

**Министерство образования и науки РФ
ФГБОУ ВО «Российский химико-технологический
университет им. Д.И. Менделеева»**

Новомосковский институт (филиал)

Суменков А.Л., Цыцора В.Я.

Детали машин

Конспект лекций

**Новомосковск
2015**

УДК 378
ББК 74.58
С 897

Рецензенты:

доктор технических наук, профессор,
зав. кафедрой «Естественнонаучные и математические дисциплины»
НИ РХТУ им Д. И. Менделеева

Подколзин А. А.

кандидат технических наук, доцент
кафедры «Фундаментальная химия»
НИ РХТУ им Д. И. Менделеева

Мещеряков Г.В.

Суменков А.Л., Цыцора В.Я.

С 897 **Детали машин:** Конспект лекций / ФГБОУ ВО «Российский химико-технологический университет им. Д.И. Менделеева», Новомосковский институт. Новомосковск, 2015. – 96 с.

Изложены основы расчёта и конструирования деталей и узлов машин общего назначения: разъёмных и неразъёмных соединений, передач зацеплением и трением, валов, подшипников качения и муфт.

Предназначено для направлений 15.03.02 «Технологические машины и оборудование» и 18.03.02 «Энерго- и ресурсосберегающие процессы в химической технологии, нефтехимии и биотехнологии», а также может быть использовано студентами других направлений.

Ил. 72. Библиогр.: 4 назв.

УДК 378
ББК 74.58

© Суменков А.Л., Цыцора В.Я., 2015

©Новомосковский ин-т (филиал)
Российского химико-технологического
университета им. Д.И. Менделеева, 2015

Оглавление

Глава 1. Основы проектирования деталей машин.....	4
1.1 Общие сведения.....	4
1.2 Основные критерии работоспособности и расчёта деталей машин.....	5
1.3 Стандартизация и взаимозаменяемость.....	6
Глава 2. Неразъемные соединения.....	10
2.1 Заклёпочные соединения.....	10
2.2 Сварные соединения.....	13
Глава 3. Разъёмные соединения.....	18
3.1 Резьбовые соединения.....	18
3.2 Шпоночные соединения.....	27
Глава 4. Общие сведения о передачах.....	29
Глава 5. Ремённые передачи.....	31
Глава 6. Цепные передачи.....	42
Глава 7. Зубчатые передачи.....	46
7.1 Общие сведения. Классификация.....	46
7.2 Эвольвентное зацепление.....	48
7.3 Силы в зацеплении.....	51
7.4 Виды разрушения зубьев. Критерии работоспособности передач.....	52
7.5 Материалы зубчатых колёс.....	54
7.6 Расчёт зубьев цилиндрических зубчатых передач на изгиб.....	55
7.7 Расчёт зубьев цилиндрических передач на контактную прочность.....	57
7.8 Конические зубчатые передачи.....	59
7.9 Допускаемые напряжения.....	62
Глава 8. Червячные передачи.....	63
8.1 Общие сведения.....	63
8.2 Основные геометрические параметры.....	64
8.3 Скольжение в червячной передаче.....	66
8.4 Усилия в зацеплении.....	67
8.5 Материалы червяка и венца червячного колеса.....	68
8.6 Виды разрушения зубьев. Расчёт червячных передач.....	68
Глава 9. Валы и оси.....	70
9.1 Общие сведения.....	70
9.2 Критерии работоспособности валов.....	73
9.3 Расчёт валов на прочность.....	73
9.4 Расчёт валов на жёсткость.....	74
Глава 10. Подшипники качения.....	75
10.1 Общие сведения.....	75
10.2 Классификация подшипников.....	76
10.3 Характеристики основных видов подшипников качения.....	77
10.4 Теоретические основы расчёта.....	80
10.5 Виды разрушения подшипников качения.....	81
10.6 Расчёт подшипников качения на ресурс.....	82
10.7 Расчёт подшипников качения на статическую грузоподъёмность.....	86
Глава 11. Муфты приводов.....	86
11.1 Общие сведения о муфтах.....	86
11.2 Виды несоосности валов.....	87
11.3 Классификация муфт.....	87
11.4 Конструкции распространённых типов муфт.....	89
12 Литература.....	95

Глава 1. Основы проектирования деталей машин

1.1 Общие сведения

Машиностроение является технической основой развития общественного производства. Трудно найти такой предмет, который был бы изготовлен или доставлен к месту назначения без помощи машин.

Машина – техническое устройство, выполняющее преобразование энергии, материалов и информации с целью облегчения физического и умственного труда человека, повышения его качества и производительности.

Существуют следующие виды машин:

1. Энергетические машины – преобразующие энергию одного вида в энергию другого вида. Эти машины бывают двух разновидностей:

- **двигатели**, которые преобразуют любой вид энергии в механическую (например, электродвигатели преобразуют электрическую энергию).
- **генераторы**, которые преобразуют механическую энергию в энергию другого вида (например, электрогенератор преобразует механическую энергию паровой или гидравлической турбины в электрическую).

2. Рабочие машины – машины использующие механическую энергию для совершения работы по перемещению и преобразованию материалов. Эти машины тоже имеют две разновидности:

- **транспортные машины**, которые используют механическую энергию
- **технологические машины**, использующие механическую энергию для преобразования формы, свойств, размеров и состояния объекта.

3. Информационные машины – машины, предназначенные для обработки и преобразования информации. Они подразделяются на:

- **математические машины** – машины, преобразующие входную информацию в математическую модель исследуемого объекта.
- **контрольно-управляющие машины**, преобразующие входную информацию (программу) в сигналы управления рабочей или энергетической машиной.
- **кибернетические машины** – машины, управляющие рабочими или энергетическими машинами, способные изменять программу их действий в зависимости от состояния окружающей среды (т.е. машины обладающие элементами искусственного интеллекта).

Машинным агрегатом называется техническая система, состоящая из одной или нескольких машин и предназначенная для выполнения каких-либо требуемых функций. Обычно в состав машинного агрегата входят: двигатель, передаточный механизм и рабочая или энергетическая машина. В состав машинного агрегата может включаться контрольно-управляющая или кибернетическая машина. Передаточный механизм в машинном агрегате необходим для согласования механических характеристик двигателя с механическими характеристиками рабочей или энергетической машины.

Машины состоят из деталей и сборочных единиц.

• **Деталь** – изделие, изготовленное из однородного по наименованию и марке материала без применения сборочных операций, например, болт, литой корпус и т.д.

• **Сборочная единица** – изделие, составные части которого соединены между собой на предприятии-изготовителе сборочными операциями (свинчиванием, сваркой и т.п.), например подшипник, редуктор, муфта.

Число деталей в машинах исчисляется десятками и сотнями тысяч (в автомобиле их более *15 тысяч*, в прокатном стане – более миллиона).

Все детали машин делят на **специальные и общего назначения**.

К деталям и сборочным единицам общего назначения относят такие, которые встречаются почти во всех машинах (болты, валы, шпонки, подшипники, муфты и др.). Они составляют подавляющее большинство деталей.

К деталям и сборочным единицам специального назначения относятся такие, которые характерны только для некоторых типов машин (шпиндели станков, поршни, шатуны, коленчатые валы и др.). Они изучаются в специальных курсах (например, «Металлорежущие станки»).

Детали и сборочные единицы (узлы) машин общего назначения принято делить на три группы:

- **соединения** (разъемные и неразъемные).
- **механические передачи** (ременные, цепные зубчатые, червячные и др.).
- **детали и сборочные единицы, связанные с передачами вращательного движения** (валы, оси, подшипники, муфты).

1.2 Основные критерии работоспособности и расчета деталей машин

Работоспособность согласно ГОСТ 13377-75 – состояние объекта (детали, машины и т.д.), при котором он способен выполнять заданные функции, сохраняя значения заданных параметров в пределах, установленных нормативно-технической документацией.

Основными критериями работоспособности деталей машин являются прочность, жесткость, устойчивость, износостойкость, виброустойчивость и теплостойкость.

Прочность – способность детали выдерживать приложенные нагрузки без разрушения и без пластических деформаций. В зависимости от характера нагрузки различают статическую, усталостную и ударную прочность.

Жесткость – способность деталей сопротивляться изменению формы и размеров под нагрузкой.

Износостойкость – способность деталей сопротивляться изнашиванию поверхности при трении.

Теплостойкость – способность деталей работать при высоких температурах. Теплостойкость является важным критерием для деталей машин, работающих при высоких температурах (тепловые двигатели, литейные машины, оборудование для штамповки).

Виброустойчивость – способность конструкции работать в заданном диапазоне режимов без возникновения недопустимых колебаний конструкции.

1.3 Стандартизация и взаимозаменяемость.

Одним из главных требований, предъявляемых к машинам и их деталям, является технологичность конструкции и соблюдение стандартов.

Технологичность изделий – придание им таких конструктивных форм и применение для их изготовления таких материалов и приемов, которые обеспечивают наименьшие вес и размеры конструкции, минимальный расход материалов, простоту и экономичность производства.

Стандартизация – процесс установления и применения стандартов, то есть документов, содержащих нормы, правила и требования, обязательные при проектировании, производстве, эксплуатации и ремонте машин. Наиболее распространённый метод стандартизации – **унификация** деталей и сборочных единиц, т.е. рациональное сокращение номенклатуры однотипных деталей и сборочных единиц для применения их в различных машинах с обеспечением принципа взаимозаменяемости.

Взаимозаменяемыми называют такие детали машин, которые могут занимать свои места без дополнительной обработки и выполнять при этом заданные функции в соответствии с техническими условиями.

Взаимозаменяемость обеспечивается системой допусков и посадок, соблюдением требований к материалам, к состоянию поверхности, к точности формы и расположения поверхностей.

Рассмотрим основные положения **«Единой системы допусков и посадок»** (ГОСТ 25346-82).

В соединении двух деталей, входящих одна в другую, различают охватывающую и охватываемую поверхности. Охватывающую поверхность называют **отверстием**, охватываемую – **валом**. Название «отверстие» и «вал» используют для всех поверхностей, в том числе для нецилиндрических.

Номинальный размер детали (отверстия – D , вала – d) – основной размер, определяемый или расчётом, или принятый конструктивно и служащий началом отсчета отклонений. Номинальный размер для отверстия и вала в соединении одинаков ($D = d$). Все номинальные размеры соединений округляют по ГОСТ 6636-69.

Действительный размер детали – размер, полученный в результате измерения с допустимой погрешностью (D_∂ , d_∂).

Предельные размеры – максимальный и минимальный размер годной детали. Большой из них называется наибольшим предельным размером (D_{max} , d_{max}), меньший – наименьшим предельным размером (D_{min} , d_{min}).

Отклонение размера – алгебраическая разность между действительным и номинальным размерами. Отклонение является положительным, если дей-

ствительный размер больше номинального, и отрицательным, если он меньше номинального.

Верхним предельным отклонением называют алгебраическую разность между наибольшим предельным и номинальным размером:

$$ES = D_{max} - D; \quad es = d_{max} - d.$$

Нижним предельным отклонением называют алгебраическую разность между наименьшим предельным и номинальным размером:

$$EI = D_{min} - D; \quad ei = d_{min} - d.$$

Допуском размера называют разность между наибольшим и наименьшим предельным размером.

$$T_D = D_{max} - D_{min}; \quad T_d = d_{max} - d_{min} \quad \text{или} \quad T_D = ES - EI; \quad T_d = es - ei.$$

Совокупность допусков, соответствующих одинаковой точности для всех номинальных размеров, называется **квалитетом**. Установлено **19 квалитетов** в порядке уменьшения точности: **01; 0; 1; 2.....17**

Чем меньше допуск размера, тем выше стоимость изготовления детали.

При проектировании деталей следует принимать квалитеты самой низкой точности из возможных для данного соединения квалитетов.

Точность размера в пределах квалитета зависит от размера. Эту связь выражают с помощью условной величины i , называемой **единицей допуска**

$$i = 0,45 \sqrt[3]{D_{cp}} + 0,001D_{cp}, \text{ мкм},$$

где D_{cp} – средний размер интервала, мм.

Стандартный допуск по тому или иному квалитету определяют по формуле: $IT = ai$, где a – число единиц допуска для данного квалитета.

Например: квалитет **6 7 8 9 10 . 17**
 a **10 16 25 40 64 1600.**

Пример. Определить допуск отверстия диаметром $D = 92\text{мм}$, которое выполнено по **10** – му квалитету. Размер входит в интервал $80 \dots 120\text{мм}$.

Средний размер интервала $D_{cp} = 0,5(80+120) = 100\text{мм}$. Единица допуска для этого интервала $a=0,64$. Число единиц допуска по **10**-му квалитету:

$$i = 0,45 \sqrt[3]{100} + 0,001 \cdot 100 = 2,1894 \text{ мкм}. \quad \text{Допуск } IT_{10} = 2,1894 \cdot 64 = 140,12 \text{ мкм}.$$

Нулевой линией 00 называют линию, соответствующую номинальному размеру. От нулевой линии откладывают отклонения размеров при графическом изображении полей допусков и посадок. Положительные отклонения откладывают вверх, отрицательные – вниз.

Поле допуска – графическое изображение интервала годных размеров, ограниченного предельными размерами.

Положение поля допуска относительно нулевой линии зависит от номинального размера и **основного отклонения (отклонения, ближайшего к нулевой линии, то есть меньшего по модулю)**.

Основное отклонение обозначается буквой латинского алфавита – прописной для отверстий и строчной для валов.

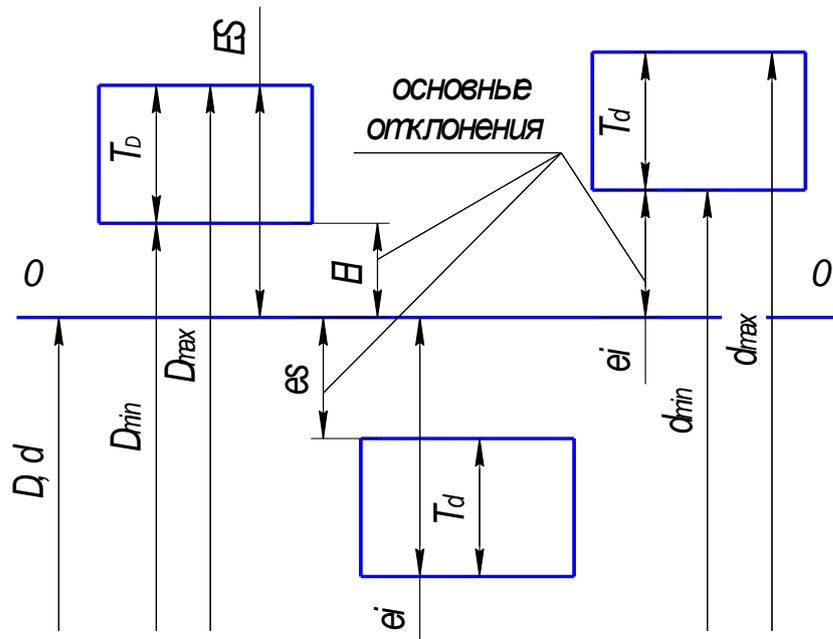


Рис 1. Графическое изображение полей допусков

Посадка – характер соединения, определяемый разностью между охватывающим и охватываемым размерами, т.е. или свободой относительного перемещения деталей, или прочностью неподвижного их соединения.

Зазор S – положительная разность между размерами отверстия и вала (когда размер отверстия больше размера вала): $S = D_{\partial} - d_{\partial} > 0$.

Натяг N – положительная разность между размерами вала и отверстия до сборки деталей (когда размер вала больше размера отверстия):

$$N = d_{\partial} - D_{\partial} > 0.$$

Посадки подразделяют на три группы:

- **посадки с зазором** – поле допуска отверстия расположено над полем допуска вала (рис. 2);
- **посадки с натягом** – поле допуска вала расположено над полем допуска отверстия (рис. 3);
- **переходные посадки**, – поля допусков вала и отверстия частично или полностью перекрываются (в соединении возможен и натяг, и зазор).

Посадки характеризуются предельными (наибольшими и наименьшими) и средними зазорами (или натягами).

$$S_{max} = D_{max} - d_{min}; \quad S_{min} = D_{min} - d_{max}; \quad S_{cp} = 0,5 (S_{min} + S_{max});$$

$$N_{max} = d_{max} - D_{min}; \quad N_{min} = d_{min} - D_{max}; \quad N_{cp} = 0,5 (N_{min} + N_{max}).$$

Допуск посадки – разность между наибольшим и наименьшим зазорами (в посадках с зазорами) или наибольшим и наименьшим натягами (в посадках с натягом):

$$T_S = S_{max} - S_{min}; \quad T_N = N_{max} - N_{min}.$$

Допуск переходной посадки равен сумме наибольшего зазора и наибольшего натяга:

$$T_{SN} = S_{max} + N_{max}.$$

Разнообразные посадки удобно получать, изменяя положение поля допуска только вала или только отверстия, оставляя при этом для всех посадок поле допуска другой детали неизменным.

Деталь, у которой положение поля допуска остаётся без изменения и не зависит от вида посадки, называется *основной деталью системы*.

Основной вал обозначается буквой h , основное отверстие – буквой H .

Посадки выполняют или по системе отверстия, или по системе вала.

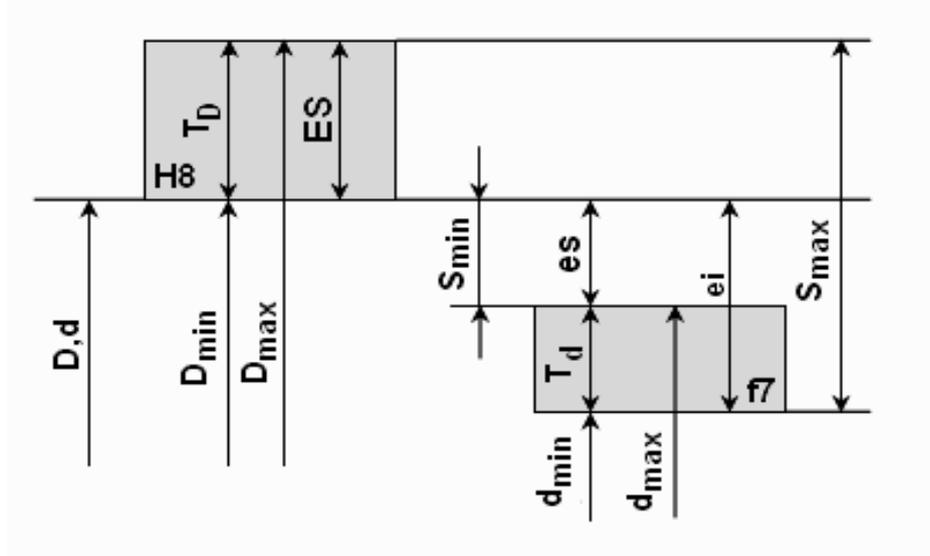


Рис 2. Посадка с гарантированным зазором H8/f7

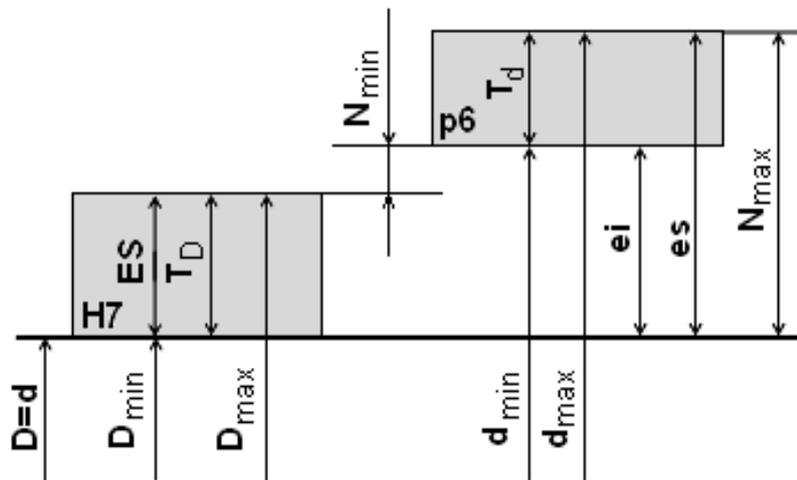


Рис 3. Посадка с гарантированным натягом H7/p6

Во всех посадках по системе отверстия положение поля допуска отверстия неизменно, нижнее отклонение $EI = 0$.

Поле допуска направлено в сторону увеличения номинального размера. Различные посадки получают варьированием положения поля допуска вала.

Во всех посадках по системе вала положение поля допуска вала остаются постоянным, верхнее отклонение $es = 0$.

Поле допуска вала направлено в сторону уменьшения номинального размера. Различные посадки получают варьированием положения поля допуска отверстия. Система отверстия дешевле системы вала (требуется меньшее количество дорогостоящего инструмента, дешевле обработка). Систему вала применяют при технологической необходимости, например, при применении стандартных деталей с охватываемой поверхностью.

Глава 2. Неразъёмные соединения

Соединения деталей подразделяют на разъёмные и неразъёмные.

Неразъёмные соединения не позволяют разбирать изделие без разрушения или повреждения его деталей (заклепочные, сварные, паяные, клеевые соединения).

Разъёмные соединения допускают многократную сборку и разборку изделия без ухудшения качества соединения (резьбовые, штифтовые, клиновые, шпоночные, шлицевые, профильные).

Промежуточное положение между разъёмными и неразъёмными соединениями занимают **прессовые соединения**, их можно разобрать и собрать снова, но качество соединения при этом понижается.

2.1 Заклепочные соединения

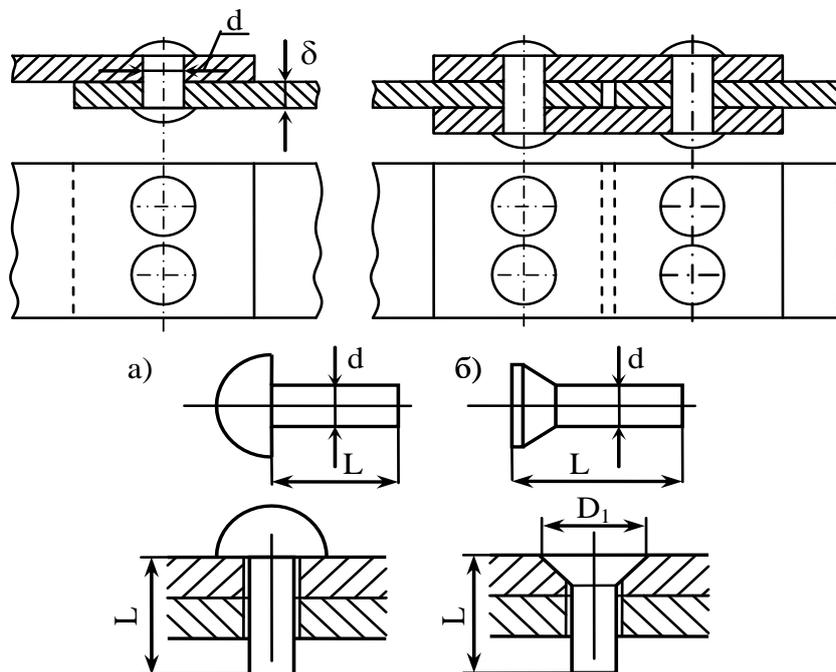


Рис 4. Заклёпки с полукруглой и потайной головками

Конструктивно заклепочное соединение получают сравнительно просто. В совмещенные отверстия соединяемых деталей вставляют заклепку – цилиндрический стержень с закладной головкой. Затем, осаживая (расклепывая) выступающий конец заклепки, образуют вторую, замыкающую головку. Отвер-

ствия под заклёпки продавливают (в малоответственных конструкциях) или сверлят (в конструкциях, где требуется высокая надежность).

Клепку производят или вручную, или машинным способом (пневматическими молотками, прессами и т.п.). При диаметре стальных заклепок до 12 мм применяют холодную клепку, при большем диаметре стержень частично или полностью нагревают.

Заклепки стандартизованы для диаметров d до 37мм, причем каждому диаметру d соответствует несколько нормальных длин заклёпок l . Диаметр отверстия под заклепки d_o делается на 0,5...1,0 мм больше диаметра заклепки.

Заклепки изготавливают, как правило, из пластичных материалов (стали 2, 3, 10, 15, латунь, медь, алюминий), легко деформируемых в процессе клёпки.

В зависимости от конструкции соединения применяют различные типы заклепок. Наибольшее распространение получили заклепки с полукруглой и потайной головками (рис. 4).

По назначению различают следующие виды заклепочных соединений:

- **прочные соединения** – для восприятия внешних нагрузок;
- **прочно-плотные соединения**, обеспечивающие и прочность, и герметичность (применяются в котлах, резервуарах, трубопроводах).

По конструктивному признаку различают *однорядные и многорядные, односрезные и многосрезные заклепочные соединения* (рис. 5).

Достоинства:

- высокая надёжность;
- удобство и надёжность контроля качества шва;
- хорошая сопротивляемость вибрационным и ударным нагрузкам.

Недостатки:

- высокая стоимость, так как процесс получения шва состоит из большого числа операций (разметка, пробивка или сверление отверстий, нагрев заклёпок, клёпка) и требует применения дорогостоящего оборудования;
- большой расход материала, так как из-за ослабления деталей отверстиями под заклёпки требуется увеличение площади сечений.

Применение:

- в конструкциях, воспринимающих значительные вибрационные и ударные нагрузки;
- при изготовлении конструкций из не свариваемых материалов;
- в соединениях, в которых применение сварки недопустимо из-за коробления деталей при нагреве.

Расчет заклёпочных соединений ведется по известным формулам сопротивления материалов.

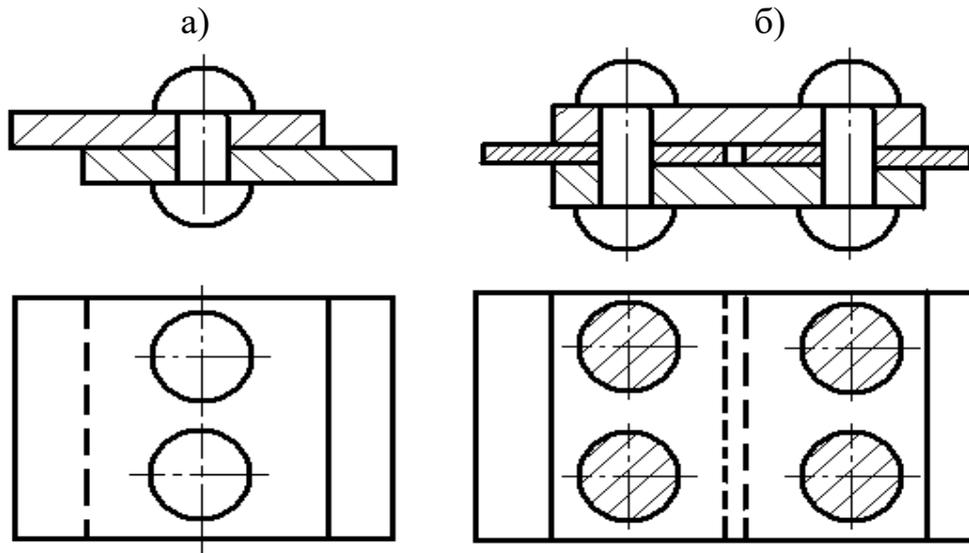
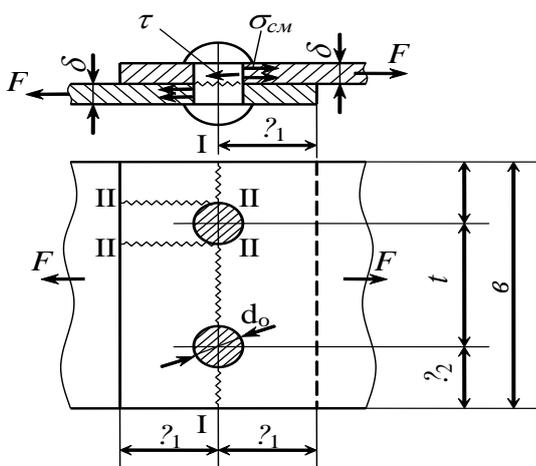


Рис 5. Соединение внахлестку:
а) односрезной, б) двухсрезной (с двумя накладками)

Расчёт прочных заклёпочных швов

Рассмотрим расчёт простейшего шва – однорядного, односрезного, внахлестку, изображённого на рисунке 6.



где d_0 – диаметр поставленной заклёпки;
 δ – толщина листов (минимальная);
 t – шаг заклёпочного шва;
 l – расстояние между рядами заклёпок;
 l_1 – расстояние от оси заклёпок до края листа в направлении действия силы;
 l_2 – то же в перпендикулярном направлении.
 • срез заклёпок;

Рис 6. Расчётная схема соединения внахлестку

Причинами разрушения данного соединения могут быть:

- смятие боковой поверхности заклёпок и стенок отверстий соединяемых деталей;
- разрыв листа в сечении I – I, которое ослаблено отверстиями под заклёпки;
- срез края листа одновременно по двум сечениям II – II.

При расчёте соединений вводят следующие допущения:

- расчётный диаметр заклёпки (диаметр поставленной заклёпки) принимают равным диаметру отверстия;
- силу трения на стыках деталей учитывают при выборе допустимых напряжений;

• считают, что нагрузка от поперечной силы, действующей в плоскости стыка, распределяется между заклёпками равномерно.

При этих допущениях условия прочности элементов шва имеют следующий вид.

$$\bullet \text{ На срез заклёпок: } \tau_{cp} = 4 \cdot F / (z \cdot \pi \cdot d_0^2) \leq [\tau_{cp}] \quad (2.1)$$

где z – число заклёпок;

$[\tau_{cp}]$ – допускаемое напряжение на срез заклёпок (таблица 1.2).

$$\bullet \text{ На смятие боковых поверхностей заклёпок и стенок отверстий склепываемых деталей: } \sigma_{cm} = \frac{F}{\delta \cdot d_0 \cdot z} \leq [\sigma_{cm}] \quad (2.2)$$

где δ – меньшая толщина склепываемых деталей;

$[\sigma_{cm}]$ – меньшее напряжение из допускаемых напряжений смятия для заклёпок и для склепываемых деталей (таблицы 1.2, 1.3).

$$\bullet \text{ На растяжение склепываемых деталей в опасном сечении } \sigma_p = \frac{N}{(b - m \cdot d_0) \cdot \delta} \leq [\sigma_p] \quad (2.3)$$

где N – продольная сила в рассматриваемом сечении;

m – количество заклёпок в этом сечении;

$[\sigma_p]$ – допускаемое напряжение на растяжение для соединяемых листов.

• На срез листов одновременно по двум сечениям II- II:

$$\tau_{cp} = \frac{N}{2 \cdot m \cdot \delta \cdot (l_1 - 0.5 \cdot d_0)} \leq [\tau_{cp}] \quad (2.4)$$

где $[\tau_{cp}]$ – допускаемое напряжение на срез для соединяемых листов.

При знакопеременной нагрузке допускаемые напряжения для конструкций из малоуглеродистых сталей понижают умножением их на поправочный коэффициент γ , определяемый по формуле: $\gamma = 1 / (1 - 0,3 \frac{F_{\min}}{F_{\max}})$ (2.5)

где F_{\min} , F_{\max} – минимальное и максимальное значение нагрузки, взятые со своими знаками.

2.2 Сварные соединения

Общие сведения

Сварное соединение образуется свариванием металла в зоне стыка и не требует вспомогательных элементов (заклепок, болтов).

Из всех способов сварки наибольшее распространение получили:

• **электродуговая сварка** (ручная, автоматическая в углекислом газе, под слоем флюса, электрошлаковая и др.).

• **контактная сварка** (стыковая, точечная, роликовая).

Достоинства:

• небольшая масса конструкции (на 15...20% меньше массы клёпаной);

- требуется меньшая площадь сечений свариваемых деталей, так как отсутствуют отверстия под заклёпки;
- герметичность и плотность соединения;
- возможность автоматизации процесса сварки.

Недостатки:

- появление остаточных напряжений в зоне сварки;
- коробление (особенно тонкостенных конструкций);
- плохое восприятие переменных, особенно вибрационных нагрузок;
- нестабильность качества шва, зависящая от квалификации сварщика;
- сложность и трудоемкость контроля качества шва.

Применение

Сварное соединение – самое совершенное из неразъемных соединений. Сваркой изготавливают рамы, корпуса редукторов, паровые котлы, цистерны, мосты, телевышки...

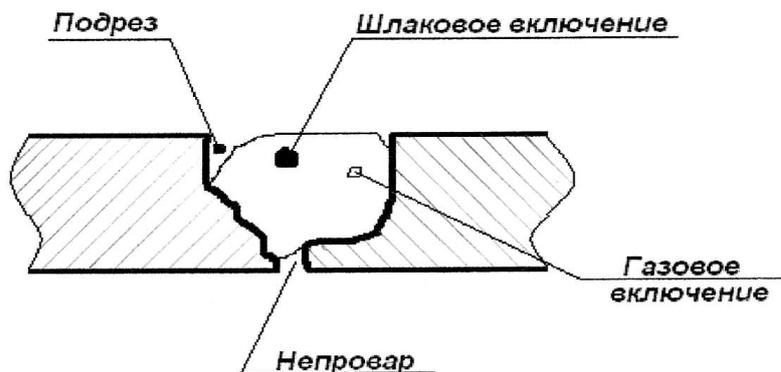


Рис. 7. Дефекты сварных швов

При сварке возможны следующие дефекты швов (рис. 7):

- **непровар** – местное отсутствие сцепления между наплавляемым и основным металлом;
- **подрез** – местное утонение у границы шва;
- **шлаковые и газовые включения;**
- **трещины.**

Виды сварных соединений и типы сварных швов

В зависимости от расположения соединяемых деталей различают следующие виды сварных соединений:

- **стыковые соединения;**
- **соединения внахлестку;**
- **тавровые соединения;**
- **угловые соединения.**

Стыковые соединения

Детали свариваются встык. Эти соединения наиболее просты и надежны, их рекомендуют для конструкций, подверженных вибрационным нагрузкам.

По форме подготовки кромок стыковые швы различают (рис. 8):

а) без скоса кромок;

- б) V-образные односторонние с подваркой с другой стороны;
- в) х-образные, двусторонние;
- г) U-образные (при большой толщине).

При расчетах все виды подготовки кромок стыковых швов считают равноценными.

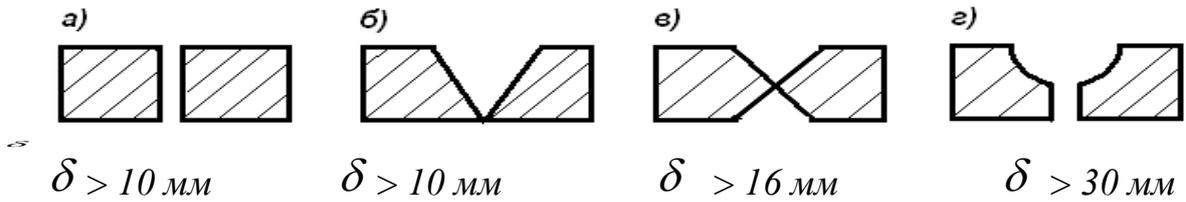


Рис 8. Виды подготовки кромок стыковых швов

Соединения внахлестку

По расположению относительно нагрузки угловые швы бывают (рис. 9):

- а) лобовые, расположенные перпендикулярно к линии действия нагрузки;
- б) фланговые, расположенные параллельно линии действия нагрузки;
- в) косые;
- г) комбинированные, состоящие из лобовых и фланговых швов;
- д) прорезные.

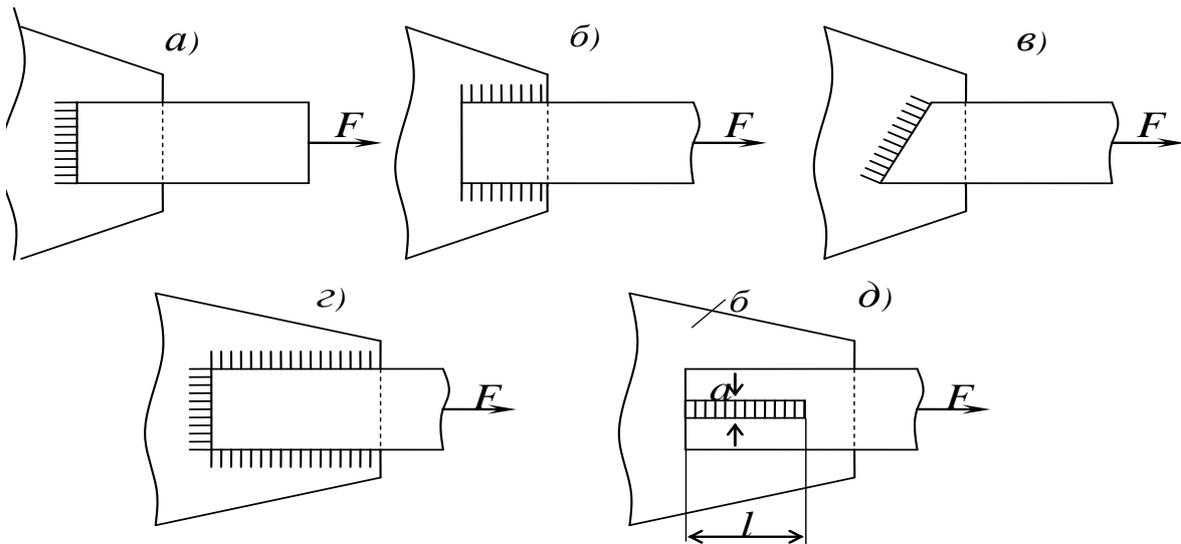


Рис 9. Соединения внахлестку

Выполняют угловыми швами, которые могут иметь различную форму Сечения (рис. 10):

а) **нормальные швы**, их профиль представляет собой равнобедренный треугольник, имеют основное применение;

б) **выпуклые швы**, они не рациональны, так как вызывают повышенную концентрацию напряжений;

в) **вогнутые швы**. Эти швы обеспечивают плавный переход шва в основной металл детали, благодаря чему снижается концентрация напряжений. Но вогнутый шов имеет высокую стоимость из-за необходимости глубокого провара и последующей механической обработки для получения вогнутости.

2) **специальные швы**. Их профиль представляет собой неравнобедренный прямоугольный треугольник. Применяются при переменных нагрузках, так как значительно снижают концентрацию напряжений. За катет шва K принимают меньшую сторону вписанного в сечение шва равнобедренного треугольника.

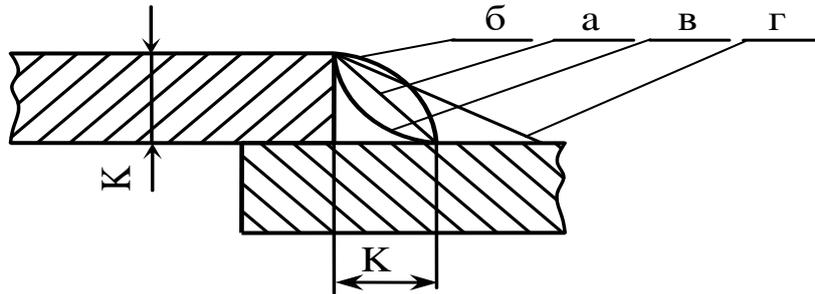
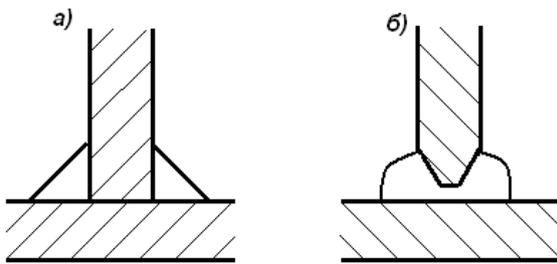


Рис 10. Формы сечений угловых швов

Тавровые соединения



Свариваемые элементы располагаются во взаимно перпендикулярных плоскостях.

Соединение может выполняться :

а) угловыми; б) стыковыми швами швами (рис. 11). Этот вид швов очень широко распространён.

Рис 11. Тавровые соединения

Расчет сварных соединений

Основным критерием работоспособности сварных швов является прочность. Расчет на прочность основан на допущении, что напряжения в шве распределяются равномерно как по длине, так и по сечению.

Стыковые швы разрушаются чаще всего по сечению самой детали в зоне термического влияния, где из-за нагрева ухудшаются механические свойства материала. Поэтому их рассчитывают на соответствующую деформацию по размерам детали в этой зоне по пониженным допускаемым напряжениям. Утолщение шва не учитывают.

Угловые швы независимо от вида деформации сварного соединения рассчитывают на срез по наименьшей площади сечения, лежащей в плоскости расположения биссектрис поперечных сечений швов.

Например, сварные соединения угловыми швами, работающими на растяжение или сжатие, рассчитывают по формуле:

$$\tau'_{cp} = \frac{F}{h \sum l_g} \leq [\tau'_{cp}] \quad (2.6),$$

где h – расчетная высота швов. Для нормальных швов $h \approx 0,7k$;

$\sum l$ – периметр швов.

Катет угловых швов обычно принимают равным толщине более тонкой свариваемой детали: $K \approx \delta_{min}$. В силовых соединениях, а также при $\delta = 3\text{мм}$ катет нельзя принимать меньше 3мм.

Комбинированные швы (рис. 12) можно рассчитывать по принципу независимости работы элементов шва. При выводе расчетной формулы предполагают, что лобовые и фланговые швы соединения работают независимо друг от друга.

Используем этот принцип для проверочного расчета комбинированного шва, нагруженного растягивающей силой и изгибающим моментом.

Напряжения от растягивающей силы F : $\tau'_{cp} = \frac{F}{0,7K(2l + H)}$ (2.7).

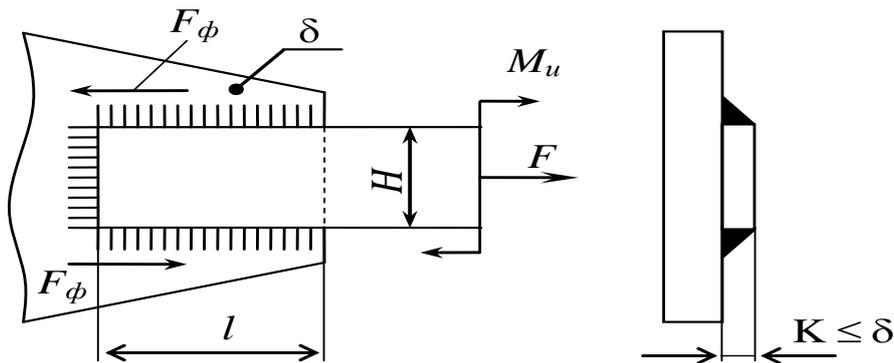


Рис 12. Расчётная схема комбинированного шва

Изгибающий момент M_u уравнивается моментами, создаваемыми внутренними силами в лобовом и фланговых швах: $M_u = M_l + M_f$;

Тогда формула для проверочного расчета шва будет иметь вид:

$$\tau'_{cp} = \frac{F}{0,7k(2l + H)} + \frac{M_u}{0,7kH^2/6 + 0,7klH} \leq [\tau'_{cp}] \quad (2.8).$$

Этот метод расчета отличается простотой, он дает хорошие результаты, если длина фланговых швов меньше длины лобовых. При проектировочных расчетах обычно катетом шва задаются и определяют потребную длину фланговых швов l_f .

Материалы и допускаемые напряжения

Существующие разнообразные способы сварки обеспечивают сварку всех конструкционных и специальных сталей, включая высоколегированные, чугунов, цветных металлов и сплавов, а также пластмасс. Лучше всего свариваются малоуглеродистые обыкновенные, качественные и низколегированные стали. Для сварки сталей с повышенным содержанием углерода, высоколегированных сталей, чугунов, ряда цветных металлов и сплавов, а также при сочетании различных материалов применяют специальную технологию.

Допускаемые напряжения для сварных соединений $[\sigma^1_p]$, $[\sigma^1_{сж}]$, $[\tau'_{cp}]$

зависят от вида деформации, характера нагрузки (постоянная, переменная), материала конструкции, способа сварки, качества и марки электродов. Ими задаются при статической нагрузке в долях от допускаемых напряжений основного материала $[\sigma_p]$.

При действии переменных нагрузок допускаемые напряжения сварных швов и деталей в зоне швов понижают.

Глава 3. Разъёмные соединения

3.1 Резьбовые соединения

Резьбовыми называют разъёмные соединения, которые осуществляются с применением деталей, имеющих (винтов, болтов, шпилек, гаек) или посредством резьбы, нанесенной непосредственно на соединяемые части.

В машинах и приборах резьбовые соединения имеют наибольшее распространение. В современных машинах и механизмах детали, имеющие резьбу, составляют свыше 60% от общего их количества деталей.

Резьбу получают нарезанием на поверхности детали канавок по винтовой линии (рис. 13).

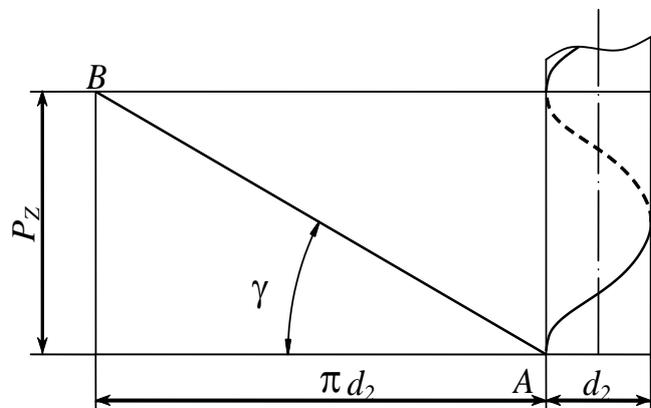


Рис 13. Образование резьбы

Винтовую линию образует гипотенуза прямоугольного треугольника при навёртывании его на прямой круговой цилиндр. Если плоскую фигуру (треугольник и т.п.) перемещать по винтовой линии так, чтобы ее плоскость при движении всегда проходила через ось винта, то эта фигура образует резьбу соответствующего профиля.

Классификация резьб

В зависимости от формы поверхности, на которой нарезана резьба, различают **конические и цилиндрические** резьбы.

В зависимости от направления винтовой линии резьбы бывают правые и левые. У правой резьбы винтовая линия поднимается слева вверх направо. Левая резьба имеет ограниченное применение.

В зависимости от числа заходов резьбы делятся на:

- *однозаходные;*
- *многозаходные.*

Многозаходные резьбы получают при перемещении по винтовым линиям нескольких рядом расположенных профилей. Число заходов резьбы легко определить с торца винта по числу сбегających витков.

По форме профиля резьбы делят на пять основных типов: а) **треугольные метрические;** б) **трапецидальные;** в) **упорные** (показаны на рис. 14); г) **круглые.** д) **прямоугольные**

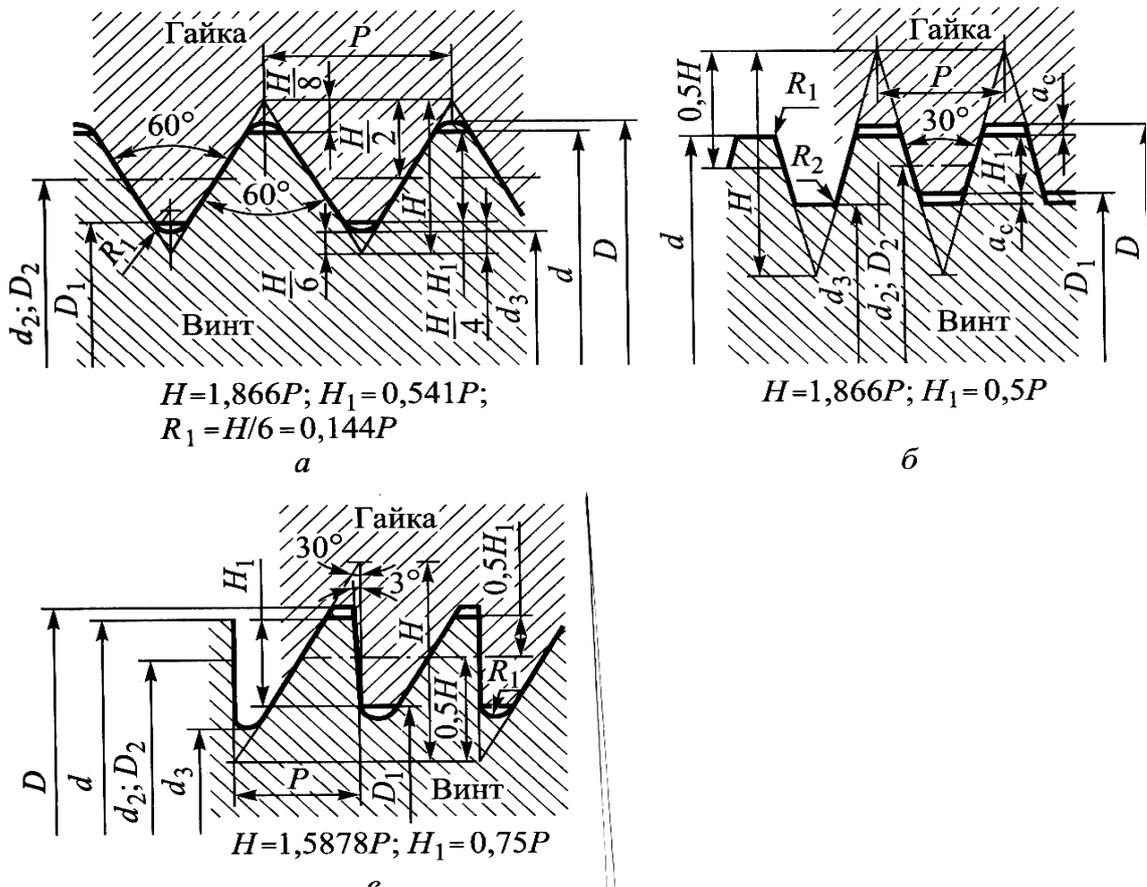


Рис 14. Виды резьб в зависимости от формы профиля

В зависимости от назначения резьбы делятся на:

- **крепежные;**
- **ходовые,** служащие для передачи движения.

Крепежные резьбы применяют в резьбовых соединениях; они имеют треугольный профиль, который характеризуется:

- **большим трением, предохраняющим резьбу от самоотвинчивания;**
- **высокой прочностью;**
- **высокой технологичностью.**

Резьбы для передачи движения применяются в винтовых механизмах и имеют трапецидальный (реже прямоугольный) профиль, который характеризуется меньшим трением.

Геометрические параметры цилиндрической резьбы (рис. 15)

Основными геометрическими параметрами наружной цилиндрической резьбы являются:

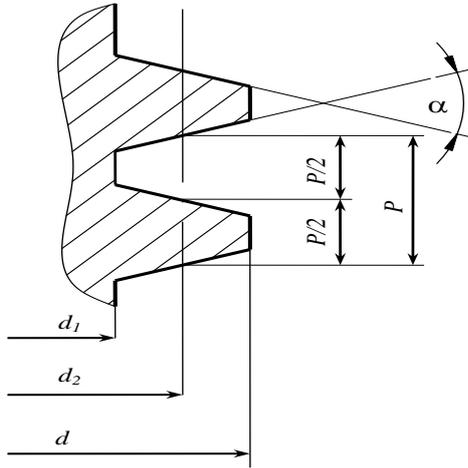


Рис.15. Геометрические параметры наружной резьбы

d – наружный диаметр резьбы;
 d_1 – внутренний диаметр;
 d_2 – средний диаметр (диаметр воображаемого цилиндра, на поверхности которого толщина витка равна ширине впадины);
 p – шаг резьбы, т.е. расстояние между одноименными сторонами двух соседних витков в осевом направлении;
 p_z – число заходов;
 α – угол профиля резьбы;

p_z – ход винтовой линии, т.е. расстояние между одноименными сторонами одного и того же витка в осевом направлении;

для однозаходной резьбы $p_z = p$, для многозаходной резьбы $p_z = p z$,

γ – угол подъема резьбы, т.е. угол, образованный винтовой линией по среднему диаметру резьбы, и плоскостью, перпендикулярной к оси винта.

Основные типы резьб

• Метрическая резьба.

Это самая распространенная крепежная резьба. Профиль – равносторонний треугольник, $\alpha = 60^\circ$. Вершины витков и впадин притупляются, радиальный зазор в резьбе делает ее не герметичной. Делятся на резьбы с *крупным и мелким шагом*. Мелкие шаги применяются в резьбовых соединениях, подверженных переменным и знакопеременным нагрузкам, а также в тонкостенных деталях.

• Трапецидальная резьба.

Это основная резьба в передаче винт – гайка. Ее профиль – равнобочная трапеция с углом $\alpha = 30^\circ$. Характеризуется небольшими потерями на трение, технологична. КПД выше, чем у резьбы с треугольным профилем.

Применяется для передачи реверсивного движения (ходовые винты).

• Упорная резьба.

Имеет профиль в виде неравнобочной трапеции с углом $\alpha = 27^\circ$. Для возможности изготовления резьбы фрезерованием рабочая сторона профиля имеет угол наклона 3° . КПД выше, чем у трапецидальной резьбы.

Применяется в передаче винт – гайка при больших односторонних осевых нагрузках (грузовые винты прессов, домкратов и т.п.).

• Прямоугольная резьба.

Профиль резьбы – прямоугольник (квадрат). Из всех резьб имеет самый высокий к.п.д., так как угол профиля резьбы $\alpha=0$. Обладает пониженной прочностью. При износе образуются осевые зазоры, которые трудно устранить.

Имеет ограниченное применение в малонагруженных передачах винт – гайка (например, в домкратах).

Силовые соотношения в винтовой паре

Рассмотрим усилия, возникающие в винтовой паре с прямоугольной резьбой. Пусть гайка нагружена осевой силой F и, равномерно вращаясь под действием окружного усилия F_t , приложенного по касательной к окружности среднего диаметра резьбы d_2 , перемещается вверх. Развернем виток резьбы в наклонную плоскость, а всю гайку представим в виде ползуна (рис. 16).

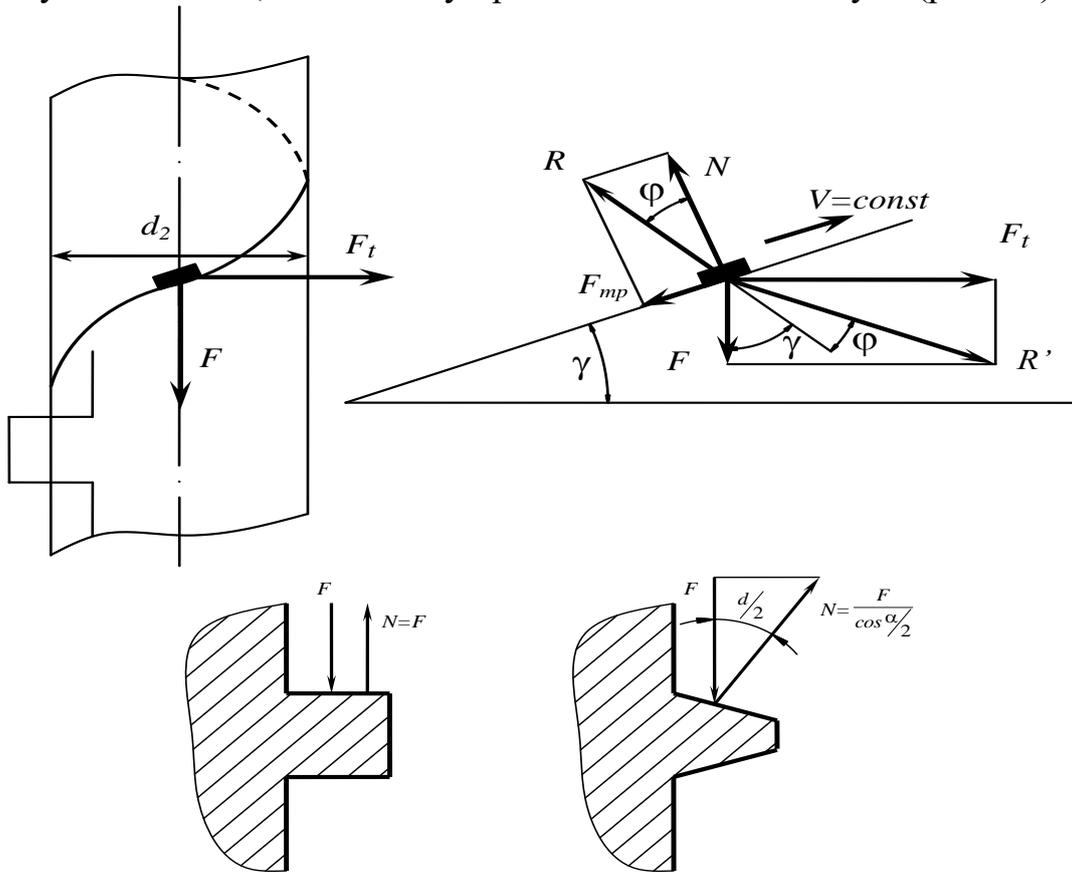


Рис.16. Силы взаимодействия между винтом и гайкой

При равномерном перемещении вверх по наклонной плоскости ползун находится в состоянии равновесия, тогда $F + F_t + N + F_{тр} = 0$,

где N – нормальная реакция наклонной плоскости;

$F_{тр} = N \cdot f$ – сила трения.

Заменим силы N и $F_{тр}$ их равнодействующей $R = N + F_{тр}$,

где R – полная реакция наклонной плоскости $\varphi = \text{arc tg } f$,

f – коэффициент трения скольжения.

Тогда $F_t + F + R = 0$, откуда $F_t = F \operatorname{tg} (\gamma + \varphi)$.

Полученная зависимость между F и F_t справедлива только для прямоугольной резьбы.

В треугольной и трапецидальной (остроугольных) резьбах вследствие клинчатой форм витков имеется повышенное трение. Связь между силами трения в прямоугольных и остроугольных резьбах легко найти, если предположить, что витки резьбы перпендикулярны к оси витка, т.е. $\gamma = 0$.

Сила трения в прямоугольной резьбе $F_{mp} = N f = F f$;

в косоугольной резьбе
$$F_{mp} = N f = \frac{f \cdot F}{\cos \frac{\alpha}{2}} = f^1 \cdot F,$$

где $f^1 = f / \cos \alpha / 2$ – приведенный коэффициент трения;

$\varphi' = \operatorname{arc} \operatorname{tg} f^1$ – приведенный угол трения.

Таким образом, для определения окружной силы F_t в винтовой паре с треугольной или трапецидальной резьбой в формулу необходимо подставить вместо действительного приведенный угол трения, т.е. $F_t = F \operatorname{tg} (\gamma + \varphi')$.

Момент этой силы относительно продольной оси винта, называемый моментом резьбы (или моментом в резьбе), найдем, умножив F_t на средний радиус резьбы: $M_p = F_t d_2 / 2 = 0,5 F d_2 \operatorname{tg} (\gamma + \varphi')$.

При движении гайки вниз, что соответствует отвинчиванию гайки, сила трения F_{mp} изменит свое направление, т.е. будет направлена вверх по наклонной плоскости, что равносильно изменению знака f и φ' в формулах на обратный, тогда получим $F_t = 0,5 F d_2 \operatorname{tg} (\varphi' - \gamma)$; $M_{омв} = 0,5 F d_2 \operatorname{tg} (\varphi' - \gamma)$

Из формулы видно, что при $\varphi' > \gamma$ $M_{омв} > 0$, т.е. статическая осевая сила не вызывает самоотвинчивания гайки.

Все крепежные резьбы самотормозящие (для метрических резьб $\gamma = 2,5 \dots 3,5^\circ$, $f = 0,1 \dots 0,3$, $\alpha = 60^\circ$, $\varphi = 6 \dots 16^\circ$, то есть у них $\varphi' > \gamma$).

Однако при вибрационных нагрузках происходит самоотвинчивание гаек.

Существуют многочисленные средства стопорения резьбовых соединений, которые основаны на следующих принципах:

- *повышают, стабилизируют трение в резьбе при помощи контргаек или пружинных шайб.*
- *гайку жестко соединяют со стержнем винта штифтом, проволокой;*
- *гайку жестко соединяют с деталью (специальными планками).*

КПД винтовой пары

КПД винтовой пары η определяется отношением полученной работы на винте $-A_n$ к затраченной работе за один оборот винта или гайки $-A_3$.

$$A_n = F p_z = F \pi d_2 \operatorname{tg} \gamma; \quad A_3 = M_p 2 \pi = 0,5 F d_2 \operatorname{tg} (\gamma + \varphi) 2 \pi;$$

$$\eta = \frac{A_n}{A_3} = \frac{F \cdot \pi \cdot d_2 \cdot \operatorname{tg} \gamma}{F \cdot \pi \cdot d_2 \cdot \operatorname{tg} (\gamma + \varphi)} = \frac{\operatorname{tg} \gamma}{\operatorname{tg} (\gamma + \varphi)}. \quad (3.1)$$

Большинство винтовых механизмов – самотормозящие, так как у них $\varphi' > \gamma$, значит, $\eta < 0,5$.

Из формулы видно, что с увеличением γ и с уменьшением трения КПД винтовой пары η увеличивается, причем теоретически доказано, что максимального значения КПД достигает при $\gamma = 45^\circ - \varphi' / 2$.

Однако практически даже в многозаходных винтах $\gamma \leq 18 \dots 20^\circ$, так как при дальнейшем увеличении γ КПД возрастает незначительно, а изготовление резьб с большим углом γ затруднительно (рис. 17). Увеличения КПД винтовых механизмов добиваются применением многозаходных резьб (увеличивают γ) и уменьшением f путем использования антифрикционных материалов, шариковых винтовых пар, тщательной обработкой и смазкой трущихся поверхностей. Самый высокий КПД имеет прямоугольная резьба.

Крепежные резьбы имеют самый низкий КПД (это не важно).

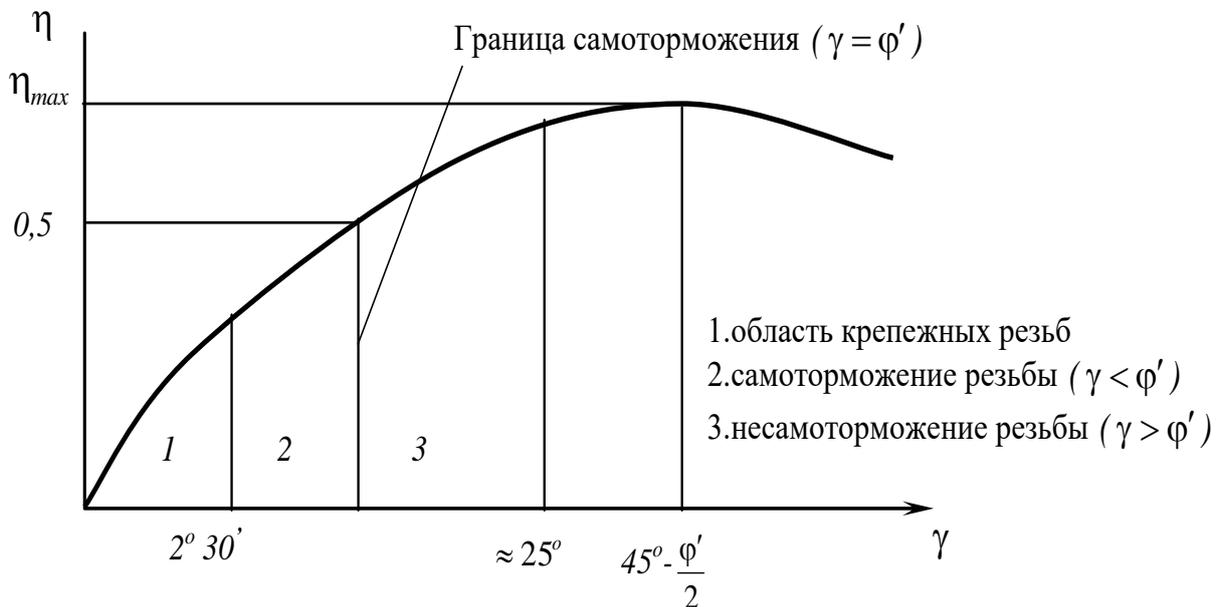


Рис.17. Зависимость КПД винтовой пары от угла подъема резьбы

Расчет резьбовых соединений на прочность

Все стандартные болты, винты и шпильки изготавливают равной прочности на растяжение стержня, на срез резьбы (рис. 18) и на отрыв головки, поэтому

расчет на прочность соединения обычно производится только по одному основному критерию работоспособности – по прочности. При этом определяют внутренний диаметр резьбы d_1 . Остальные размеры деталей резьбового соединения (гайки, шайбы и др.) принимают в зависимости от диаметра резьбы.

Рассмотрим основные случаи расчета болтов при статической нагрузке.

Случай 1. Болт нагружен осевой растягивающей силой F (рис. 19)

Гайка завинчивается, но не затягивается. Последующая затяжка болта отсутствует. Этот случай встречается редко. Примером может служить грузовой винт. Условие прочности стержня на растяжение по ослабленному поперечному сечению в нарезанной части болта:

$$\sigma_p = \frac{4F}{\pi d_1^2} \leq [\sigma_p], \quad \text{откуда}$$

$$d_1 \geq \sqrt{\frac{4F}{\pi[\sigma_p]}} = 1,13 \sqrt{\frac{F}{[\sigma_p]}}, \quad (3.2)$$

где σ_p – расчетное напряжение растяжения;

F – сила, растягивающая болт;

d_1 – внутренний диаметр резьбы;

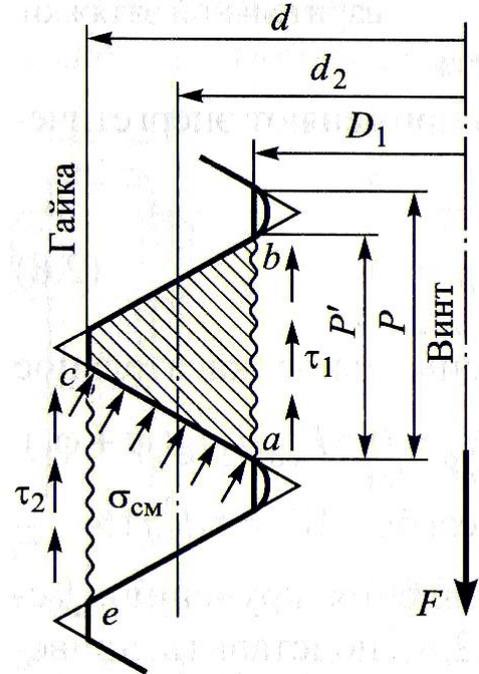


Рис.18. Опасные сечения в витках и поверхность смятия резьбы

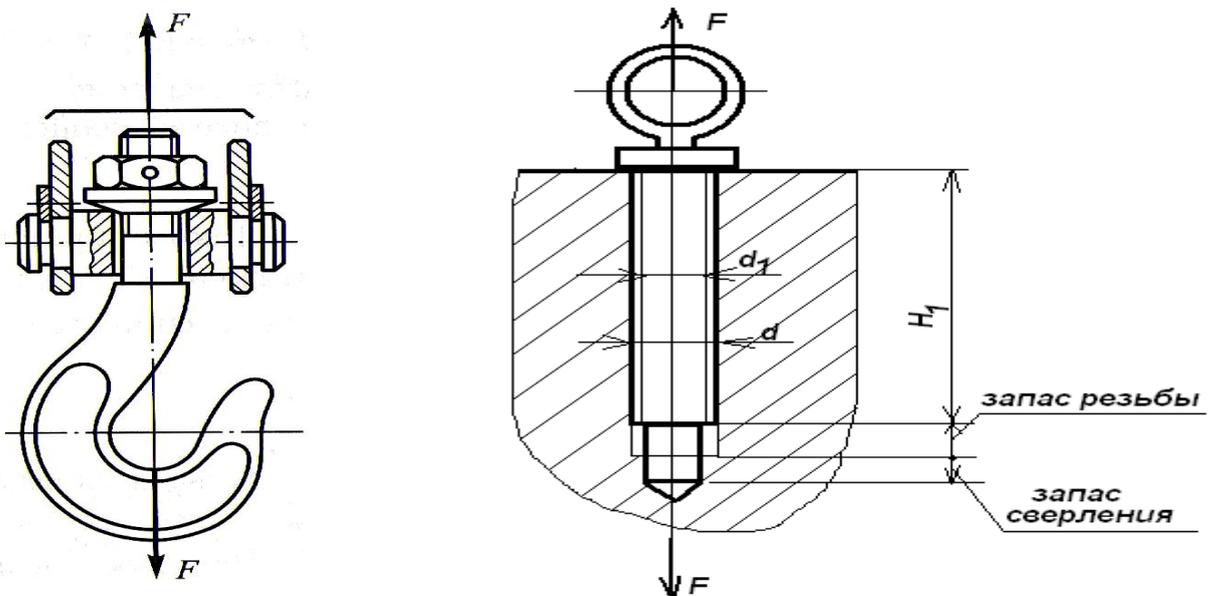


Рис.19. Резьбовые соединения без предварительной затяжки

Случай 2. Винт нагружен осевой растягивающей силой и может подтягиваться под нагрузкой (рис. 20)

Винт испытывает растяжение и кручение. Скручивающий момент принимают равным моменту трения в резьбе. Примеры: винтовая стяжка, затяжка болтов с целью предупреждения самоотвинчивания.

Винт рассчитывают по эквивалентным напряжениям обычно по гипотезе энергии формоизменения.

$$\sigma_p = \frac{4F}{\pi d_1^2}; \quad \tau = \frac{Mp}{Wp} = \frac{0,5Fd_2 tg(\gamma + \varphi') \cdot 16}{\pi d_1^3}; \quad \sigma_{red}^{IV} = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2}.$$

Принимая для стандартных болтов с метрической резьбой: $\gamma = 2^{\circ}30'$, $\frac{d_2}{d_1} \approx 1,12$, $f = 0,15$, чему соответствует $\varphi = 8^{\circ}40'$, получим $\sigma_{red} = 1,3\sigma_p$.

Проектный расчет.

При проектном расчёте определяют внутренний диаметр резьбы:

$$d_1 \geq \sqrt{\frac{1,3 \cdot 4F}{\pi[\sigma_p]}} = 1,3 \sqrt{\frac{F}{[\sigma_p]}}. \quad (3.3)$$

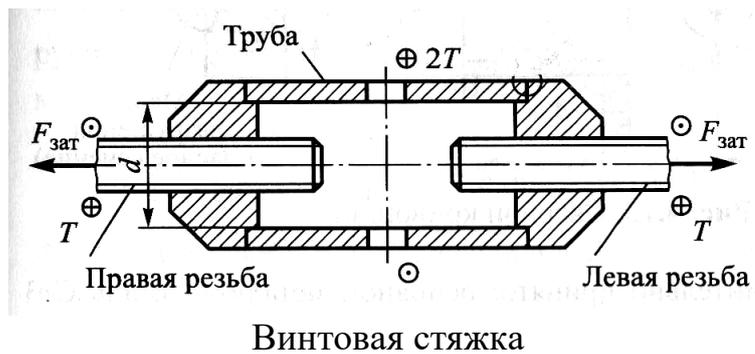
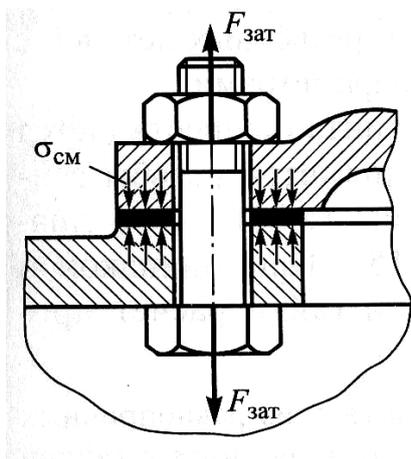


Рис.20. Схемы затянутых резьбовых соединений

Следовательно, болт, работающий одновременно на растяжение и кручение, рассчитывают на растяжение по нагрузке, увеличенной в 1,3 раза.

$$\text{Допускаемое напряжение } [\sigma_p] = \frac{\sigma_T}{[S_T]},$$

где σ_T - предел текучести материала болта;

$[S_T]$ – номинальный коэффициент запаса прочности.

Нормативный (требуемый) коэффициент запаса прочности принимают в зависимости от материала, характера нагрузки и диаметра болта d .

Для силовых соединений не допускаются болты диаметром d меньше 8мм, так как болты малых диаметров легко разрушить при затяжке. Если при сборке и при эксплуатации болтов используются ключи предельного момента (при контролируемой затяжке болтов), то ограничивать применение болтов малых диаметров не обязательно.

Случай 3. Болтовое соединение нагружено поперечной силой F

Рассмотрим два варианта: болты установлены в отверстие с зазором и без зазора. В обоих вариантах полностью должен быть исключен относительный сдвиг собранных деталей.

- **Болт установлен в отверстие с зазором** (рис. 21)

Болт затягивают с такой силой затяжки F_3 , чтобы возникающая при этом сила трения F_f на поверхности стыка соединяемых деталей была больше поперечной силы F . Необходимую силу затяжки болта определяют из условия.

$$F_f = f F_3 \geq F, \text{ откуда } F_3 \geq F / f,$$

где f – коэффициент трения между соединяемыми деталями; для чугунных и стальных деталей $f=0,15 \dots 0,2$.

Проектный расчет болта производят с учетом 20%-ного запаса от сдвига деталей и с учетом крутящего момента при затяжке болта по формуле

$$d_l = \sqrt{4 \cdot 1,3 \cdot 1,2 \cdot F_3 / (\pi [\sigma_p])} = \sqrt{6,24 F / (\pi f [\sigma_p])}, \text{ или } d_l = 1,4 \sqrt{F / (f [\sigma_p])}. \quad (3.4)$$

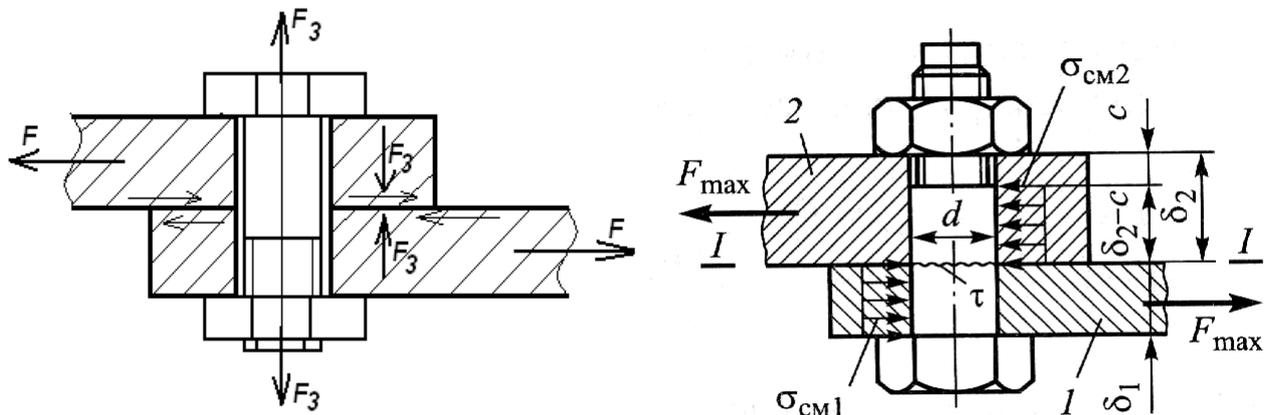


Рис.21. Соединение с болтами, нагруженными поперечной силой

- **Болт установлен в отверстие без зазора** (рис. 21)

Эти болты работают и на смятие, и на срез.

$$\tau = \frac{F}{A} = \frac{4 F_{\max}}{\pi d^2} \leq [\tau]; \quad (3.5)$$

$$\sigma_{cm1} = \frac{F_{\max}}{d \delta_1} \leq [\sigma_{cm}]; \quad \sigma_{cm2} = \frac{F_{\max}}{d(\delta_2 - c)} \leq [\sigma_{cm}]. \quad (3.6)$$

$[\tau] = (0,2 \dots 0,3) \sigma_T$ – допустимое напряжение на срез;

σ_T – предел текучести материала болта;

d – диаметр стержня болта;

$[\sigma_{см}]$ – допускаемое напряжение смятия; при скреплении стальных деталей, $[\sigma_{см}] = 0,8 \sigma_T$, чугунных – $[\sigma_{см}] = (0,4...0,5) \sigma_T$.

Проверочный расчёт на смятие проводят при малых толщинах соединяемых деталей, расчётная формула относится и к винту, и к соединяемым деталям, поэтому расчет ведут по более слабому материалу.

3.2 Шпоночные соединения

Наибольшее распространение имеют **соединения призматическими врезными шпонками**. Эти соединения отличаются простотой и надежностью конструкции, низкой стоимостью, лёгкостью сборки и разборки.

Шпоночные соединения состоят из вала, шпонки и ступицы детали (рис. 22). Шпонка закладывается в пазы вала и ступицы (шпонка, находящаяся в пазу вала, называется врезной). Она служит для передачи вращающего момента между валом и ступицей. Основные типы шпонок стандартизованы.

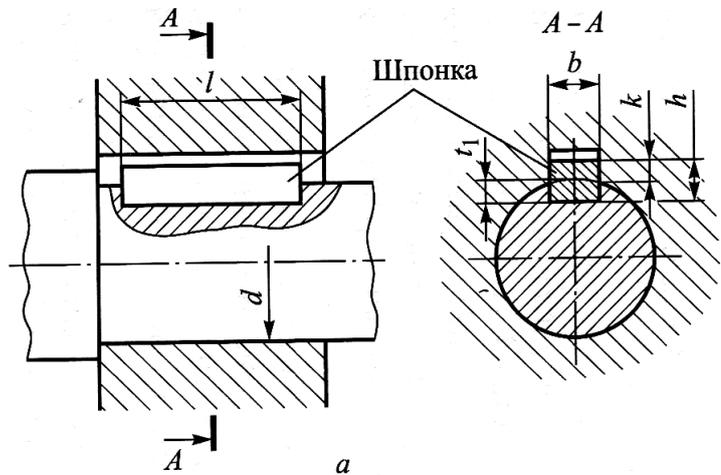


Рис.22. Шпоночное соединение

По форме торцов призматические шпонки бывают (рис. 23):

- со скругленными торцами (исполнение I);
- с плоскими торцами (исполнение III);
- с одним плоским, а другим скругленным торцом (исполнение II).

Шпоночные пазы на валах получают фрезерованием дисковыми или пальцевыми фрезами, а в ступице – долблением или протягиванием.

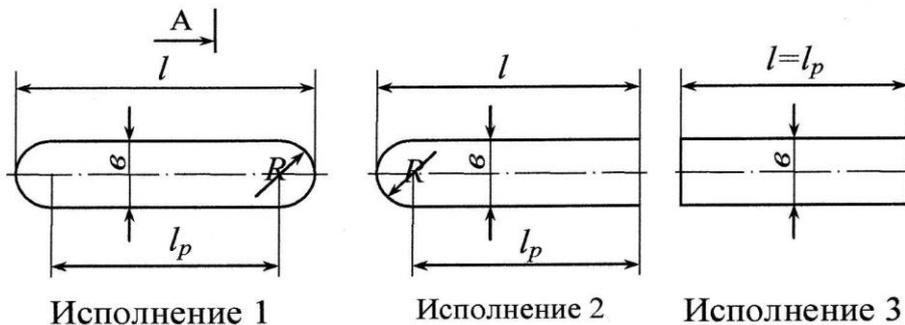


Рис. 23. Формы торцов наиболее применяемых призматических шпонок

По назначению призматические шпонки бывают:

- *обыкновенные;*
- *высокие;*
- *направляющие;*
- *скользящие.*

Направляющие шпонки крепятся винтами к валу. Их применяют в подвижных соединениях для перемещения ступицы вдоль оси вала.

Скользкие шпонки крепятся винтами к ступице детали. Их используют при большом перемещении ступиц вдоль вала.

Подбор шпонок и проверочный расчет соединений

Размеры шпонок и пазов стандартизованы по ГОСТ 23360-78. Размеры поперечных сечений принимают по таблицам в зависимости от диаметра вала, длину шпонки принимают по условию $l = l_{см} - 5...10\text{мм}$ и согласовывают с ГОСТ 23360-78. Затем делают проверочный расчет на срез и смятие.

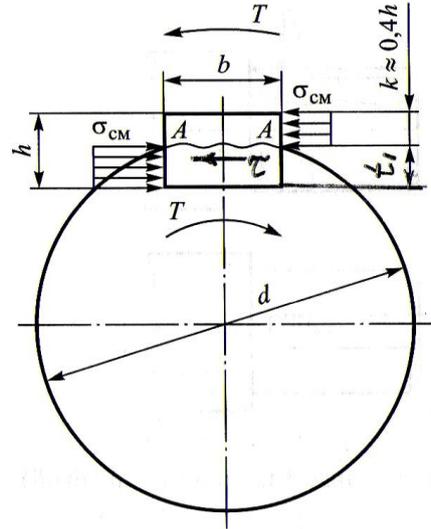


Рис.24. Расчётная схема соединения с призматической шпонкой

Рабочими являются боковые грани шпонки (рис. 24), поэтому расчётные формулы имеют вид:

$$\sigma_{см} = \frac{2T}{d \cdot l_p (h - t)} \leq [\sigma_{см}]; \quad \tau = \frac{2T}{d \cdot b \cdot l_p} \leq \tau'_{ср} \quad (3.7)$$

где T – крутящий момент,

d – диаметр вала,

l_p – рабочая длина шпонки, для шпонок со скругленными торцами

$l_p = l - b$, для шпонок с плоскими торцами $l_p = l$,

l – длина шпонки,

t_1, t_2 – глубина пазов на валу и в ступице,

h – высота шпонки, $k = h - t_1$

b – ширина шпонки.

Глава 4. Общие сведения о передачах

Все современные двигатели выполняют быстроходными с весьма узким диапазоном изменения угловых скоростей.

Непосредственно быстроходный вал двигателя соединяют с валом машины редко (вентиляторы и т.п.). Механическая энергия от двигателя к рабочему органу машины обычно передаётся при помощи различных передач.

Механическими передачами, или просто передачами, называют механизмы, передающие механическую энергию от двигателя исполнительному органу машины.

Передачи одновременно могут выполнять следующие функции:

- понижать или повышать угловые скорости, соответственно повышая или понижая вращающие моменты;
- преобразовывать один вид движения в другой (вращательное и возвратно-поступательное и т.д.);
- регулировать угловые скорости рабочего органа машины;
- реверсировать движение (прямой и обратный ход);
- распределять энергию двигателя между несколькими исполнительными органами машины.

Классификация передач.

По принципу действия все передачи делятся на две группы:

- **передачи трением** – фрикционные, ременные;
- **передачи зацеплением** – зубчатые, червячные, цепные.

В зависимости от способа соединения ведущего и ведомого звеньев:

- **передачи с непосредственным контактом тел вращения** – фрикционные, зубчатые, червячные;
- **передачи с гибкой связью** – ременные, цепные. Передачи с гибкой связью допускают значительные расстояния между валами.

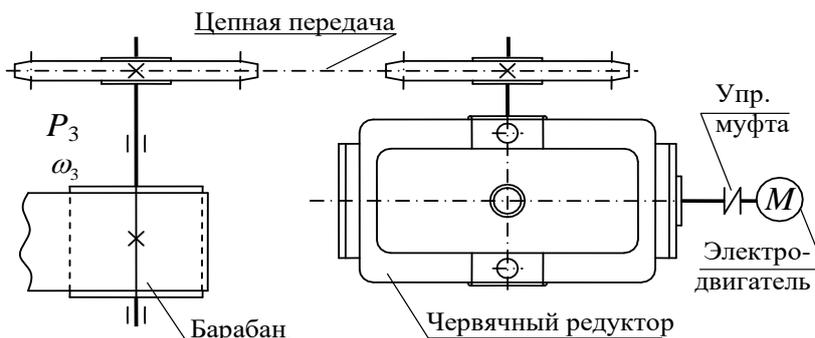


Рис.25. Кинематическая схема привода ленточного конвейера

По характеру изменения скорости передачи бывают:
понижающие или повышающие частоту вращения.

По числу ступеней, т.е. по числу последовательно соединенных механических передач, одновременно участвующих в передаче энергии, **одноступенчатые и многоступенчатые.**

По конструктивному оформлению:

- **открытые**, не имеющие общего закрывающего их корпуса;
- **полузакрытые**, имеющие лишь легкий кожух, защищающий передачу от загрязнения, но не выполняющий силовые функции;
- **закрытые** (редукторного типа), установленные в отдельном жестком корпусе, что гарантирует точность сборки, постоянную смазку, защиту от попадания в нее пыли и грязи.

Основные силовые и кинематические соотношения

В каждой передаче различают два основных звена: входное (ведущее) и выходное (ведомое). Параметры передачи, относящиеся к ведущим звеньям, отмечают индексом 1, а к ведомым – индексом 2.

Основными характеристиками передач являются:

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

Это – две основные характеристики, необходимые для выполнения проектного расчета любой передачи. При расчетах используют дополнительные характеристики:

- **Коэффициент полезного действия (КПД)** $\eta = P_2/P_1$.

Для многоступенчатого привода, состоящего из нескольких последовательно соединенных передач, общий КПД определяется по формуле:

$$\eta_{\text{общ}} = \eta_1 \cdot \eta_2 \dots \eta_n, \quad (4.1)$$

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

- **Вращающий момент в Нм:** $T = P / \omega = 0,5 F_t d$. (4.2)

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

- **Окружная скорость** ведущего или ведомого звена в м/с.

$$v = 0,5 \cdot \omega \cdot d \quad \text{или} \quad v = \frac{\pi \cdot d \cdot n}{60}, \quad (4.3)$$

где d – диаметр колеса, шкива и т.д., м;

$$\text{Окружное усилие } F_t: F_t = P/v = 2T/d; \text{ Н} \quad (4.4)$$

- **Передаточное число (отношение)** $u = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2}$. (4.5)

Если механизм состоит из нескольких последовательно соединенных передач, то общее передаточное число равно произведению передаточных чисел отдельных передач: $u_{\text{общ}} = u_1 u_2 \dots u_n$.

При $u > 1$ $n_1 > n_2$, передача является понижающей (например, редуктор), а при $u < 1$ $n_2 > n_1$ передача является повышающей (мультипликатор).

Глава 5. Ременные передачи

Общие сведения

Ременная передача по принципу работы относится к передачам трением с гибкой связью. Состоит из ведущего 1 и ведомого 2 шкивов, огибаемых ремнем 3 (рис. 26). Параметрам ведущего шкива приписывают индекс 1, ведомого - индекс 2. В состав передачи могут также входить натяжные устройства и ограждения. Основное назначение – передача механической энергии от двигателя передаточным и исполнительным механизмам, как правило, с понижением частоты вращения.

В комбинации с зубчатой передачей ременную передачу используют обычно в качестве быстроходной ступени, как менее нагруженной.

Нагрузка передается силами трения, возникающими между шкивом и ремнем вследствие предварительного натяжения последнего.

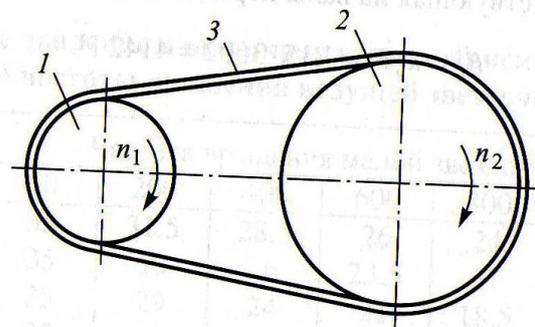
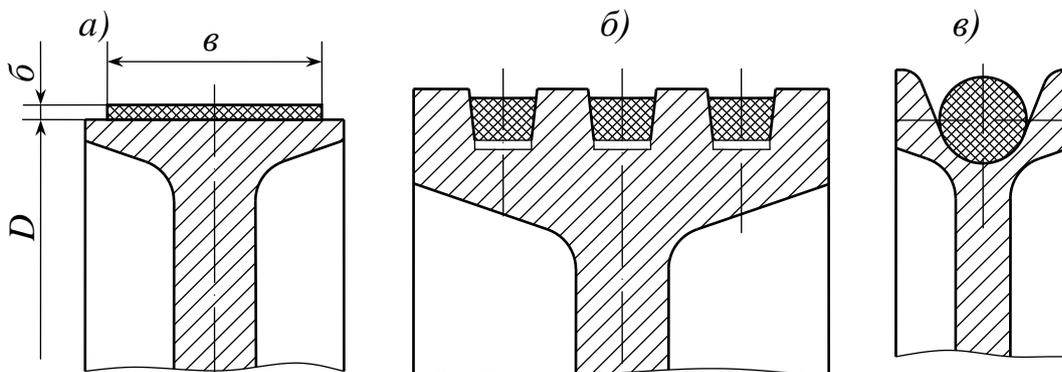


Рис. 26. Схема ременной передачи

Классификация

Ремни по форме поперечного сечения подразделяют на плоские, клиновые, поликлиновые, круглые (рис. 27).

В современном машиностроении наибольшее распространение имеют клиновые ремни. Только при малых мощностях (в приборах, машинах домашнего обихода и т. п.) применяют круглые ремни.



а) Плоскоременная передача; б) клиноременная передача; в) круглоременная передача

Рис. 27. Формы поперечного сечения ремней

Достоинства ременных передач:

- возможность передачи движения на значительные расстояния;
- возможность работы с высокими скоростями;
- плавность и малошумность работы;
- предохранение механизмов от резких колебаний нагрузки и ударов;
- защита от перегрузки в результате проскальзывания ремня по шкиву;
- простота конструкции, отсутствие смазочной системы;
- малая стоимость.

Недостатки

- большие габаритные размеры;
- малая долговечность ремней в быстроходных передачах;
- большие нагрузки на валы и опоры от натяжения ремня;
- необходимость защиты ремня от попадания масла.
- непостоянство передаточного отношения из-за проскальзывания ремня;

Натяжение ремней

Необходимым условием работы ременной передачи является предварительное натяжение ремня F_0 , которое можно осуществить следующими способами:

- предварительным упругим растяжением ремня;
- перемещением одного из шкивов относительно другого; натяжным роликом
- автоматическим устройством, обеспечивающим регулирование натяжения в зависимости от передаваемой нагрузки.

Кинематические параметры

$$\text{Окружные скорости на шкивах } V_1 = 0,5\omega_1 D_1; \quad V_2 = 0,5\omega_2 D_2. \quad (5.1)$$

$$\text{Из-за упругого скольжения ремня } V_2 < V_1; \quad V_2 = V_1(1 - \mathcal{E}), \quad (5.2)$$

где \mathcal{E} – коэффициент упругого скольжения; $\mathcal{E} = 0,01 \dots 0,02$.

$$\text{Передаточное отношение и } \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{D_2}{D_1(1 - \mathcal{E})}. \quad (5.3)$$

Величина \mathcal{E} зависит от нагрузки, поэтому передаточное число не является строго постоянным.

Клиноременная передача

Клиноременная передача работает с одним или несколькими ремнями. В этой передаче благодаря клиновой форме ремня и канавки на шкиве сила сцепления ремня со шкивом больше, чем в плоскоремненной передаче, вследствие чего клиноременной передачей можно передавать большую мощность, допускать меньшее межосевое расстояние и меньший угол обхвата.

Недостатками клиноременной передачи в сравнении с плоскоремненной является меньшая долговечная ремней вследствие значительной их толщины, более низкий к.п.д. и большая стоимость шкивов.

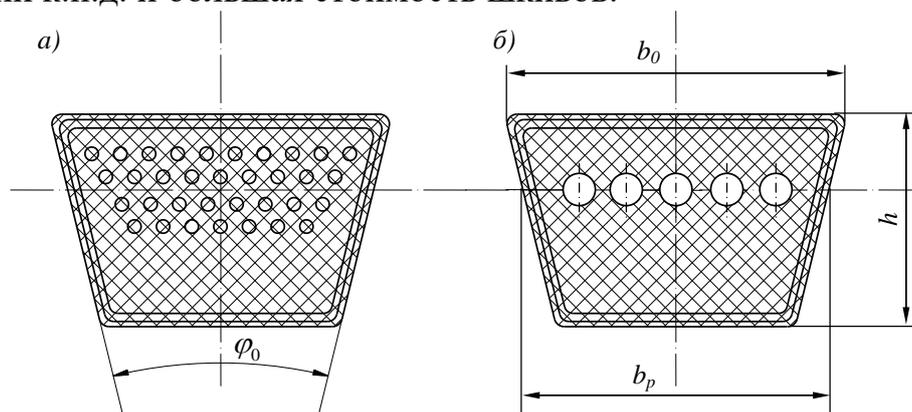


Рис. 28. Конструкции клиновых ремней

Для приводов общего назначения по ГОСТ 1284-89 клиновые ремни выпускают семи сечений (О, А, В, В, Г, Д, Е) в виде бесконечных колец. По конструкции клиновые ремни бывают двух типов: кордтканевые (рис. 28 а) и кордшнуровые (рис. 28 б). В первых корд (несущий слой) состоит из нескольких рядов ткани, расположенных в зоне нейтрального слоя ремня. Выше и ниже корда расположены резиновые прослойки. Снаружи ремень завернут в два-три слоя прорезиненной ткани. Кордтканевые ремни применяют в приводах общего назначения. Более совершенными являются кордшнуровые ремни, в которых корд состоит из одного ряда толстых стальных тросов расположенных примерно по центру тяжести сечения. Эти ремни более гибки и долговечны.

Все клиновые ремни в сечении имеют форму трапеции с углом профиля $\varphi_0 = 40^\circ$ в недеформированном состоянии. Расчетная длина L клинового ремня соответствует длине по нейтральному слою.

Силы и силовые зависимости

На рисунке 29 показаны усилия в ветвях ремня в двух случаях:

а) в покое при $T_1=0$; б) при работе, когда $T_1>0$.

F_0 – предварительное натяжение ремня;

F_1 и F_2 – натяжение ведущей и ведомой ветвей в нагруженной передаче;

$F_t = 2T_1 / D_1$ – окружная сила.

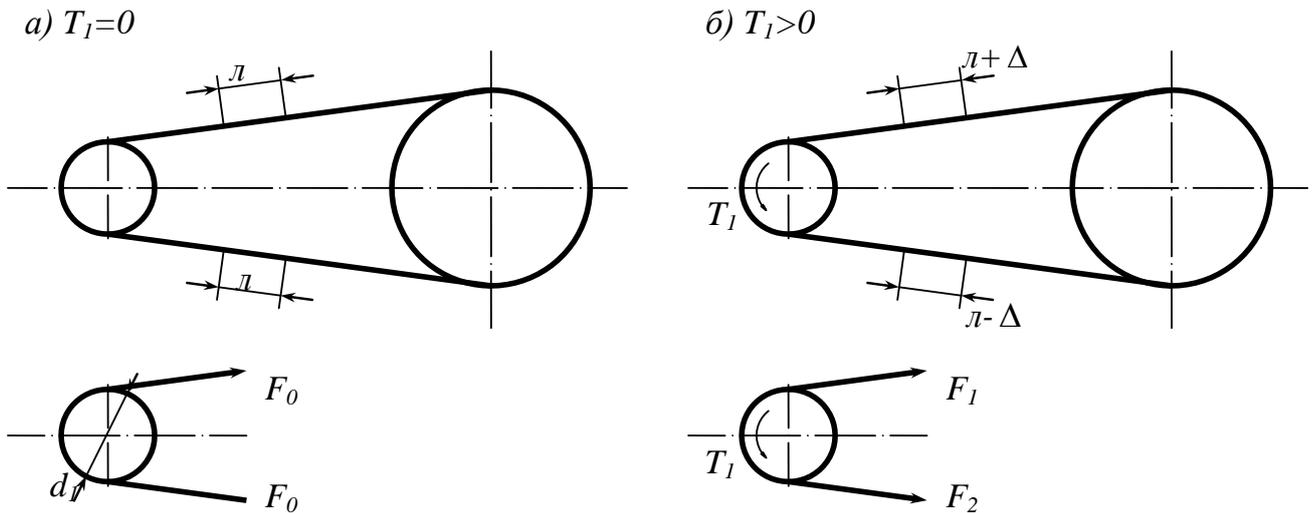


Рис. 29. Усилия в ветвях ремня

По условию равновесия ведущего шкива имеем: $T_1 = 0,5D_1(F_1 - F_2)$, или $F_1 - F_2 = F_t$. Связь между F_0 , F_1 и F_2 можно установить на основе следующих рассуждений. Геометрическая длина ремня не зависит от нагрузки и остается неизменной как в ненагруженной, так и в нагруженной передаче. Следовательно, дополнительная вытяжка ведущей ветви компенсируется равным сокращением ведомой ветви. Запишем: $F_1 = F_0 + \Delta F$, $F_2 = F_0 - \Delta F$, или $F_1 + F_2 = 2F_0$, откуда $F_1 = F_0 + F_t/2$, $F_2 = F_0 - F_t/2$.

Получили систему двух уравнений с тремя неизвестными F_0 , F_1 , F_2 . Эти уравнения показывают изменение натяжений ведущей и ведомой ветвей в зависимости от нагрузки F_t , но не вскрывают способность передавать эту нагрузку (*тяговую способность передачи*), которая связана с величиной силы трения между ремнем и шкивом. Такая связь установлена Эйлером. Формула Эйлера:

$\frac{F_1}{F_2} = e^{f\alpha}$. Тогда приведенные уравнения запишутся так.

$$F_1 = F_t \frac{e^{f\alpha}}{e^{fa} - 1}; \quad F_2 = F_t \frac{1}{e^{fa} - 1}; \quad F_0 = \frac{F_t}{2} \left(\frac{e^{fa} + 1}{e^{fa} - 1} \right). \quad (5.4)$$

Эти формулы устанавливают связь сил натяжения ветвей работающей передачи с нагрузкой F_t и факторами трения f и α . Они позволяют также определить минимально необходимое предварительное натяжение ремня F_0 , при котором еще возможна передача заданной нагрузки F_t

Если $F_0 < \frac{F_t}{2} \left(\frac{e^{fa} + 1}{e^{fa} - 1} \right)$, то неизбежно буксование ремня.

Строго говоря, формула Эйлера представляет собой соотношение натяжений концов гибкой, невесомой, нерастяжимой нити, охватывающей неподвижный негладкий барабан при ее равновесии. К ременной передаче формула Эйлера неприменима. В то же время, формула Эйлера дает наглядную характеристику

влияния коэффициента трения и угла обхвата на работу передачи. Чем больше f и α , тем больше отношение $F_t:F_2$, тем больше разность этих сил, равная окружной силе F_t , то есть больше передаваемый момент. Иными словами, лучше используются силы предварительного натяжения ремня.

При расчетах ременных передач формулу Эйлера применяют сравнительно редко. Ее применяют при расчетах ленточных транспортеров, ленточных тормозов, лентопротяжных механизмов.

Увеличение α и f благоприятно влияет на работе передачи. Это принято за основу при создании конструкций клиноременной передачи и передачи с натяжным роликом. В первой передаче использован принцип искусственного повышения трения путем заклинивания ремня в канавках шкива, во второй – увеличивают угол обхвата α установкой натяжного ролика.

Давление шкивов на валы

Давление шкивов на валы равно геометрической сумме сил натяжений ведущей и ведомой ветвей (рис. 30).

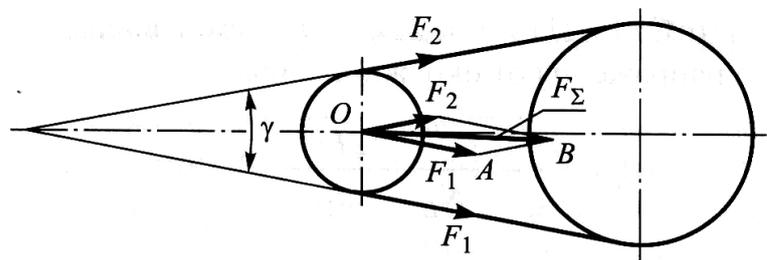


Рис. 30. Силы, действующие на вал передачи

Обычно F_B в два-три раза больше окружного усилия F_t , что является существенным недостатком ременных передач.

$$F_B = \sqrt{(F_1^2 + F_2^2 + 2F_1F_2 \cos \gamma)} = (F_1 + F_2) \cos(\gamma/2) = 2F_0 \sin(\alpha/2) \quad (5.5)$$

Напряжения в ремне

Различают следующие виды составляющих напряжения в ремне (рис. 31):

- **Предварительное напряжение σ_o .**

В состоянии покоя каждая ветвь ремня натянута с усилием F_o , следовательно $\sigma_o = F_o/A$, где A – площадь поперечного сечения ремня.

- **Нормальное напряжение от окружной силы. $\sigma_t = F_t/A$**

С другой стороны, напряжение σ_t является разностью напряжений в ведущей σ_1 и ведомой σ_2 ветвях ремня: $\sigma_1 - \sigma_2 = \sigma_t$;

$$\sigma_1 = \frac{F_1}{A} = \frac{F_o + 0,5F_t}{A} = \sigma_o + 0,5\sigma_t; \quad \sigma_2 = \frac{F_2}{A} = \frac{F_o - 0,5F_t}{A} = \sigma_o - 0,5\sigma_t \quad (5.6)$$

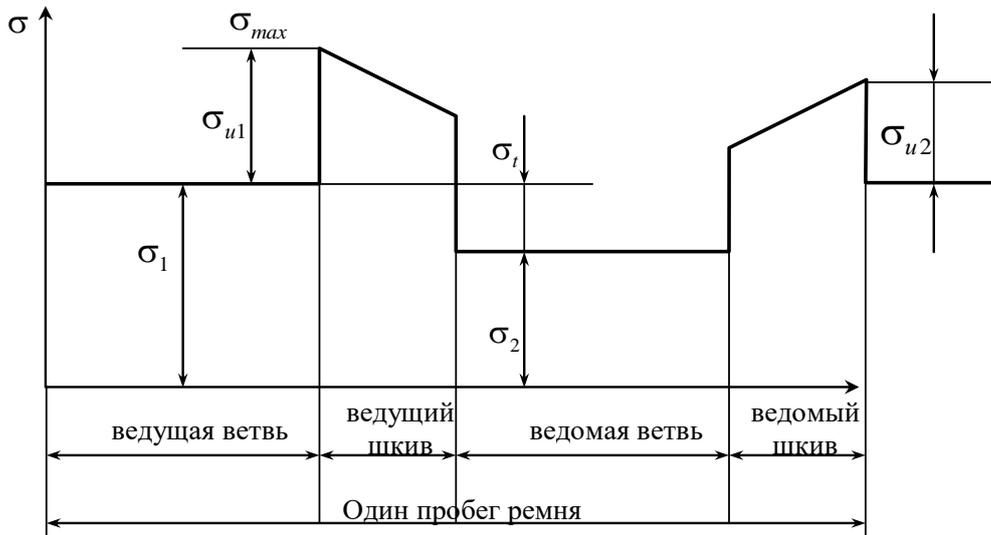


Рис. 31. Эпюра напряжений в ремне

• **Напряжение изгиба σ_u** (рис. 32).

Возникает в ремне при огибании шкивов. По закону Гука $\sigma_u = \varepsilon E$,

где E – модуль продольной упругости материала ремня;

$\varepsilon = Y_{max}/\rho$ – относительное удлинение волокон на выпускной стороне ремня;
 $Y_{max} = 0,5\delta$; $\rho = 0,5(D + \delta) \approx 0,5D$.

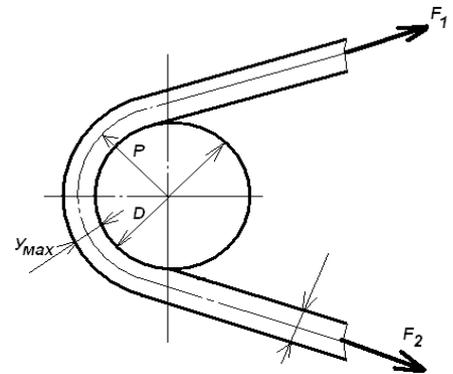


Рис. 32. Напряжения изгиба в ремне

$$\text{Тогда } \sigma_u = \frac{\delta}{D + \delta} E \approx \frac{\delta}{D} E. \quad (5.7)$$

Наибольшее напряжение изгиба в ремне возникает на меньшем шкиве D_1 . Обычно по соображениям компактности стремятся принимать небольшие значения D_1 , поэтому σ_{u1} может в несколько раз превышать все другие напряжения в ремне. На практике величину σ_{u1} ограничивают минимально допустимым значением $\frac{\delta}{D_1}$. Напряжение изгиба не влияет на тяговую способность передачи. Изменяясь по отнулевому циклу, оно является главной причиной усталостного разрушения ремня.

• **Напряжение от центробежных сил**

Эти напряжения определяют по известной формуле для тонкого вращающегося кольца: $\sigma_v = \frac{F_v}{A} = mV^2$, (5.8)

где m – погонная масса ремня; V – скорость ремня.

При работе ремённой передачи напряжения по длине ремня распределяются неравномерно. Наибольшее напряжение σ_{max} возникает в поперечном сечении ремня в месте набегания его на малый шкив;

$$\sigma_{max} = \sigma_v + \sigma_l + \sigma_u. \quad (5.9)$$

Скольжение ремня

В ременной передаче возникают два вида скольжения ремня по шкиву: упругое, неизбежное при нормальной работе передачи, и буксование – при перегрузке.

В процессе обегания ремнем ведущего шкива натяжение падает от F_1 до F_2 (рис. 33). Ремень укорачивается и отстает от шкива – возникает упругое скольжение. На ведомом шкиве происходит аналогичное скольжение, но здесь натяжение ремня возрастает от F_2 до F_1 , он удлиняется и опережает шкив. Упругое скольжение ремня происходит не на всей дуге обхвата, а лишь на части ее – дуге скольжения α_c , которая всегда располагается со стороны сбегания ремня со шкива. Длина дуги скольжения определяется условием равновесия окружного усилия $F_t = F_1 - F_2$ и сил трения на этой дуге.

Со стороны набегания ремня на шкиве имеется дуга покоя α_n , на которой усилие в ремне не изменяется, оставаясь равным натяжению набегающей ветви, и ремень движется вместе со шкивом без скольжения. Сумма дуг α_c и α_n равна дуге обхвата α . Скорости прямолинейных участков ремня V_1 и V_2 равны окружным скоростям шкивов, на которые они набегают. Потеря скорости $V_1 - V_2$ определяется скольжением только на ведущем шкиве, где направление скольжения не совпадает с направлением движения шкива (смотри мелкие стрелки на дуге α_{c1}).

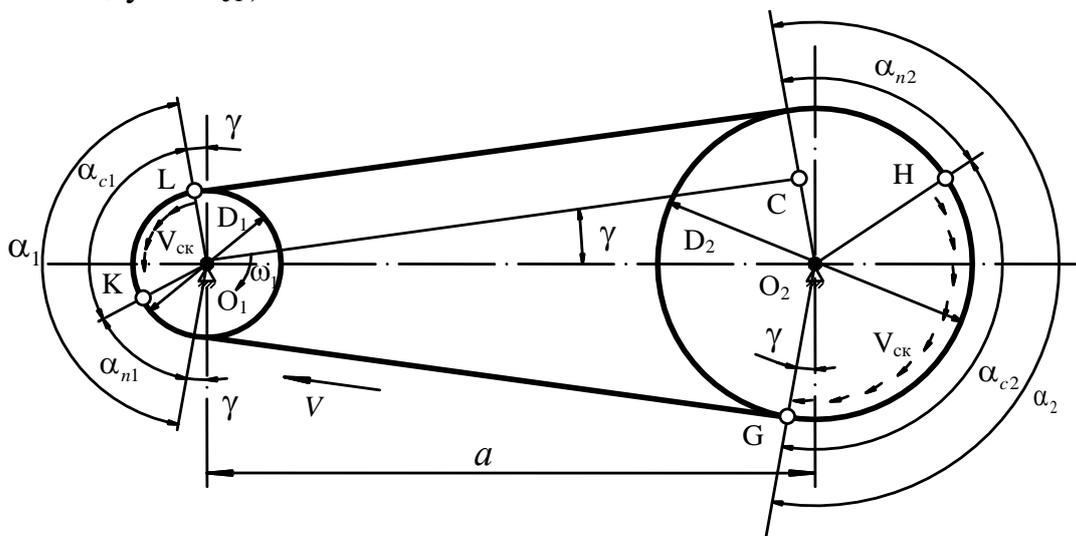


Рис. 33. Скольжение ремня

Упругое скольжение ремня характеризуется коэффициентом скольжения ε , который представляет относительную потерю скорости на шкивах:

$$\varepsilon = (V_1 - V_2) / V_1,$$

где V_1, V_2 - окружные скорости ведущего и ведомого шкивов. При нормальном режиме работы обычно $\varepsilon = (0,01 \dots 0,02)$.

Таким образом, упругое скольжение ремня неизбежно, оно возникает из-за разности натяжения ведущей и ведомой ветвей. Упругое скольжение приводит к снижению скорости ведомого шкива, следовательно, к потере части мощности, вызывает электризацию, нагревание и износ ремня, сокращая его долговечность, является причиной непостоянства передаточного отношения.

По мере роста усилия F_t дуга покоя α_{n1} уменьшается, следовательно, уменьшается и запас сил трения. При значительной перегрузке дуга скольжения α_{c1} достигает дуги обхвата ремнём шкива α и ремень начинает скользить по всей поверхности касания с ведущим шкивом, то есть буксует. При буксовании ведомый шкив останавливается, к.п.д. передачи падает до нуля.

Критерии работоспособности ременных передач

Основными критериями работоспособности ременных передач являются: ***тяговая способность***, которая зависит от величины сил трения между ремнем и шкивом, и ***долговечность ремня***, т.е. его способность сопротивляться усталостному разрушению. Основным расчетом ременных передач является расчет по тяговой способности. Этот расчёт обеспечивает и тяговую способность, и прочность ремня.

Расчет на долговечность производится как проверочный.

Кривые скольжения и КПД

Тяговую способность ременной передачи определяют с помощью кривых скольжения и КПД (рис. 34). Такие кривые получают экспериментально. На графике по оси ординат откладывают относительное скольжение и к.п.д., а по оси абсцисс – степень загруженности передачи, которую выражают через коэффициент тяги $\varphi = F_t / (2F_o) = \sigma_t / (2\sigma_o)$.

Коэффициент тяги φ показывает, какая часть предварительного натяжения ремня F_o используется для передачи нагрузки F_t , т.е. характеризует степень загруженности передачи.

Целесообразность выражения нагрузки передачи через безразмерный коэффициент φ объясняется тем, что скольжение и КПД связаны именно со степенью загруженности передачи, а не с абсолютным значением нагрузки.

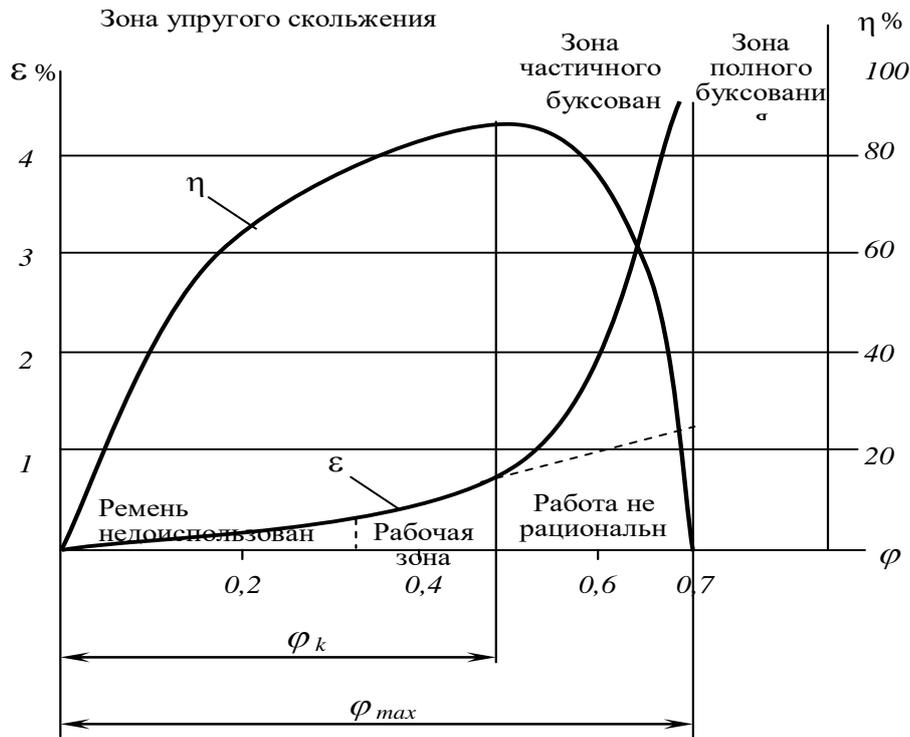


Рис. 34. Кривые скольжения и КПД

На начальном участке кривой скольжения при $0 < \varphi < \varphi_k$ наблюдается только упругое скольжение. Так как упругие деформации ремня приближённо подчиняются закону Гука, этот участок близок к прямолинейному. Дальнейшее увеличение нагрузки приводит к частичному, а затем и полному буксованию. В зоне $\varphi_k \dots \varphi_{max}$ наблюдается как упругое скольжение, так и буксование. Работа передачи становится неустойчивой. Рабочую нагрузку рекомендуют выбирать вблизи критического значения φ_k и слева от него. Этому участку соответствует также максимальное значение к.п.д. Для плоскоремённых передач $\varphi_k = 0,4 \dots 0,6$, для клиноремённых $\varphi_k = 0,6 \dots 0,75$.

Отношение φ_{max}/φ_k характеризует способность передачи воспринимать кратковременные перегрузки. Для кожаных и шерстяных ремней $\varphi_{max}/\varphi_k = 1,35 \dots 1,5$, для прорезиненных — $1,15 \dots 1,3$. Работа в зоне частичного буксования допускается только при кратковременных перегрузках, например при пуске. В этой зоне к.п.д. резко снижается, а ремень быстро изнашивается.

Расчёт ремней по тяговой способности

Плоскоремённая передача.

Расчёт плоских ремней ведут по допускаемому полезному напряжению $[\sigma_{t0}]$, которое определяют по кривым скольжения. Экспериментальные кривые

скольжения получены при $\sigma_o = 1,8 \text{ МПа}$; $\delta = 0,04D$; $\alpha = 180^\circ$ и окружной скорости $V = 10 \text{ м/с}$.

При этих условиях установлена следующая зависимость для плоских ремней:

$$[\sigma_{t0}] = 2 \varphi_k \sigma_o = \omega_1 - \omega_2 \frac{\delta}{D_1}, \quad (5.10)$$

где ω_1 , ω_2 – вспомогательные коэффициенты;

δ – толщина ремня;

D_1 – диаметр шкива.

Экспериментально установлено также влияние на допускаемое полезное напряжение $[\sigma_t]$ условий работы, угла обхвата, скорости ремня и других факторов. При расчёте плоских ремней это влияние учитывают корректирующими коэффициентами.

$$[\sigma_t] = [\sigma_{t0}] C_\alpha C_V C_o, \quad (5.11)$$

где C_α – коэффициент, учитывающий влияние угла обхвата;

C_V – скоростной коэффициент;

C_o – коэффициент, учитывающий расположение передачи и способ натяжения ремня.

При проектном расчёте задаются толщиной ремня, соблюдая условие $\delta = 0,04D$, и определяют ширину ремня b .

Клиноремённая передача

Расчет клиноремённой передачи основывается на тех же предпосылках, что и расчет плоскоремённой передачи. В связи с ограниченным количеством профилей клиновых ремней определена мощность P_o , которую способен передавать один ремень при $u=1$, $V=10 \text{ м/с}$, $\alpha=180^\circ$, спокойной нагрузке, длине, равной базовой. Мощность P_p , которую может передавать ремень в реальных условиях, определяют умножением табличных значений P_o на корректирующие коэффициенты:

$$P_p = P_o C_\alpha C_u C_L C_p, \quad (5.12)$$

где C_α – коэффициент, учитывающий влияние угла обхвата;

C_u – коэффициент, учитывающий влияние передаточного числа;

C_L – коэффициент, учитывающий влияние длины ремня;

C_p – коэффициент, учитывающий влияние режима работы передачи.

Затем определяют требуемое число ремней $Z \geq \frac{P}{P_p \cdot C_Z} \leq 6$, (5.13)

где C_Z – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки между ремнями из-за погрешности изготовления и монтажа шкивов и разной длины ремней. Им задаются в зависимости от ожидаемого числа рем-

ней. Если условие $Z \leq 6$ не соблюдается, переходят на большее сечение ремня и повторяют расчет.

Расчет ременных передач на долговечность

Ремни, рассчитанные по тяговой способности, обладают долговечностью, которая в среднескоростных передачах равна 2000 – 5000 часов, поэтому при курсовом проектировании полный расчет на долговечность можно не делать, а ограничиваться проверкой частоты пробегов ремня в секунду.

Частота пробегов ремня в секунду i является скоростным фактором, влияющим на долговечность: чем больше i , тем выше частота циклов, тем меньше срок службы ремня. Действительное число пробегов ремня определяется по формуле:

$$i = V_1/L \leq [i]; \quad (5.14)$$

где V_1 – скорость ремня в м/с; L – длина ремня в м;

$[i]$ – допускаемое число пробегов ремня в секунду: для плоскоремной передачи $[i] \leq 5$ 1/с, для клиноремной – $[i] \leq 10$ 1/с.

Геометрические соотношения (рис. 35)

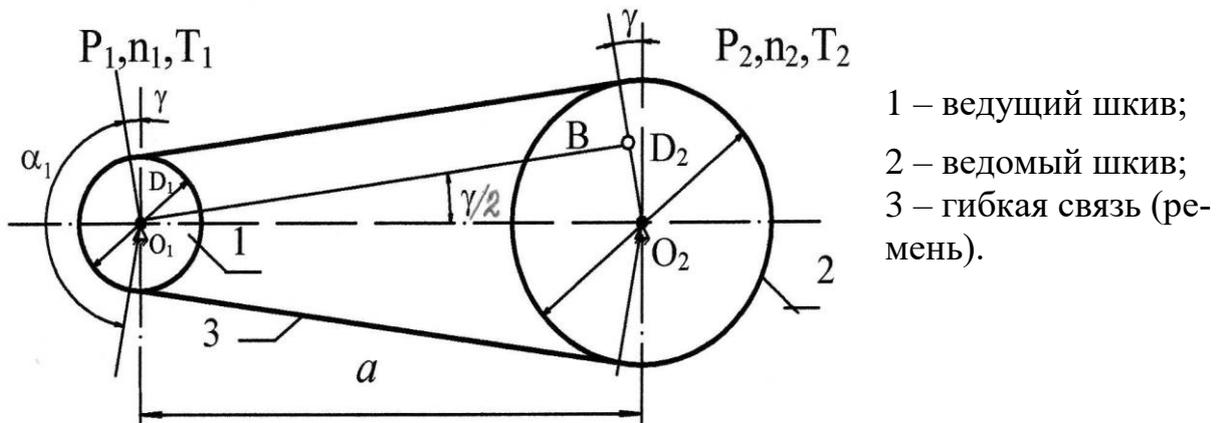


Рис. 35 Геометрические параметры ременной передачи.

Диаметром малого шкива задаются: $d_1 = (3,8 \dots 4,2) \cdot \sqrt[3]{T_1}$, мм; где T_1 – Нм.

Диаметр большого шкива $d_2 = d_1 u (1 - \varepsilon)$. Диаметры шкивов согласовывают с ГОСТ 12841-89. Затем ориентировочно задаются межосевым расстоянием $0,55(D_1 + D_2) + h \leq a \leq 2(D_1 + D_2)$,

где h – высота ремня.

Расчетная длина ремня $L = 2a + 0,5\pi(D_1 + D_2) + (D_2 - D_1)^2 / 4a$.

Длину ремня округляют до стандартного значения и уточняют межосевое расстояние:

$$a = \frac{2L - \pi(D_2 + D_1) + \sqrt{[2L - \pi(D_2 + D_1)]^2 - 8(D_2 - D_1)^2}}{8}. \quad (5.15)$$

Угол обхвата ремнем малого шкива $\alpha_1 = 180^\circ - 2\gamma^\circ$.

Из треугольника O_1BO_2 $\sin \gamma = \frac{CO_2}{O_1O_2} = \frac{D_2 - D_1}{2a}$.

Практически γ не превышает, $\frac{\pi}{6}$, поэтому принимают $\sin \gamma \approx \gamma \text{ рад}$,

тогда $\gamma = \frac{D_2 - D_1}{2a} \text{ рад}$ или $\gamma^\circ = \frac{180^\circ}{\pi} \frac{D_2 - D_1}{2a}$.

Следовательно, $\alpha_1 = 180^\circ - 57^\circ \frac{D_2 - D_1}{a} \geq [\alpha_1]$.

Для плоскоременной передачи $[\alpha_1] = 150^\circ$, для клиноременной $[\alpha_1] = 90^\circ$.

КПД ременных передач

Величина к.п.д. ременных передач зависит от потерь на скольжение ремня по шкивам, на внутреннее трение в ремне при изгибе, на трение в подшипниках.

При средних условиях работы для плоскоременной передачи $\eta = 0,96 \dots 0,97$, для клиноременной $\eta = 0,95 \dots 0,96$.

С уменьшением диаметров шкивов КПД передачи и долговечность ремней падают, поэтому следует избегать минимальных диаметров шкивов.

Глава 6. Цепные передачи

Общие сведения

Цепные передачи являются передачами зацеплением с гибкой связью. Они обеспечивают передачу крутящего момента между валами, которые могут находиться на значительном (до 8м) расстоянии.

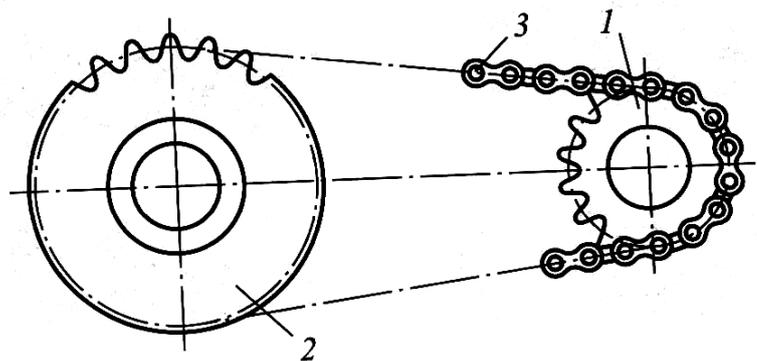


Рис. 36. Схема цепной передачи

Цепные передачи широко применяют в транспортных, сельскохозяйственных, строительных, горных и нефтяных машинах. Наибольшее распространение цепные передачи получили для мощностей до 100 кВт при окружных скоростях до 15 м/с и передаточных отношениях до 8. Цепная передача состоит из ведущей и ведомой звездочек, сидящих на параллельных валах, и охватывающей их бесконечной цепи (рис. 36). Кроме этих основных элементов цепные передачи имеют натяжные и смазочные устройства, ограждения.

Достоинства по сравнению с ременными передачами:

- **отсутствие проскальзывания;**
- **компактность (они занимают меньше места по ширине);**
- **меньшие нагрузки на валы.**

Недостатки:

- **удлинение цепи из-за износа шарниров;**
- **необходимость точного изготовления цепи и монтажа передачи;**
- **более высокая стоимость;**
- **быстрый износ шарниров, необходимость смазки, шум при работе.**

Приводные цепи

Применяются роликовые, втулочные и зубчатые цепи. Цепь состоит из соединенных шарнирами звеньев и является главным элементом передачи. Рассмотрим роликовую цепь. Она состоит из оси 1, втулки 2, ролика 3, внутренних пластин 4 (напрессованы на втулках), наружных пластин 5 (напрессованы на оси) (рис. 37). Втулка на оси вращается свободно. Ролик перекачивается по зубу звездочки, чем уменьшается износ. Втулочные цепи не имеют роликов, дешевле, проще, но их износостойкость намного ниже. Применяют при скорости $V < 10$ м/с. Пластины, втулки, ролики и оси подвергают закалке HRC 40...55.

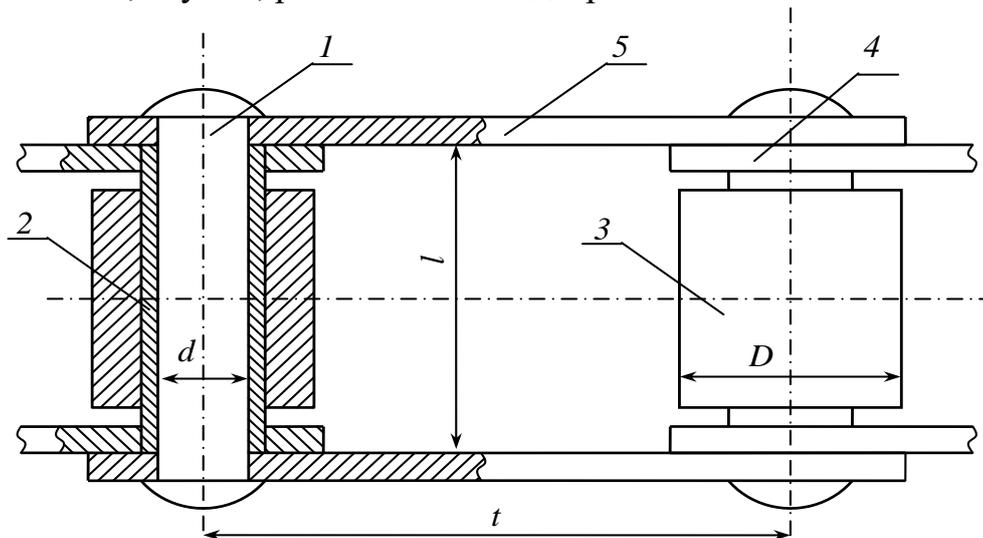


Рис. 37. Конструкция приводной роликовой цепи

Критерии работоспособности и расчета

Основным критерием работоспособности приводных цепей является износостойкость их шарниров. Поэтому проектирование цепных передач сводится к подбору такой цепи, которая в заданных условиях работы будет обладать достаточной надежностью и долговечностью. Требуемый ресурс шарниров равен 3...5 тысяч часов. Он обеспечивается при условии, что расчетное среднее давление p в шарнире звена не превышает допустимого значения $[p]$, указанного в таблицах:

$$p = F_t K_{\varepsilon} / A \leq [p], \quad (6.1)$$

где F_t – окружная сила, передаваемая цепью, H ,
 A – площадь проекции опорной поверхности шарнира, $мм^2$: для роликовых цепей $A = dl$, d – диаметр оси, l – длина втулки;

K_{ε} – коэффициент эксплуатации, $K_{\varepsilon} = K_D * K_a * K_H * K_{рег} * K_{см} * K_{реж}$;

K_D – коэффициент динамичности нагрузки. При спокойной нагрузке $K_D = 1$, при переменной – $K_D = 1,1 \dots 1,2$, при ударной нагрузке $K_D = 1,2 \dots 2,0$.

K_a – коэффициент межосевого расстояния, при оптимальном значении межосевого расстояния, равном $a = (30 \dots 50) t$, $K_a = 1$.

K_H – коэффициент угла наклона линии центров звездочек к горизонту: при угле наклона до 45° – $K_H = 1$, при углах наклона больше 45° $K_H = 1,25$.

$K_{рег}$ – коэффициент, учитывающий способ регулирования натяжения цепи: при регулировании за счет перемещения опор звездочек $K_{рег} = 1$, при использовании натяжных или прижимных звездочек $K_{рег} = 0,8$, для нерегулируемых передач $K_{рег} = 1,25$.

$K_{см}$ – коэффициент, учитывающий способ смазывания цепи: при картерной смазке $K_{см} = 0,8$, при непрерывном капельном смазывании $K_{см} = 1$, при периодическом смазывании $K_{см} = 1,4$.

$K_{реж}$ – коэффициент, учитывающий режим работы передачи: при односменной работе $K_{реж} = 1$, при двухсменной – $K_{реж} = 1,25$, при трехсменной $K_{реж} = 1,45$.

Для проектного расчета формулу преобразуют так, чтобы можно было определять величину шага t . Подставляя $F_t = 2T_1 / d_1$, $d_1 = z_1 t / \pi$ и учитывая, что для приводных цепей нормальной серии $a \approx 0,28 t^2 m$, получим:

$$p = \frac{2T_1 K_{\varepsilon}}{\pi z_1 0,28 t^3 m} \leq [p], \quad (6.2)$$

где m – число рядов цепи.

$$\text{Отсюда шаг цепи } t \geq 2,8 \sqrt[3]{\frac{K_{\varepsilon} \cdot T_1}{z_1 [p] m}}, \text{ мм}, \quad (6.3)$$

где T_1 – Нмм, $[p]$ – МПа.

Число звеньев цепи (длину цепи в шагах) вычисляют по формуле

$$L_t = a_t + 0,5 (z_1 + z_2) + (z_2 - z_1)^2 : (2 \pi a_t); \quad (6.4)$$

где a_t – выраженное в шагах межосевое расстояние, оптимальное значение a_t из условия долговечности цепи $a_t = a / t = 30 \dots 50$.

Межосевое расстояние

$$a = \frac{t}{4} \left[L_t - \frac{Z_1 + Z_2}{2} + \sqrt{\left(L_t - \frac{Z_1 + Z_2}{2} \right)^2 - 8 \left(\frac{Z_2 - Z_1}{2\pi} \right)^2} \right]. \quad (6.5)$$

Для нормальной работы передачи ведомая ветвь должна иметь небольшое провисание, для чего межосевое расстояние уменьшают на $(0,002 \dots 0,004) a$.

Средняя скорость цепи $V = t z_1 n_1 / (60 \cdot 10^3)$, м/с.

Она должна быть меньше допускаемой для роликовых цепей скорости, равной $[V] = 7$ м/с.

Усилия в ветвях цепи

$$\text{Окружная сила: } F_t = \frac{P_1}{V}, \text{ Н}; \quad (6.6)$$

где $P_1 - Bm$, $V - m/c$.

Полное натяжение наиболее нагруженной ведущей ветви:

$$F_{1max} = K_d F_t + F_q + F_v, \quad (6.7)$$

где K_d – коэффициент динамичности;

F_q – натяжение цепи от действия силы тяжести,

$$F_q = K_f a m g; \quad (6.8)$$

K_f – коэффициент провисания; для горизонтальных передач $K_f = 6$, для передач, наклоненных к горизонту, $K_f = 3$;

m – масса l_m длины цепи, кг;

$g = 9,8$ м/с² – ускорение свободного падения;

a – межосевое расстояние, м;

F_v – натяжение цепи от воздействия центробежных сил

$$F_v = mV^2, \text{ Н}. \quad (6.9)$$

Прочность цепи проверяют по коэффициенту запаса прочности

$$S = F_{разр} / F_{1max} \geq [S]; \quad (6.10)$$

где $[S]$ – нормативный (требуемый) коэффициент запаса.

Нагрузка на валы звездочек

В цепных передачах, как и в ременных, усилия в ремнях от воздействия центробежных сил на валы не передаются.

Цепь действует на валы звездочек с силой:

$$F_B = K_B F_t; \quad (6.11)$$

где K_B – коэффициент, учитывающий характер нагрузки и расположение передачи: $K_B = 1,05 \dots 1,15$ (меньшие значения – для вертикальных передач и спокойной нагрузки, большие – для горизонтальных передач и ударной нагрузки).

Глава 7. Зубчатые передачи

7.1 Общие сведения. Классификация

В зубчатой передаче движение передается с помощью зацепления пары зубчатых колес.

Меньшее зубчатое колесо называют шестерней, а большее – колесом.

Термин зубчатое колесо относится как к шестерне, так и к колесу. Параметрам шестерни приписывают индекс 1, а параметрам колеса - 2. Зубчатые передачи - самый распространенный вид механических передач. Их применяют практически во всех машинах и приборах для передачи мощностей от ничтожно малых (например, в часовых механизмах) до десятков тысяч киловатт (например, в морских судах).

Также в очень широких пределах колеблются и окружные скорости зубчатых колес, достигая 100 м/с.

Достоинства:

- высокая надежность;
- высокий к.п.д. (0,97-0,99);
- постоянство передаточного числа;
- практически неограниченный диапазон передаваемых мощностей;
- компактность;
- небольшие нагрузки на валы.

Недостатки

- шум при работе с большими скоростями;
- необходимость высокой точности изготовления и монтажа (в первую очередь при высоких окружных скоростях);
- невозможность бесступенчатого изменения передаточного числа.

Классификация зубчатых передач

Зубчатые передачи классифицируют по многим признакам. Приведём некоторые из них (рис. 38):

В зависимости от взаимного расположения осей валов:

- **цилиндрические** – применяются при параллельных осях;
- **конические** – применяются при пересекающихся осях;
- **зубчато-винтовые** – применяются при перекрещивающихся осях.

В зависимости от формы и расположения зубьев:

- **прямозубые;**
- **косозубые;**
- **шевронные;**
- **с круговым зубом.**

В зависимости от взаимного расположения зубчатых колес:

- с внешним зацеплением;
- с внутренним зацеплением.

В зависимости от формы профиля зуба:

- с эвольвентным профилем. Предложен в 1760г. Л. Эйлером. Зубья имеют линейный контакт, широко применяются в современном машиностроении;
- с круговым профилем (предложен М.Л.Новиковым в 1954г., обеспечивает точечный контакт зубьев, весьма перспективен в связи с высокой несущей способностью);
- с циклоидальным профилем (применяются в приборах и часах).

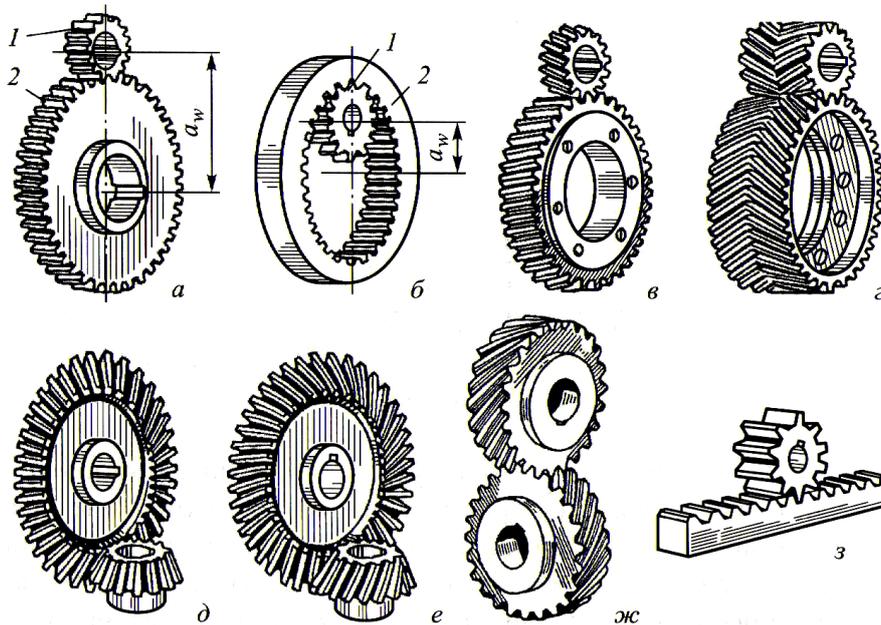


Рис. 38. Основные виды зубчатых передач зацеплением

В зависимости от точности изготовления передач

Предусмотрено **12 степеней точности** с обозначением степеней в порядке убывания точности. Наибольшее распространение имеют 6, 7, 8 и 9^я степени точности: 6^я степень соответствует высокоточным скоростным передачам, 7^я – точным передачам, 8^я – передачам средней точности, 9^я – тихоходным передачам пониженной точности.

В зависимости от условий работы:

- **открытые передачи** (тихоходные передачи, работающие всухую или смазываемые периодически консистентной смазкой);
- **закрытые передачи** (редукторы), работающие с масляной ванной.

7.2 Эвольвентное зацепление

При работе зубчатой передачи зубья шестерни входят во впадины зубьев колеса и давят боковой (рабочей) поверхностью на них. Линии контакта при вращении колес перемещаются от вершины к ножке зуба, при этом передаточное число должно оставаться постоянным в любой точке касания. Из множества профилей, удовлетворяющих этому требованию, наиболее распространены эвольвентные, которые просты и удобны в изготовлении. Профили зуба эвольвентного зацепления образуются двумя симметричными эвольвентами.

Эвольвентой называется кривая, которую описывает какая-либо точка, лежащая на прямой линии, перекатываемой по окружности без скольжения (рис. 39).

Перекатываемая прямая называется **производящей прямой**, а окружность, по которой перекатывается производящая прямая, – **основной окружностью**. Точка пересечения производящей прямой NN и линии центров называется полюсом зацепления.

При $u = const$ полюс неподвижен.

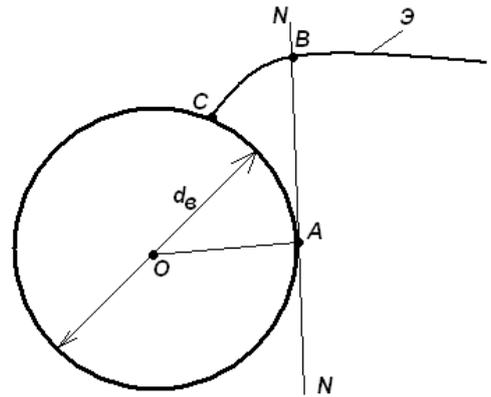


Рис.39. Эвольвента

d_e – диаметр основной окружности; NN – производящая прямая.

Единственный параметр эвольвенты, определяющий ее форму, – диаметр основной окружности d_e . С ростом d_e эвольвента становится более полой и при $d_e \rightarrow \infty$ обращается в прямую линию. Поэтому профиль зуба рейки прямолинейный.

Профиль зуба по эвольвенте расположен вне основной окружности. Радиус кривизны эвольвенты в любой ее точке равен длине дуги $CA=AB$, центр кривизны эвольвенты всегда лежит на основной окружности (в точке A).

Образующая прямая NN нормальна к эвольвенте в любой точке (любая нормаль к эвольвенте является касательной к основной окружности).

Геометрические параметры эвольвентного зацепления

Геометрические термины, определения и обозначения зубчатых цилиндрических передач установлены по ГОСТ 16531-70.

Рассмотрим параметры **прямозубой цилиндрической передачи** (рис. 40): d – **диаметр делительной окружности** (окружности, на поверхности которой толщина зуба равна ширине впадины). Делительная окружность делит зуб на головку высотой h_a и ножку зуба высотой h_f . В некорректированных передачах делительные окружности совпадают с начальными окружностями.

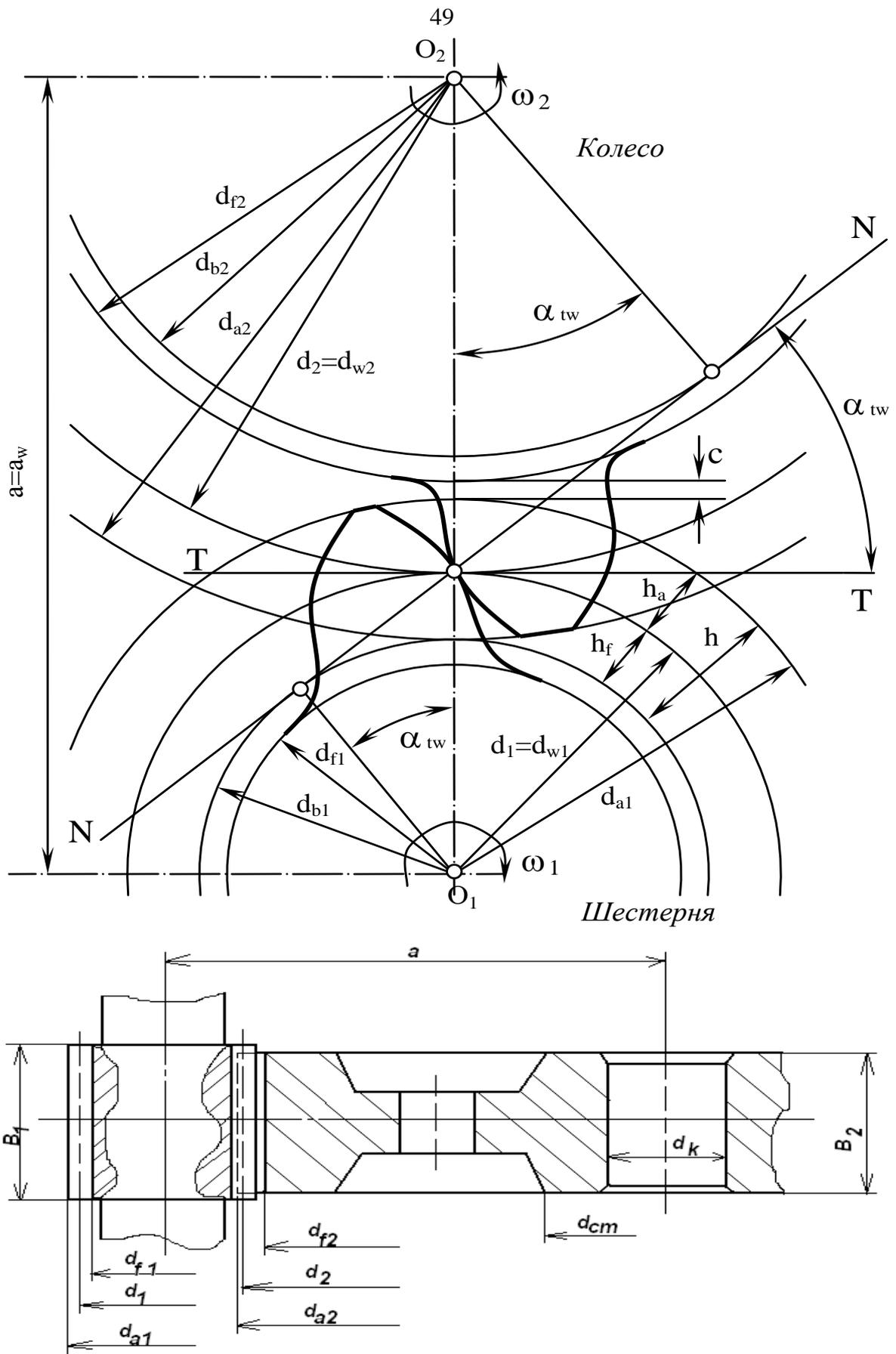


Рис. 40. Немодифицированное эвольвентное зацепление

Начальные окружности диаметрами $d_{\omega 1}$, $d_{\omega 2}$ – окружности, которые перекатываются друг по другу без скольжения.

Окружной шаг – расстояние между одноименными профилями двух соседних зубьев, измеренное по делительной окружности.

Основной геометрической характеристикой зубчатого зацепления является **окружной модуль** $m = \frac{P}{\pi}$. Значения модулей стандартизированы. Очевидно, что $\pi d = P Z$, откуда $d = mZ$.

Все геометрические параметры выражаются через модуль.

Диаметр делительной окружности $d = mZ$.

Высота головки зуба $h_a = m$.

Высота ножки зуба $h_f = 1,25m$.

Диаметр вершин $d_a = d + 2h_a = d + 2m$.

Диаметр впадин $d_f = d - 2h_f = d - 2,5m$.

Межосевое расстояние $a_{\omega} = 0,5(d_1 + d_2) = 0,5m(Z_1 + Z_2)$

Радиальный зазор между зубьями сопряженных колес $C = 0,25m$.

На рисунке указаны и другие параметры: $\alpha_{\omega} = 20^{\circ}$ – угол профиля; NN – линия зацепления (общая касательная к основным окружностям колес $d_{\omega 1}$ и $d_{\omega 2}$, траектория общей точки контакта сопряженных зубьев при её движении).

Коэффициент перекрытия \mathcal{E} показывает среднее число пар зубьев, находящихся одновременно в зацеплении. В прямозубой передаче \mathcal{E} всегда меньше двух. **Передаточное число**

$$u = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{d_2}{d_1} = \frac{Z_2}{Z_1}. \quad (7.1)$$

Цилиндрические передачи с косыми зубьями

Зубья косозубых колес расположены под углом β к образующей колеса. Угол β называют углом наклона зубьев: для косых зубьев $\beta = 8 \dots 16^{\circ}$, для шевронных зубьев $\beta = 25 \dots 40^{\circ}$. В отличие от прямых, зубья входят в зацепление не сразу по всей длине, а постепенно, в зацеплении всегда находится не менее двух пар зубьев, т.е. коэффициент перекрытия больше двух.

Для косых зубьев, кроме окружного шага зубьев P_t , различают также **нормальный шаг зубьев** P_n , представляющий собой кратчайшее расстояние между зубьями по делительной окружности: $P_n = P_t \cos \beta$ (рис. 41).

Аналогично различают **окружной модуль** m_t и **нормальный модуль** m_n :

$m_n = \frac{P_n}{\pi}$; $m_t = \frac{P_t}{\pi}$. Тогда $m_n = m_t \cos \beta$ (для прямых зубьев $m_n = m_t$).

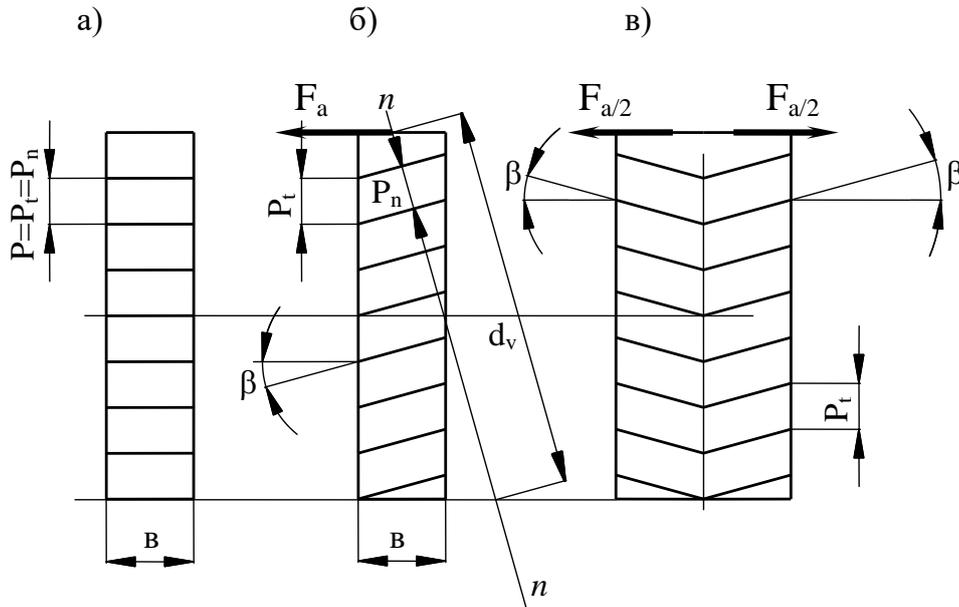


Рис. 41. Виды зубчатых колёс и понятие приведенного диаметра d_v

- а) *прямозубое колесо:* $\beta = 0, F_a = 0$;
 б) *косозубое колесо:* $\beta = 8 \dots 16^\circ, F_a = F_t \operatorname{tg} \beta$;
 в) *с шевронными зубьями:* $\beta = 25 \dots 40^\circ, F_a = 0$.

Косые зубья нарезают тем же инструментом, что и прямые, поэтому стандартные параметры зубьев задаются в нормальном сечении. Профиль косо́го зуба в нормальном сечении $n-n$ совпадает с профилем прямого зуба так называемого эквивалентного колеса диаметром d_v с модулем $m = m_n$ и числом зубьев

$$Z_v = \frac{Z}{\cos^3 \beta}.$$

Высота головки зуба $h_a = m_n$, высота ножки зуба $h_f = 1,25m_n$.

Диаметры вершин d_a и впадин d_f равны соответственно:

$$d_a = d + 2h_a = d + 2m_n; \quad d_f = d - 2h_f = d - 2,5m_n.$$

Межосевое расстояние $a = 0,5(d_1 + d_2) = 0,5m_n(Z_1 + Z_2) / \cos \beta$.

7.3 Силы в зацеплении (рис. 42)

Силы определяют в полюсе зацепления. Нормальная сила давления зуба шестерни на зуб колеса F_n направлена по линии зацепления (трением пренебрегают). Её раскладывают на три составляющие:

Окружное усилие $F_t = F_{t1} = F_{t2} = 2T_1/d_1$ (7.2)

Радиальное усилие $F_r = F_{r1} = F_{r2} = F_t \operatorname{tg} \alpha_\omega / \cos \beta$ (7.3)

Осевое усилие $F_a = F_{a1} = F_{a2} = F_t \operatorname{tg} \beta.$ (7.4)

Нормальное давление $F_n = \frac{F_t}{\cos \alpha \cdot \cos \beta}.$ (7.5)

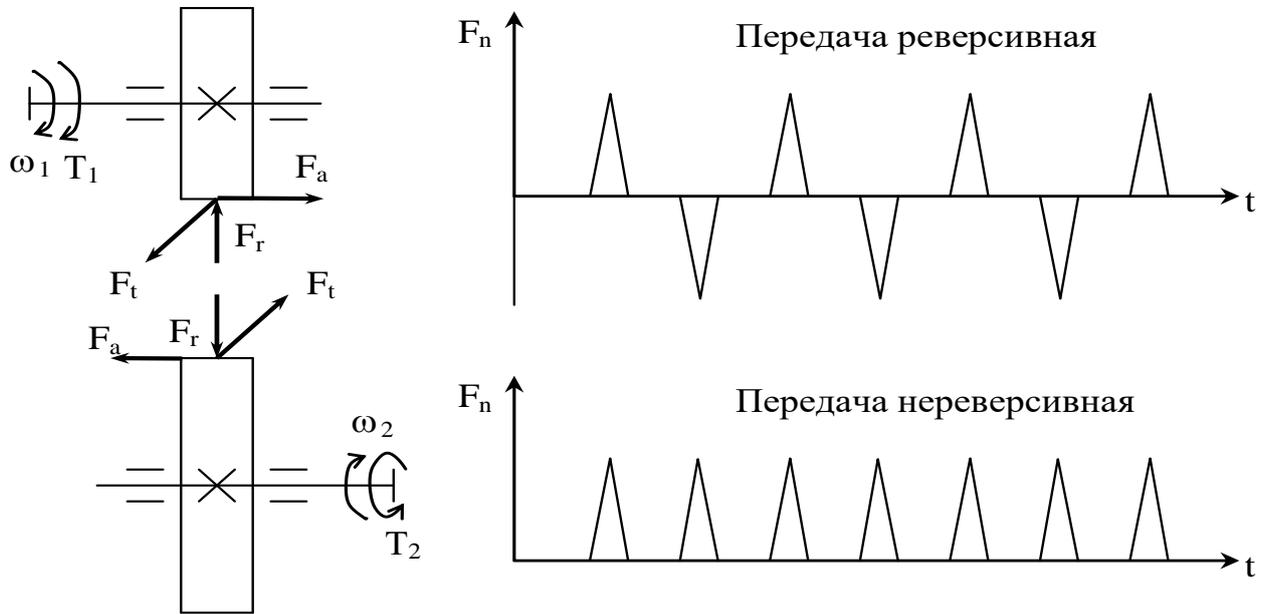


Рис. 42. Силы в зацеплении цилиндрической зубчатой передачи

На ведомом колесе направление силы F_t совпадает с направлением вращения, а на ведущем – противоположно ему.

Осевое усилие дополнительно нагружает подшипники, возрастая с увеличением угла β . Поэтому принимают $\beta = 8 \dots 15^\circ$.

Наличие в зацеплении осевых сил является недостатком косозубой передачи. В шевронной передаче осевые силы уравниваются на самом зубчатом колесе, поэтому $\beta = 25 \dots 40^\circ$. Шевронные передачи обычно применяют при больших нагрузках и особо тяжелых условиях работы.

Нормальная сила F_n и ее составляющие переменны во времени. Они изменяются в неревверсивных передачах по пульсирующему циклу, а в реверсивных – по синусоидальному циклу.

7.4 Виды разрушения зубьев и критерии работоспособности

Под действием сил F_n и силы трения $F_{mp} = F_n f$ зуб находится в сложном напряженном состоянии. Основными напряжениями, определяющими его работоспособность, являются контактные σ_H и изгибные σ_F напряжения. Они циклически изменяются во времени.

Переменные напряжения и трение вызывают усталостное разрушение зубьев: поломки зуба и разрушение рабочей поверхности зуба.

Рассмотрим эти поломки подробнее (рис. 43).

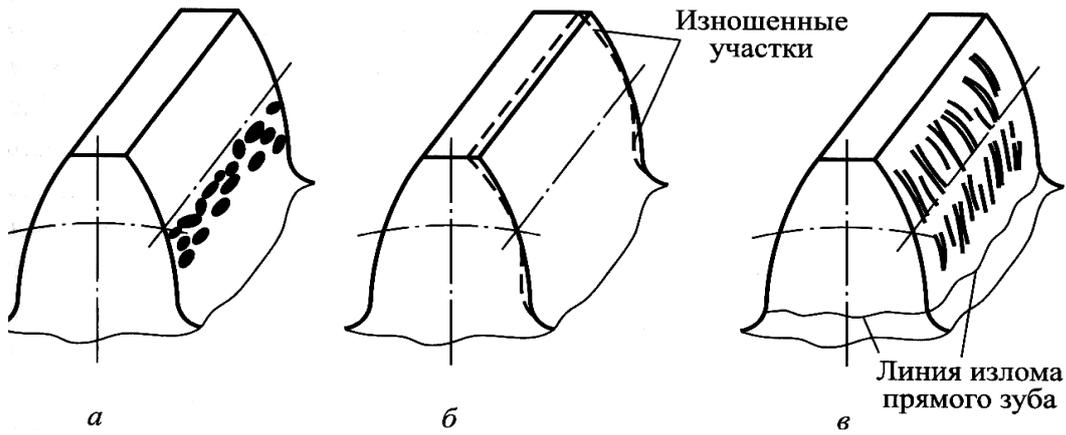


Рис. 43. Виды разрушения зубьев

Усталостное выкрашивание

Многokrатно повторяющиеся контактные напряжения приводят к появлению на поверхности зуба усталостных микротрещин, а их развитие – к усталостному выкрашиванию. В условиях смазывания микротрещины заполняются маслом, трещина на отстающей поверхности (на ножке зуба) вступает в зону контакта закрытой (рис. 44). Находящееся в ней несжимаемое масло действует подобно клину и увеличивает трещину (рис. а), на опережающей поверхности (на головке зуба) при подходе к зоне контакта масло из трещины выжимается, клин не образуется и рост микротрещины замедляется. Выкрашивание приводит к образованию мелких ямок, переходящих в раковины (рис. б). В открытых передачах выкрашивание не наблюдается, так как процесс абразивного износа поверхности зубьев опережает процесс развития усталостных трещин.

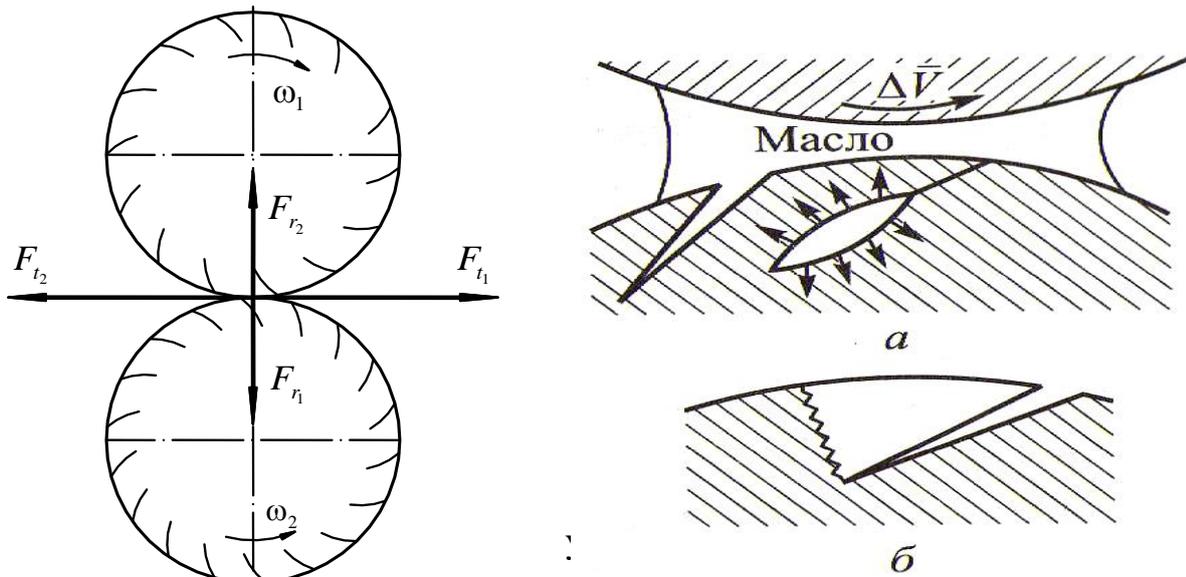


Рис. 44. Усталостное выкрашивание

- **Абразивный износ.**

Является основным видом разрушения зубьев открытых передач. По мере износа зуб утоняется, ослабляется его ножка, увеличиваются зазоры в зацеплении, что в конечном итоге приводит к поломке зубьев. Разрушению зубьев предшествует повышенный шум и динамические нагрузки.

- **Заедание зубьев.**

Под заеданием понимают местное молекулярное сцепление (приваривание) частиц одного зуба к другому вследствие разрыва масляной пленки и повышения температуры в зоне контакта.

Разрушение поверхности зуба предупреждают расчетом передач на контактную прочность.

2. Поломка зубьев.

- От больших единичных перегрузок ударного или статического характера.
- От действия повторно-переменных напряжений.

Поломку зубьев предупреждают расчетом их на изгибную прочность.

7.5 Материалы зубчатых колес

Основными материалами для зубчатых колес являются термически обрабатываемые стали. Термообработка производится для повышения твердости, от которой зависит износостойкость и противозадирные свойства зубьев. Реже зубчатые колёса выполняют из чугунов и пластмасс.

В зависимости от твердости зубьев зубчатые колеса делят на две группы:

Первая группа – колеса с твердостью $\leq HB 350$.

Применяются в мало- и средненагруженных передачах. Это углеродистые стали 35, 40, 45, 50, 50Г, легированные стали 40Х, 45Х, 40ХН и др. Термообработка (нормализация или улучшение) производится до нарезания зубьев. Такие колеса хорошо прирабатываются и не подвержены хрупкому разрушению. Для равномерного износа и лучшей прирабатываемости зубьев твердость шестерни должна быть на (25...50) HB больше твердости колеса.

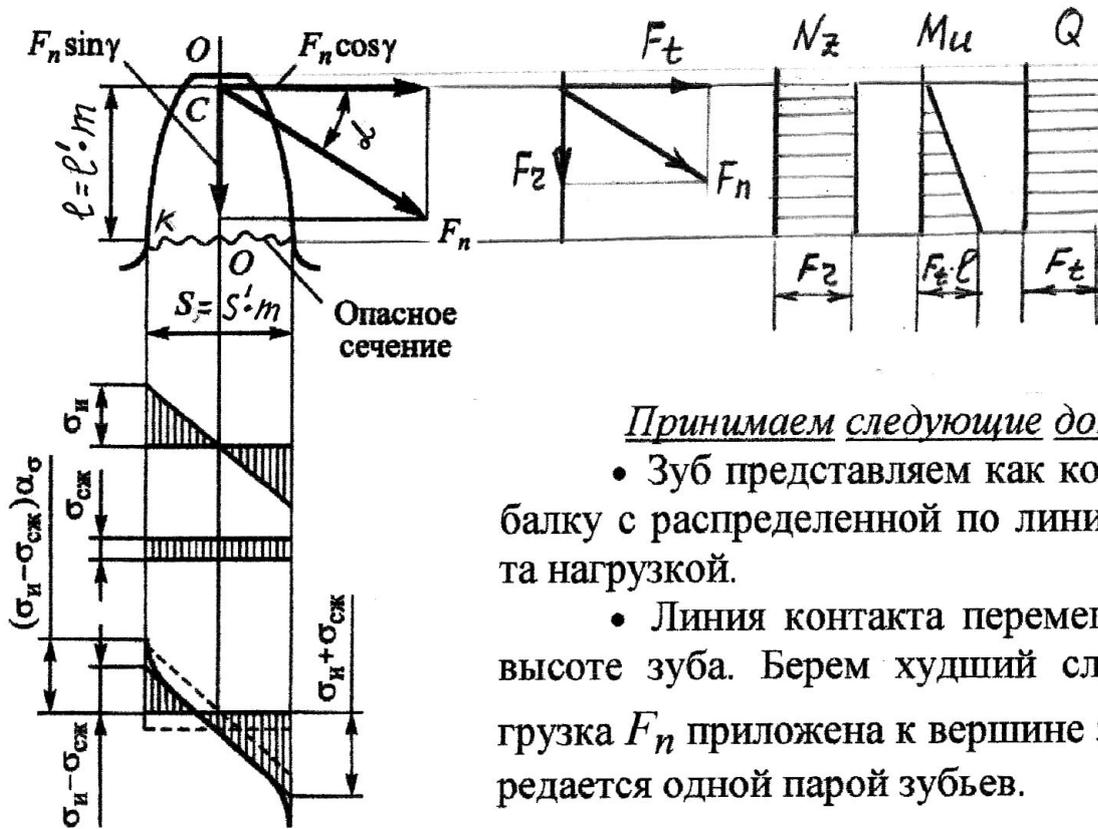
Вторая группа – колеса с твердостью, большей HB 350.

Применяются в нагруженных передачах. Высокая твердость рабочих поверхностей зубьев достигается объемной и поверхностной закалкой, цементацией, азотированием, цианированием. Эти виды термообработки позволяют в несколько раз повысить нагрузочную способность передачи по сравнению с нормализованными или улучшенными сталями. При цементации используют стали 15, 20, 15Х, 20Х и др. Для азотируемых колес применяют сталь 38ХМЮА и др. Зубья с твердостью, большей HB 350, нарезают до термообработки. Так как некоторые виды термообработки вызывают коробление зубьев, то для исправления формы зубьев после термообработки применяют отделочные операции: шлифовку, притирку и т.д.

7.6 Расчет зубьев цилиндрических зубчатых передач на изгиб

Прямозубая передача (рис. 45)

Рисунок 45. Расчет зубьев на изгиб



Принимаем следующие допущения.

- Зуб представляем как консольную балку с распределенной по линии контакта нагрузкой.

- Линия контакта перемещается по высоте зуба. Берем худший случай: нагрузка F_n приложена к вершине зуба и передается одной парой зубьев.

- Трением между зубьями пренебрегаем, тогда сила F_n будет направлена по линии зацепления.
- Концентрацию напряжений у ножки зуба учитываем теоретическим коэффициентом концентрации α_σ .
- Силу F_n перенесем по линии ее действия в точку A и разложим на составляющие: $F_t = \frac{2T_1}{d_1}$; $F_r = F_t \operatorname{tg} \alpha$.

Зуб испытывает сложное сопротивление: сжатие и поперечный изгиб. Строим эпюры продольных сил, изгибающих моментов и поперечных сил. Опасное сечение зуба – у заделки. Анализируем распределение напряжений по опасному сечению. Опасная точка в этом сечении – K (с микротрещины в точке K на рабочей стороне начинается процесс усталостной поломки зуба).

Неравномерность распределения нагрузки по длине контактной линии учтем коэффициентом $K_F \beta$, динамические нагрузки – коэффициентом K_{FV} .

Напряжение в точке K обозначим σ_F .

$$\sigma_F = \sigma_u - \sigma_{сж} = \frac{Mu}{Wu} - \frac{N_z}{A} = K_F \left(\frac{F_t \cdot l^1 \cdot m \cdot 6}{\sigma \cdot (S')^2 m^2} - \frac{F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha}{\sigma \cdot S' \cdot m} \right) \alpha_\sigma =$$

$$= \frac{K_{F\beta} K_{FV} F_t}{v \cdot m} \left(\frac{6l'}{(S')^2} - \frac{tg\alpha}{S'} \right) \alpha_\sigma = \frac{Y_F \cdot K_{F\beta} \cdot K_{FV} \cdot F_t}{v \cdot m},$$

где K_F – коэффициент нагрузки; $K_F = K_{F\beta} K_{FV}$;

$[\sigma_F]$ – допускаемое напряжение;

$Y_F = \left(\frac{6 \cdot l'}{(S')^2} - \frac{tg\alpha}{S'} \right) \alpha_\sigma$ – коэффициент формы зуба, зависящий только от числа зубьев (выбирают по таблицам).

$$\text{Итак, } \sigma_F = \frac{Y_F K_{F\beta} K_{FV} F_t}{v \cdot m} \leq [\sigma_F]. \quad (7.6)$$

Особенности расчета косозубых колес

Вследствие наклонного расположения зубьев в косозубом зацеплении одновременно находится несколько пар зубьев, что уменьшает нагрузку на один зуб. Наклонное расположение зубьев увеличивает их прочность и жесткость на изгиб. Зубья входят в зацепление постепенно, что уменьшает динамические нагрузки. Все эти особенности учесть трудно, поэтому при расчёте на прочность используют на эквивалентные прямозубые передачи, а в формулы вводят поправочные коэффициенты, учитывающие особенности этой передачи.

$$\sigma_F = Y_F \cdot Y_\beta \cdot Y_E \cdot \frac{K_{F\beta} \cdot K_{F\alpha} \cdot K_{FV} \cdot F_t}{v \cdot m_n} \leq [\sigma_F]; \quad (7.7)$$

где Y_F – коэффициент формы зуба, который выбирают по эквивалентному числу зубьев $Z_v = Z / \cos^3 \beta$;

Y_β – коэффициент, учитывающий повышенную прочность косого зуба на изгиб $Y_\beta = 1 - \beta^\circ / 140 \geq 0,7$;

$Y_E = 1 / \varepsilon_\alpha$ – коэффициент, учитывающий перекрытие зубьев;

ε_α – коэффициент торцового перекрытия;

$K_{F\alpha}$ – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки между зубьями.

Влияние числа зубьев на форму и прочность зуба

Изменение числа зубьев приводит к изменению формы зуба (рис. 46). У рейки, когда $Z > \infty$, профиль зуба прямолинейный. С уменьшением Z радиус кривизны эвольвенты уменьшается. Уменьшается толщина зуба у ножки при одном и том же модуле. Это приводит к уменьшению прочности зуба на изгиб. При дальнейшем уменьшении Z ниже предельного Z_{min} наблюдается подрез ножки зуба режущей кромкой инструмента, что недопустимо.

Явление подреза зубьев возникает только при $Z < Z_{min} = 17$.

Для редукторов назначают $Z_1 = 20 \dots 30$; $Z_2 = Z_1 U$.

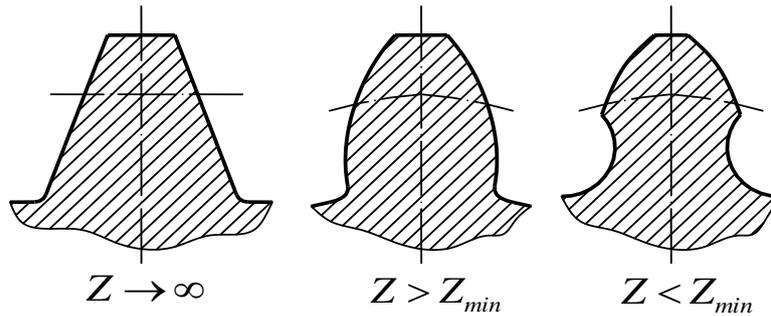


Рис.46. Форма зуба колеса в зависимости от числа зубьев

При расчете зубьев на изгиб влияние числа зубьев учитывают коэффициентом формы зуба $Y_F = f(Z)$, (для косозубых передач $Y_F = f(Z_V)$). Так как $Z_1 < Z_2$, то $Y_{F1} > Y_{F2}$ и $\sigma_{F1} > \sigma_{F2}$. Если $[\sigma_{F1}] = [\sigma_{F2}]$, то расчет ведут по зубу шестерни. Если $HB_1 > HB_2$, то расчет ведут по тому колесу, для которого $[\sigma_F]/Y_F$ минимально.

Условие равнопрочности зубьев на изгиб:
$$\frac{[\sigma_{F1}]}{Y_{F1}} = \frac{[\sigma_{F2}]}{Y_{F2}}.$$

7.7 Расчет зубьев цилиндрических зубчатых передач на контактную прочность

Основной причиной выхода из строя большинства зубчатых передач является усталостное выкрашивание рабочих поверхностей зубьев.

Чтобы избежать этого, зубья рассчитывают на выносливость рабочих поверхностей по контактным напряжениям. Расчет выполняют для зацепления в полюсе, т.к. выкрашивание начинается у полюсной линии. В качестве исходной принимают формулу Герца для определения контактных напряжений, возникающих при сжатии двух цилиндров, соприкасающихся по образующим. Расчет цилиндрических передач стандартизован *ГОСТ 21354-75*. При учебном проектировании в эти расчеты вводят ряд упрощений, мало влияющих на результаты. Приведем расчетные формулы без выводов, затем поясним входящие в формулы символы.

$$\text{Проектный расчет: } a_w = K_a (U + 1) \cdot \sqrt[3]{\frac{K_{HB} \cdot T_2}{[\sigma_H]^2 U^2 \psi_{ва}}}. \quad (7.8)$$

Проверочный расчет:

для косозубых передач:

$$\sigma_H = \frac{270}{a_w} \cdot \sqrt{\frac{K_{HB} \cdot K_{HV} \cdot K_{H\alpha} (U + 1)^3 \cdot T_2}{v_2 \cdot U^2}} \leq [\sigma_H]; \quad (7.9)$$

для прямозубых передач:

$$\sigma_H = \frac{310}{a_\omega} \sqrt{\frac{K_{HV} K_{H\beta} (U+1)^3 \cdot T_2}{v_2 U^2}} \leq [\sigma_H]. \quad (7.10)$$

где для прямозубых передач $K_a=49,5$, для косозубых передач $K_a=43$;

$u = Z_2/Z_1$ – передаточное число редуктора;

$K_{H\beta}$ – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по ширине венца;

$K_{H\alpha}$ – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки между зубьями (для прямозубых передач $K_{H\alpha}=1$);

K_{HV} – динамический коэффициент;

Ψ_{va} – коэффициент ширины зубчатого венца относительно межосевого расстояния, $\Psi_{va} = v_2 / a_\omega$;

$[\sigma_H]$ – допускаемое контактное напряжение.

Коэффициент K_β

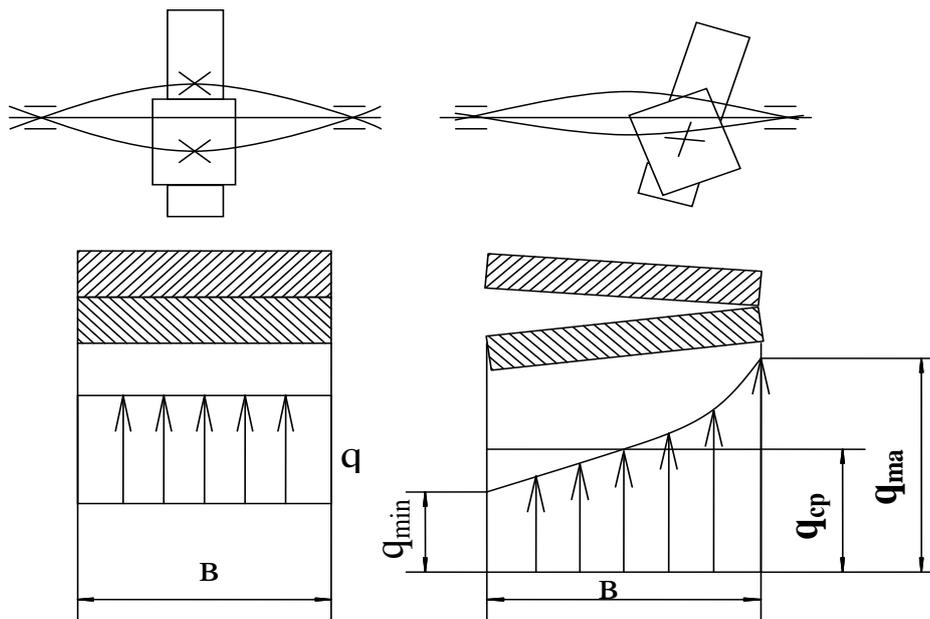


Рис.47. Влияние деформации вала на распределение нагрузки по ширине зубчатого венца

Неравномерность распределения нагрузки по ширине венца зависит от целого ряда факторов, как-то: деформации валов (рис. 47), корпуса, опор, а также от погрешностей изготовления передачи. Проследим это сложное явление на примере, учитывающем только прогиб валов. На рисунке изображено взаимное расположение зубчатых колес при деформированных (утрировано) валах в случаях симметричного и несимметричного расположения колес относительно опор.

Из рисунка видно, что при симметричном расположении прогиб валов не вызывает перекоса зубчатых колес и, следовательно, почти не нарушает распределения нагрузки по длине зуба. Это – самый благоприятный случай, при котором значение K_β можно принимать равным $K_\beta = 1,0$.

При несимметричном и консольном расположении зубчатых колес относительно опор из-за деформации валов колеса перекашиваются, нагрузка по ширине венца распределяется неравномерно.

Значения коэффициента K_β возрастают с увеличением коэффициента ширины колеса относительно межосевого расстояния $\psi_{ba} = b/a \omega$. Величину ψ_{ba} назначают в зависимости от твердости рабочих поверхностей, степени точности и расположения колес относительно опор. Для прямозубых передач $\psi_{ba} = 0,15 \dots 0,25$, для косозубых – $\psi_{ba} = 0,25 \dots 0,4$.

7.8 Конические зубчатые передачи

Геометрические параметры конических зубчатых колес (рис. 48)

Число диаметров d для делительного конуса, а, значит, и число модулей $m = d/Z$ бесчисленно. При изготовлении и контроле используют параметры на наружном торце (индекс e – d_e , d_{ae} , d_{fe} , m_e), а при расчетах – в среднем торцевом сечении (индекс m – d_m , d_{am} , d_{fm} , m_m).

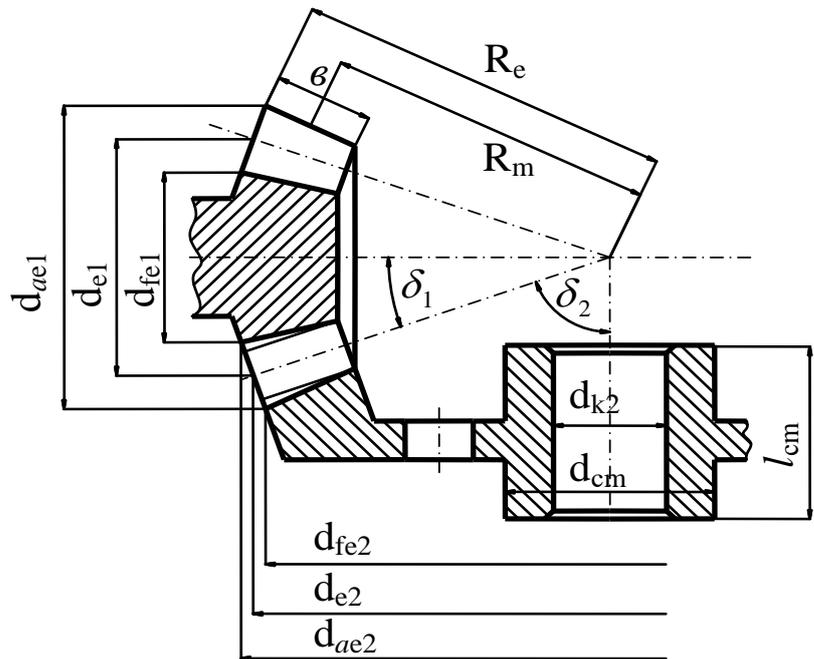


Рис. 48. К геометрии конической передачи

Конические зубчатые колеса применяют в передачах, когда оси валов пересекаются под углом δ . Наибольшее распространение имеют передачи с углом $\delta = 90^\circ$. Конические колеса бывают с *прямыми, косыми, круговыми и шевронными зубьями*. Ниже рассматриваются только прямозубые конические передачи с углом $\delta = 90^\circ$. Внутреннее зацепление с коническими колесами практически не применяется. Конические зубчатые колёса по сравнению с ци-

линдрическими сложнее в изготовлении и монтаже. Нарезание зубьев производится на специальных станках.

В конических передачах, как правило, шестерня располагается консольно, при этом увеличивается неравномерность распределения нагрузки по длине зуба. Подшипники вала шестерни обычно располагают в стакане для осевого регулирования зацепления колес при сборке.

В конических передачах при вращении колес катятся друг по другу без скольжения *начальные (делительные) конусы*.

Зубчатый венец конического зубчатого колеса ограничивается внешним и внутренним торцами. Профили зубьев конических колес в любом сечении близки к профилям эквивалентных цилиндрических колес с делительными диаметрами, равными длинам образующих конусов, то есть $d_v = \frac{d}{\cos \delta}$.

Выявим зависимости параметров в среднем сечении и на наружном торце:

$$R_e = R_m + 0,5B \quad d_e = d_m \frac{R_e}{R_m} = d_m \left(1 + \frac{B}{2R_m}\right);$$

где R_m и R_e – среднее и внешнее конусные расстояния соответственно

$$m_e = m_m \frac{R_e}{R_m} = m_m \left(1 + \frac{B}{2R_m}\right), \quad d_{ae} = d_e + 2h_a \cos \delta, \quad h_a = m_e,$$

$$d_{ef} = d_e - 2h_f \cos \delta, \quad h_f = 1,2m_e,$$

где δ – угол делительного конуса

$$\text{Передаточное число } u = \frac{d_{m2}}{d_{m1}} = \frac{Z_2}{Z_1} = \frac{2R_m \sin \delta_2}{2R_m \sin \delta_1} = \operatorname{tg} \delta_2 = \operatorname{ctg} \delta_1.$$

Усилия в зацеплении конических зубчатых колес (рис. 49)

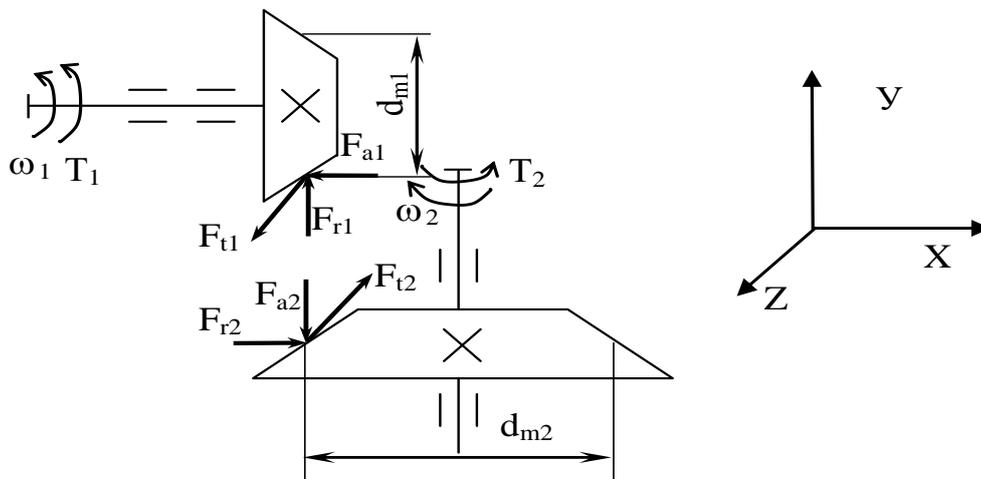


Рис. 49. Схема к расчёту сил в зацеплении конической передачи

Считают, что равнодействующая сил нормального давления между зубьями приложена в среднем сечении зуба и направлена по общей нормали к соприкасающимся поверхностям (силы трения малы, ими пренебрегают), то есть по линии зацепления. При расчетах определяют составляющие этой силы.

$$\text{Окружная сила } F_{t1} = F_{t2} = \frac{2T_1}{d_{m1}}. \quad (7.11)$$

Радиальная сила на шестерне, численно равная осевой силе на колесе

$$F_{r1} = F_{a2} = F_t \operatorname{tg} \alpha \cos \delta_1. \quad (7.12)$$

Осевая сила на шестерне, численно равная радиальной силе на колесе

$$F_{a1} = F_{r2} = F_t \operatorname{tg} \alpha \sin \delta_1. \quad (7.13)$$

Расчет конической прямозубой передачи на прочность

Расчет конической передачи на прочность основан на допущении, что несущая способность зубьев конического колеса будет такой же, как и у эквивалентного цилиндрического с той же длиной зуба b и профилем, соответствующим среднему сечению зубьев. Для конических колес удобнее измерять размеры зубьев на внешнем торце, поэтому основным параметром конических передач по *ГОСТ 27142-86* является диаметр внешней делительной окружности d_{e2} , который и определяют при проектном расчете:

$$d_{e2} = 99 \cdot \sqrt[3]{\frac{K_{H\beta} u T_2}{[\sigma_H]^2 (1 - 0,5\psi_{bRe})^2 \psi_{bRe}}}; \text{ мм}; \quad (7.14)$$

где размерность d_{e2} - мм, T_2 - Нмм, $[\sigma_H]$ - МПа;

ψ_{bRe} - коэффициент ширины зубчатого венца; $\psi_{bRe} = \frac{b}{Re} \leq 0,3$.

При проектировании редукторов с параметрами по *ГОСТ 12289-76* рекомендуется принимать $\psi_{bRe} = 0,285$;

$K_{H\beta}$ - коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по длине зуба, им задаются в зависимости от коэффициента $\psi_{bd} = b_2 / d_{m1}$. При $\psi_{bRe} = 0,285$ $\psi_{bd} = 0,166 \sqrt{u^2 + 1}$.

Полученное значение d_{e2} округляют до стандартного по *ГОСТ 2185-66*. Затем задаются числом зубьев шестерни $Z_1 = 20 \dots 30$ и определяют число зубьев колеса $Z_2 = Z_1 u$. Затем определяют остальные параметры колес.

Проверку зубьев на контактную прочность выполняют по формуле:

$$\sigma_H = \frac{335}{Re - 0,5b} \sqrt{\frac{K_{H\beta} K_{HV} \sqrt{(I^2 + 1)^3}}{bu^2}} \leq [\sigma_H] \quad (7.15)$$

где размерность Re , b - мм, T_2 - Нмм, σ_H - МПа;

K_{HV} – динамический коэффициент. Его выбирают по окружной скорости V на среднем делительном диаметре: $V = 0,5 \omega_2 d_{m2}$.

Для конических передач обычно назначают 7^ю степень точности.

Проверку зубьев колес на изгиб выполняют по формулам:

$$\sigma_{F2} = \frac{K_{F\beta} K_{FV} Y_{F2} F_t}{0,85 b m_m V_F} \leq [\sigma_{F2}]; \quad \sigma_{F1} = \sigma_{F2} \frac{Y_{F1}}{Y_{F2}} \leq [\sigma_{F1}]. \quad (7.16)$$

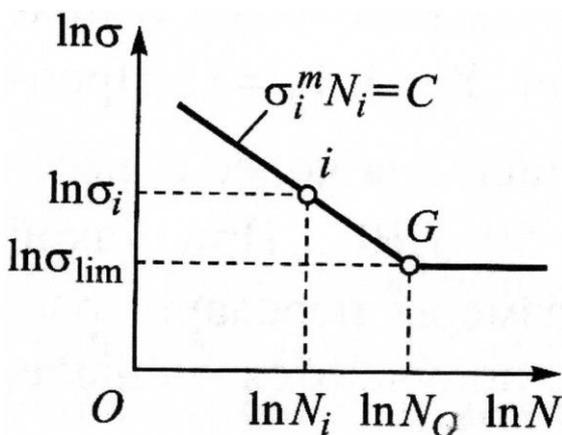
Коэффициенты формы зуба Y_{F1} и Y_{F2} принимают по эквивалентным числам зубьев: $Z_{V1} = \frac{Z_1}{\cos \delta_1}$; $Z_{V2} = \frac{Z_2}{\cos \delta_2}$;

0,85 – опытный коэффициент, учитывающий понижение нагрузочной способности конической передачи по сравнению с эквивалентной цилиндрической.

7.9 Допускаемые напряжения

При расчете на усталостную прочность допускаемые контактные напряжения и напряжения изгиба определяют и для колеса ($[\sigma_{H2}]$ и $[\sigma_{F2}]$), и для шестерни ($[\sigma_{H1}]$ и $[\sigma_{F1}]$) по формулам, полученным на основе экспериментальных кривых усталости (рис. 50). Число циклов N_0 соответствует точке перегиба кривой усталости. При $\sigma \leq \sigma_{\text{lim}}$ передача может работать практически неограниченное время, при $\sigma > \sigma_{\text{lim}}$ – ограниченное время. Наклонный участок кривой описывают степенной функцией. Для точек i и G имеем

$\sigma_{\text{lim}}^m N_0 = \sigma_i^m N_i = C$. Эту зависимость используют для определения допускаемых напряжений $[\sigma_H]$ и $[\sigma_F]$.



$$[\sigma_H] = \frac{\sigma_{H\text{lim}}}{S_H} K_{HL}$$

$$[\sigma_F] = \frac{\sigma_{F\text{lim}}}{S_F} K_{FL} K_{FC}; \quad (7.17)$$

где σ_{lim} – предел выносливости, соответствующий базовому числу циклов напряжений N_0 ;

S_H, S_F – коэффициенты безопасности (запаса прочности);

C – константа, зависящая от свойств материала и размеров образца.

Рис.50. Вид кривых усталости

Экспериментально определяемый показатель степени уравнения кривой усталости $m=6$ для зубьев из нормализованных и улучшенных сталей, $m=9$ для зубьев из закаленных сталей.

K_{HL} , K_{FL} – коэффициенты долговечности.

$$K_{HL} = \sqrt[6]{\frac{N_{HO}}{N}}; \quad K_{FL} = \sqrt[m]{\frac{N_{FO}}{N}}; \quad N_{FO} = 4 \cdot 10^6; \quad (7.18)$$

N_o – базовое число циклов напряжений, $N_{HO} = 30(HB_{cp})^{2,4}$; $N_{FO} = 4 \cdot 10^6$.

$N = 60 n L_h$ – число циклов перемены напряжений за весь срок службы;

n – частота вращения колеса, мин^{-1} ;

L_h – срок службы передачи в часах.

При $HB \leq 350HB$: $1 \leq K_{HL} \leq 2,6$; $1 \leq K_{FL} \leq 2,08$.

K_{FC} – коэффициент, учитывающий влияние двухстороннего приложения нагрузки. При одностороннем приложении нагрузки $K_{FC}=1$, при двухстороннем – $K_{FC}=0,7 \dots 0,8$.

При кратковременных перегрузках требуется проверка по максимальным напряжениям:

$$\sigma_{H \max} = \sigma_H \sqrt{\frac{T_{\max}}{T}} \leq [\sigma_H]_{\max}; \quad \sigma_{F \max} = \sigma_F \frac{T_{\max}}{T} \leq [\sigma_F]_{\max}; \quad (7.19)$$

где σ_H, σ_F – расчетные напряжения (изгибные или контактные), вызываемые расчетным, длительно действующим моментом T ;

$\sigma_{H \max}, \sigma_{F \max}$ – максимальные расчетные напряжения в зубьях при перегрузке моментом T_{\max} ;

$[\sigma_H]_{\max}, [\sigma_F]_{\max}$ – допускаемые максимальные напряжения на контактную и изгибную прочность.

Глава 8. Червячные передачи

8.1 Общие сведения

Червячные передачи, состоящие из червяка и сопряженного с ним червячного колеса, применяют для передачи вращения между валами со скрещивающимися осями.

Угол скрещивания валов может быть любым, но обычно он равен 90° . Параметрам червяка приписывают индекс 1, а параметрам колеса – индекс 2 (рис. 51).

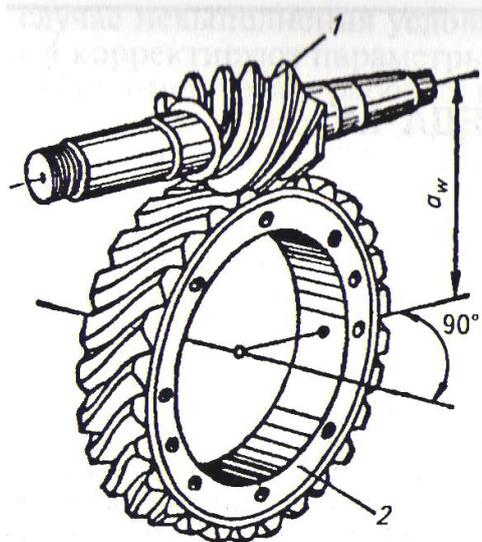


Рис. 51. Схема червячной передачи с цилиндрическим червяком.

В червячных передачах зацепление, осуществляется по принципу винтовой пары, поэтому их относят к категории **зубчато – винтовых**.

Все применяемые дальше термины, определения и обозначения соответствуют *ГОСТ 18498-89*.

Достоинства:

- повышенная плавность и бесшумность работы;
- компактность и сравнительно небольшая масса;
- возможность получения больших передаточных чисел (до 300 и более);
- возможность обеспечения самоторможения, то есть передачи движения только от червяка к колесу.

Недостатки:

- Значительное скольжение в зацеплении и связанные с этим трение, повышенный износ, склонность к заеданию, низкий *КПД* (от 0,5 до 0,9), необходимость применения для венцов червячных колес дорогих антифрикционных материалов.

Применение.

- Из-за указанных недостатков червячные передачи применяют значительно реже зубчатых и только для передачи небольших и средних мощностей.

Классификация

По форме червяка червячные передачи бывают:

- **цилиндрические** (такие передачи имеют наибольшее распространение);
- **глобоидные**, у которых делительная поверхность червяка торообразная. Такая передача имеет повышенный *КПД*, обеспечивает большую плавность работы, более надежна и долговечна, но из-за сложности изготовления имеет пока ограниченное применение.

Ниже рассматриваются только цилиндрические передачи.

8.2 Основные геометрические параметры

Геометрические размеры червяка и колеса определяют по формулам, аналогичным формулам для зубчатых колес.

Червяк

Червяки бывают следующих видов:

- **архимедов червяк**, теоретический торцовый профиль которого – архимедова спираль;
- **конволютный червяк**, теоретический торцовый профиль которого – конволюта;
- **эвольвентный червяк**, теоретический торцовый профиль которого – эвольвента.

Боковые поверхности витков всех трёх видов червяков имеют линейчатую поверхность. Каждый из них требует различных способов нарезания резь-

бы. Практика показала, что при одинаковом качестве изготовления форма профиля резьбы червяка мало влияет на работоспособность передачи.

Рассмотрим архимедовы червяки, представляющие собой винты с резьбой, имеющей в осевом сечении трапецидальный профиль.

Эти червяки в машиностроении наиболее распространены, так как технология изготовления их проста и хорошо разработана.

Основные геометрические параметры червяка показаны на рисунке 52.

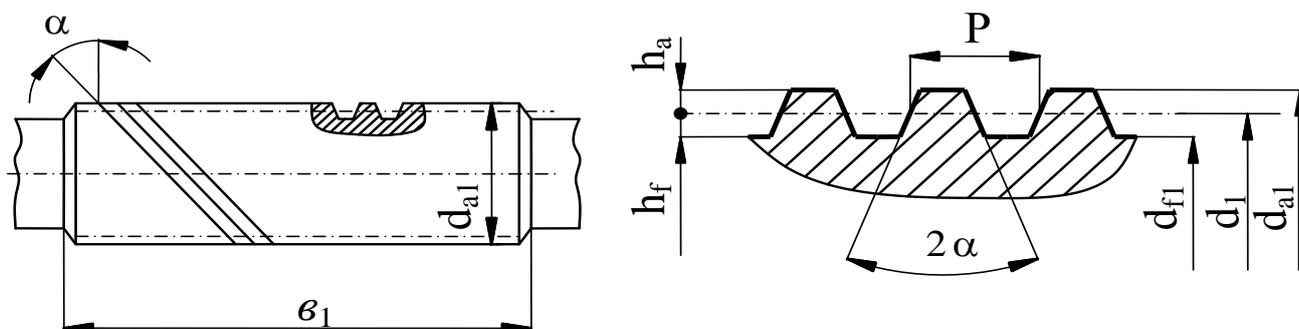


Рис. 52. Геометрические параметры на примере архимедова червяка

- α - угол профиля витка в осевом сечении;
- P – осевой шаг червяка;
- P_z – ход винтовой линии; $P_z = P Z_1$,
где Z_1 – число витков (заходов); $Z_1 = 1; 2$ или 4 .

Основным расчетным параметром червяка и колеса является **модуль m – величина, в π раз меньшая осевого шага червяка, т.е.** $m = P / \pi$.

По ГОСТ 19672-74 $m = 2 \dots 25$ мм.

Высота головки витков $h_a = m$.

Высота ножки витков $h_f = 1,2m$.

Диаметр делительного цилиндра (цилиндра, на поверхности которого толщина витка равна ширине впадины) $d_1 = m q$;

где q – коэффициент диаметра; по ГОСТ 19672-74 $q = 6,3 \dots 25$;

d_{f1} – диаметр впадин витков; $d_{f1} = d_1 - 2,4m$;

γ – делительный угол подъема линии витков, который определяется следующим образом:
$$\operatorname{tg} \gamma = \frac{P_z}{\pi d_1} = \frac{P Z_1}{\pi q m} = \frac{Z_1}{q}$$

b_1 – длина нарезанной части червяка:

при $Z_1 = 1$ или 2 $b_1 = (11 + 0,06 Z_2)m$, при $Z_1 = 4$ $b_1 = (12,5 + 0,09 Z_2)m$.

Червячное колесо

В отличие от косозубого колеса венец червячного колеса имеет зубья вогнутой формы, что способствует облеганию червяка и увеличивает длину контактной линии.

Основные геометрические размеры венца червячного колеса определяют в среднем его сечении.

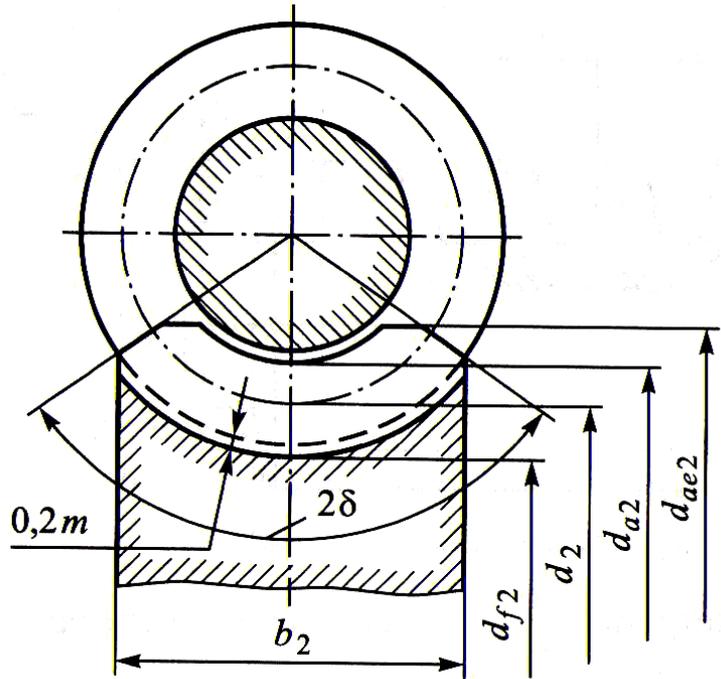


Рис. 53. Геометрические параметры червячного колеса

К ним относятся (рис. 53):

- диаметр делительной окружности $d_2 = mZ_2$;
- диаметр вершин зубьев

$d_{a2} = d_2 + 2h_a = m(Z_2 + 2)$; • диаметр впадин зубьев $d_{f2} = d_2 - 2h_f = m(Z_2 - 2,4)$;

- наибольший диаметр червячного колеса $d_{am2} \leq d_{a2} + \frac{6m}{Z_1 + 2}$;
- ширина венца колеса b_2 : при $Z_1 = 1$ или 2 $b_2 \leq 0,75 d_{a1}$;
при $Z_1 = 4$ $b_2 \leq 0,67 d_{a1}$;
- межосевое расстояние передачи: $a = 0,5m(d_1 + d_2) = 0,5m(Z_2 + q)$.

8.3 Скольжение в червячной передаче

Векторы окружных скоростей червяка V_1 и колеса V_2 составляют между собой угол, равный 90° , то есть при работе передачи витки червяка скользят по зубьям червячного колеса (рис. 54). Каждая из скоростей определяется по соответствующим формулам: $V_1 = 0,5 \omega_1 d_1$; $V_2 = 0,5 \omega_2 d_2$.

$$V_s = \sqrt{V_1^2 + V_2^2} = \frac{V_1}{\cos \gamma} = \frac{V_2}{\sin \gamma}. \text{ Как видим, } V_s > V_1; \quad V_s > V_2.$$

Скорость скольжения V_s направлена по касательной к винтовой линии червяка.

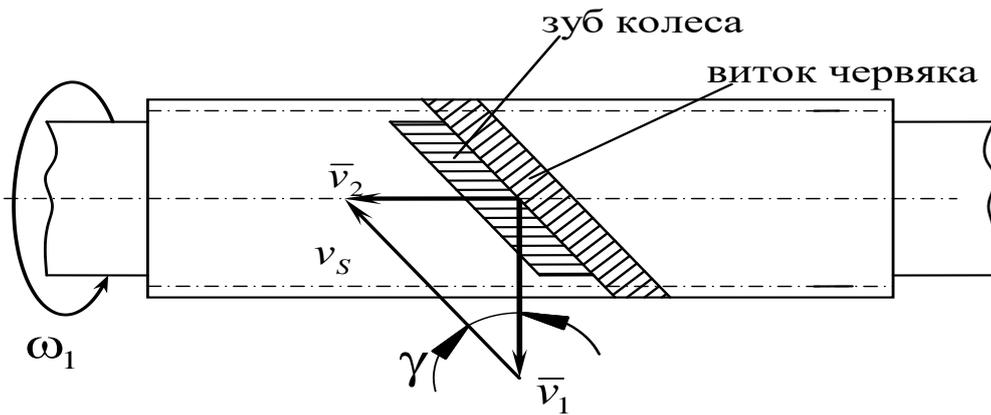


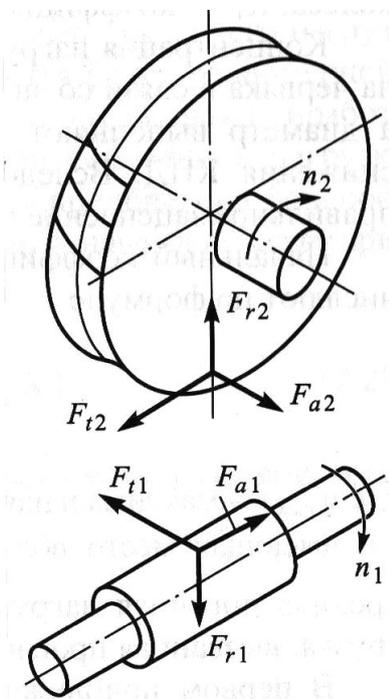
Рис. 54. Определение скорости скольжения

Большое скольжение в червячных передачах является причиной повышенного износа и склонности к заеданию зубьев, пониженного КПД. Именно в этом заключается основной недостаток червячной передачи.

$$\text{Передаточное число } u = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{V_1 0,5d_2}{0,5d_1 V_2} = \frac{mZ_2}{qmtg\gamma} = \frac{mZ_2}{\frac{Z_1}{q}qm} = \frac{Z_2}{Z_1}.$$

Так как Z_1 не велико и может быть равно единице, то в одной червячной паре можно получить большое передаточное число. Это является основным достоинством червячных передач. Во избежание подреза ножки зуба колеса в процессе нарезания зубьев $Z_2 \geq 28$.

8.4 Усилия в зацеплении



Силу взаимодействия между витками червяка и зубьями колеса раскладывают на: окружную F_t , радиальную F_r и осевую F_a . (рис. 55).

Окружная сила на червяке равна осевой силе на колесе, но направлена противоположно ей, то есть $F_{t1} = F_{a2} = 2T_1/d_1$. (8.1)

Окружная сила на колесе равна осевой силе на червяке, но направлена противоположно ей $F_{t2} = F_{a1} = 2T_2/d_2$. (8.2)

Радиальные силы $F_{r1} = F_{r2} = F_{t2} \operatorname{tg}\alpha$. (8.3)

В этих формулах T_2 и T_1 – крутящие моменты на колесе и червяке, соответственно

$$T_1 = \frac{P_1}{\omega_1}; \quad T_2 = T_1 u \eta. \quad (8.4)$$

Рис. 55. Схема сил в червячном зацеплении

8.5 Материалы червяка и венца червячного колеса

Так как в червячном зацеплении преобладает трение скольжения, материалы червячной пары должны обладать хорошими антифрикционными свойствами, высокой износостойкостью и стойкостью против заедания. Червяки изготавливают или из углеродистых сталей 40, 45, 50, или из легированных сталей 40X, 40XH с поверхностной закалкой ТВЧ. Для ответственных передач используют также стали 20X, 18XГТ, 12XH3A с цементацией и закалкой до 56...63 HRC. Рабочие поверхности витков шлифуют и полируют.

Материалы венцов червячных колес делят на три группы:

- – оловянные бронзы;
- – безоловянные бронзы и латуни;
- – серые чугуны.

Материал венца выбирают в зависимости от скорости скольжения V_S .

При высоких скоростях скольжения ($V_S > 5 \text{ м/с}$) применяют оловянные бронзы Бр.10Н1Ф1, Бр.010Ф1, Бр.0НФ и др., которые обладают высокими антифрикционными и противозадирными свойствами, но подвержены усталостному выкрашиванию рабочих поверхностей.

При средних скоростях скольжения ($V_S = 2 \dots 5 \text{ м/с}$) используют безоловянные бронзы (Бр А10Ж4Н4 и другие). Эти бронзы дешевле оловянных, они имеют высокие механические характеристики, но обладают более низкими антифрикционными свойствами, склонны к заеданию. Заедание зубьев – основная причина их разрушения, причем сопротивление заеданию снижается с ростом скорости скольжения V_S , поэтому допускаемые контактные напряжения для них принимают в зависимости от V_S .

В тихоходных передачах при $V_S < 2 \text{ м/с}$ червячные колеса можно изготавливать из серого чугуна марок СЧ18, СЧ15 и других.

При проектном расчете, когда геометрические параметры передачи еще не известны, ожидаемую скорость скольжения можно найти по формуле:

$$V_S = 4,3 \cdot 10^{-3} \omega_2 \cdot \sqrt[3]{T_2} \text{ м/с}, \quad (8.5)$$

где размерность ω_2 – рад/с, T_2 – Нм.

8.6 Виды разрушения зубьев. Расчет червячных передач

В червячной паре менее прочным элементом является зуб колеса, для которого возможны все виды разрушений, встречающиеся в зубчатых передачах, то есть усталостное выкрашивание, износ, заедание и поломка.

В передачах с венцами колес из оловянных бронз наиболее опасно усталостное выкрашивание.

Основным видом разрушения зубьев венцов, изготовленных из безоловянных (твердых) бронз и чугунов, является заедание, переходящее в задиры с дальнейшим катастрофическим износом их частицами бронзы, приварившимися к виткам червяка.

Поломка зубьев колеса встречается редко (после их износа).

Как отмечалось выше, в червячных передачах, кроме выкрашивания рабочих поверхностей зубьев, велика опасность заедания и износа, которые зависят от контактных напряжений σ_H . Поэтому для всех червячных передач (открытых и закрытых) расчет по контактным напряжениям является основным, а расчет на изгиб выполняют как проверочный.

Расчет по контактным напряжениям.

В основу расчета положены те же исходные зависимости и предположения, что и в зубчатых передачах.

При проектном расчёте определяют межосевое расстояние:

$$a_{\omega} = 613 \sqrt{\frac{K_H T_2}{[\sigma_H]}}, \text{ мм}; \quad (8.6)$$

где K_H — коэффициент нагрузки.

Проверочный расчет передачи выполняют по формуле:

$$\sigma_H = \frac{480}{d_2} \sqrt{\frac{K_{\beta} K_V T_2}{d_1}} \leq [\sigma_H]. \quad (8.7)$$

В этих формулах размерность: σ_H — МПа, T_2 — Нмм, d_1 — мм, d_2 — мм.

Проверочный расчет зубьев на изгиб

$$\sigma_F = \frac{1,2 T_2 K_F Y_F}{Z_2 b_2 m^2} \leq [\sigma_F], \quad (8.8)$$

где Y_F — коэффициент формы зуба, который определяют по эквивалентному числу зубьев колеса $Z_{V2} = Z_2 / \cos^3 \gamma$;

K_F — коэффициент нагрузки $K_H = K_F = K_V K_{\beta}$;

K_V — коэффициент динамичности нагрузки;

K_{β} — коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по длине контактной линии.

Как было отмечено выше, одним из достоинств червячной передачи является плавность и бесшумность работы. Поэтому динамические нагрузки в этих передачах невелики. При достаточно высокой точности изготовления принимают $K_V \approx 1$ при $V_2 \leq 3 \text{ м/с}$; $K_V \approx 1 \dots 1,3$ при $V \geq 3 \text{ м/с}$;

Хорошая прирабатываемость материалов червячной пары уменьшает неравномерность нагрузки по длине контактной линии. При постоянной внешней нагрузке принимают $K_\beta \approx 1$; при переменной нагрузке $K_\beta = 1,05 \dots 1,2$ (большие значения при малых q и больших Z_2).
чугуна при изгибе.

Тепловой расчет червячных редукторов

При работе червячных передач выделяется большое количество тепла. Если отвод тепла будет недостаточным, передача перегревается. При перегреве смазочные свойства масла резко ухудшаются (оно окисляется).

Тепловой расчет червячной передачи производится на основе теплового баланса, т.е. равенства тепловыделения Q_B и теплоотдачи Q_O .

Количество тепла, выделяющееся в одну секунду: $Q_B = (1 - \eta)P_1$.

Количество тепла, отводимое наружной поверхностью корпуса:

$$Q_O = K_T(t_M - t_B)A,$$

где A – площадь наружной поверхности корпуса, омываемой внутри брызгами масла, а снаружи воздухом (поверхность днища не учитывается);

t_B – температура воздуха вне корпуса;

t_M – температура масла внутри корпуса;

K_T – коэффициент теплоотдачи.

По условию теплового баланса $Q_B = Q_O$, т.е. $(1 - \eta)P_1 = K_T(t_M - t_B)A$, откуда

$$\text{при непрерывной работе: } t_M = t_B + \frac{(1 - \eta)P_1}{K_T A} \leq [t]_M. \quad (8.9)$$

Величина $[t]_M$ зависит от марки масла, обычно $[t]_M = 70 - 90^\circ\text{C}$.

Если при расчете окажется, что $t_M > [t]_M$, то увеличивают поверхность охлаждения A , применяя охлаждающие ребра (при расчете учитывается только 50% поверхности ребер); или используют искусственное охлаждение. Искусственное охлаждение осуществляют или обдувом корпуса воздухом с помощью вентилятора, насаженного на вал червяка, или охлаждением масла водой; проходящей через змеевик, или применением циркуляционной системы смазки.

Глава 9. Валы и оси

9.1 Общие сведения

Валы служат для поддержания вращающихся вместе с ними деталей машин, восприятия от них крутящих моментов и нагрузок, передачи крутящих моментов вдоль своей оси на другие детали, а нагрузок – на опоры.

Валы работают одновременно на изгиб и на кручение, а при действии осевых нагрузок еще и на растяжение или сжатие.

Оси только поддерживают сидящие на них детали, работают только на изгиб. Они могут быть или неподвижными, или вращаться вместе с насаженными на них деталями.

Оси выполняют прямыми, а валы по геометрической форме делятся на **прямые, коленчатые и гибкие**.

Коленчатые и гибкие валы относятся к специальным деталям и здесь не рассматриваются.

По длине прямые оси и валы могут быть гладкими (одинакового диаметра по всей длине) или ступенчатыми. Ступенчатая форма вала обеспечивает осевую фиксацию деталей с помощью упорных буртов, упрощает сборку и разборку узла, замену подшипников и других насаживаемых на вал деталей, приближает форму вала к форме бруса равного сопротивления.

По форме сечения валы и оси бывают сплошные и полые. Применение полых валов позволяет существенно снизить их массу, однако, изготовление полых валов более сложное.

Участки валов, которыми они опираются на опоры, называются **цапфами**. Цапфы, передающие преимущественно радиальные нагрузки и расположенные на конце вала, называют **шипами**, а расположенные в средней части вала – **шейками**. Опорами для шипов и шеек служат подшипники (радиальные, радиально-упорные или упорно-радиальные). Концевую цапфу, предназначенную для передачи только осевой нагрузки, называют **пятой**. Опорами для пят служат упорные подшипники (подпятники).

Диаметры посадочных поверхностей выбирают по *ГОСТ 6636-69*, а диаметры под подшипники качения – в соответствии с *ГОСТами* на подшипники.

Для уменьшения концентрации напряжений в местах перехода от одной ступени вала к другой перепад диаметров ступеней должен быть минимальным (но достаточным для создания упорных буртов), а переходы должны быть плавными.

Поверхность плавного перехода от одного диаметра к другому называют **галтелью**. Если ступень меньшего диаметра шлифуется, то переходный участок выполняют с канавкой для выхода шлифовального круга. Однако такие канавки значительно повышают концентрацию напряжений, поэтому на сильно нагруженных участках применять их не рекомендуется.

Передачу крутящего момента от вала к деталям и наоборот обеспечивают с помощью шпоночных или зубчатых (шлицевых) соединений или посадкой деталей с гарантированным натягом.

Валы и оси изготавливают на токарных станках из круглого проката (при единичном и мелкосерийном производстве) или из специальных поковок (при массовом производстве). Цапфы и посадочные поверхности шлифуют.

Для валов и осей без термообработки применяют углеродистые стали *30,35,40*, для валов с термообработкой (при повышенных требованиях к несущей способности и долговечности) – стали *40,45,40ХН, 40Х* с улучшением. Если требуется повышенная износостойкость цапф (например, при вращении ва-

лов в подшипниках скольжения), то валы делают из сталей 20, 20Х, 12ХНЗА с цементацией и закалкой цапф.

Рассмотрим схему нагружения валов цилиндрического редуктора (рис. 56)

На рисунке символы обозначают:

Б – *входной* (ведущий, быстроходный) вал (его обозначают индексом 1);

Т – *выходной* (тихоходный, ведомый) вал его обозначают индексом 2).

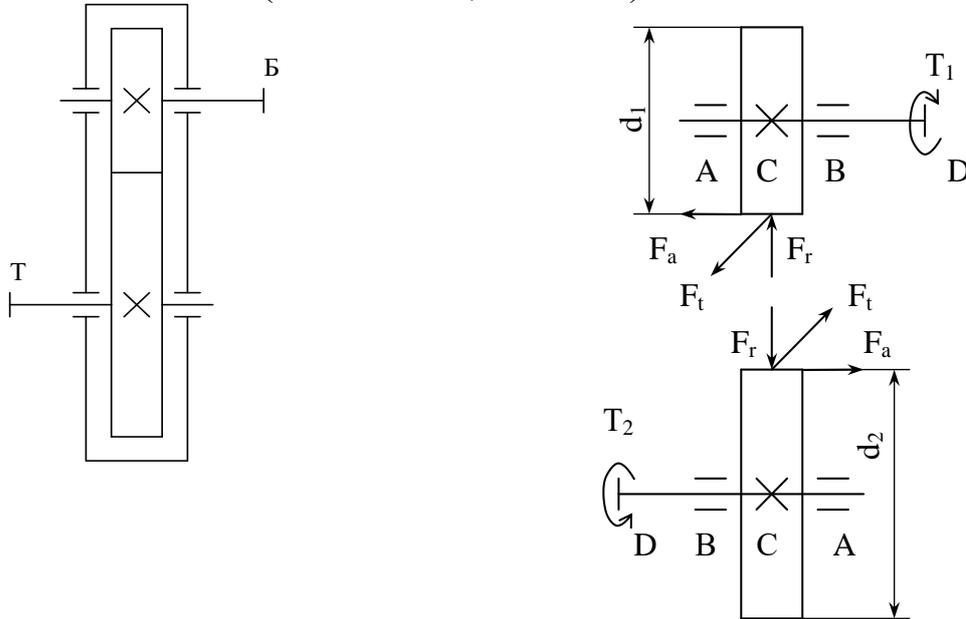


Рис.56. Расчётные схемы валов цилиндрического редуктора

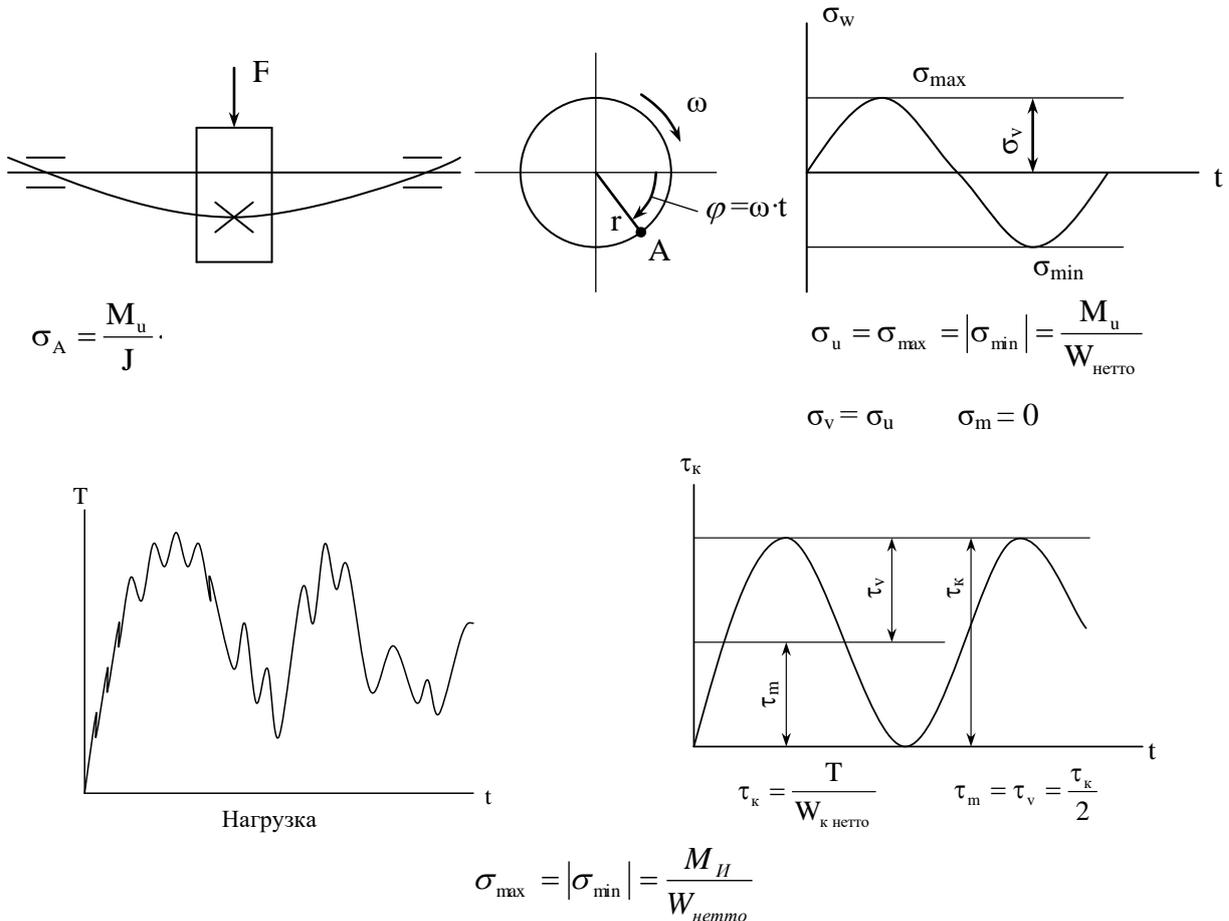


Рис. 57. Характер изменения напряжений в валах

Валы испытывают:

- **кручение** (участки *CD*);
- **изгиб** (участки *AB*);
- **сжатие** (участки *AC*).

Постоянные по модулю и направлению силы, действующие на валы, вызывают циклически изменяющиеся во времени напряжения.

Считают, что напряжения изгиба изменяются по симметричному циклу, а напряжения кручения по *отнулевому* (пульсирующему) циклу (рис. 57).

9.2 Критерии работоспособности валов

Основными критериями работоспособности валов и осей являются:

- **прочность (статическая и усталостная).**
- **жесткость.**
- **виброустойчивость.**

Разрушение валов быстроходных машин в большинстве случаев носит усталостный характер, поэтому основным является расчет на усталостную прочность. Тихоходные валы, работающие в условиях больших перегрузок, рассчитывают на статическую прочность.

9.3 Расчёт валов на прочность

Расчёт валов на прочность выполняют в три этапа:

- **первый этап – предварительный расчёт.**
- **второй этап – расчёт валов на статическую прочность (на совместное действие изгиба и кручения).**
- **третий этап – проверочный расчёт валов на усталость.**

Предварительный расчет валов

Предварительный расчет валов производят на статическую прочность для ориентировочного определения диаметров ступеней на начальном этапе проектирования, когда известен только крутящий момент T . Изгибающие моменты M_u можно будет определить только после разработки конструкции вала и определения длин ступеней. Кроме того, только после разработки конструкции определяются места концентрации напряжений: галтели, шпоночные канавки и т.п. Поэтому предварительный расчет вала условно ведут на одно кручение, а влияние изгиба, концентрации напряжений и характера нагрузки на прочность вала компенсируют понижением допускаемых напряжений на кручения $[\tau_k]$.

Для входного и выходного валов определяют диаметр выходного конца вала, который в большинстве случаев испытывает лишь одно кручение.

Промежуточные валы не имеют выходного конца, поэтому для них определяют диаметр под зубчатым колесом.

Диаметр указанных сечений определяют по известной формуле

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{16T}{\pi[\tau_k]}}. \quad (9.1)$$

Допускаемое напряжение $[\tau_k]$ принимают равным $15 \dots 25 \text{ МПа}$, (меньшие значения принимают в случаях, когда рассчитываемый участок вала испытывает и кручение, и изгиб). Полученное значение диаметра округляют до стандартного. Если входной вал редуктора соединяются муфтой с валом электродвигателя, то диаметр выходного конца вала согласовывают с диаметром вала электродвигателя.

Остальными диаметрами задаются конструктивно, принимая перепады диаметров минимальными для уменьшения концентрации напряжений, но при этом уступы (бурты) должны быть достаточными для осевой фиксации деталей.

Проверочный расчет валов (на усталостную прочность)

При этом расчете учитывают все основные факторы, влияющие на прочность, а именно: характер изменения напряжения, влияние на усталостную прочность абсолютных размеров детали, концентрации напряжений, состояния поверхности. Очевидно, что для учета этих факторов конструкция и размеры вала должны быть известны, поэтому расчет на усталостную прочность осуществляют как проверочный на заключительной стадии проектирования.

Для каждого предположительно опасного сечения (таких сечений может быть несколько) определяют действительный коэффициент запаса прочности S и сравнивают его с допускаемым коэффициентом запаса прочности S_{adm} .

Условие прочности имеет вид

$$S = \frac{S_\sigma \cdot S_\tau}{\sqrt{S_\sigma^2 + S_\tau^2}} \geq S_{adm}. \quad (9.2)$$

Здесь S_σ , (S_τ) – коэффициент запаса прочности по нормальным (касательным) напряжениям (их значения определены в первой части пособия). Значение допускаемого (нормативного) коэффициента запаса прочности принимают равным $S_{adm} = 1,5 \dots 2,5$.

Проверочный расчет на усталостную прочность ведут по длительно действующей номинальной нагрузке без учета кратковременных пиковых нагрузок, число циклов действия которых не велико.

9.4 Расчет валов на изгибную жесткость (рис. 58)

Для обеспечения нормальной работы передач и подшипников валы и оси должны иметь достаточную изгибную жесткость. **Изгибная жесткость** валов оценивается прогибом f и углов поворота поперечных сечений вала θ , которые определяются методами сопротивления материалов. Требуемая изгибная жесткость обеспечивается при соблюдении условия $f_{max} \leq [f]$, $\theta_{max} \leq [\theta]$.

Величины допускаемого прогиба $[f]$ и угла наклона $[\theta]$ зависят от назначения вала или оси.

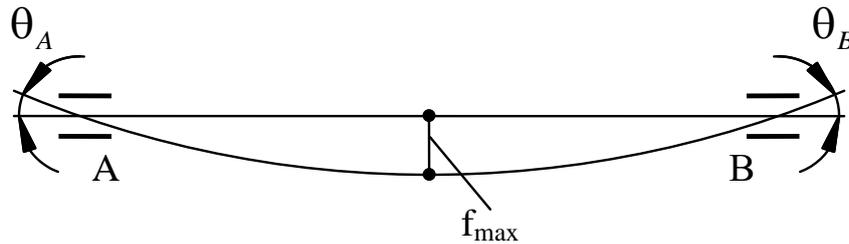


Рис. 58. К расчёту вала на изгибную жёсткость

Большой прогиб нарушает нормальную работу передачи, особенно при несимметричном расположении колес, шкивов, звездочек и других деталей относительно опор, ведет к неравномерности концентрации нагрузки вдоль рабочих поверхностей зубьев и преждевременному их износу или даже излому.

Глава 10. Подшипники качения

10.1 Общие сведения

Подшипниками называют опорные устройства вращающихся частей машин.

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

Первые подшипники качения были изготовлены в заводских условиях в 1883 году в Германии.

Подшипники качения применяют в различных машинах и приборах, они работают в широком диапазоне частот вращения (до 200000 об/мин.) при температурах до 1000°C. вакууме.

Известны миниатюрные подшипники с внутренними диаметрами $d = 0,6$ мм и массой 0,015г, а также особо крупные, у которых соответственно $d = 12$ м и масса 130 тонн. Подшипники качения стандартизованы и изготавливаются в массовом производстве на крупных специализированных заводах.

Преимущества (по сравнению с подшипниками скольжения):

- меньшие моменты трения при пуске;
- малая стоимость в связи с массовым производством подшипников;
- большая несущая способность на единицу ширины подшипника, меньшие осевые габаритные размеры;
- полная взаимозаменяемость, что облегчает монтаж и ремонт машин;
- простота эксплуатации; меньший расход смазочных материалов;
- более низкие требования к материалам и термообработке цапф валов, меньший расход цветных материалов.

Недостатки:

- *значительные контактные напряжения, ограничивающие ресурс, особенно при больших скоростях;*
- *большое рассеивание сроков службы;*
- *высокая стоимость при мелкосерийном производстве;*
- *большие радиальные габаритные размеры;*
- *меньшая способность демпфировать колебания и амортизировать ударные нагрузки.*

Основные размеры подшипников приведены в каталогах:

d – *внутренний диаметр (диаметр посадки на вал);*

D – *наружный диаметр (диаметр посадки в корпус);*

B – *ширина подшипника;*

r – *радиус фаски на кромках колец.*

Габариты тел качения обозначают так:

d_{ω} – *диаметр шарика,*

l_p, d_p – *длина и диаметр ролика.*

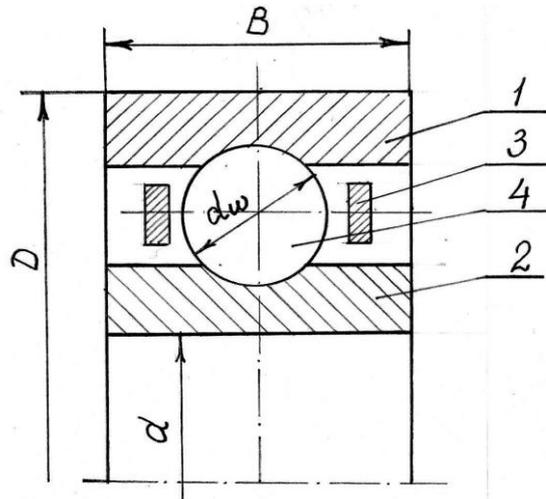


Рис. 59. Шариковый радиальный подшипник

Подшипники качения обычно состоят из двух колец с дорожками качения (наружного 1 и внутреннего 2), тел качения 3 (шариков или роликов), которые катятся по дорожкам качения колец (рис. 59). Сепаратор 4 удерживает тела качения на определенном расстоянии друг от друга и направляет их по дорожкам качения. В некоторых подшипниках качения для уменьшения радиальных размеров отсутствует одно или оба кольца, а в других – сепаратор.

10.2 Классификация

По направлению действия воспринимаемой нагрузки:

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

По форме тел качения: шариковые и роликовые, причем последние могут быть с роликами следующих видов: короткими (или длинными) цилиндрическими, коническими, бочкообразными, игольчатыми.

По числу рядов тел качения: однорядные, двухрядные, многорядные.

По способности компенсировать перекосы вала относительно отверстия корпуса:

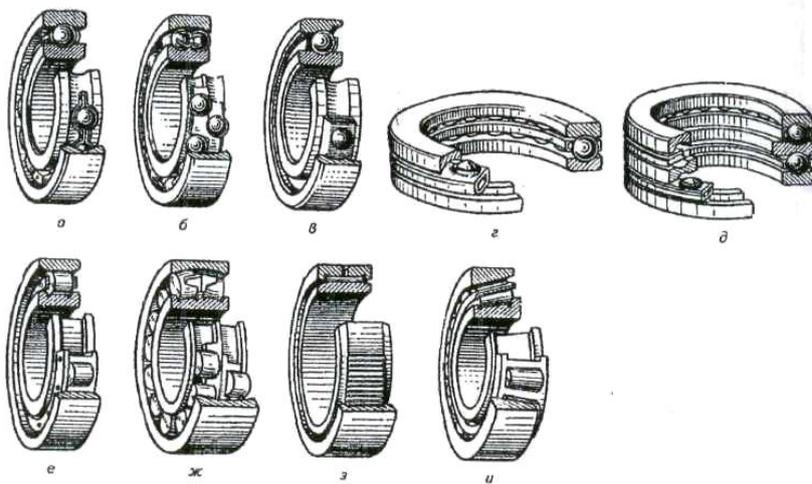
- самоустанавливающиеся (сферические);
- несамоустанавливающиеся (все остальные).

По габаритным размерам подшипники делятся на серии.

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

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

10.3 Характеристика основных типов подшипников (рис. 60)



а – шариковый радиальный однорядный; б – шариковый радиальный двухрядный сферический; в – шариковый радиально-упорный; г – упорный шариковый однорядный; д – упорный шариковый двухрядный; е – роликовый радиальный с цилиндрическими роликами; ж – радиальный сферический роликовый двухрядный с бочкообразными роликами; з – роликовый игольчатый; и – роликовый радиально-упорный.

Рис. 60. Основные типы подшипников качения

Подшипники шариковые радиальные однорядные

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

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

Подшипники роликовые радиальные однорядные

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

Подшипники сферические радиальные двухрядные

Эти подшипники имеют два ряда тел качения, расположенных в шахматном порядке (шариков или бочкообразных роликов). Дорожка качения на наружном кольце выполнена в виде сферической поверхности, описанной из центра подшипника. Это позволяет работать таким подшипникам при значительном перекосе колец (до 3°). Благодаря такой особенности эти подшипники называют самоустанавливающимися.

Они предназначены в основном для восприятия радиальной нагрузки, но могут одновременно воспринимать и небольшую двухстороннюю осевую нагрузку. Применяются для валов, подверженных значительным упругим деформациям (прогибам), а также в случаях, когда нет гарантии в обеспечении точной соосности посадочных мест подшипников вала (например, когда опоры одного вала расположены в разных корпусах).

Подшипники радиально-упорные и упорно-радиальные

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

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

Роликовые подшипники с коническими роликами обладают большой грузоподъемностью, их удобно монтировать. Эти подшипники имеют весьма широкое применение в промышленности. Радиально-упорные подшипники всегда устанавливают попарно. Они требуют при монтаже регулировки на нулевой зазор (выборку осевых зазоров при регулировке осуществляют осевым смещени-

Шарики, ролики и кольца подшипников качения изготавливают из сталей *ШХ15*, *ШХ15СГ*, *18ХГТ* и *20Х2Н4А*. Применяют также низкоуглеродистые легированные стали с последующей цементацией и закалкой. В условиях ударных нагрузок и при высоких требованиях к бесшумности работы подшипников качения шарики и ролики изготавливают из пластмасс (стеклопластиков).

Сепараторы выполняют из мягкой углеродистой стали, латуни, бронзы, алюминиевых сплавов, пластмасс (текстолита и других слоистых пластиков, а также из полиамидов) и некоторых других материалов.

10.4 Теоретические основы расчета.

Распределение радиальной нагрузки между телами качения

Действующая на подшипник радиальная нагрузка распределяется между телами качения неравномерно. При отсутствии радиальных зазоров нагружены только тела качения, расположенные на дуге 180° , причем и они нагружены крайне неравномерно (рис. 61).

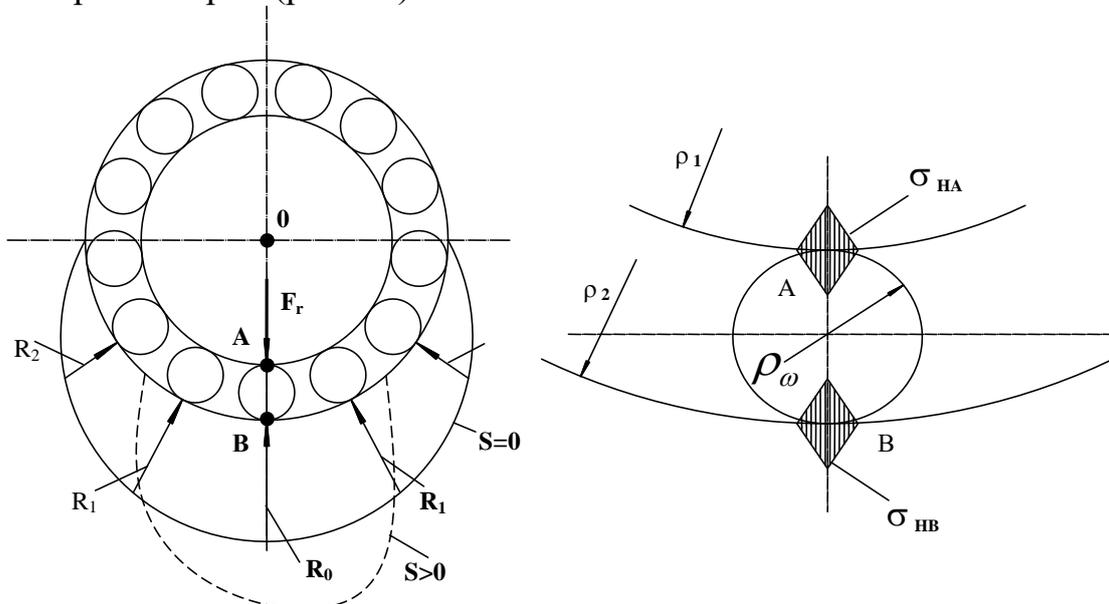


Рис. 61. Схема распределения сил между телами качения

Наиболее нагружено тело качения, расположенное по направлению линии действия нагрузки: $R_o = K \frac{Fr}{Z}$, где Z – общее число тел качения.

При отсутствии радиального зазора $K=4,37$ для шариковых, $K=4$ для роликовых подшипников. Однако в обычных условиях подшипники работают с зазором, нагрузку воспринимают тела качения на дуге, меньшей 180° , при этом нагрузка на наиболее нагруженный шарик (ролик) возрастает с ростом зазора. В соответствии с этим принимают для шарикоподшипников $K=5$, для роликовых подшипников $K=4,6$. Начальный контакт между шариками (ролика-ми) и кольцами происходит в точке (линии). После приложения нагрузки контакт происходит по небольшой площадке эллиптической формы (для роликов - в виде прямоугольной полоски).

Контактные напряжения определяют по формуле Герца.

$$\sigma_H = Z_M \sqrt{\frac{q}{P_{np}}}; \quad \frac{1}{P_{npA}} = \frac{1}{P_1} + \frac{1}{P_\omega}; \quad \frac{1}{P_{npB}} = \frac{1}{P_\omega} - \frac{1}{P_1}.$$

Контактные напряжения в точке A больше, чем в точке B ($\sigma_{HA} > \sigma_{HB}$), так как в точке A контактируют выпуклые поверхности, а в точке B – выпуклая с вогнутой (площадка контакта будет большей).

При работе напряжение в опасной точке A изменяется по пульсирующему циклу, характер которого зависит от того, какое кольцо вращается (рис. 62). Пульсирующий характер контактных напряжений является причиной усталостного выкрашивания контактирующих поверхностей. У большинства подшипников оно наблюдается на дорожках качения (обычно на внутреннем кольце). Из графиков следует, что при вращении наружного кольца число циклов перемены контактных напряжений вдвое больше, а испытания показывают, что ресурс их в 1,8 раза меньше, чем при вращении внутреннего кольца. Это учитывают коэффициентом V .

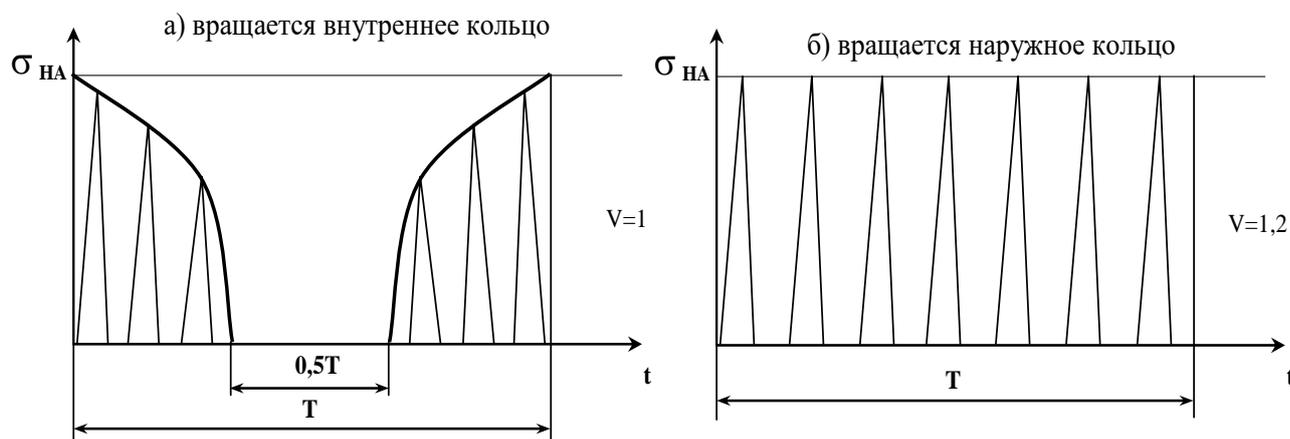


Рис. 62. Характер изменения контактных напряжений в точке A на внутреннем кольце за один оборот

10.5 Виды разрушения подшипников качения

- **Усталостное выкрашивание** рабочих поверхностей дорожек качения колец и тел качения. Усталостное выкрашивание является основным видом разрушения длительно работающих подшипников при хорошей смазке и изоляции от загрязнений. Предупреждают расчетом на ресурс (на динамическую грузоподъемность).

- **Абразивный износ** (наблюдается при плохой защите подшипников машин, работающих в абразивной среде; к ним относятся горные, дорожные, транспортные и другие машины).

- **Разрушение колец и тел качения**, которое наблюдается при неправильном монтаже, приводящем к заклиниванию тел качения, а также при значительных динамических нагрузках. При нормальных условиях работы разрушения элементов подшипника не должно быть.

- **Разрушение сепараторов**, вызываемое центробежными силами и воздействием на сепаратор тел качения. Вероятность разрушения сепаратора увеличивается с ростом частоты вращения. Предельные частоты вращения подшипников указаны в справочниках.

- **Образование вмятин, остаточных деформаций, развальцовка дорожек качения при больших перегрузках.**

Предупреждают расчетом подшипников на статическую грузоподъемность.

10.6 Расчет подшипников на ресурс

Ресурс L в миллионах оборотов или L_h в часах - это срок службы подшипников до появления признаков усталостного выкрашивания материала колец или тел качения. Испытаниями подшипников устанавливают зависимость ресурса от нагрузки $L=f(F_r, F_a)$ (рис. 63). При испытаниях радиальные и радиально-упорные подшипники нагружают постоянной нагрузкой F_r (осевая нагрузка $F_a=0$), упорные и упорно-радиальные подшипники нагружают осевой нагрузкой F_a (радиальная нагрузка $F_r=0$).

Одновременно испытывают 20 одинаковых подшипников, вращается внутреннее кольцо, температура подшипника не превышает 100°C .

При испытаниях фиксируют наработку каждого подшипника L млн. оборотов до появления признаков усталостного выкрашивания.

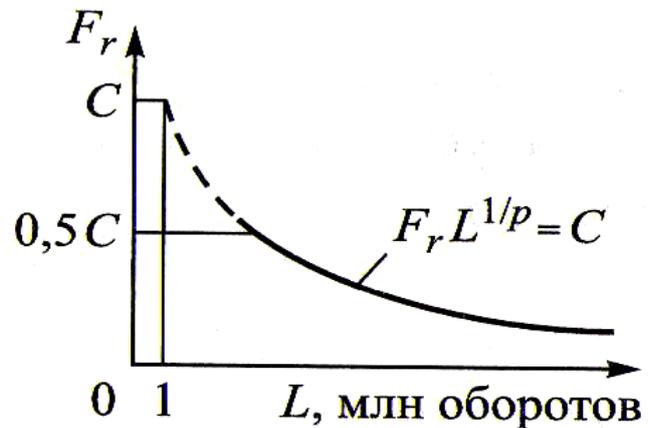


Рис. 63. Кривая усталости подшипника

Испытания показали, что ресурсы подшипников одного и того же типа-размера существенно различаются. Рассеивание ресурса, т.е. отношение наработки до отказа наиболее стойких подшипников к наработке до отказа наименее стойких доходит до 30...50. Поэтому за расчетный ресурс принимают такое значение L млн. оборотов, которое выдерживают 90% подшипников (наработка, соответствующая моменту выхода из строя 3^{го} подшипника из 20). По результатам испытаний строят *кривые усталости*. Кривая усталости не имеет горизонтальной ветви, поэтому для каждой партии подшипников на основе этой кривой определяют так называемую базовую динамическую грузоподъемность C .

Базовая динамическая грузоподъемность – это такая условная радиальная нагрузка (для упорных и упорно-радиальных – осевая нагрузка), которую подшипник с неподвижным наружным кольцом теоретически может

воспринимать 1 млн. оборотов внутреннего кольца с вероятностью безотказной работы, равной 90%.

В действительности такую нагрузку подшипник воспринимать не может. Значения базовой динамической грузоподъемности C в Ньютонах указаны в каталогах для каждого стандартного подшипника.

Расчетный ресурс подшипников при постоянной частоте вращения n можно определить из уравнения кривой усталости: $F_r^p L = C^p I = const.$

$$L = \left(\frac{C}{F_r}\right)^p \text{ млн. оборотов,} \quad \text{или} \quad L_h = \frac{10^6}{60n} \left(\frac{C}{F_r}\right)^p \text{ часов.}$$

Реальные условия работы подшипников отличаются от стендовых. Подшипники могут подвергаться одновременному действию и радиальной, и осевой нагрузок, нагрузка может быть или спокойной, или сопровождаться толчками, ударами, вращаться может или внутреннее, или наружное кольцо, температура подшипника может быть или нормальной, или повышенной.

Все эти факторы влияют на ресурс, поэтому ресурс определяют по эквивалентной динамической нагрузке P :

$$L_h = \frac{10^6}{60n} \left(\frac{C}{P}\right)^p, \text{ часов} \quad (10.1)$$

Эти формулы справедливы при $P \leq 0,5 C$ и частоте вращения, не превышающей предельно допустимую для данного подшипника. При $1 \leq n < 10 \text{ мин}^{-1}$ условно принимают $n = 10 \text{ мин}^{-1}$.

Определение эквивалентной динамической нагрузки

Эквивалентная динамическая нагрузка P определяется по формуле:

$$P = (XVF_r + YF_a) K_\delta K_T, \text{ Н;} \quad (10.2)$$

где V – коэффициент вращения, учитывающий влияние кольца: при вращении внутреннего кольца $V=1$, при вращении наружного $V=1,2$;

F_a, F_r – осевая и радиальная нагрузки на подшипник, Н;

K_δ – коэффициент безопасности, учитывающий динамические нагрузки;

K_T – температурный коэффициент. Температурный коэффициент $K_T > 1$ учитывает влияние температуры выше 100°C . При температуре ниже или равной 100°C $K_T = 1$.

X, Y – коэффициенты осевой и радиальной нагрузок соответственно, зависящие от типа подшипника и коэффициента осевого нагружения e . При их определении учитывают, что осевые нагрузки $F_a \leq eVF_r$ не влияют на ресурс

подшипника, такие нагрузки не учитывают, то есть при $\frac{F_a}{VF_r} \leq e$ принимают

$X=1, Y=0$ и расчет ведут по формуле:

$$P = VF_r K_\delta K_T. \quad \text{Если } \frac{F_a}{VF_r} > e, \text{ то } X \text{ и } Y \text{ определяют по таблицам.}$$

Определение осевых реакций опор

• Вал установлен на шариковых радиальных подшипниках (например, вал косозубого цилиндрического редуктора) (рис. 64).

Осевую нагрузку воспринимает тот подшипник, на который она направлена.

Эквивалентная динамическая нагрузка подшипников

$$P_1 = V F_{r1} K_\delta K_T; \quad P_2 = V F_2 K_\delta K_T, \quad \text{если } F_{a2} \leq V e F_{r2};$$

$$P_2 = (X V F_{r2} + Y F_{a2}) K_\delta K_T, \quad \text{если } F_{a2} > V e F_{r2}. \quad (10.3)$$

Вспомогательный коэффициент e равен

$$e = 0,518 \left(\frac{F_a}{C_0} \right)^{0,24} \geq 0,19;$$

$$x = 0,56;$$

$$y = \frac{1-x}{e} = \frac{0,44}{e}.$$

Ресурс подшипников определяют по более нагруженной опоре (для которой эквивалентная динамическая нагрузка больше).

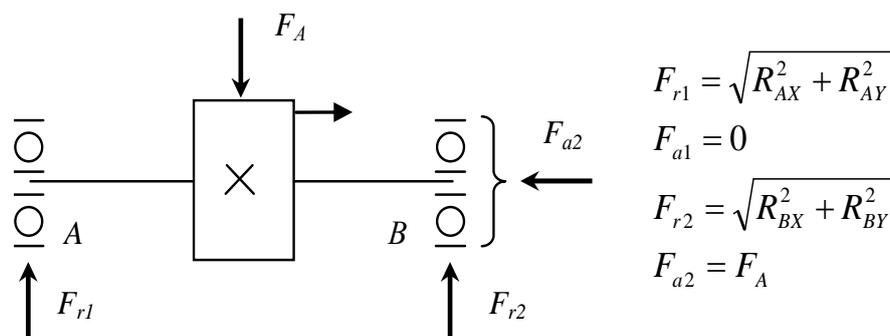


Рис. 64. Определение осевых сил на радиальные шарикоподшипники

• Вал установлен на радиально-упорных подшипниках (рис. 65)

Для этих валов (например, валов конических или червячных редукторов), осевые реакции опор определяют с учетом осевых составляющих S от радиальных нагрузок, равных $S = e' F_r$. Значение коэффициента e' зависит от угла контакта α . Для шарикоподшипников с малым углом контакта ($\alpha < 18^\circ$) угол α зависит от величины нагрузки, то есть является переменной величиной. Предварительное значение e' определяют по формуле:

$$e' = 0,574 (Fr/C_0)^{0,215} \quad (10.4)$$

Для шарикоподшипников с большим углом контакта ($\alpha \geq 18^\circ$):

$e' = e = 1,4 \operatorname{tg} \alpha$ (значение e даны в таблицах). Для конических роликовых подшипников $e' = 0,83e$, где $e = 1,5 \operatorname{tg} \alpha$ (значения e даны в таблицах). Из-за наличия осевой составляющей от радиальной нагрузки радиально-упорные подшипники при сборке узла требуют регулировки «на нулевой» зазор. Условие такой регулировки: $F_a \geq S$. Если это условие не выполнить, то радиальная

нагрузка отождмет наружное кольцо и подшипник будет работать с повышенным зазором. При работе с повышенным зазором уменьшается число тел качения, находящихся под нагрузкой, сокращается ресурс подшипника. Работа подшипника с повышенным зазором недопустима, поэтому должны соблюдаться условия регулировки для обоих подшипников:

$$F_{a1} \geq S_1 \text{ и } F_{a2} \geq S_2.$$

При определении реакций F_{a1} и F_{a2} используют условие равновесия вала. Задача по определению F_{a1} и F_{a2} является статически неопределимой.

Решать эту задачу надо таким образом, чтобы оба условия регулировки выполнялись при минимальном значении осевых нагрузок на подшипники. Сделать это проще всего методом проб. Определим осевые нагрузки на подшипники изображенного на рисунке вала.

Считаем, что внешняя осевая сила F_A и радиальные реакции опор известны. Осевые составляющие радиальных реакций будут равны

$$\begin{aligned} S_1 &= 0,83 e' F_{r1}; \\ S_2 &= 0,83 e' F_{r2} \quad (a). \end{aligned}$$

Условия равновесия вала

$$F_{a1} + F_A - F_{a2} = 0 \quad (b).$$

Для определения F_{a1} и F_{a2} используем метод проб.

Пусть $F_{a1} = S_1$, тогда из уравнения (b) $F_{a2} = F_A + S_1$. Эта величина должна быть больше S_2 .

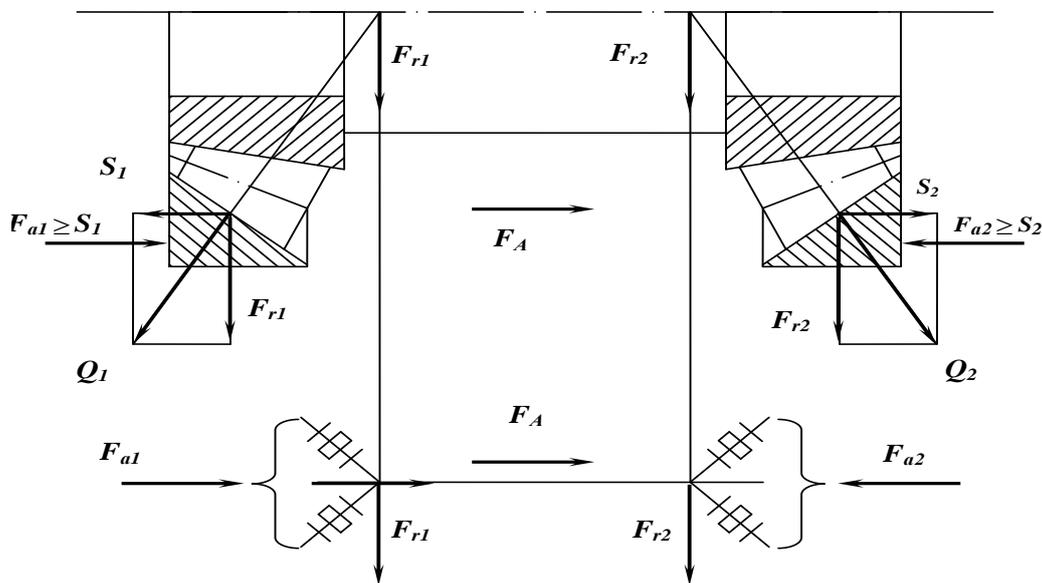


Рис. 65. Определение осевых сил на радиально-упорные подшипники

Если условие $F_{a2} \geq S_2$ не выполняется, делаем вторую попытку. Принимаем $F_{a2} = S_2$, из уравнения (b) определяем F_{a1} , которое будет больше S_1 .

Таким образом, максимальное число попыток равно двум.

10.7 Расчет подшипников на статическую грузоподъемность

Статическая нагрузка, превышение которой вызывает появление недопустимых остаточных деформаций в деталях подшипника, называют базовой статической грузоподъемностью подшипника C_0 .

При статическом нагружении подшипника, т.е. при отсутствии взаимного поворота колец, общая остаточная деформация в контактах менее 0,0001 диаметра тела качения не влияет на работоспособность подшипника. Поэтому при определении статической грузоподъемности за расчетные принимают максимальные контактные напряжения, которые вызывают общую остаточную деформацию кольца и тела качения в наиболее нагруженной зоне контакта, равную 0,0001 диаметра шарика D_w или расчетного диаметра ролика D_{we}

Базовую статическую грузоподъемность вычисляют по формулам Герца.

Базовые радиальная статическая грузоподъемность C_{or} (базовая осевая статическая грузоподъемность C_{oa}) вычислены для всех стандартных подшипников и указаны в каталогах при следующих значениях расчетных контактных напряжений: 4000 МПа – для роликоподшипников, 4200 МПа – для шарикоподшипников (кроме сферических двухрядных) и 4600 МПа - для сферических двухрядных.

При действии на радиальные и радиально - упорные подшипники одновременно радиальной F_r и осевой F_a нагрузок расчеты ведут по эквивалентной радиальной статической нагрузке P_{or} , которая вызывает такие же контактные напряжения, как и действительная нагрузка, по условию $P_{or} \leq C_0$.

Эквивалентную статическую нагрузку принимают как большее значение из двух следующих выражений: $P_0 = X_0 F_r + Y_0 F_a$; $P_0 = F_r$,

Упорно-радиальные и упорные подшипники рассчитывают по эквивалентной осевой статической нагрузке: $P_{oa} = X_o F_r + Y_o F_a$

где X_0 - коэффициент статической радиальной нагрузки, Y_0 - коэффициент статической осевой нагрузки. Значения X_0 и Y_0 приведены в ГОСТ 18854-73.

Медленно вращающиеся ($n < 1 \text{ мин}^{-1}$) подшипники рассчитывают только на статическую грузоподъемность C_0 .

Глава 11. Муфты приводов

11.1 Общие сведения

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

Отдельные типы муфт выполняют и другие функции:

- *компенсируют вредное влияние несоосности валов, вызванной неточностью изготовления и монтажа;*
- *поглощают вибрации, уменьшают динамические нагрузки;*

- обеспечивают включение или выключение одного из валов при постоянном вращении другого вала;
- ограничивают передаваемый вращающий момент, предохраняя машину от поломок при перегрузках и т.п.

11.2 Виды несоосности валов

Различают три вида отклонений от идеального взаимного расположения валов (рис. 66):

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

Комбинацию этих отклонений называют несоосностью

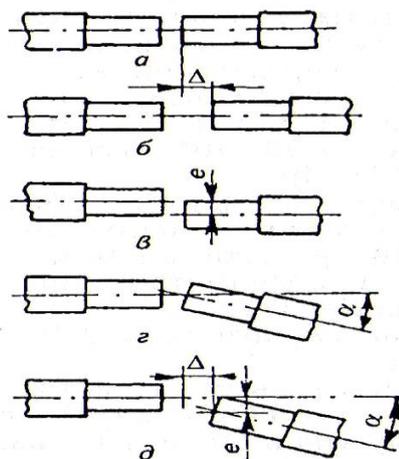


Рис. 66. Виды несоосности валов

11.3 Классификация муфт

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

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

Класс 1. Нерасцепляемые муфты.

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

1.1 Жёсткие муфты – для жесткого соединения соосных валов.

1.1.1 Неразъемные муфты.

1.1.2 Разъемные в плоскости, параллельной оси бруса.

1.1.3 Разъемные в плоскости, перпендикулярной оси бруса.

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

1.2 Компенсирующие муфты.

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

1.3 Упругие муфты.

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

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

Класс 2. Управляемые муфты

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

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

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

Класс 3. Самодействующие муфты.

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

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

3.1 Предохранительные муфты, ограничивающие передаваемый момент.

3.1.1 С разрушаемым элементом, например, муфта со срезным штифтом. Такие муфты применяют при редких перегрузках.

3.1.2 С не разрушаемым элементом (шариковые, фрикционные).

3.2 Обгонные муфты (муфты свободного хода). Эти муфты автоматически сцепляют ведущий вал с ведомым, если скорость ведущего вала больше скорости ведомого вала. При меньшей скорости ведущего вала муфта расцепляет валы, не препятствуя ведомому валу свободно обгонять ведущий вал. Эти муфты широко применяются в велосипедах, коробках передач автомобилей.

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

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

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

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

где T – вращающий момент, передаваемый муфтой;

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

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

11.4 Конструкции распространенных типов муфт

Муфты втулочные

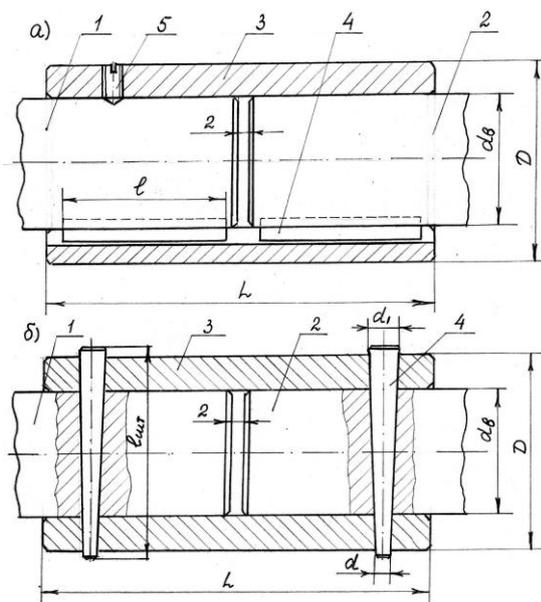
Втулочная муфта – самая простая и дешевая из неразъемных муфт. Она представляет собой цельную втулку, надеваемую на концы валов и закрепляемую на них штифтами, шпонками или шлицами.

Такие муфты изготовляют по *ГОСТ 24246-96* в трех исполнениях.

1 *шпоночные муфты* (рис. 67а,)

2 *штифтовые муфты* (рис. 67б);

3 *шлицевые муфты*.



Конструкция втулочных муфт проста, габаритные размеры (по диаметру) малы, изготовление несложно. Применение их ограничено тем, что при сборке и разборке: требуются значительные смещения полумуфт в осевом направлении, а также тем, что эти муфты требуют очень точного совмещения осей валов (в противном случае появляются силы, изгибающие валы). Материал втулок – сталь той же марки, что и для валов.

Рис. 67. Муфты втулочные

Твердость штифтов HRC 35...49. Прочность муфты определяется прочностью полумуфт на кручение, а также прочностью штифтового, шпоночного или шлицевого соединения их с валом.

Наружный диаметр муфты определяют из условий прочности ее на кручение

$$\tau_k = \frac{T}{W_p} = \frac{T}{0,2D^3(1-C^4)} \leq [\tau] \quad (11.1)$$

где: D – наружный диаметр втулки; $C = d_e/D$; $[\tau_k] = 22...25$ МПа – допускаемое напряжение на кручение Штифты проверяют на срез

$$\tau_{cp} = \frac{2F_t}{\pi d^2} \leq [\tau_{cp}] \quad (11.2)$$

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

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

4.5.2 Муфты жесткие фланцевые

Жёсткая фланцевая (поперечно - свертная) муфта (рис. 68) – самая распространенная из жестких муфт, разъемных в плоскости, перпендикулярной оси вала. Она проста по конструкции, может воспринимать большие нагрузки, в том числе ударные, ее применяют для соединения строго соосных цилиндрических валов диаметром до 250 мм и передачи вращающих моментов до 40 кНм.

Муфта состоит из двух полумуфт, насаживаемых на концы валов и соединенных между собой болтами (рис. 4.5). Болты муфт устанавливают в отверстия или с зазором, или без зазора. В первом случае вращающий момент передается силами трения, возникающими на стыке полумуфт от затяжки болтов, а во втором – непосредственно болтами, которые испытывают срез и смятие. Муфты с болтами, поставленными в отверстия без зазора, могут передавать большие вращающие моменты.

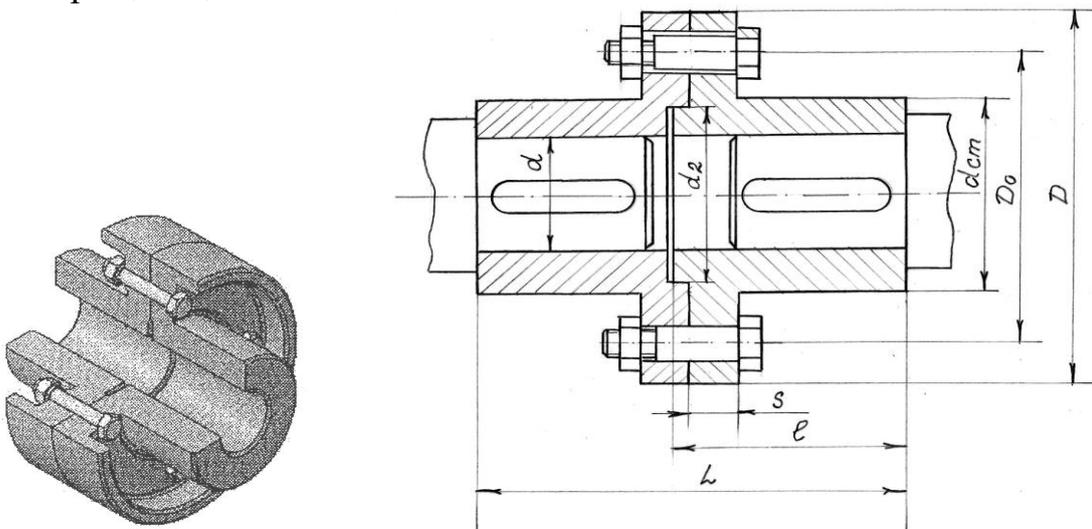


Рис. 68. Муфта жёсткая фланцевая.

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

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

- исполнение 1 – с цилиндрическими отверстиями для длинных концов валов;
- исполнение 2 – с цилиндрическими отверстиями для коротких концов валов.

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

Как указано выше, упругие муфты служат для уменьшения динамических нагрузок, передаваемых соединяемыми валами. Кроме того, они предохраняют валы от резонансных колебаний и позволяют частично компенсировать неточность расположения валов. Конструкции упругих муфт весьма разнообразны. По материалу упругих элементов они делятся на муфты с неметаллическими и муфты с металлическими элементами. Основным материалом неметаллических упругих элементов – резина, которая обладает высокой эластичностью и высокой демпфирующей способностью. Муфта УВП состоит из двух полумуфт, изготовленных из чугуна СЧ 20, которые насаживаются на концы соединяемых валов (рис. 69).

На одной из полумуфт с помощью гаек закреплены конические хвосты пальцев, которые входят в цилиндрические расточки другой полумуфты. На пальцы надеты резиновые втулки или набор резиновых колец (рис. 4.7).

Материал пальцев – сталь 45. Упругие элементы (втулки или кольца) изготовлены из резины со следующими механическими свойствами: предел прочности при разрыве – не менее 8 МПа, твердость 60...75 условных единиц по ГОСТ 263-93. Муфты допускают значительное осевое смещение валов (до $\Delta = 15$ мм), но относительно небольшое радиальное смещение (0,2...0,4 мм) и угол перекоса валов ($\alpha < 1^\circ$). При несоосности валов упругие элементы быстро выходят из строя.

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

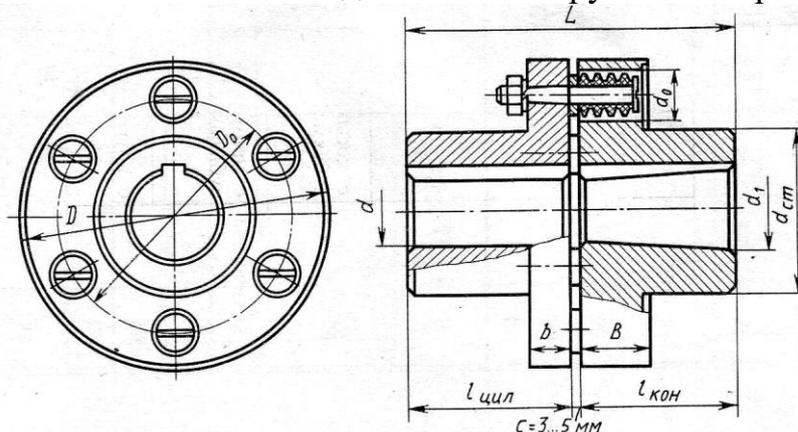


Рис. 69. Муфта упругая втулочно-пальцевая

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

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

Пальцы проверяют на изгиб

$$\sigma_{и} = M_{и}/W = T \cdot l / (0,1 \cdot d_{в}^3 \cdot z \cdot D_0) \leq [\sigma_{и}] \quad (11.3)$$

где T – расчётный крутящий момент муфты;

W – осевой момент сопротивления пальца;

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

D_0 – диаметр окружности расположения центров пальцев;

Z – число пальцев;

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

Резиновые втулки (кольца) проверяют на смятие

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

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

$d_{п}$ – диаметр пальца;

$l_{в}$ – длина втулки.

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

Муфты зубчатые компенсирующие самоустанавливающиеся

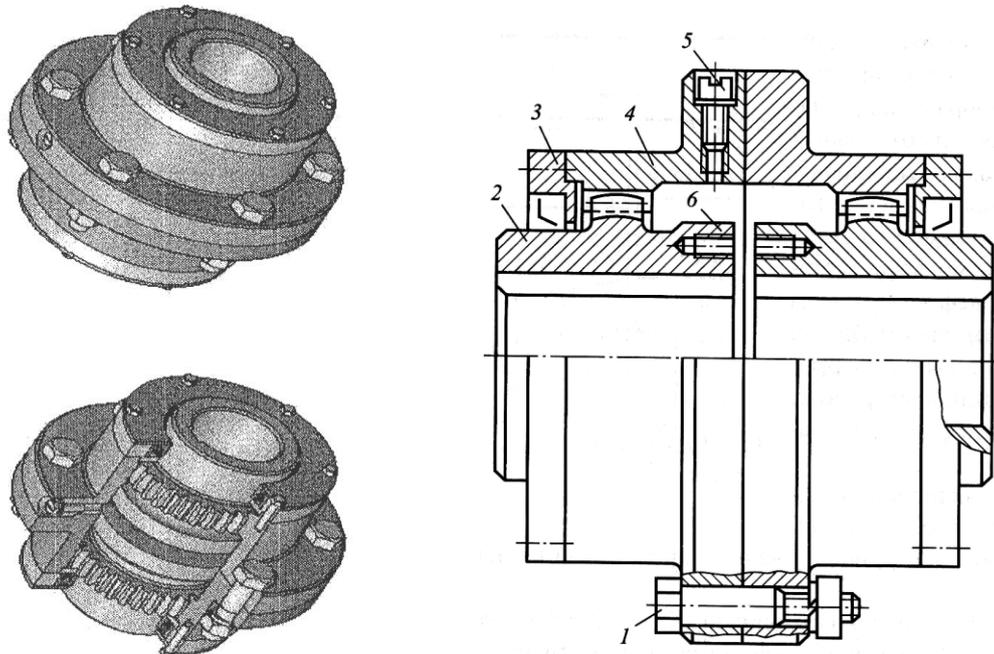


Рис. 70. Компенсирующая зубчатая муфта

Из компенсирующих самоустанавливающихся универсальных муфт самая распространенная – зубчатая муфта (ГОСТ 5006 – 55) для соединения валов

диаметром от 40 до 560мм (рис. 70). Муфта состоит из двух одинаковых втулок 2 с наружными зубьями и двух одинаковых обойм 4 с внутренними зубьями, сцепляющимися с зубьями втулок. Втулки насажены на концы соединяемых валов. Обоймы стянуты между собой болтами 1. Зубья втулок и обойм имеют эвольвентный профиль, аналогичный профилю зубчатых прямозубых колёс, что позволяет нарезать их стандартным зуборезным инструментом.

Для уменьшения износа зубьев в муфту заливают масло большой вязкости. В крышках 3, закрывающих внутреннюю полость муфты, расположены специальные резинOMETаллические уплотнения, удерживающие смазочное масло внутри муфты. Пробка 5 служит для заливки масла. Пояски 6 на втулках предназначены для контроля соосности валов, а резьбовые отверстия – для крепления стоек индикаторов.

Зубчатая муфта компенсирует любые взаимные смещения валов – осевые, радиальные и угловые, так как зубчатое зацепление выполняют с боковым зазором и возможностью свободного осевого взаимного смещения сопряжённых зубьев, а зубья изготовляют бочкообразной формы со сферической наружной поверхностью. Широкое применение зубчатых муфт объясняется их достоинствами: небольшими габаритами и массой; большой нагрузочной способностью из-за большого числа одновременно сцепляющихся зубьев; допустимостью высоких окружных скоростей (до 25 м/с) и технологичностью. Втулки и обоймы изготовляют коваными из сталей 35ХМ, 40, 45. Для повышения износостойкости зубья подвергают термообработке до твердости HRC 42...50 HRC.

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

где k_1 – коэффициент безопасности;

k_2 – коэффициент условий работы;

T – номинальный вращающий момент.

Проверочный расчет на прочность производят по формуле: $T_{\text{кmax}} \leq 2T$
где T_{max} – максимальный кратковременно передаваемый муфтой момент.

Муфты асинхронные (ГОСТ 15622-96)

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

Схемы фрикционных муфт показаны на рисунке 71, где полумуфты 1 неподвижные, а полумуфты 2 или полностью подвижные, или включают в себя подвижные детали. По форме рабочих поверхностей различают следующие ви-

ды фрикционных муфт: дисковые (рис. 71а, б), рабочие поверхности которых – плоские торцовые поверхности дисков, и конусные (рис. 71в, г), рабочие поверхности которых имеют коническую форму, цилиндрические (рис. 71д, е) с цилиндрической рабочей поверхностью. Дисковые муфты могут быть: однодисковые (рис. 71 а) и многодисковые (рис. 71б), которые наиболее распространены. Конусные муфты бывают с одинарным конусом (рис. 71в) и с двойным конусом (рис. 71г).

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

В установившемся режиме работы проскальзывание отсутствует при условии

$$T_{\text{тр}} \geq \beta T_{\text{ном}}$$

где β коэффициент запаса сцепления.

Основным критерием работоспособности является износостойкость сопряжённых трущихся поверхностей. Условие достаточной износостойкости

$$p \leq [p] \quad \text{где } [p] \text{ – допустимое давление}$$

Простейшая однодисковая муфта с двумя поверхностями трения изображена на рисунке 72.

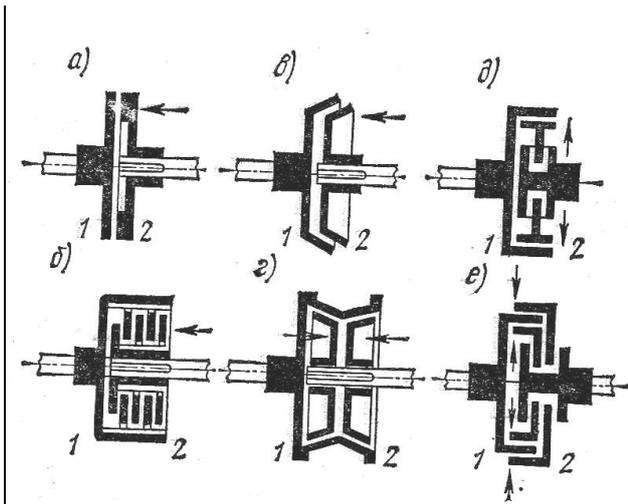


Рис. 71. Схемы фрикционных муфт

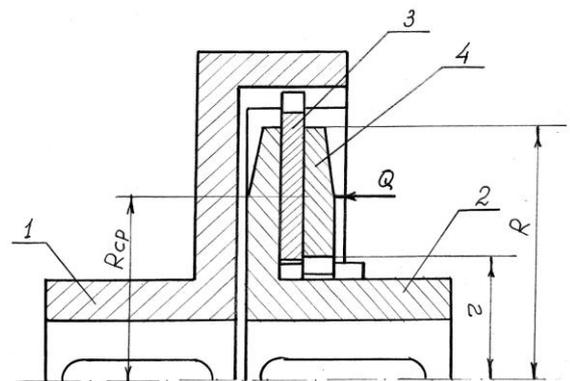


Рис. 72. Муфта однодисковая

Полумуфта 1 закреплена на ведущем валу, а полумуфта 2 – на ведомом. Наружный диск 3, соединённый с помощью прямобоочных или эвольвентных шлицев с полумуфтой, сжимается внутренним диском 4, связанным аналогичным шлицевым соединением с полумуфтой 2.

Такие диски широко применяются в автомобилях, в которых важна хорошая расцепляемость. При необходимости большой несущей способности используют многодисковые муфты. По условиям смазывания муфты делят на сухие и смазываемые. Масло уменьшает износ дисков и отводит тепло. Наибольшее применение имеют сухие муфты. В муфтах, работающих со смазкой, используются стальные закалённые или металлокерамические диски. В сухих муфтах наружные диски выполняют с фрикционными накладками. Для передачи момента диски сжимаются силой Q .

Вращающий момент, который может передавать многодисковая муфта, равен:

$$T_{mp} = \frac{1}{\beta} * Q * R_{cp} * i * f = \frac{1}{\beta} * \pi * (R^2 - r^2) * R_{cp} * i * [p] * f. \quad (11.4)$$

где Q – осевая сила сжатия дисков;

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

$R_{cp} = 0,5(R + r)$ – средний радиус поверхности трения;

f – коэффициент трения;

[p] – допускаемое давление;

i – число пар поверхностей трения.

12 Литература

1. Решетов Д.Н. Детали машин: М: Машиностроение, 1989. – 96с.: ил.
2. Детали машин: Учебник для вузов / Л.А. Андриенко, Б.А. Байков, И.К. Ганулич и др. Под. ред. О.А. Ряховского. – 3-е изд., перераб. и доп. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2007. – 520 с.: ил.
3. Иванов М.Н. Детали машин: Учеб. для студентов высш. техн. учеб. заведений. 5-е изд. перераб. – М.: Высш. шк., 1991. – 383с.: ил.
4. Гузенков П.Г. Детали машин. М.:Высш. школа, 1986. 359с.

Учебное издание

Детали машин

Конспект лекций

Суменков Александр Леонидович, Цыцора Владимир Яковлевич

Подписано в печать Формат 60×84 1/16

Бумага «SvetoCору». Отпечатано на ризографе.

Усл. печ.л. 5,3. Уч.- изд. л.6,8.

Тираж 50 экз. Заказ №

Российский химико-технологический университет им. Д.И. Менделеева

Новомосковский институт. Издательский центр.

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

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