктор должны быть установлены после мытья редуктор шкворни без масла и в течение 5-10 мин чистой протирочной ветошью, выверенной и чистой ветошью, смоченной маслом марки ИЛ-1000.
5. После сборки редуктор должен быть выверен и смазан маслом марки ИЛ-1000.
6. Для получения равномерной нагрузки на зубчатые пары редуктора под нагрузкой необходимо проводить испытания в течение 5 часов.



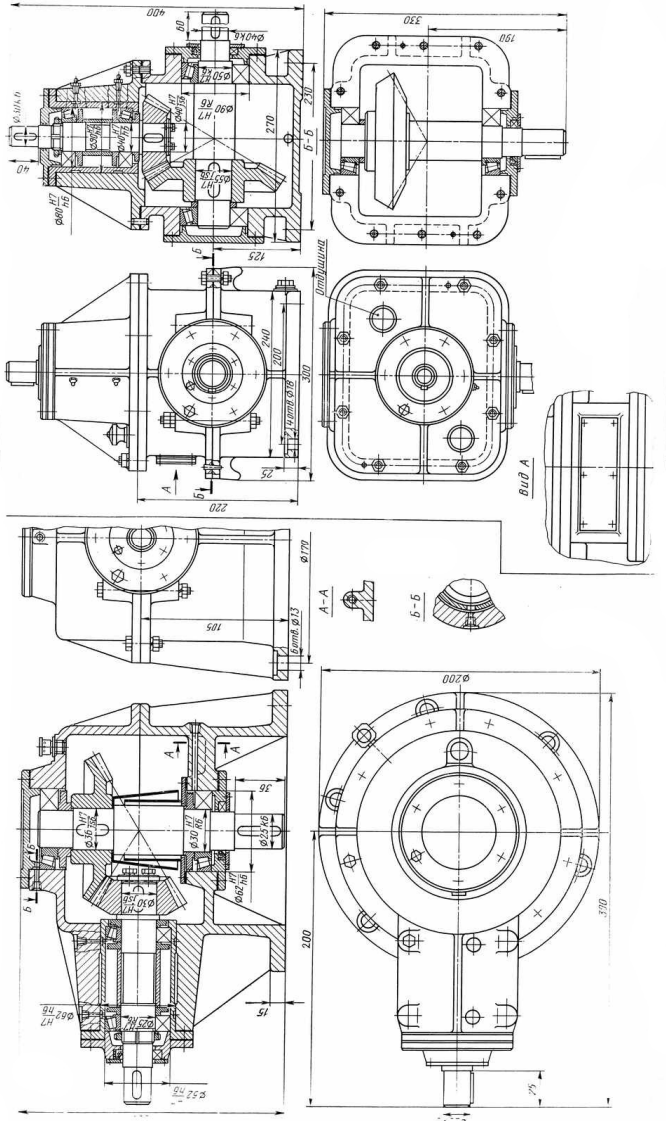
№ п/п	Наименование	Материал	Примечание
1	Корпус редуктора	1	Сталь С17
2	Колесо редуктора	1	Сталь С17
3	Колесо червяка	2	Сталь 45
4	Корпус червяка	1	Сталь 45
5	Прокладка	1	Коричневый
6	Насосное кольцо	1	Сталь 45
7	Пружина	1	Кольцо жесткое ст3
8	Корпусная шпилька	1	Сталь 40
9	Корпусная шпилька	2	Сталь 45
10	Шпилька шпильки	2	Сталь 45
11	Шпилька шпильки	2	Сталь 45
12	Корпусная шпилька	1	Сталь 45
13	Корпусная шпилька	2	Сталь 45
14	Корпусная шпилька	2	Сталь 45
15	Корпусная шпилька	1	Сталь 45
16	Корпусная шпилька	1	Сталь 45
17	Корпусная шпилька	1	Сталь 45
18	Корпусная шпилька	1	Сталь 45
19	Корпусная шпилька	1	Сталь 45
20	Корпусная шпилька	1	Сталь 45
21	Корпусная шпилька	1	Сталь 45
22	Корпусная шпилька	1	Сталь 45
23	Корпусная шпилька	1	Сталь 45
24	Корпусная шпилька	1	Сталь 45
25	Корпусная шпилька	1	Сталь 45
26	Корпусная шпилька	1	Сталь 45
27	Корпусная шпилька	1	Сталь 45





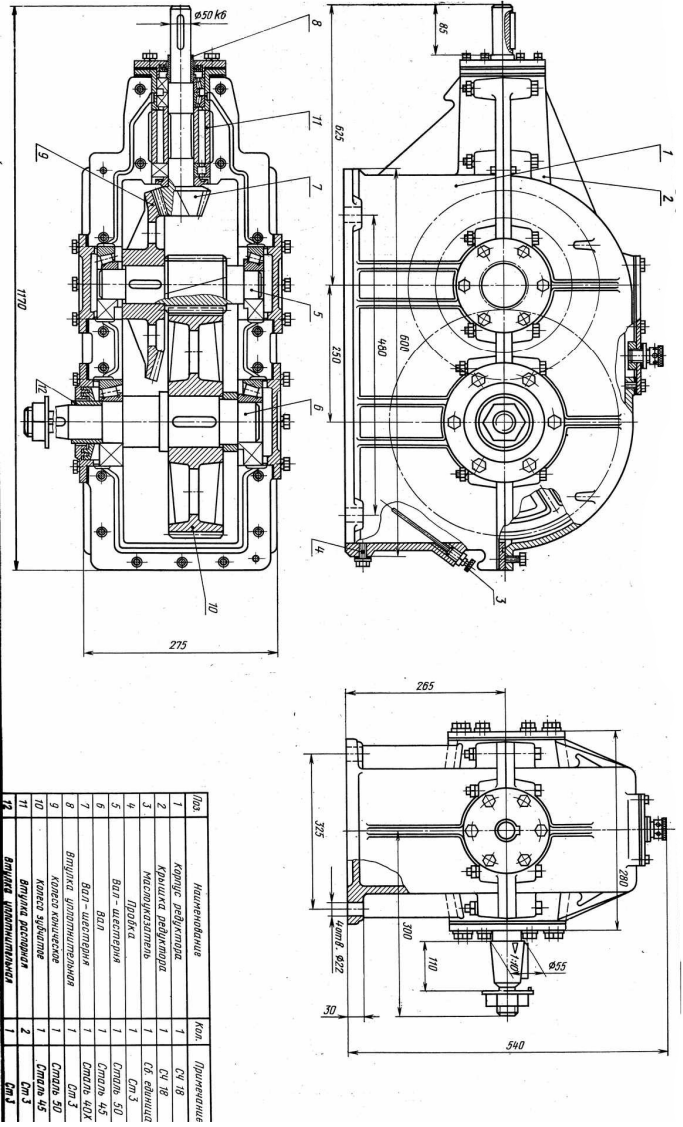
Приложение 5

Сборочный чертеж конического одноступенчатого редуктора с горизонтально расположенным быстроходным валом и вертикальным тихоходным валом



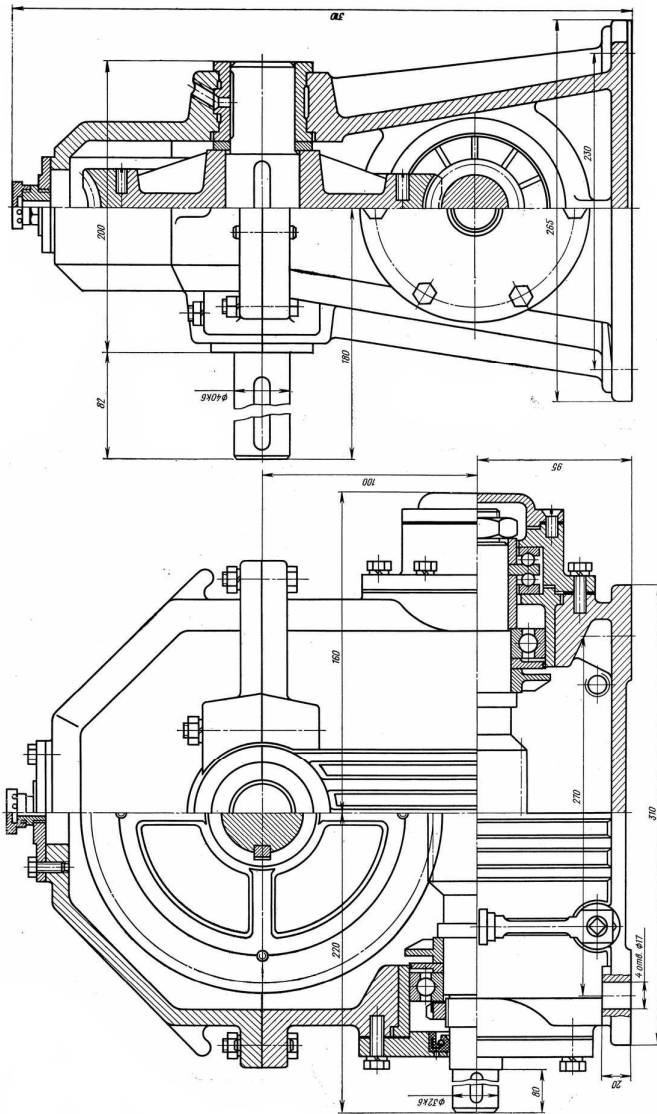
*Приложение 6*

**Сборочный чертёж коническо-цилиндрического двухступенчатого редуктора с быстроходной конической парой и тихоходной косозубой цилиндрической передачей**



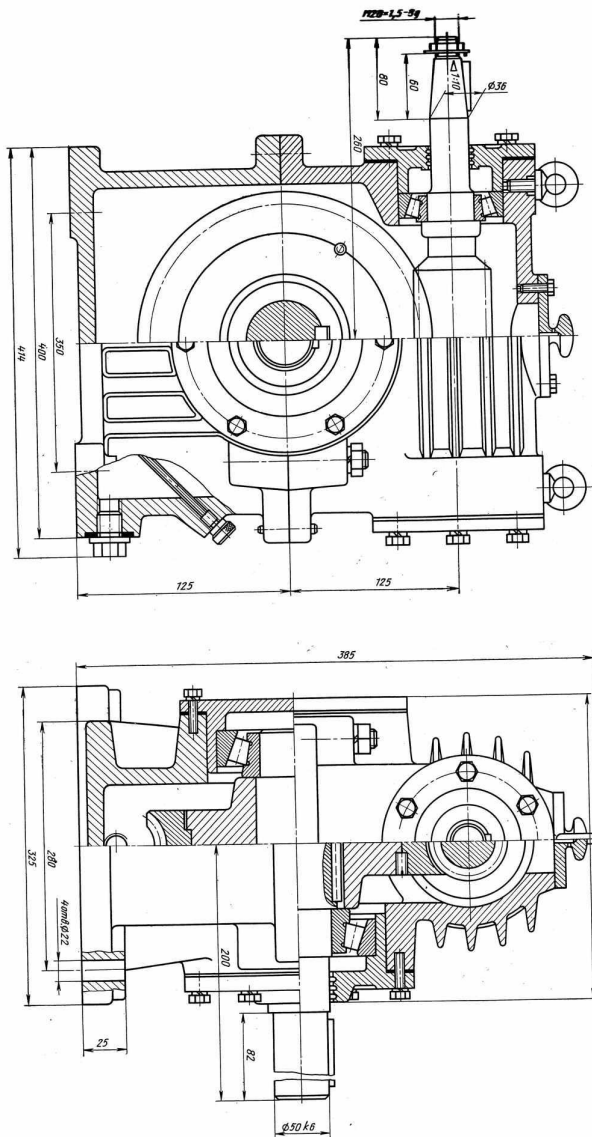
*Приложение 7*

**Сборочный чертеж одноступенчатого червячного редуктора  
с нижним расположением червяка**



*Приложение 8*

**Сборочный чертеж одноступенчатого червячного редуктора  
с верхним расположением червяка**



# ОГЛАВЛЕНИЕ

---

Введение . . . . .	3
Глава 1. Валы и оси . . . . .	4
1.1. Общие сведения . . . . .	4
1.2. Расчет валов и осей . . . . .	12
1.2.1. Приведение нагрузок, действующих на вал	12
1.2.2. Расчетная схема вала . . . . .	14
1.2.3. Статика двухопорных валов . . . . .	15
1.2.4. Особенности определения усилий в зависимости от характера действия нагрузок . . . . .	17
1.2.5. Номинальные напряжения . . . . .	18
1.2.6. Выбор опасных сечений вала . . . . .	19
1.2.7. Проектный расчет валов . . . . .	21
1.2.8. Проверочный расчет валов . . . . .	22
Глава 2. Опоры осей и валов (подшипники) . . . . .	28
2.1. Общие сведения . . . . .	28
2.2. Краткие сведения о подшипниках скольжения . . . . .	29
2.3. Краткие сведения о подшипниках качения . . . . .	40
Глава 3. Муфты . . . . .	53
3.1. Глухие муфты . . . . .	53
3.2. Жесткие подвижные муфты . . . . .	54
3.3. Упругие муфты . . . . .	57
3.3.1. Муфты с металлическими упругими элементами . . . . .	58
3.3.2. Муфты с неметаллическими упругими элементами . . . . .	60
3.3.3. Кулачковые и фрикционные сцепные муфты	60
Глава 4. Редукторы . . . . .	62
Заключение . . . . .	76
Список литературы . . . . .	77

## Приложения

<i>Приложение 1.</i> Сборочный чертеж одноступенчатого цилиндрического редуктора . . . . .	78
<i>Приложение 2.</i> Сборочный чертеж одноступенчатого цилиндрического редуктора ЦУ-250 . . . . .	79
<i>Приложение 3.</i> Сборочный чертеж двухступенчатого цилиндрического редуктора с косозубыми колесами . . . . .	80
<i>Приложение 4.</i> Сборочный чертеж редуктора с косозубыми колесами раздвоенной тихоходной ступени . . . . .	81
<i>Приложение 5.</i> Сборочный чертеж конического одноступенчатого редуктора с горизонтально расположенным быстроходным валом и вертикальным тихоходным валом . . . . .	82
<i>Приложение 6.</i> Сборочный чертеж коническо-цилиндрического двухступенчатого редуктора с быстроходной конической парой и тихоходной косозубой цилиндрической передачей . . . .	83
<i>Приложение 7.</i> Сборочный чертеж одноступенчатого червячного редуктора с нижним расположением червяка . . . . .	84
<i>Приложение 8.</i> Сборочный чертеж одноступенчатого червячного редуктора с верхним расположением червяка . . . . .	85

Учебное издание

РОДИОНОВ Юрий Викторович  
НИКИТИН Дмитрий Вячеславович  
ОДНОЛЬКО Валерий Григорьевич

**ДЕТАЛИ МАШИН И ОСНОВЫ КОНСТРУИРОВАНИЯ**  
**КРАТКИЙ КУРС**  
**Часть 2**

Учебное пособие

Редактирование  
*Е. С. Мордасовой*

Компьютерное макетирование  
*М. А. Евсейчевой*

**ISBN 978-5-8265-1728-4**



Подписано в печать 05.04.2017.  
Формат 60 × 84 / 16. 5,12 усл. печ. л.  
Тираж 100 экз. Заказ № 110А

Издательско-полиграфический центр  
ФГБОУ ВО «ТГТУ»  
392000, г. Тамбов, ул. Советская, д. 106, к. 14  
Телефон 8(4752)63-81-08  
E-mail: izdatelstvo@admin.tstu.ru