

ОПД.Ф.02.04 ДЕТАЛИ МАШИН
МЕХАНИЧЕСКИЕ ПЕРЕДАЧИ
Учебное пособие

ВВЕДЕНИЕ

Общие сведения

Механизмом называют систему тел, предназначенную для преобразования движения одного или нескольких тел в требуемые движения других тел.

Машиной называют механизм или сочетание механизмов, которые служат для облегчения или замены физического или умственного труда человека и повышения его производительности.

В зависимости от основного назначения различают два вида машин:

1) энергетические машины, преобразующие любой вид энергии в механическую и наоборот (двигатели, динамо-машины, компрессоры и др.);

2) рабочие машины, в том числе: *технологические*, изменяющие свойства, форму и размеры тел (станки, прессы и др.); *транспортные*, перемещающие тела (транспортеры, краны и др.); *ЭВМ (компьютеры)* в которых механические движения служат для выполнения лишь вспомогательных операций.

Все машины состоят из деталей, которые объединены в узлы.

Деталью называют часть машины, изготовленную без применения сборочных операций (шпонка, болт, зубчатое колесо и др.).

Узел – крупная сборочная единица (коробка передач, муфта, редуктор и др.), являющаяся составной частью изделия (привода, машины).

В машиностроении различают детали и узлы общего и специального назначения. Детальями и узлами общего назначения называют такие, которые встречаются почти-во всех машинах (болты, валы, зубчатые колеса, подшипники, муфты и др.). К деталям и узлам специального назначения относят такие, которые встречаются только в одном или нескольких типах машин (шпиндели станков, поршни, шатуны, коленчатые валы и др.).

Все детали и узлы общего назначения делятся на три основные группы:

1) соединительные детали и соединения, которые могут быть неразъемными (заклепочные, сварные и др.) и разъемными (шпоночные, резьбовые и др.);

2) передачи вращательного движения (зубчатые, червячные, ременные и др.);

3) детали к узлы, обслуживающие передачи (валы, подшипники, муфты и др.).

Механическая передача

Механическая передача – механизм, служащий для передачи и преобразования механической энергии от энергетической машины до исполнительного механизма (органа) одного или более, как правило, с изменением характера движения (изменения направления, сил, моментов и скоростей). Чаще всего используется передача вращательного движения.

Основные причины применения передач в машинах:

- требуемые скорости рабочих органов машины часто не совпадают со скоростями стандартных двигателей;
- скорости рабочего органа машины часто необходимо регулировать, (изменять) в процессе работы;
- большинство рабочих органов машин должны работать при малых скоростях и обеспечивать большие вращающие моменты, а высокооборотные двигатели экономичнее;
- двигатели изготовляют для равномерного вращательного движения, а в машинах иногда требуется прерывистое поступательное движение с изменяющимися скоростями.

Классификации передач:

- по принципу передачи движения: передачи трением и передачи зацеплением; внутри каждой группы существуют передачи непосредственным контактом и передачи гибкой связью;
- по взаимному расположению валов: передачи с параллельными валами (цилиндрические), передачи с пересекающимися осями валов (конические), передачи со скрещивающимися валами (червячные, цилиндрические с винтовым зубом, гипоидные);
- по характеру передаточного числа: с постоянным передаточным числом и с бесступенчатым изменением передаточного числа (вариаторы).

Фрикционные передачи (передачи трением) — передачи, в которых передача движения осуществляется силами трения. Для создания трения в контакте катков применяют пружины и специальные нажимные и натяжные устройства.

Передачи зацеплением «работают» за счет зацепления зубьев и шарниров пени с зубьями звездочки. Трение в данном случае вредно, и большинство передач работает со смазкой. Основное достоинство передач зацеплением — высокий КПД, компактность и надежность.

Цилиндрические зубчатые передачи отличаются надёжностью и имеют высокий ресурс эксплуатации. Обычно применяются при особо сложных режи-

мах работы, для передачи и преобразовывания больших мощностей. Цилиндрические передачи бывают прямозубыми, косозубыми и шевронными.

Червячные представляют собой механическую передачу от винта, называемого червяком на зубчатое колесо, называемое червячным колесом. Отличаются высоким передаточным отношением, относительно низким КПД. Червяки бывают однозаходные и многозаходные. Передаточное отношение червячного редуктора определяется как отношение количества зубьев на червячном колесе к количеству заходов на червяке.

Волновая передача сравнительно нова, отличается крайне высоким передаточным отношением. Имеет относительно малый вес и высокую износостойкость. Принцип работы – генерация волн на гибком колесе, которое имеет чуть меньшее количество зубьев, чем жёсткое колесо и смещение одного колеса относительно другого на их разницу зубьев за один оборот генератора волн.

Требования к машинам и деталям

В соответствии с современными тенденциями к большинству проектируемых машин предъявляются следующие общие требования:

- высокая производительность;
- экономичность производства и эксплуатации;
- равномерность хода;
- высокий коэффициент полезного действия;
- автоматизация рабочих циклов;
- точность работы;
- компактность, надежность и долговечность;
- удобство и безопасность обслуживания;
- транспортабельность;
- соответствие внешнего вида требованиям технической эстетики.

При конструировании и изготовлении машин должны строго соблюдаться Государственные стандарты (ГОСТы).

Применение в машине стандартных деталей и узлов уменьшает количество типоразмеров, обеспечивает взаимозаменяемость, позволяет быстро и дешево изготавливать новые машины, а в период эксплуатации облегчает ремонт. Изготовление стандартных деталей и узлов машин производится в специализированных цехах и на заводах, что повышает их качество и снижает стоимость.

Одним из главных требований, предъявляемых к машинам и их деталям, является технологичность конструкции, которая значительно влияет на стоимость машины.

Технологичной называют такую конструкцию, которая характерна минимальными затратами при производстве и эксплуатации.

Технологичность конструкции характеризуется:

1) применением в новой машине деталей с минимальной механической обработкой. При этом широко используется штамповка, точное литье, фасонный прокат, сварка;

2) унификацией данной конструкции, т. е. применением одинаковых деталей в различных узлах машины;

3) максимальным применением стандартных конструктивных элементов деталей (резьб, канавок, фасок и др.), а также стандартных квалитетов и посадок;

4) применением в новой машине деталей и узлов, ранее освоенных в производстве.

Надежность машин

Основными показателями надежности являются вероятность безотказной работы и интенсивность отказов.

Вероятностью безотказной работы называется вероятность того, что в заданном интервале времени или в пределах заданной наработки не возникает отказ изделия. Чем больше элементов имеет изделие, тем меньше его надежность.

В разные периоды эксплуатации или испытаний изделий число отказов в единицу времени различно. Число отказов, приходящихся на единицу времени, называется интенсивностью отказов.

Типичная зависимость интенсивности отказов от времени эксплуатации для большинства машин и их узлов показана на рис. 0.1. В начальный период работы – *период приработки* – интенсивность отказов велика. В этот период проявляются различные дефекты производства. Затем она убывает, приближаясь к постоянному значению, соответствующему *периоду нормальной эксплуатации*. Причиной отказов в этот период являются случайные перегрузки, скрытые дефекты производства (микротрещины и др.). В конце срока эксплуатации наступает *период проявления изнашивания*, когда интенсивность отказов быстро возрастает и, следовательно, эксплуатация изделий должна быть прекращена.

Основы надежности закладываются конструктором при проектировании изделия. Надежность зависит также от качества изготовления изделия и от соблюдения норм эксплуатации. Она монотонно снижается в течение срока службы.

В технике имеются высоконадежные устройства, например в железнодорожном транспорте, авиации, космонавтике и др.

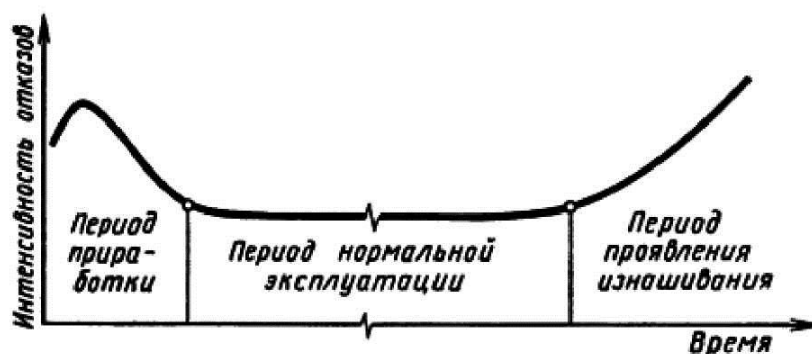


Рис. 0.1. Зависимость интенсивности отказов от времени эксплуатации

Основные стадии проектирования

Проектирование – это процесс создания проекта-прототипа, прообраза предполагаемого объекта.

В процессе проектирования и конструирования машин разрабатывают документацию, необходимую для их изготовления, монтажа, испытания и эксплуатации. При этом к проектированию обычно относят разработку общей конструкции изделия. Конструирование же включает в себя дальнейшую разработку всех вопросов, решение которых необходимо для воплощения принципиальной схемы в реальную конструкцию. Документация, получаемая в результате проектирования и конструирования, называется проектом.

ГОСТ устанавливает пять стадий проектирования:

- техническое задание,
- техническое предложение,
- эскизный проект,
- технический проект и разработку рабочей документации

Техническое задание содержит назначение, технические характеристики и требования к показателям качества разрабатываемого изделия.

Техническое предложение включает в себя совокупность конструкторских документов по обоснованию технической и технико-экономической целесообразности разработки изделия с учетом технического задания.

Эскизный проект – это совокупность конструкторских документов, которые должны содержать принципиальные конструктивные решения, отражающие общее представление об устройстве и принципе действия проектируемого изделия, а также данные, определяющие его назначение и основные параметры.

Эскизный проект обычно разрабатывают в нескольких вариантах с необходимыми расчетами.

На начальной стадии эскизного проектирования расчеты, как правило, выполняют приближенными. Окончательный расчет для выбранного варианта конструкции выполняют в форме проверочного. Отдельные размеры элементов деталей (например, диаметры выступающих концов валов, ступиц, дисков, ободьев тел вращения и др.) не рассчитывают, а принимают на основании существующего опыта проектирования подобных конструкций, обобщенных в нормативно-справочных документах.

Эскизный проект служит основанием для разработки технического проекта.

Технический проект – это конструкторская разработка, содержащая окончательное техническое решение и дающая полное представление об устройстве разрабатываемого изделия. В проект входят чертежи общих видов изделия и его сборочных единиц, а также пояснительная записка, в которой обоснованы показатели надежности сборочных единиц и изделия в целом, отражено соответствие изделия требованиям техники безопасности и охраны окружающей среды, эргономическим нормам и др.

Разработка рабочей документации – заключительная стадия проектирования, в ходе которой разрабатывают конструкции деталей, удовлетворяющие требованиям их надежности, технологичности и экономичности.

Следует отметить, что при учебном проектировании (курсовом, дипломном) процесс разработки конструкторской документации в той или иной степени упрощен.

1. РЕМЕННЫЕ ПЕРЕДАЧИ

1.1. Конструкции ременных передач

Ременные передачи – это передачи гибкой связью, состоящие из ведущего и ведомого шкивов и надетого на них ремня. В состав передачи могут также входить натяжные устройства и ограждения. Возможно применение нескольких ремней и нескольких ведомых шкивов.

Основное назначение – передача механической энергии от двигателя передаточным и исполнительным механизмам, как правило, с понижением частоты вращения (рис. 1.1).

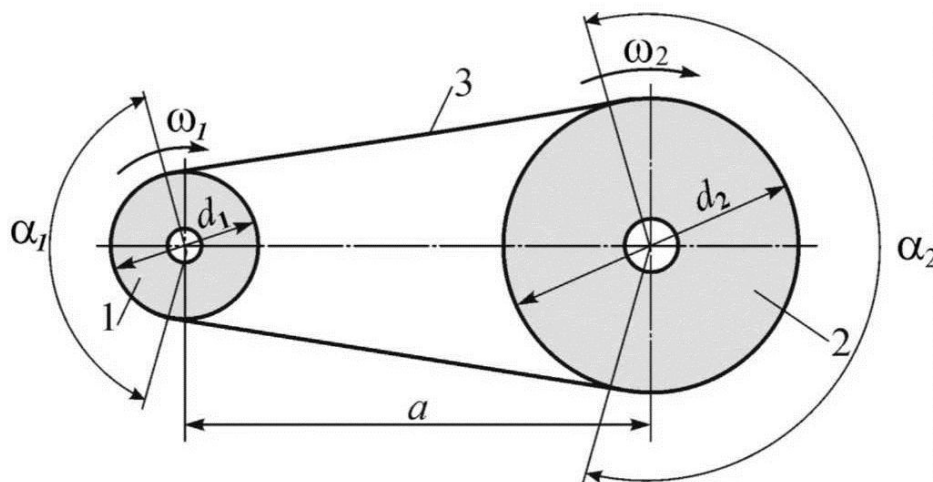


Рис. 1.1. Схема ременной передачи

1 – малый шкив; 2 – большой шкив; 3 – ремень; a – межосевое расстояние; α_1 – малый угол обхвата; α_2 – большой угол обхвата; ω – угловая скорость.

По принципу работы различаются передачи трением (большинство передач) и зацеплением (зубчатоременные). Передачи зубчатыми ремнями по своим свойствам существенно отличаются от передач трением.

Ремни передач трением по форме поперечного сечения разделяются на плоские, клиновые, поликлиновые, круглые, квадратные.

Клиновые, поликлиновые, зубчатые и быстроходные плоские изготавливают бесконечными замкнутыми. Плоские ремни преимущественно выпускают конечными в виде длинных лент. Концы таких ремней склеивают, сшивают или соединяют металлическими скобами. Места соединения ремней вызывают ди-

намические нагрузки, что ограничивает скорость ремня. Разрушение этих ремней происходит, как правило, по месту соединения.

Передаточное число ременной передачи при отсутствии проскальзывания:

$$u = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{d_2}{d_1},$$

где n – число оборотов в минуту: $n = 30\omega/\pi$.

Различают *передаточное отношение* i – отношение угловых скоростей ведущего и ведомого валов и передаточное число u , являющееся отношением большей угловой скорости к меньшей.

Достоинства ременных передач трением:

- 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 за счет проскальзывания ремня по шкиву;
- простота конструкции, отсутствие необходимости смазочной системы;
- малая стоимость.

Недостатки:

- значительные габариты;
- значительные силы, действующие на валы и опоры;
- непостоянство передаточного отношения;
- малая долговечность ремней в быстроходных передачах;
- необходимость защиты ремня от попадания масла.

Натяжение ремня

Условием работы ременных передач трением является наличие натяжения ремня, 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.

При первом способе натяжение назначается по наибольшей нагрузке с запасом на вытяжку ремня, при втором и третьем способах запас на вытяжку выбирают меньше, при четвертом - натяжение изменяется автоматически в за-

висимости от нагрузки, что обеспечивает наилучшие условия для работы ремня. (рис. 1.2).

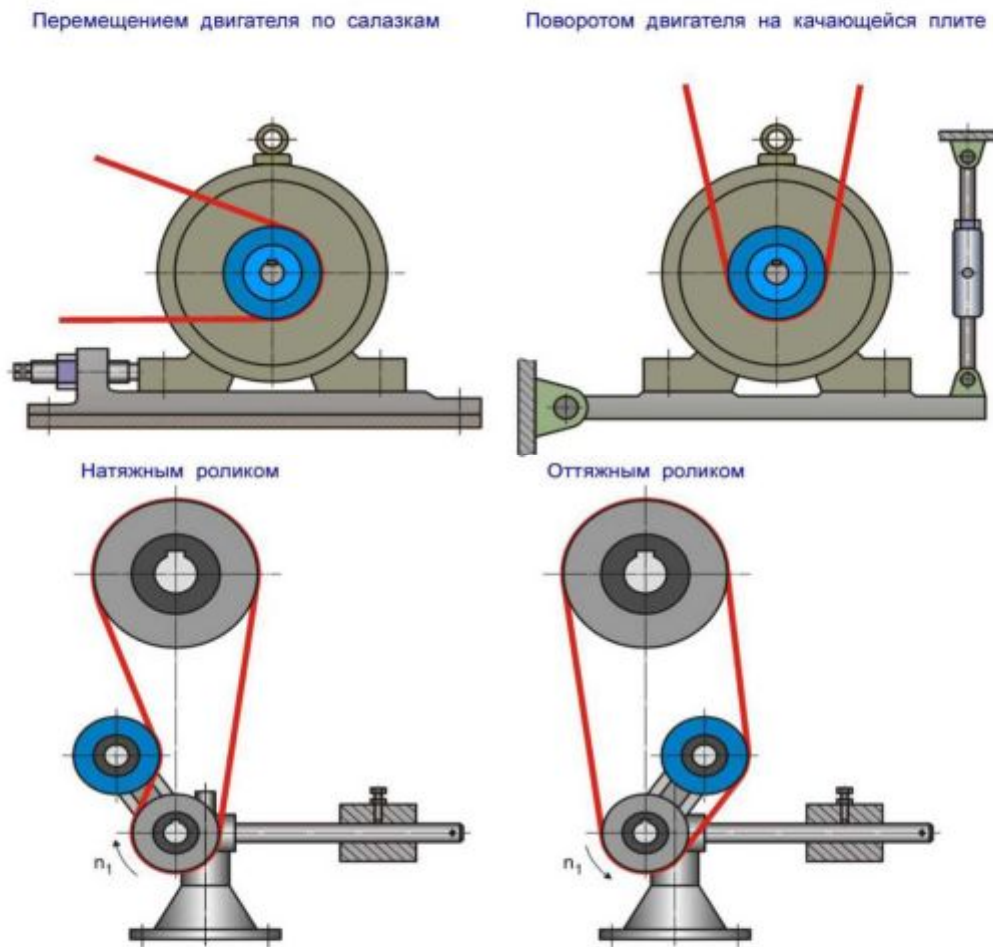


Рис. 1.2. Способы натяжения ремня

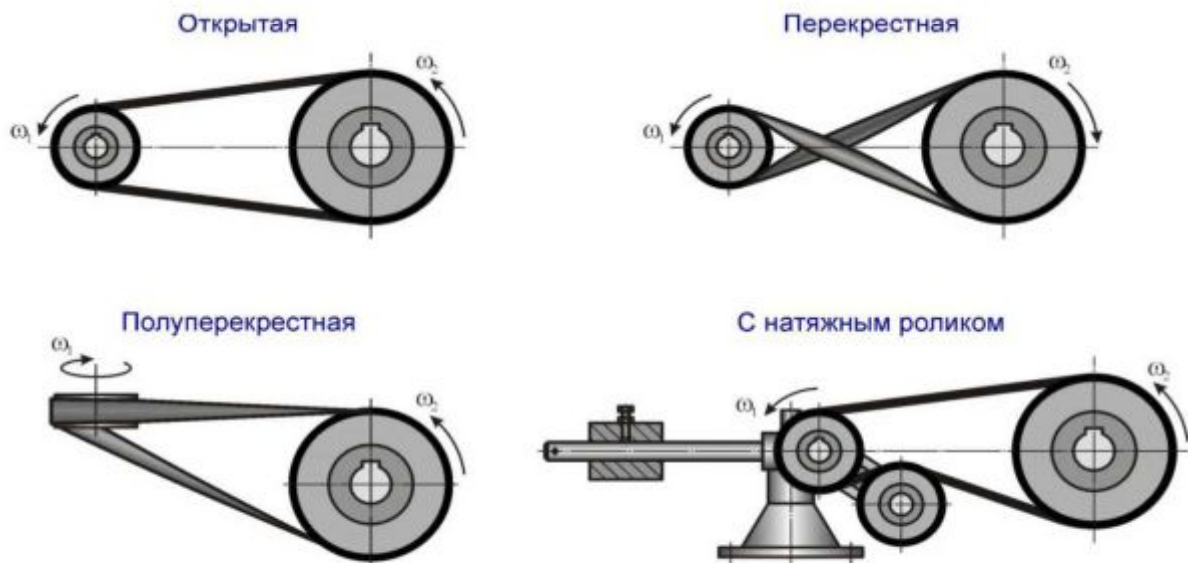


Рис. 1.3. Типы ременных передач

1.2. Конструкция и материалы ремней

Ремни должны обладать высокой прочностью при переменных напряжениях, износостойкостью, максимальным коэффициентом трения на рабочих поверхностях, минимальной изгибной жесткостью.

Конструкцию ремней отличает наличие высокопрочного несущего слоя, расположенного вблизи нейтральной линии сечения. Повышенный коэффициент трения обеспечивается пропиткой ремня или применением обкладок.

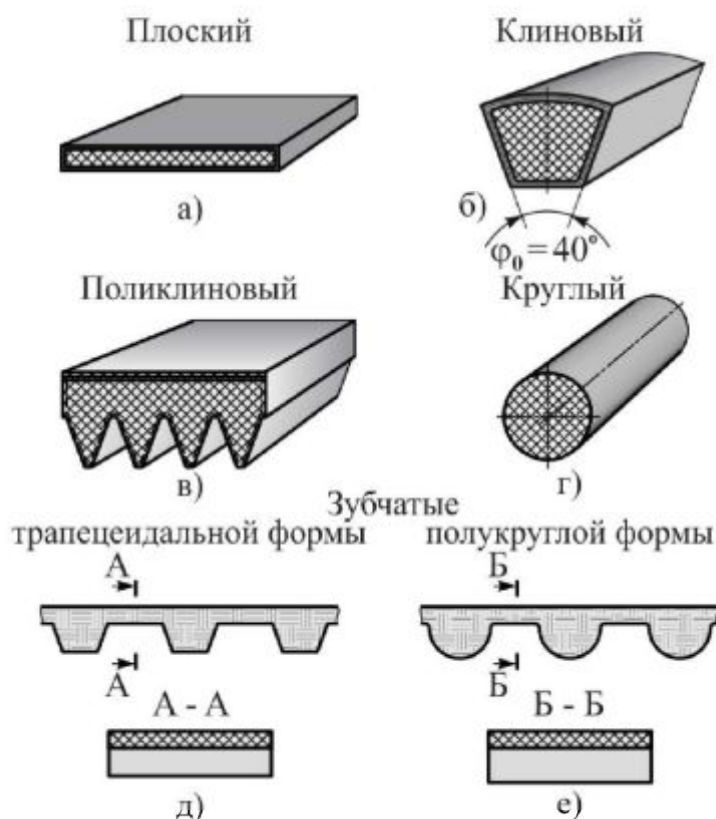


Рис. 1.4. Формы сечения ремней

Плоские ремни отличаются большой гибкостью из-за малого отношения толщины ремня к его ширине. Наиболее перспективны синтетические ремни ввиду их высокой прочности и долговечности. Несущий слой этих ремней выполняется из капроновых тканей, полиэфирных нитей. Материал фрикционного слоя – полиамид или каучук.

Синтетические ремни изготавливают бесконечными и используют, как правило, при скорости более 30 м/с. При меньших скоростях могут использоваться конечные прорезиненные или бесконечные кордшнуровые и кордтканевые ремни. Прорезиненные ремни состоят из тканевого каркаса, имеющего от трех до шести слоев и наружных резиновых обкладок. Кордшнуровые ремни состоят

из несущего слоя, содержащего один ряд синтетического кордшнура, связующей резины и тканевых обкладок. Кордтканевые ремни имеют несущий слой из двух слоев обрезиненной вискозной ткани.

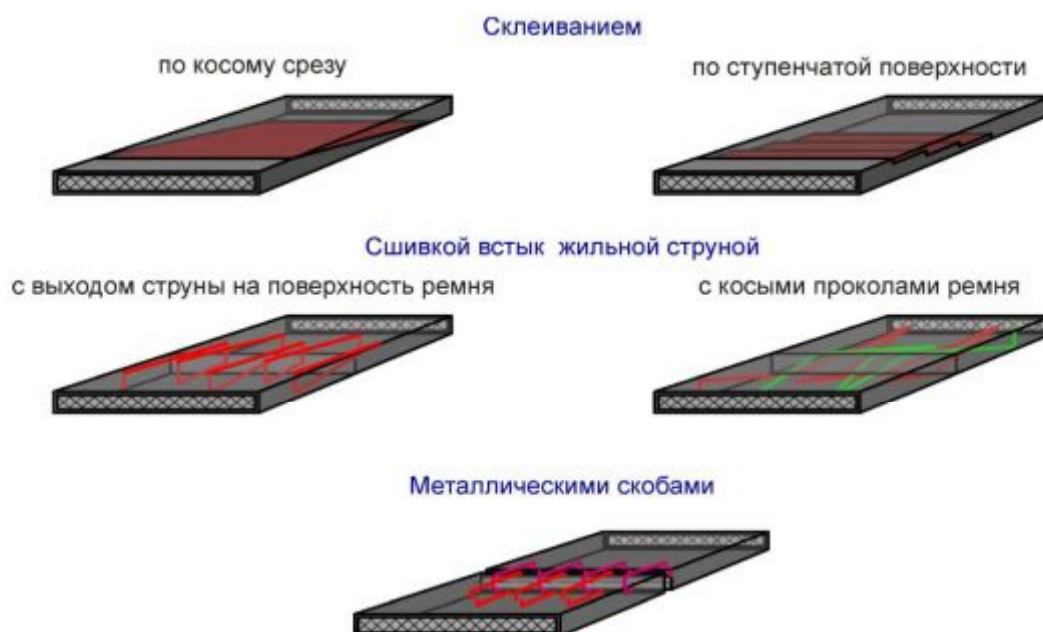


Рис. 1.5. Способы соединения плоских ремней

Клиновые ремни имеют трапецевидное сечение с боковыми рабочими сторонами, соприкасающимися с канавками на шкивах. Благодаря клиновому действию ремни этого типа обладают повышенным сцеплением со шкивами.

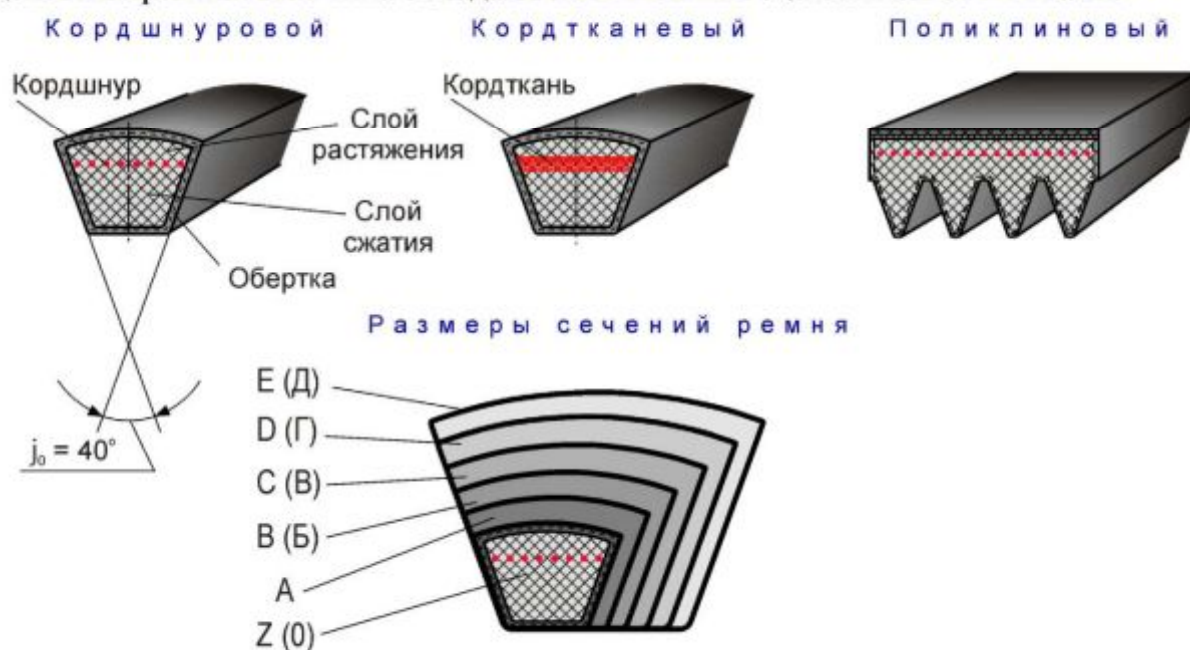


Рис. 1.5. Клиновые ремни

Поликлиновые ремни – бесконечные плоские ремни с продольными клиновыми ребрами на внутренней поверхности. Эти ремни сочетают гибкость плоских ремней и повышенное сцепление со шкивами, характерное для клиновых ремней.

Клиновые и поликлиновые ремни выпускаются прорезиненными с несущим слоем из синтетических шнуров. Для шнуров корда применяют полиамидные и полиэфирные волокна, для передач с особенно высокой нагрузкой – кевлар. Ремни с кордом из кевлара имеют высокую прочность, практически не вытягиваются (модуль упругости при растяжении $E=2500$ МПа, в отличие от $E=300\dots 600$ МПа для корда из других волокон). Выпускаются также кордтаневые клиновые ремни с несколькими слоями ткани, они имеют меньший модуль упругости и лучше работают при ударной нагрузке.

Многопрофильные ремни состоят из двух – четырех клиновых, соединенных между собой тканевым слоем и применяются вместо комплектов клиновых ремней.

Круглые ремни выполняют резиновыми диаметром от 3 до 12 мм, используются для передачи небольших мощностей в приборах и бытовой технике.

Ремни квадратного сечения используют для передачи небольших мощностей в приборах.

1.3. Основные геометрические соотношения

При проектировании ременных передач определяют: угол между ветвями ремня, угол охвата ремнем малого шкива, длину ремня и при использовании бесконечных ремней – межосевое расстояние. Расчетные диаметры шкивов и длины ремней определяют по нейтральному слою поперечного сечения ремня.

Найдём l – длину ремня. По причине растяжения ремня величины α и β определяются приближенно.

Имеем $\alpha_1 = \pi - \beta$ и $\sin \frac{\beta}{2} = \frac{d_2 - d_1}{2a} \approx \frac{\beta}{2}$ (т.к. $\frac{\beta}{2} < 15^\circ$).

Тогда $\frac{\beta}{2} \approx \frac{d_2 - d_1}{2a} \Rightarrow \alpha_1 = \pi - \frac{d_2 - d_1}{a}, \alpha_2 = \pi + \frac{d_2 - d_1}{a}$.

Половина длины ремня равна:

$$\frac{l}{2} = \overset{\cup}{AB} + \overset{\cup}{CD} + \overline{BC}.$$

Так как $BC = O_1H = a \cos \frac{\beta}{2}$; $\overset{\cup}{AB} = \frac{d_1}{2} \cdot \frac{\alpha_1}{2}$; $\overset{\cup}{CD} = \frac{d_2}{2} \cdot \frac{\alpha_2}{2}$,

имеем
$$l = 2a \cos \frac{\beta}{2} + \frac{d_2}{2} \left(\pi + \frac{d_2 - d_1}{a} \right) + \frac{d_1}{2} \left(\pi - \frac{d_2 - d_1}{a} \right),$$

или
$$l = 2a \cos \frac{\beta}{2} + \pi \frac{d_2 + d_1}{2} + \frac{d_2 - d_1}{2a}.$$

Подставляем $\cos \frac{\beta}{2} = \sqrt{1 - \sin^2 \frac{\beta}{2}} \approx 1 - \frac{\sin^2 \frac{\beta}{2}}{2} \approx 1 - \frac{\beta^2}{8} = 1 - \frac{(d_2 - d_1)^2}{8a^2}.$

Откуда
$$l \approx 2a + \frac{(d_2 - d_1)^2}{4a} + \pi \frac{d_2 + d_1}{2}.$$

Величина приближенная.

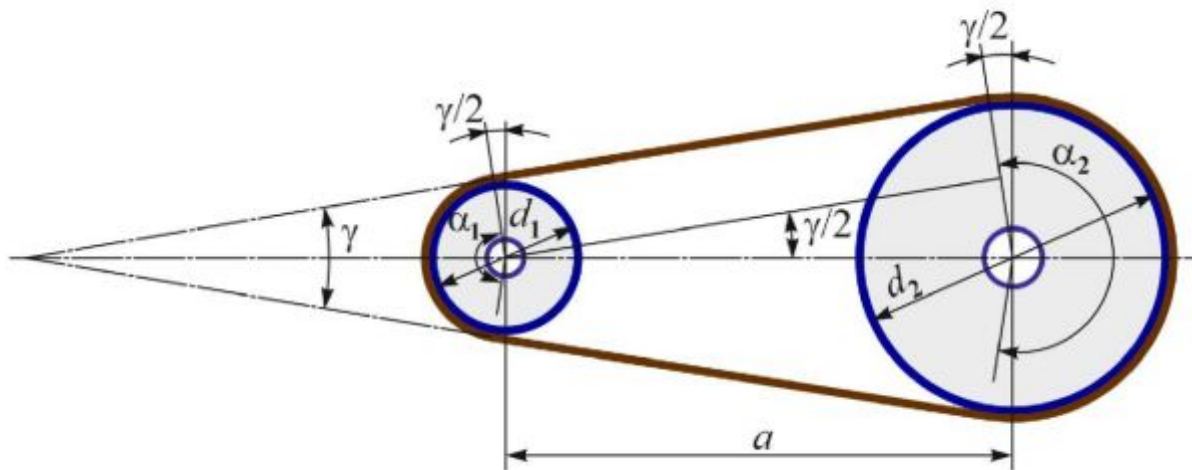


Рис. 1.6. Расчет длины ремня

1.4. Силы в ременной передаче

а) Окружная сила

$$F_t = \frac{2T \cdot k_F}{d} = \frac{P \cdot k_F}{v},$$

где T – вращающий момент (Н м),

d – диаметр шкива (м),

P – передаваемая мощность (Вт),

v – скорость ремня (м/с),

k_F – коэффициент динамичности нагрузки,

(k_F меняется от 1 до 1,6 для ударной нагрузки).

б) Силы натяжения ветвей

Разность натяжений ветвей ремня можно найти из формулы Эйлера.

Предположим, что:

- ремень нерастяжим;
- имеет место критическое равновесие ремня относительно шкива;
- центробежные силы малы.

Рассмотрим элемент ремня длиной $r d\varphi$, (r – радиус шкива).

Силы F и $F + dF$ – силы действия ремня на рассматриваемый элемент;
 S – сила сцепления со шкивом; N – нормальная реакция шкива.

$$(F, F + dF, S, N) \sim 0.$$

Проецируя на оси n и τ , получим (если принять $\sin(d\varphi/2) \approx (d\varphi/2)$; $\cos(d\varphi/2) \approx 1$):

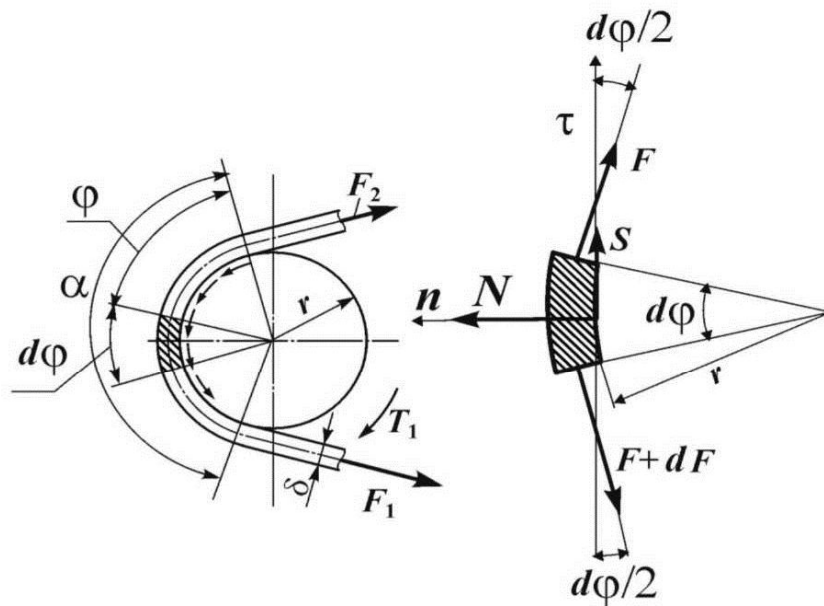


Рис. 1.7. Силы натяжения ветвей ремня

$$\sum F_{\tau} = F - F + dF + S = 0 \Rightarrow S = dF;$$

$$\sum F_n = -(F + F + dF) \cdot d\varphi/2 + N = 0 \Rightarrow N = Fd\varphi, (dF \cdot d\varphi/2 \approx 0).$$

Т.к. $S = fN$, следовательно, $dF = f F d\varphi$, где f – коэффициент сцепления с ободом.

Интегрируя, получим:

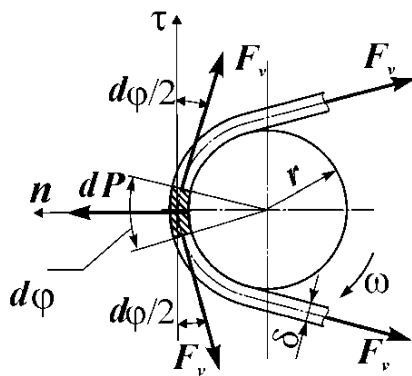
$$\frac{F_1}{F_2} = e^{f\gamma} = q,$$

γ угол скольжения, $\gamma \approx 0,7\alpha$, где α – угол обхвата.

$F_1 - F_2 = F_t$ – окружная сила

$$F_1 = F_t \frac{q}{q-1} \quad \text{и} \quad F_2 = F_t \frac{1}{q-1}.$$

в) Центробежные силы



На малый элемент ремня действует центробежная сила (рис. 1.8).

$$dP = \frac{V^2}{r} dm = \frac{V^2}{r} r \delta b \rho d\varphi = \rho A V^2 d\varphi$$

где ρ – плотность;

δ – толщина;

b – ширина;

$A = b\delta$ – площадь сечения.

Рис. 1.8. Центробежные силы

$$(F_v, F_v, dP) \sim 0.$$

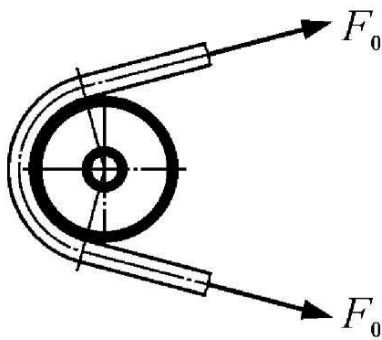
Проецируя на ось n , получим:

$$dP = 2F_v \sin(d\varphi/2) \approx F_v \cdot d\varphi.$$

Следовательно $F_v = dP / d\varphi = \rho A V^2$.

Эта сила при скоростях меньших 15 м/с пренебрежима.

г) Силы предварительного натяжения



При установке ремень должен быть предварительно натянут с силой F_0 .

Принимают

$$2F_0 = F_1 + F_2.$$

Поскольку

$$F_1 - F_2 = F_t,$$

получим

$$F_t = F_0 + F_t/2, \quad F_2 = F_0 - F_t/2.$$

Рис. 1.9.

д) Силы, действующие на валы

Ветви ремня не параллельны и натянуты по-разному, поэтому силы в работающей ременной передаче можно найти по теореме косинусов (рис. 1.10).

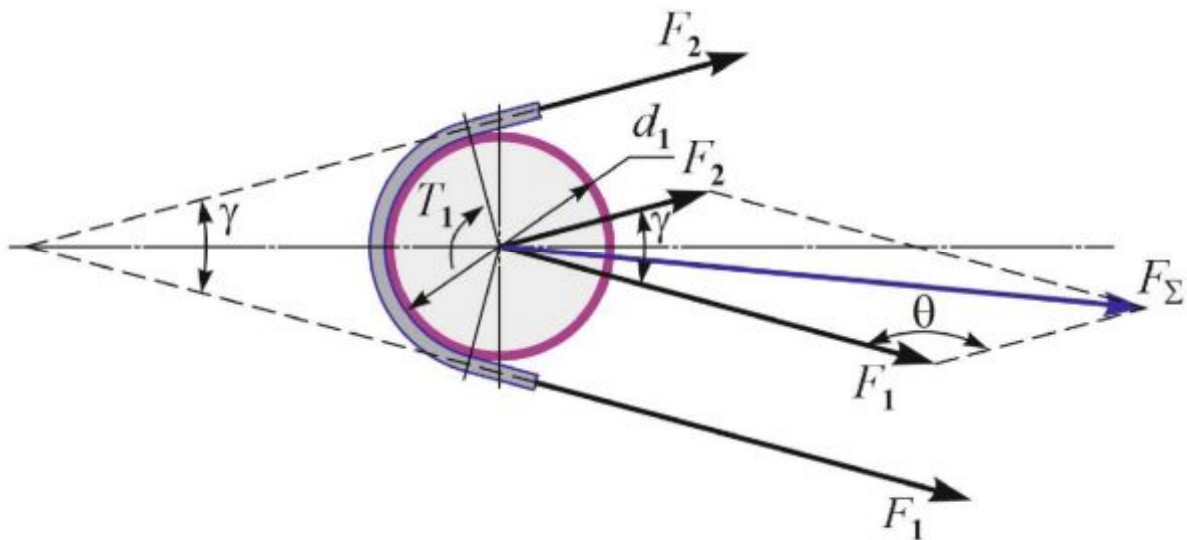


Рис. 1.10. Силы в работающей ременной передаче

$$F_{\Sigma} = \sqrt{F_1^2 + F_2^2 + 2F_1F_2\cos\beta} \approx 2F_0 \cos \frac{\beta}{2}.$$

1.5. Расчет ременной передачи

Напряжения в ремне

Напряжения растяжения от сил F_1 , F_2 , F_v :

$$\sigma_1 = \frac{F_1}{A}, \quad \sigma_2 = \frac{F_2}{A}, \quad \sigma_v = \frac{F_v}{A},$$

где A – площадь поперечного сечения.

Напряжения изгиба при огибании шкива могут быть получены из уравнения упругой линии (рис. 1.11):

$$\frac{1}{r} = \frac{M_{\text{и}}}{EI},$$

где $M_{\text{и}}$ – изгибающий момент,

E – модуль упругости,

I – момент инерции сечения,

r – радиус шкива.

Получаем:

$$M_{\text{и}} = \frac{EI}{r} \quad \text{и} \quad \sigma_{\text{и}} = \frac{M_{\text{и}} \delta / 2}{I} = \frac{E \delta}{d}.$$

где δ – толщина ремня.

На рис. 1.12, представлено изменение напряжения по длине ремня. Видно, что:

$$\sigma_{\text{max}} = \sigma_1 + \sigma_{\text{и1}} + \sigma_v.$$

Это напряжение не должно быть больше предельного значения.

В данной точке ремня напряжение меняется по асимметричному циклу с частотой:

$$\tau = v / l,$$

v – скорость и l – длина ремня.

Долговечность ремня определяется из расчета на усталость.

Базовое число циклов N_0 берут равным 10^7 , число оборотов ремня за весь срок жизни:

$$N = 2 \cdot 3600 \cdot H_0 \tau,$$

где H_0 – долговечность.

Условие долговечности

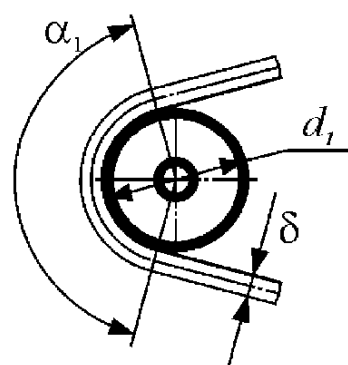


Рис. 1.11.

$$N \leq N_0 \cdot \left(\frac{\sigma_{-1}}{\sigma_{\max}} \right)^6 C_i C_H,$$

где $C_i \approx 1,5^3 \sqrt{i} - 0,5$ – коэффициент, учитывающий передаточное отношение;
 $C_H = 1$ для постоянной нагрузки; $C_H = 2$ для переменной нагрузки;
 σ_{-1} – предел выносливости.

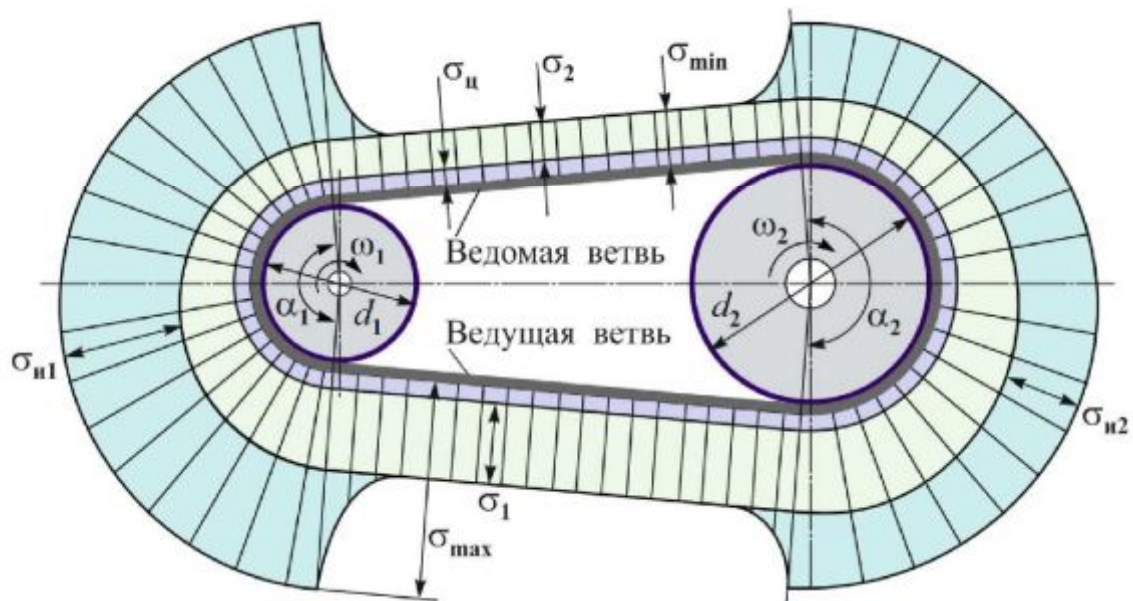


Рис. 1.12. Напряжения в ремённой передаче

1.6. Скольжение ремня

Упругое скольжение ξ ремня на шкивах вызвано разностью усилий F_1 , и F_2 и относительных удлинений ξ_1 и ξ_2 ремня в ведущей и ведомой ветвях: $\xi = \xi_2 - \xi_1$. Для плоских ремней $\xi = 0,01$, для клиновых $\xi = 0,02$.

На дуге упругого скольжения ремень упруго скользит по шкиву, переходя из состояния ξ_1 к ξ_2 на ведущем шкиве и наоборот - на ведомом шкиве.

Это т.н. *функциональное скольжение*. Оно приводит к уменьшению передаточного отношения:

$$i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{d_2}{d_1(1-\xi)}.$$

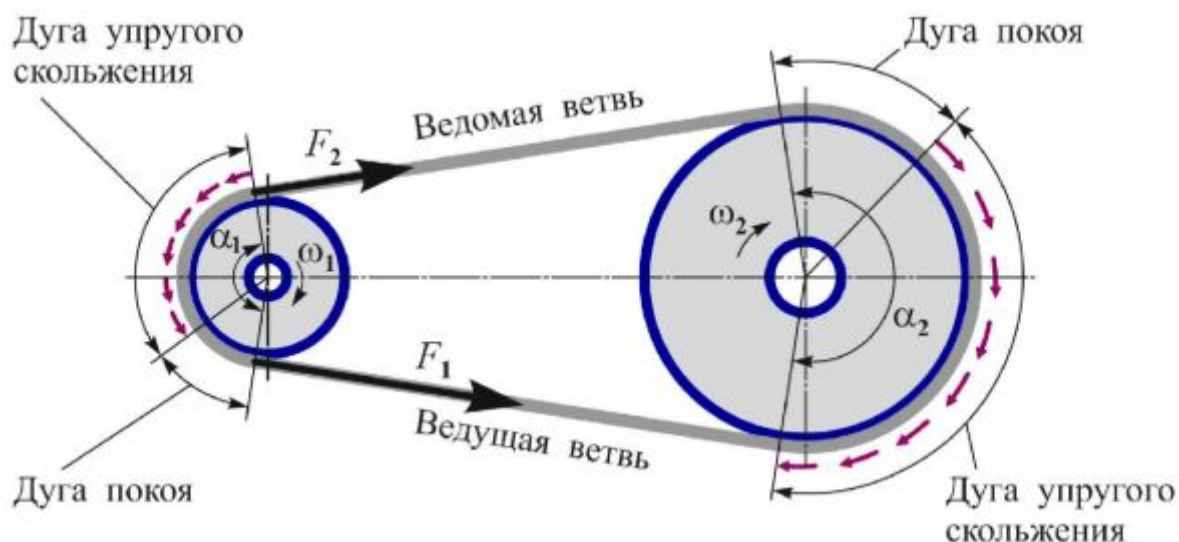


Рис. 1.13. Скольжение в ремённой передаче

Относительное скольжение может быть представлено в зависимости от коэффициента тяги φ . Эта кривая называется кривая скольжения (рис. 1.14).

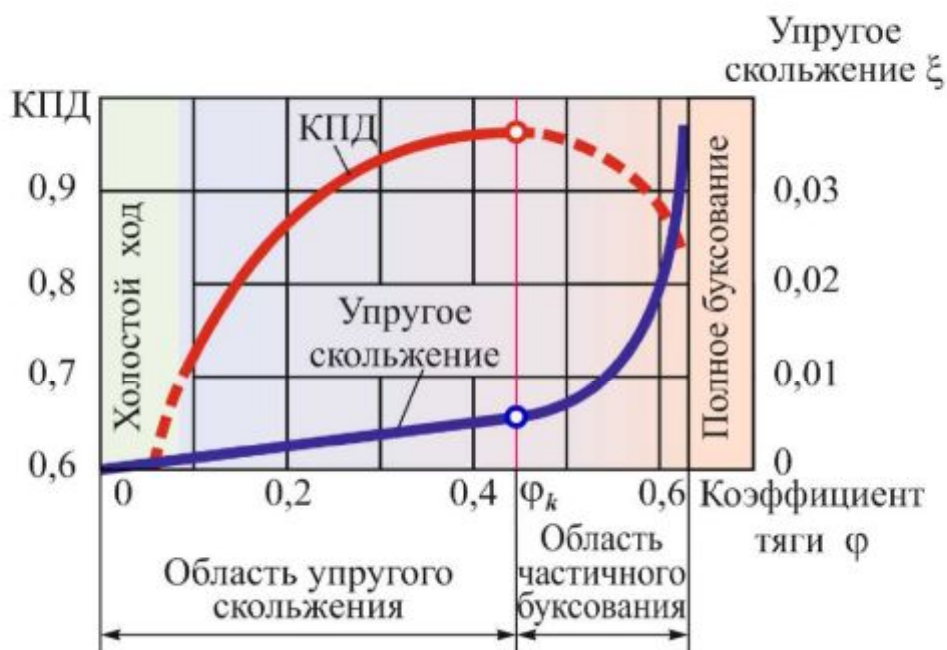


Рис. 1.14. Кривые скольжения и КПД

Коэффициент тяги показывает, какая часть силы предварительного натяжения F_0 используется эффективно.

$$\varphi = \frac{F_t}{F_1 + F_2} = \frac{F_t}{2F_0} = \frac{\sigma_1}{2\sigma_0}.$$

Кривые скольжения получают экспериментально. В линейной части кривой имеет место *упругое скольжение*. После точки $\varphi = 0,5$ начинается *проскальзывание*. Кривые скольжения представляют собой полную картину работы ремня.

КПД

Потери мощности в ременной передаче определяются также экспериментально (рис. 1.14).

Допускаемые полезные напряжения в ремне. По кривым скольжения, находят полезное допускаемое напряжение для ременной передачи:

$$[\sigma_t]_0 = \frac{2\varphi_0 \sigma_0}{S},$$

где $S=1.2 \dots 1.4$ запас тяговой способности по буксованию.

Требуемую ширину резинотканевого ремня находят согласно из условия:

$$b \geq \frac{F_t}{[p]}.$$

Здесь $[p] = [p]_0 C_0 C_p C_\alpha C_v$.

$[p]_0 = [\sigma_t]_0 \delta$ – допускаемая рабочая нагрузка на 1 мм ширины прокладки; коэффициент C_α учитывает влияние угла обхвата ремнем меньшего шкива; C_v учитывает влияние скорости ремня; C_p учитывает влияние режима работы; C_0 – учитывает расположение передачи.

1.7. Клиновые ремни

Применение клинового ремня позволило увеличить тяговую способность передачи путем повышения трения.

Рассмотрим элементарный участок ремня длиной dl , для этого участка силу натяжения можно приближенно принять постоянной. Из рисунка 1.18 следует, что сила dF_n , нормальная к поверхности канавки шкива, значительно больше силы dF . При этом элементарная сила трения, действующая в направлении окружной силы,

$$dS = f \cdot dF_n = f \frac{dF}{\sin(\varphi / 2)}.$$

Можно отметить, что в клиноременной передаче трение увеличивается с уменьшением угла клина.

Отношение

$$f' = \frac{f}{\sin(\varphi / 2)}$$

называют *приведенным коэффициентом трения*. Для стандартных ремней угол φ принят равным 40° и $1/\sin(\varphi/2) \approx 2,94$. При этом *клиновья форма ремня увеличивает его сцепление со шкивом примерно в три раза*. Дальнейшему увеличению сцепления путем уменьшения угла φ препятствует появление самозаклинивания ремня в канавках шкива. При самозаклинивании ремень испытывает дополнительный перегиб на сбегающих ветвях и быстрее разрушается от усталости.

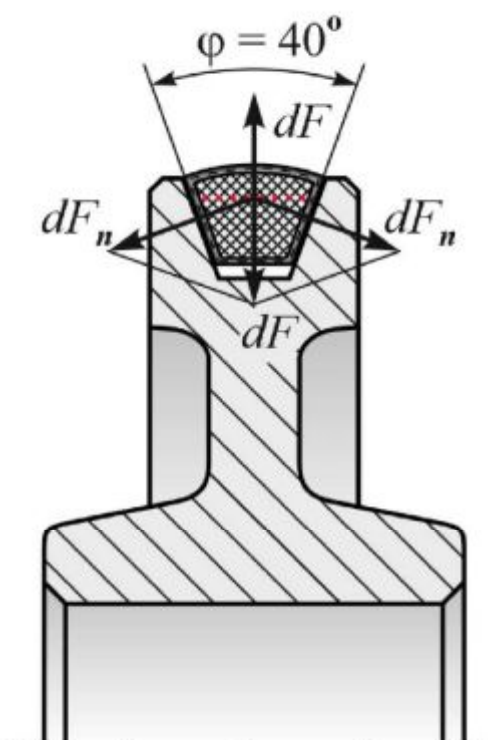


Рис. 1.15.

1.8. Шкивы

Шкивы диаметром
до 200 мм

Шкивы диаметром
200...300 мм

Шкивы диаметром
свыше 300 мм

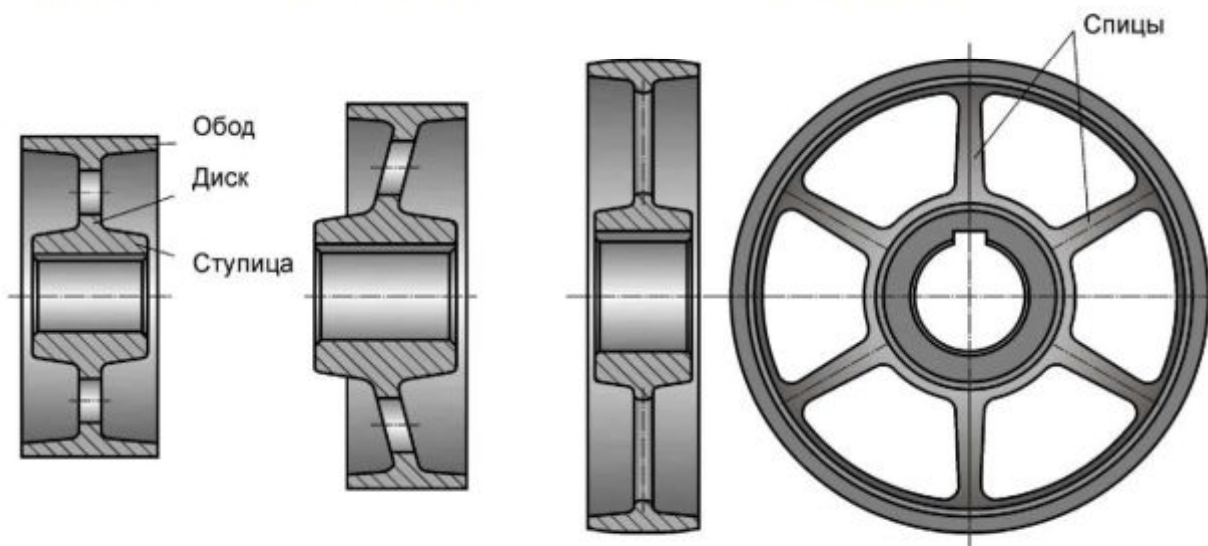


Рис. 1.16. Шкивы для плоских ремней

Шкивы диаметром
до 200 мм

Шкивы диаметром
200...300 мм

Шкивы диаметром
свыше 300 мм

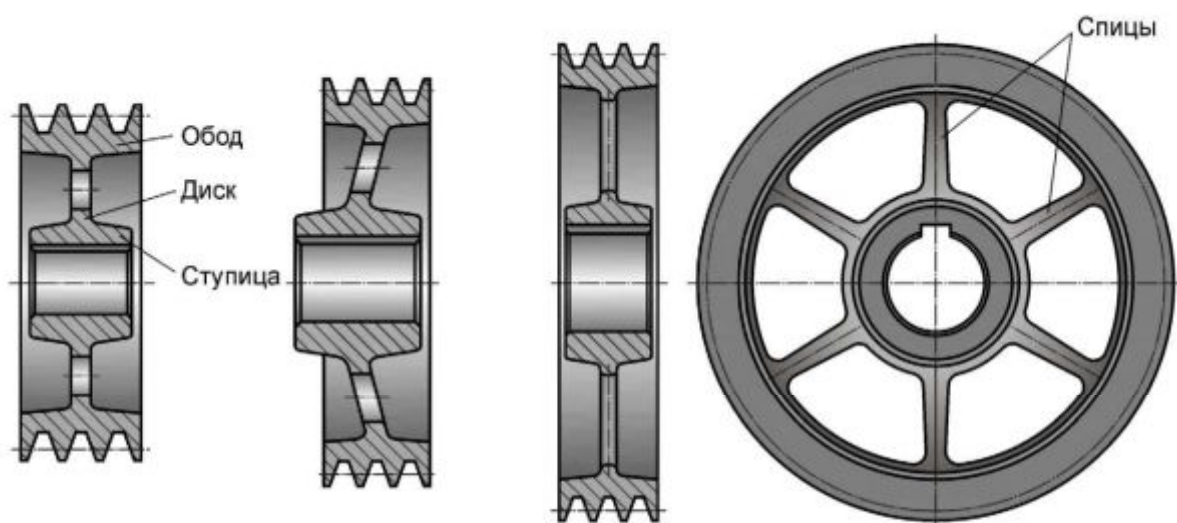


Рис. 1.17. Шкивы для клиновых ремней

Шкивы диаметром
до 200 мм

Шкивы диаметром
200...300 мм

Шкивы диаметром
свыше 300 мм

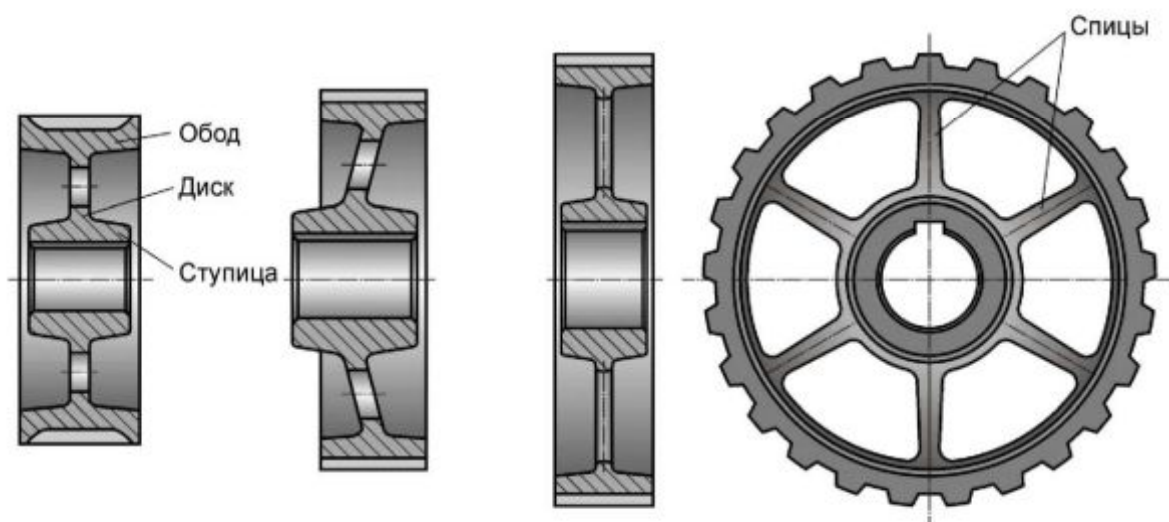


Рис. 1.18. Шкивы для зубчатых ремней

2. ЦЕПНЫЕ ПЕРЕДАЧИ

2.1. Общие сведения

Цепные передачи – это передачи *зацеплением* и *гибкой связью*, состоящие из ведущей и ведомой звездочек и охватывающей их цепи. В состав передачи также часто входят натяжные и смазочные устройства, ограждения. Возможно применение нескольких ведомых звездочек. Цепь состоит из соединенных шарнирно звеньев, за счет чего обеспечивается гибкость цепи. Передачи используют в сельскохозяйственных, подъемно-транспортных, текстильных и полиграфических машинах, мотоциклах, велосипедах, автомобилях, нефтебуровом оборудовании.

Достоинства:

- возможность применения в значительном диапазоне межосевых расстояний;
- меньшие, чем у ременных передач, габариты;
- отсутствие проскальзывания;
- высокий КПД;
- относительно малые силы, действующие на валы;
- возможность передачи движения нескольким звездочкам;
- возможность легкой замены цепи.

Недостатки:

- неизбежность износа шарниров цепи из-за отсутствия условий для жидкостного трения;
- непостоянство скорости движения цепи, особенно при малых числах зубьев звездочек;
- необходимость более точной установки валов, чем для клиноременной передачи;
- необходимость смазывания и регулировки.

2.2. Типы цепей

Цепи *по назначению* разделяют на три группы:

- грузовые;
- тяговые;
- приводные – используют для передачи движения.

Грузовые и тяговые цепи подробно рассматривают в курсе подъемно-транспортных машин, в данном курсе основное внимание уделяется приводным цепям.

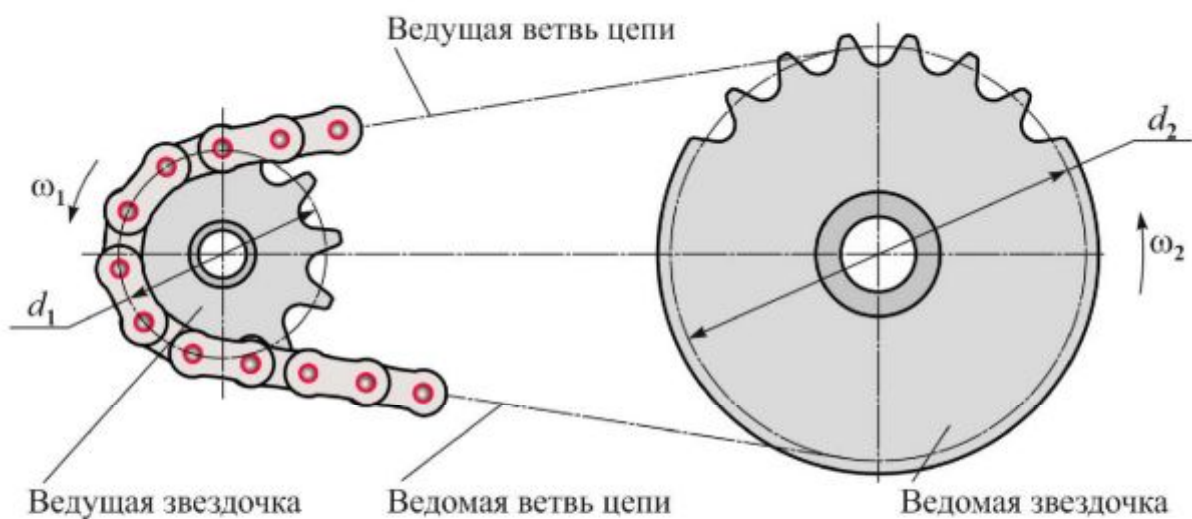


Рис. 2.1. Цепная передача

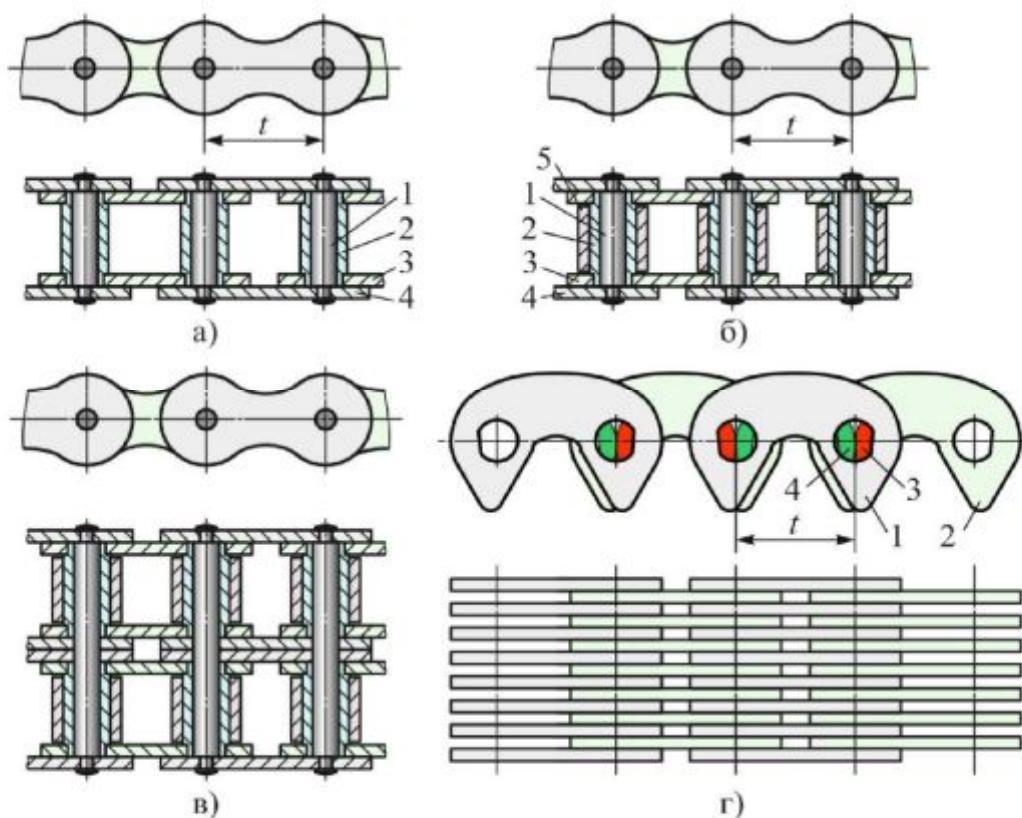


Рис. 2.2. Типы цепей

а) Втулочная ПВ по ГОСТ 13568-75, б) роликовая однорядная ПР по ГОСТ 13568-75, в) роликовая двухрядная 2ПР по ГОСТ 13568-75, г) зубчатая ПЗ-1 по ГОСТ 13552-81.

Наиболее широко применяют втулочные и роликовые цепи (рис. 2.2, а, б), которые образуются из последовательно чередующихся внутренних и наружных звеньев. Внутренние звенья состоят из внутренних пластин и запрессованных в их отверстия гладких втулок 2, на которых свободно вращаются ролики 4. Наружные звенья состоят из наружных пластин 3 и запрессованных в их отверстия валиков 1. Концы валиков после сборки расклепывают.

Многорядные цепи (рис. 2.2,в) с числом рядов от двух до 8 собирают из деталей с такими же размерами, что и однорядные, кроме валиков имеющих соответственно большую длину. Нагрузочная способность цепей почти прямо пропорциональна числу рядов, что позволяет в передачах с многорядными цепями уменьшить шаг, радиальные габариты звездочек и динамические нагрузки.

Зубчатые приводные цепи (рис. 2.2,г) состоят из звеньев, составленных из набора пластин 1, 2 и шарнирно 3, 4соединенных между собой. Каждая пластина имеет по два зуба и впадину между ними для размещения зуба звездочки

Зубчатые цепи к настоящему времени вытеснены более дешевыми и технологичными прецизионными роликовыми цепями, которые не уступают зубчатым по кинематической точности и шумовым характеристикам. Зубчатые цепи используют преимущественно для замены разрушившихся цепей в старом оборудовании. Из-за ограниченности применения зубчатые цепи не рассматриваются.

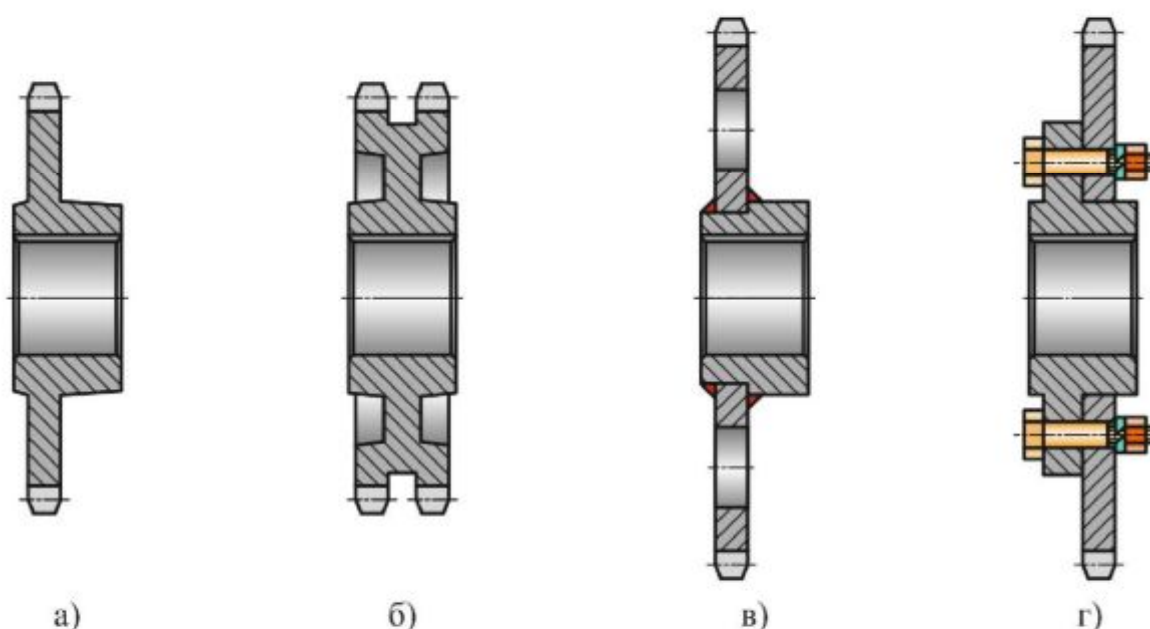


Рис. 2.3. Конструкции звездочек.

а) однорядная кованая звездочка, б) двухрядная кованая звездочка, в) сварная составная звездочка, г) составная звездочка с болтовым соединением

Область применения

Цепные передачи применяют при значительных межосевых расстояниях, а также для передачи движения от одного ведущего вала нескольким ведомым в тех случаях, когда зубчатые передачи неприменимы, а ременные недостаточно надежны. Наибольшее распространение цепные передачи получили в сельскохозяйственном, транспортном и химическом машиностроении, станкостроении, горнорудном оборудовании и подъемно-транспортных устройствах.

Они могут работать в диапазонах: $P < 5000$ кВт; $v < 35$ м/с; $u < 10$; $a < 8$ м.

Материалы и термическая обработка деталей цепей

Пластины цепей должны обладать высоким сопротивлением усталости, поэтому их изготавливают из среднеуглеродистых качественных или легированных сталей 40, 45, 50, 40X, 40XH, 30XH3A, термообработка – объемная закалка с низким отпуском, твердость обычно 40...50HRC.

Основное требование к деталям шарниров – валикам и втулкам – износостойкость рабочих поверхностей. Валики и втулки преимущественно выполняют из цементуемых сталей 15, 20, 15X, 12XH3, 18XГТ и др., после цементации или газового цианирования детали закаливают до твердости поверхности 56...65HRC. Термодиффузионное хромирование деталей шарниров повышает ресурс цепи по износу в 3...12 раз по сравнению с цементацией.

Твердость поверхности роликов должна быть не ниже 43,5HRC.

2.3. Основные параметры цепных передач

Мощности, для передачи которых применяют цепные передачи, изменяются от долей до сотен киловатт, обычно до 100 кВт; **межосевые расстояния** достигают 8 м.

$$P = F_t \cdot v,$$

где F_t – окружная сила; v – скорость цепи.

Частоты вращения звездочек и скорость цепи ограничиваются величиной силы удара в зацеплении, износом шарниров и шумом передачи. Скорость цепи обычно до 15 м/с, но в передачах высокого качества при эффективном смазывании достигает 35 м/с.

Средняя скорость цепи, м/с:

$$v = \frac{nz t}{60},$$

где t – шаг цепи

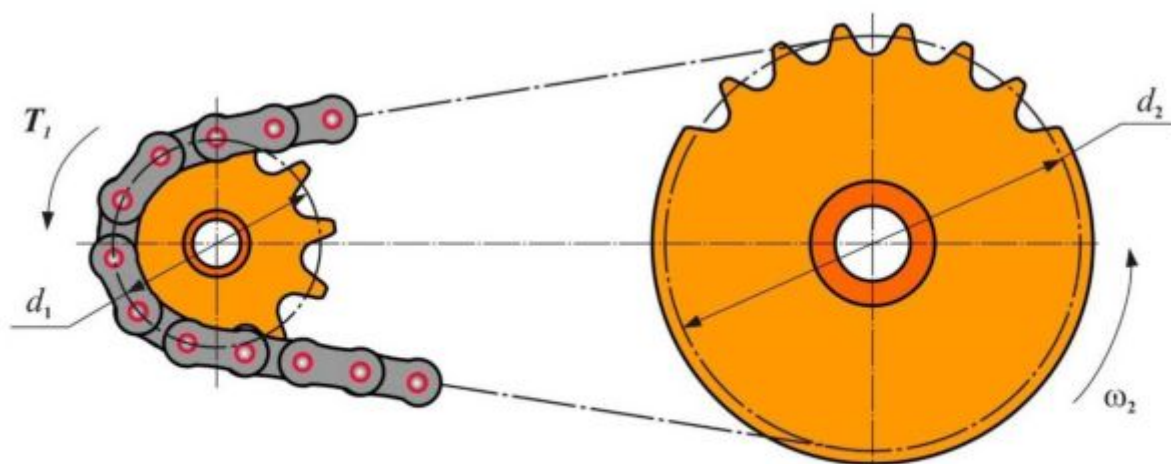


Рис. 2.4. Геометрические параметры цепной передачи

d_1 - диаметр делительной окружности ведущей звездочки;
 d_2 - диаметр делительной окружности ведомой звездочки.

КПД передачи. Потери в цепной передаче складываются из потерь на трение в шарнирах цепи, на зубьях звездочек и в опорах валов. При смазке погружением цепи в масляную ванну учитывают также потери на перемешивание масла. Средний КПД $\eta = 0.96... 0.98$.

Передаточное число:

$$U = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{n_1}{n_2}.$$

Обычно $U_{\max} < 7$, но при малых скоростях можно брать $U = 10$.

Число зубьев звездочки выбирают из условия минимальных размеров и безударного движения.

Рекомендуется $Z_{\min} \geq 19$, для $v > 2$ м/с.

Для малой скорости $Z_{\min} = 13...15$.

Рекомендуется брать для малой звездочки число зубьев *нечетное*, а для большой – *четное*.

Шаг цепи определяет несущую способность передачи. Значения шага стандартизованы. Рекомендуется брать

$$a/80 \leq t \leq a/25.$$

a - межосевое расстояние. ($\alpha_{\min} \geq 120^\circ$)

Межосевое расстояние. Минимальное межосевое расстояние ограничивается минимально допустимым зазором между звездочками (30...50 мм):

$$\text{Pour } i \leq 3 \Rightarrow a_{\min} = 0,5(d_1 + d_2) + (30...50) \text{ mm}$$

$$i \geq 3 \Rightarrow a_{\min} = 0,5(d_1 + d_2) \frac{9+i}{10} \text{ mm}.$$

Число звеньев зависит от межосевого расстояния, шага и числа зубьев звездочек:

$$N \approx 2 \frac{a}{t} + \frac{Z_1 + Z_2}{2} + \left(\frac{Z_2 - Z_1}{2\pi} \right)^2 \frac{t}{2}.$$

Межосевое расстояние при данном числе зубьев и числе звеньев подсчитывается по формуле:

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

2.4. Кинематика и динамика цепной передачи

Кинематика

Рассмотрим звездочку цепной передачи. Пусть зуб A находится в зацеплении шарниром, а зубу B предстоит зацепиться с шарниром.

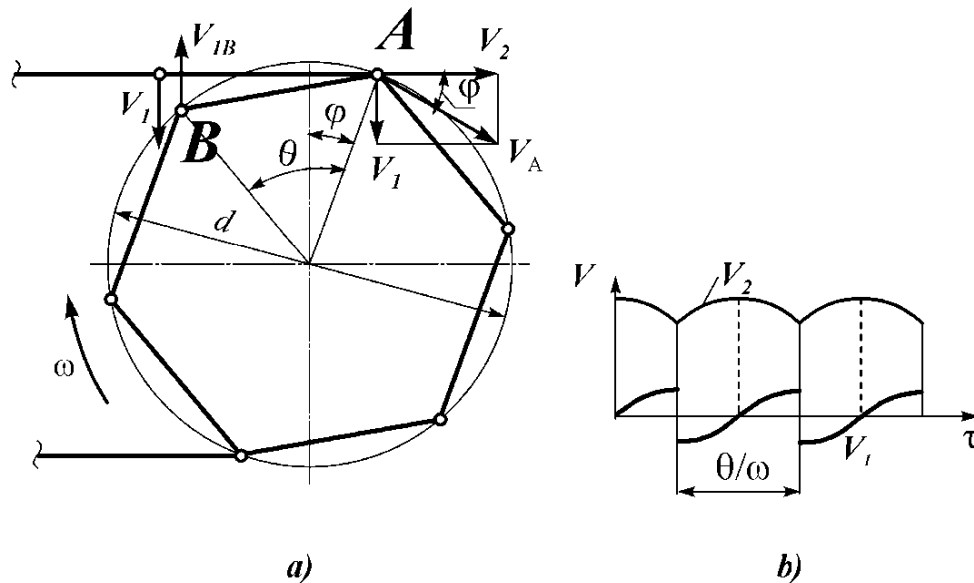


Рис. 2.5. Кинематика цепной передачи

Пусть $V_A = \omega_1 r_1$ – скорость шарнира A , $\vec{V}_1$ и $\vec{V}_2$ – составляющие скорости $\vec{V}_A$. Имеем:

$$V_1 = V_A \sin \varphi = \omega_1 r_1 \sin \varphi; \quad V_2 = V_A \cos \varphi = \omega_1 r_1 \cos \varphi.$$

Угол φ меняется в интервале $-\theta/2$ до $+\theta/2$, или $\theta/2 = \pi/Z$. V_1 и V_2 периодические функции времени. Видно, что передаточное число не остается постоянным.

Колебания скорости V_1 вызывают поперечные колебания цепи и её удары о зубья звездочки.

Движение ведомой звездочки определяется скоростью V_2 . Периодическое изменение этой скорости обуславливает непостоянство мгновенного передаточного отношения i и дополнительные динамические нагрузки. *Со скоростью V_1 связаны поперечные колебания ветвей цепи и удары шарниров цепи о зубья звездочки.* Колебания и удары в свою очередь также вызывают дополнительные динамические нагрузки.

Формулы позволяют отметить, что перечисленные отрицательные кинематические и динамические свойства передачи проявляются тем сильнее, чем меньше число зубьев Z звездочки.

2.5. Силы в цепной передаче

Силовая схема цепной передачи аналогична силовой схеме ременной передачи. Здесь также можно различать: F_1 и F_2 – силы натяжения ведущей и ведомой ветвей цепи; F_t – окружную силу; F_0 – силу предварительного натяжения; F_V – силу натяжения от центробежных сил. По той же аналогии,

$$F_t = F_1 - F_2; \quad F_2 = F_0 + F_V; \quad F_V = qV^2,$$

где q – масса единицы длины цепи (по каталогу); V – окружная скорость.

Для цепной передачи F_0 принято определять как натяжение от силы тяжести свободной ветви цепи:

$$F_0 = \frac{q l^2}{8f} g \cos \varphi$$

где l – длина свободной ветви цепи, приближенно равная межосевому расстоянию; g – ускорение силы тяжести; f – провисание, φ – угол наклона линии центров звездочек.

Окружное усилие в момент пуска:

$$F_{tm} = \frac{2T_M}{d},$$

где T_M – пусковой момент двигателя.

На стационарном режиме

$$F_t = P/V,$$

где P – мощность; V – скорость цепи.

Для $V < 10$ м/с берут

$$F_1 = F_2 \text{ и } F_2 = 0.$$

2.6. Критерии работоспособности цепных передач

Цепные передачи выходят из строя по следующим причинам:

Износ шарниров, приводящий к удлинению цепи, увеличению шага цепи и, как следствие, к нарушению ее зацепления с зубьями звездочек.

Усталостное разрушение пластин по проушинам, характерное для закрытых быстроходных тяжелонагруженных передач, работающих при хорошем смазывании, когда износ шарниров не является определяющим.

Проворачивание валиков и втулок в пластинах в местах запрессовки, связанное с низким качеством изготовления.

Усталостное выкрашивание и разрушение роликов.

Недопустимое провисание ведомой ветви цепи, характерное для передач с нерегулируемым межосевым расстоянием при отсутствии натяжных устройств.

Ресурс цепных передач в стационарных машинах должен составлять 10...15 тыс. ч., он чаще всего ограничивается долговечностью цепи.

Износ шарниров и его связь с основными параметрами передачи

При работе цепного привода в шарнирах совершаются повороты на угол

$$\theta_{\max} = \frac{2\pi}{Z}$$

За один пробег цепи в каждом шарнире совершается четыре поворота: два на ведущей и два на ведомой звездочках. Эти повороты вызывают износ втулок и валиков.

Срок службы цепи по износу зависит от межосевого расстояния a , числа зубьев Z малой звездочки, нагрузки или давления p в шарнирах, условий смазки, износостойкости материала деталей шарниров, допускаемого относительного износа.

Срок службы цепи увеличивается с увеличением межосевого расстояния a , так как при этом увеличивается длина цепи L и уменьшается число пробегов

цепи в единицу времени, т. е. уменьшается число поворотов в каждом шарнире цепи.

С увеличением Z уменьшается угол поворота в шарнирах, что благоприятно сказывается на уменьшении износа.

Решающее влияние на долговечность цепи по износу шарниров оказывает величина давления p в шарнирах. Опытами установлено, что влияние p на долговечность цепи проявляется в степенной форме (во второй и даже в третьей степени в зависимости от условий смазки и значительно превышает влияние всех других факторов. Не менее существенно влияние смазки и загрязнения цепи

2.7. Расчет цепных передач

Основной расчет передачи проводят по условию износостойкости шарниров цепи. Давление в шарнирах не должно превышать допустимого в данных условиях эксплуатации:

$$p = \frac{F_t}{A} \leq [p].$$

Здесь F_t – тяговое усилие; A – площадь опорной поверхности шарнира.

($A = bd$, где b – длина втулки; d – диаметр оси); $[p]$ – допустимое давление

$$[p] = [p_0] / k_l,$$

$[p_0]$ – допустимое давление типовой цепи;

k_l – эксплуатационный коэффициент, учитывающий влияние:

- динамичности нагрузки;
- межосевого расстояния;
- наклона линии осей;
- способа натяжения цепи;
- смазки;
- режима работы.

При расчете цепной передачи выбирают по рекомендациям межосевое расстояние и число зубьев звездочек.

Затем можно найти шаг по формуле:

Пусть $F_t = T_1 / 0,5d_1$ и $A = \xi \cdot t^2$, а также $d_1 = t \cdot Z_1$ следовательно:

$$\frac{F_t}{A} \leq [p] \Rightarrow \frac{2T_1}{t Z_1 \xi t^2} \leq \frac{[p_0]}{k_l}.$$

В итоге:

$$t \geq 2,8 \cdot \sqrt[3]{\frac{T_1 k_l}{Z_1 [p_0] m}},$$

где T_1 — момент на ведущем валу; m — число рядов цепи.

Величина t выбирается из стандартного ряда:

$$n_1 \leq [n_1],$$

3. ЗУБЧАТЫЕ ПЕРЕДАЧИ

3.1. Принцип действия и классификация

Принцип действия зубчатой передачи основан на зацеплении пары зубчатых колес.

По расположению осей валов различают: *передачи с параллельными осями*, которые выполняют с цилиндрическими колесами внешнего или внутреннего зацепления; *передачи с пересекающимися осями* – конические колеса; *передачи с перекрещивающимися осями* – цилиндрические винтовые, конические гипоидные. Кроме того, применяют передачи между зубчатым колесом и рейкой.

По расположению зубьев на колесах различают передачи: *прямозубые* и *косозубые*.

По форме профиля зуба различают *эвольвентные* и *круговые*. Наиболее распространен эвольвентный профиль зуба, предложенный Эйлером в 1760 г. Он обладает рядом существенных технологических и эксплуатационных преимуществ. Круговой профиль зуба предложен М. Л. Новиковым в 1954 г. По сравнению с эвольвентным он позволяет повысить нагрузку передач.

Оценка и применение

Основные преимущества зубчатых передач:

- *высокая нагрузочная способность* и, как следствие, малые габариты;

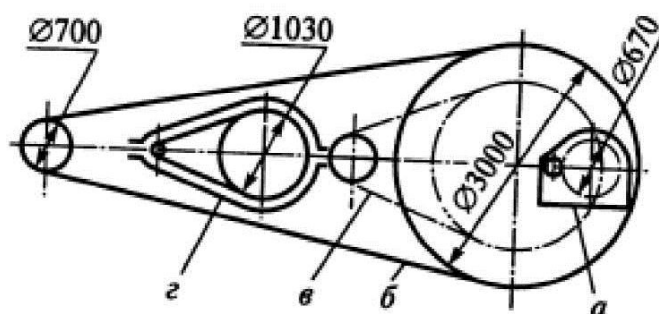


Рис. 3.1. Сравнение габаритов передач

a – зубчатая, *б* – ременная, *в* – клиноременная,
г – цепная передачи с одинаковыми параметрами.

- *большая долговечность и надежность работы* (например, для редукторов общего назначения установлен ресурс ~ 30 000 ч);
- *высокий КПД* (до 0,97...0,98 в одной ступени);

- *постоянство передаточного отношения* (отсутствие проскальзывания);
- *возможность применения в широком диапазоне скоростей* (до 150 м/с), *мощностей* (до десятков тысяч кВт) и *передаточных отношений* (до нескольких сотен и даже тысяч).

Типы зубчатых колес

Зубчатые колёса можно классифицировать по взаимному расположению осей и форме колес.

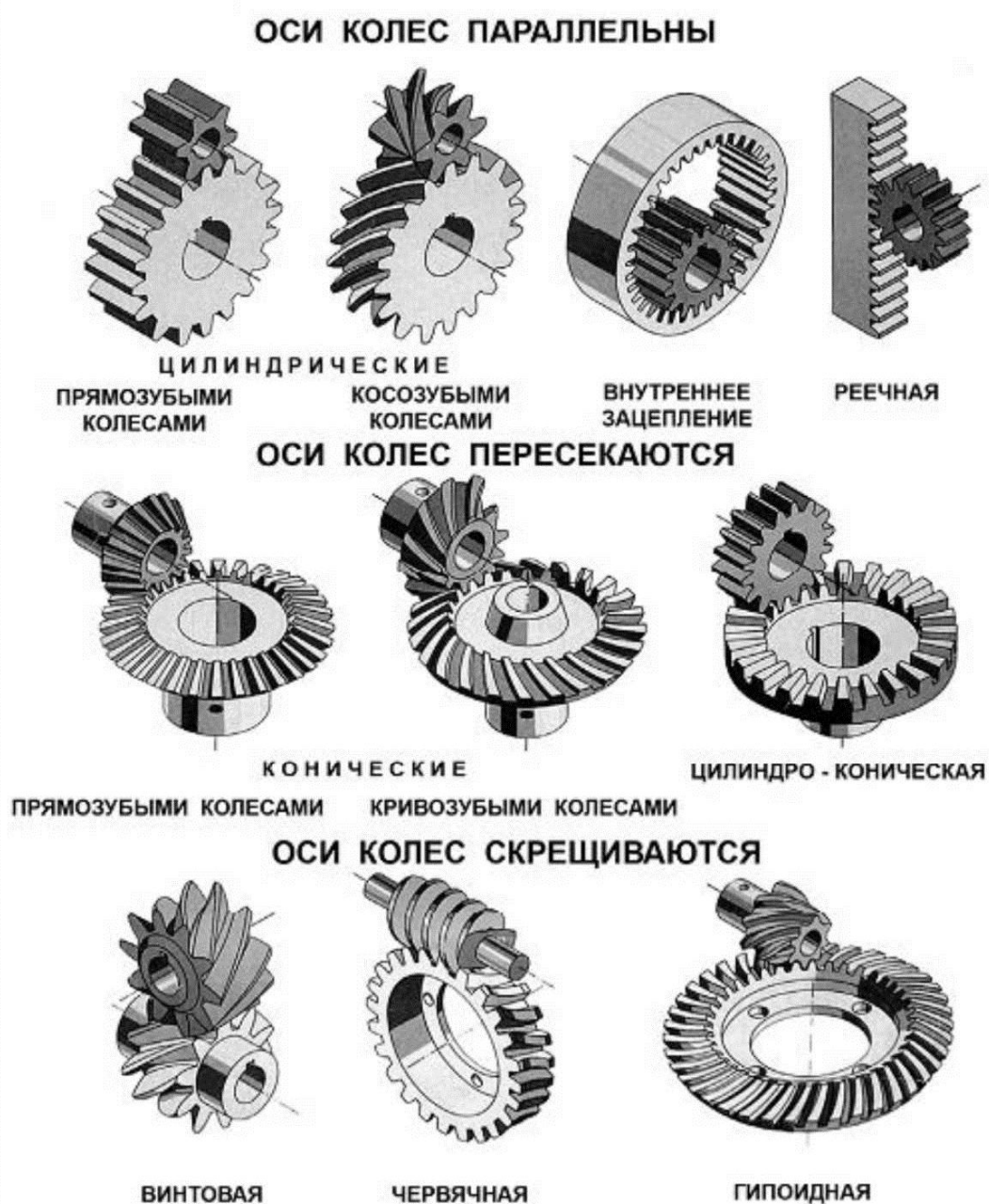


Рис. 3.2. Типы зубчатых колес

Среди недостатков зубчатых передач можно отметить повышенные требования к точности изготовления, шум при больших скоростях, высокую жесткость, не позволяющую компенсировать динамические нагрузки. Отмеченные недостатки не снижают существенного преимущества зубчатых передач перед другими. Вследствие этого зубчатые передачи наиболее широко распространены во всех отраслях машиностроения и приборостроения. Из всех перечисленных выше разновидностей зубчатых передач наибольшее распространение имеют передачи с цилиндрическими колесами, как наиболее простые в изготовлении и эксплуатации, надежные и малогабаритные. Конические и винтовые передачи применяют лишь в тех случаях, когда это необходимо по условиям компоновки машины.

3.2. Основные параметры

Меньшее из пары зубчатых колес называют *шестерней*, а большее – *колесом*. Термин «зубчатое колесо» является общим. Параметрам шестерни приписывают индекс 1, а параметрам колеса – 2. Кроме того, различают индексы, относящиеся: w — к начальной поверхности или окружности; b – к основной поверхности или окружности; a – к поверхности или окружности вершин и головок зубьев; f – к поверхности или окружности впадин и ножек зубьев. Параметрам, относящимся к делительной поверхности или окружности, дополнительного индекса не приписывают.

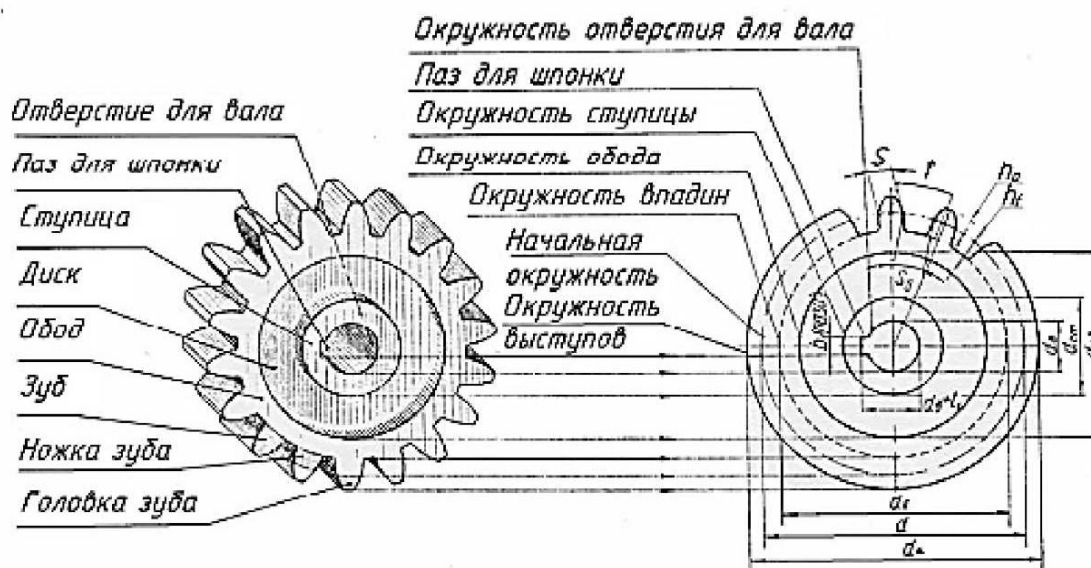


Рис. 3.3. Геометрические параметры зубчатой передачи

Таблица 1. Основные параметры зубчатых колёс

Модуль	m	ГОСТ-2185-66: 1- ряд: 1; 1,25; 1,6; 2,0; 2,5; 3,15; 4,0; 5,0; 6,3; 8; 10. 2 - ряд: 1,12; 1,4; 1,8; 2,24; 2,8; 3,55; 4,5; 5,6; 7,1; 9; 11,2.
Число зубьев	Z	Целое положительное число
Шаг	p	$p = \frac{\pi d}{z} = \pi m$
Начальный диаметр	d	$d = mZ$
Межосевое расстояние	a	$a = \frac{d_1 + d_2}{2} = m \cdot \frac{Z_1 + Z_2}{2}$
Высота головки зуба	h_a	$h_a = m$
Высота ножки зуба	h_f	$h_f = 1,25m$
Диаметр выступов	d_a	$d_a = d + 2m$
Диаметр впадин	d_f	$d_f = d - 2,5m$
Передаточное отношение	i	$i = \frac{\omega_A}{\omega_B} = \frac{n_A}{n_B} = \frac{z_A}{z_B}$

3.3. Профиль зуба

Профили зубьев должны обеспечить передачу постоянной угловой скорости, идентично тому, что обеспечили бы колеса, катящиеся без скольжения, было бы не зависимо от межосевого расстояния. Кроме того, профиль должен обеспечить, чтобы усилия между двумя зубами имели постоянное направление.

Для этого достаточно, чтобы профиль зубьев был эвольвентой окружности, называемой *основной окружностью* зубчатого колеса. Эвольвенту можно построить, заставляя катиться прямую по основной окружности (рис.3.4).

Можно также, представить натянутую нить, которая разворачивается с основной окружности: конец нити описывает эвольвенту (развертку).

На рисунке 3.5 представлены профили зубьев двух колёс, находящихся в зацеплении.

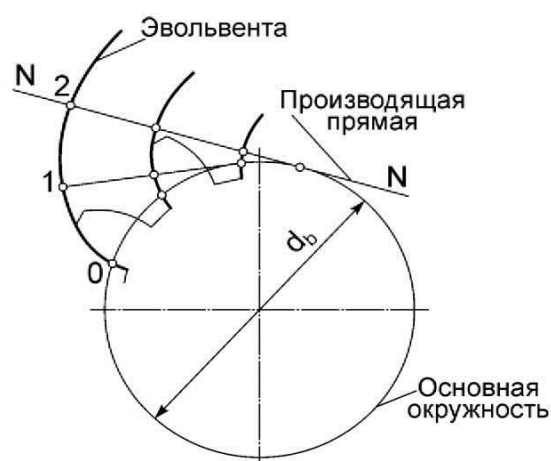


Рис. 3.4

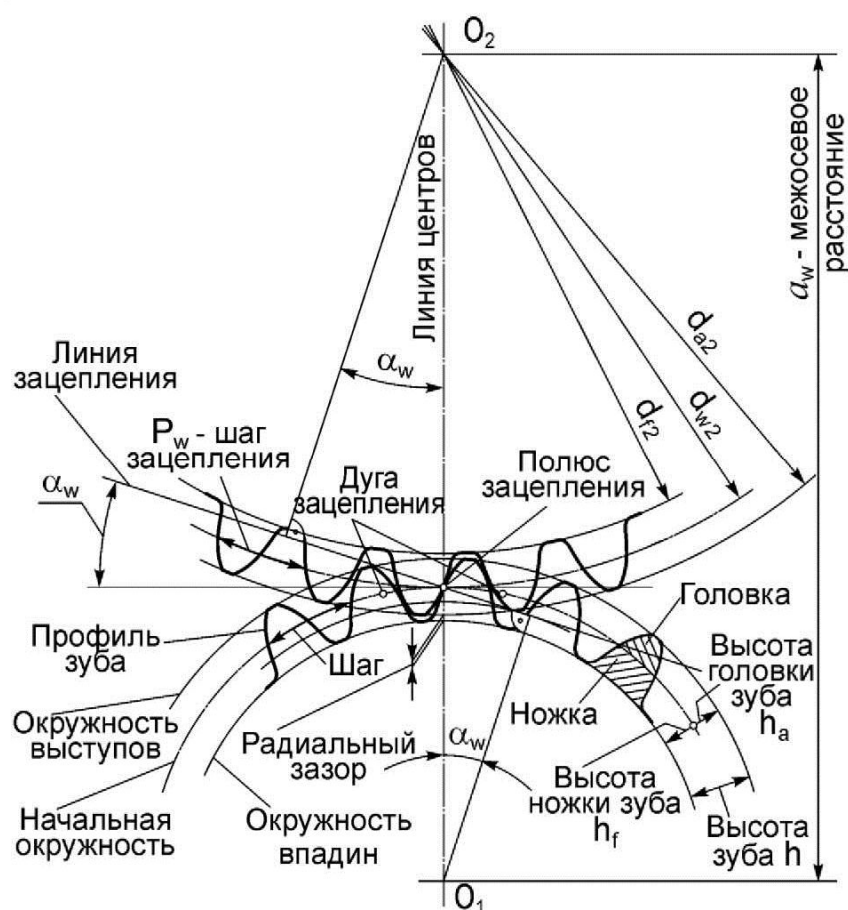


Рис. 3.5. Профиль зуба

Линия давления H_1H_2 – это касательная к обеим основным окружностям, по ней передаётся усилие контакта. Точка контакта всегда находится на линии давления.

α – угол давления, ($\alpha = 20^\circ$ для нормализованного ряда зубьев).

Угол давления остаётся постоянным во время зацепления.

$$d_0 = d \cos \alpha.$$

Можно рассматривать также профили зубьев как развертку профиля зубчатой рейки, средняя линия которой катится без проскальзывания по начальной окружности.

Эта окружность будет называться делительной.

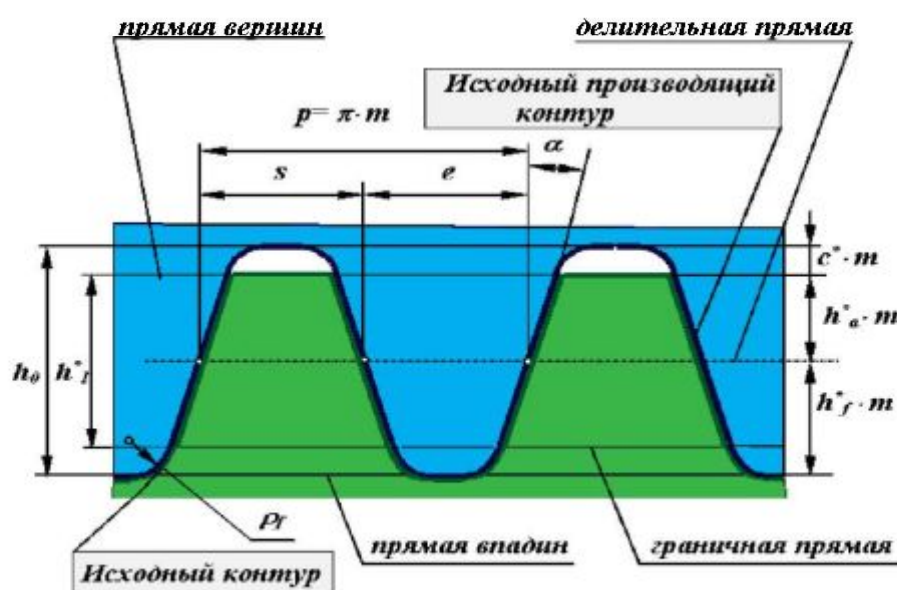


Рис. 3.6. Профиль производящей рейки

Методы изготовления эвольвентных зубчатых колес

Существует множество вариантов изготовления зубчатых колес. В их основу положены два принципиально отличных метода:

- метод копирования, при котором рабочие кромки инструмента по форме соответствуют обрабатываемой поверхности (конгруентны ей, т. е. заполняют эту поверхность как отливка заполняет форму);
- метод огибания, при котором инструмент и заготовка за счет кинематической цепи станка выполняют два движения – резания и огибания (под огибанием понимается такое относительное движение заготовки и инструмента, которое соответствует станочному зацеплению, т. е. зацеплению ин-

струмента и заготовки с требуемым законом изменения передаточного отношения).

Из вариантов изготовления по способу копирования можно отметить:

- Нарезание зубчатого колеса профилированной дисковой или пальцевой фрезой.
- Отливка зубчатого колеса в форму. Производительность и точность метода высокая, однако, при этом нельзя получить высокой прочности и твердости зубьев.

Из вариантов изготовления по способу огибания наибольшее распространение имеют:

- Обработка на зубофрезерных или зубодолбежных станках червячными фрезами или долбьями. Производительность достаточно высокая, точность изготовления и чистота поверхностей средняя. Можно обрабатывать колеса из материалов с невысокой твердостью поверхности.
- Накатка зубьев с помощью специального профилированного инструмента. Обеспечивает высокую производительность и хорошую чистоту поверхности. Применяется для пластичных материалов, обычно на этапах черновой обработки. Недостаток метода образование наклепанного поверхностного слоя, который после окончания обработки изменяет свои размеры.
- Обработка на зубошлифовальных станках дисковыми кругами. Применяется как окончательная операция после зубонарезания (или накатки зубьев) и термической обработки. Обеспечивает высокую точность и чистоту поверхности. Применяется для материалов с высокой поверхностной прочностью.

•



Рис. 3.7. Фрезерование зубьев цилиндрического колеса

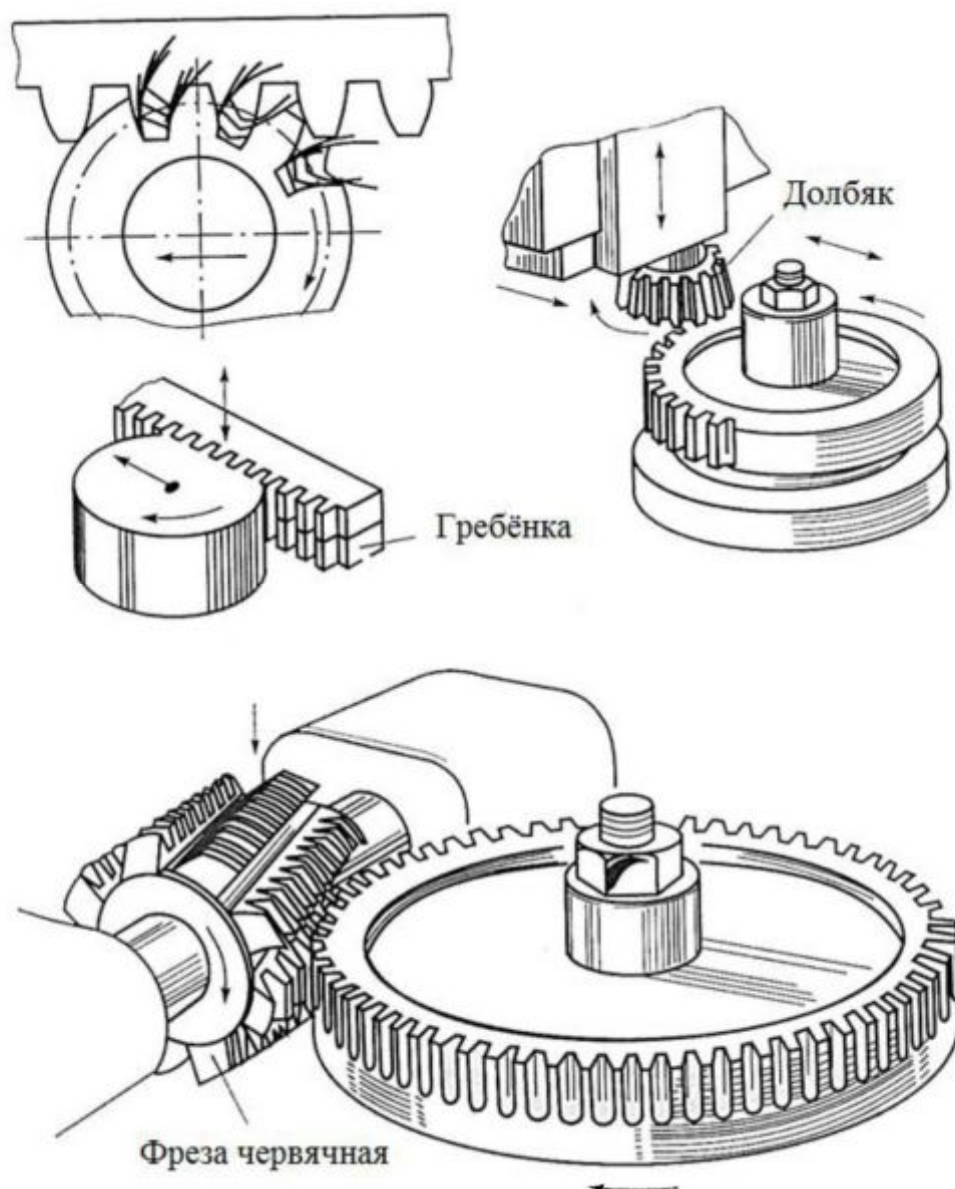


Рис. 3.8. Нарезание зубьев методом обкатки

3.4. Условия правильного зацепления

В то время как точка контакта сопряженных профилей описывает отрезок ab ; некоторая точка начальной окружности первоначального круга описывает дугу зацепления (C_1C_2) (рис. 3.9).

Чтобы зацепление было непрерывно, необходимо, чтобы ведущий зуб касался ведомого, то-есть, чтобы дуга зацепления была больше шага:

$$c > \pi m.$$

Отношение

$$\varepsilon = \frac{c}{\pi m} \geq 1$$

называется коэффициент перекрытия.

Для цилиндрических прямозубых передач $\varepsilon = 1,2 \dots 1,8$. Чем больше ε , тем плавнее и с меньшим шумом работает передача. Зацепление работоспособно, если выполняется условие $\varepsilon > 1$

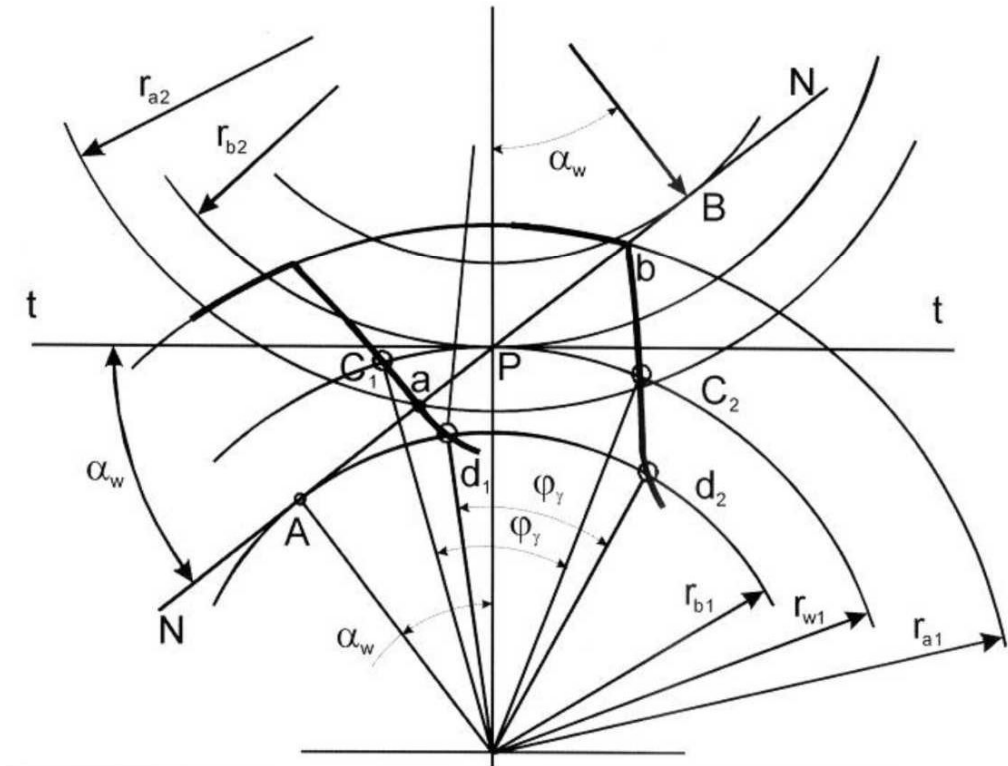


Рис. 3.9.

Интерференция

Условия правильного зацепления зубьев требуют, что профили не вреза-лись друг в друга, то есть, чтобы не было подрезания (интерференции) (рис. 3.10).

Интерференция ослабляет ножку зуба. Явление интерференции может сделать передачу даже невозможной. Условие соответствующее правильному зацеплению шестерни с зубчатой рейкой того же модуля, может выразиться числом зубьев шестерни $Z \geq 17$ для угла зацепления $\alpha = 20^\circ$. Это явление вызы-вает сильные вибрации и скорый износ.

Существует три средства против интерференции:

- увеличивать угол давления,
- сокращать высоту зубьев (низкий ряд зубьев),
- смещать профили относительно начальных окружностей.

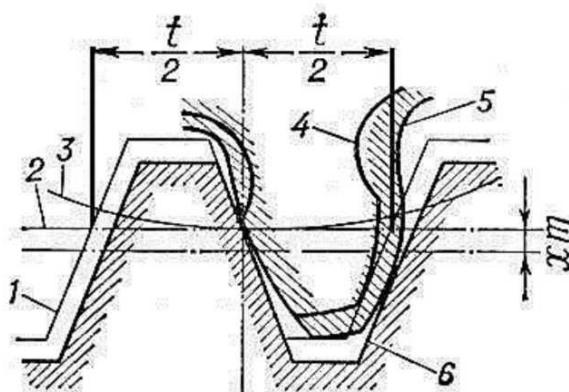


Рис. 3.10. Интерференция

Оба первых практически не используются, так как они уменьшают дугу зацепления

Толщина зуба у корня: $S_1 < S_2 < S_3$ (рис. 3.11).

Менее прочен зуб шестерни, имеющей меньшее число зубьев: $Z_1 < Z_2$.

В расчетах на изгибную прочность вводится коэффициент Y_{FS} , учитывающий форму зуба и определяемый отдельно для шестерни и колеса.

Для обеспечения изгибной равнопрочности зубьев шестерни и колеса рекомендуется шестерню выполнять из более прочного материала.

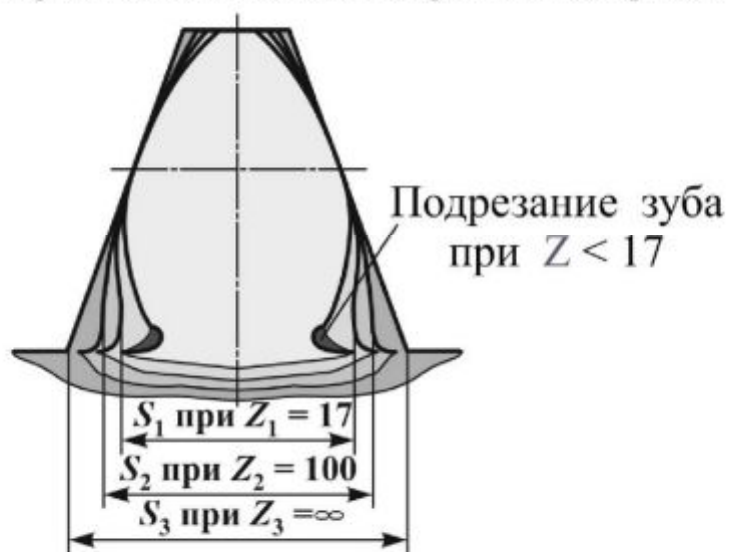


Рис. 3.11. Подрезание зуба

3.5. Корригирование зубьев

Корригирование зубьев необходимо

- чтобы избежать интерференции: можем использовать, таким образом, шестерни с минимальному количеству зубьев;
- чтобы увеличивать сечение ножки зубьев.

Коррекция может быть выполнена:

- модификацией профиля производящей рейки: изменение угла давления или высоты;
- смещением производящей рейки по отношению к начальной окружности.

В случае смещения начальная окружность не совпадает больше с делительной. В этом случае средняя прямая отодвинута от начальной окружности колеса на величину Δa .

Отношение

$$x = \frac{\Delta a}{m}$$

называется *коэффициент смещения*

Смещение положительно, если расстояние между рейкой и центром колеса увеличивается.

При нарезании зубчатых колёс исходный стандартный контур производящей рейки смещают в радиальном направлении так, что её делительная прямая не касается делительной окружности колеса. При этом можно использовать нормальный зуборезный инструмент.

Классификация по величине смещения

В зависимости от расположения исходного производящего контура относительно заготовки зубчатого колеса, зубчатые колеса делятся на нулевые или без смещения, положительные или с положительным смещением, отрицательные или с отрицательным смещением (рис. 3.11).

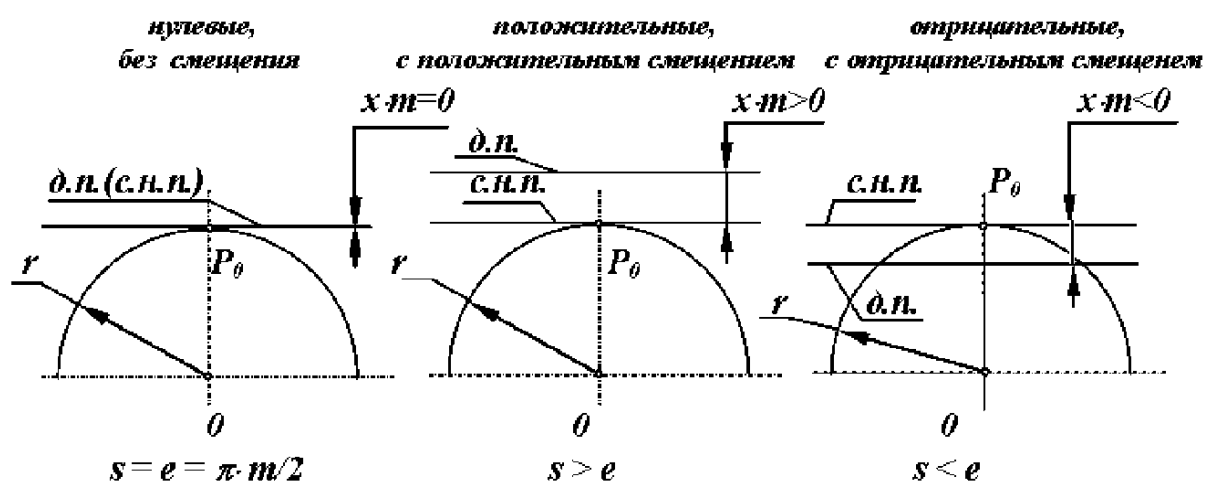


Рис. 3.12. Смещение исходного контура

Влияние смещения исходного контура на форму зуба

При положительном смещении увеличивается толщина зуба у основания, что повышает изгибную прочность зуба. Возрастают диаметры вершин и впадин, профиль зуба переходит на участок эвольвенты, более удаленный от основной окружности. В результате радиусы кривизны эвольвенты становятся больше, и увеличивается контактная прочность зуба. Одновременно уменьшается толщина зуба на окружности вершин S_0 , что может привести к излому вершины зуба, снижается коэффициент торцевого перекрытия (рис. 3.13).

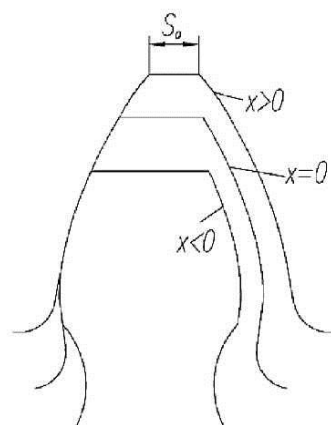


Рис. 3.13

3.5. Условия смазки

Смазка зубьев имеет некоторые аналогии со смазкой подшипников скольжения. В том и другом случае имеет место взаимное скольжение поверхностей, между которыми образовывается масляный клин.

Рост скорости вращения благоприятствует образованию масляного клина и охлаждению площадок контакта, но провоцирует также нагревание площадок.

Можно, следовательно, использовать жидкое масло при условии, чтобы центробежная сила не была довольно значительна. Применение жидкого масла навязывается в этом случае по другим причинам: избежать чрезмерного нагревания, если смазка осуществляется окунанием и облегчить применение при циркуляционной смазке.

Когда скорость вращения мала, используется вязкое масло.

Когда условия функционирования тяжелы, образование масляного клина затруднительно или невозможно. Зубья могут быть защищены только масляной пленкой. Нужно, чтобы смазочный материал имел хорошую адгезию к материалу.

3.6. Точность изготовления и ее влияние на качество передачи

Качество передачи связано с ошибками изготовления зубчатых колес и деталей (корпусов, подшипников и валов), определяющих их взаимное расположение

Степень точности, не ниже	Окружная скорость, м/с, не более		Примечание
	Прямозубая	Косозубая	
6 (высокоточные)	15	30	Высокоскоростные передачи, механизмы точной кинематической связи – делительные, отсчетные и т. п.
7 (точные)	10	15	Передачи при повышенных скоростях и умеренных нагрузках или при повышенных нагрузках и умеренных скоростях
8 (средней точности)	6	10	Передачи общего назначения, не требующие особой точности
9 (пониженной точности)	2	4	Тихоходные передачи с пониженными требованиями к точности

Деформация деталей под нагрузкой также влияет на качество передачи. Основными ошибками изготовления зубчатых колес являются ошибка шага и формы профиля зубьев и ошибки в направлении зубьев относительно образующей делительного цилиндра.

Степень точности выбирают в зависимости от назначения и условий работы передачи. Наибольшее распространение имеют 6-я, 7-я и 8-я степени точности

3.7. Силы в прямозубой цилиндрической передаче

Сила, действия одного зубчатого колеса на другое, передается по линии давления. Это усилие распределено по всей ширине зуба для всех зубьев, находящихся в данный момент в контакте.

Окружная сила, действующая по касательной к начальным окружностям, может быть определена как (Н):

$$F_t = \frac{2T}{d_w},$$

где T – вращающий момент (Н·м); d_w – начальный диаметр колеса, (мм).

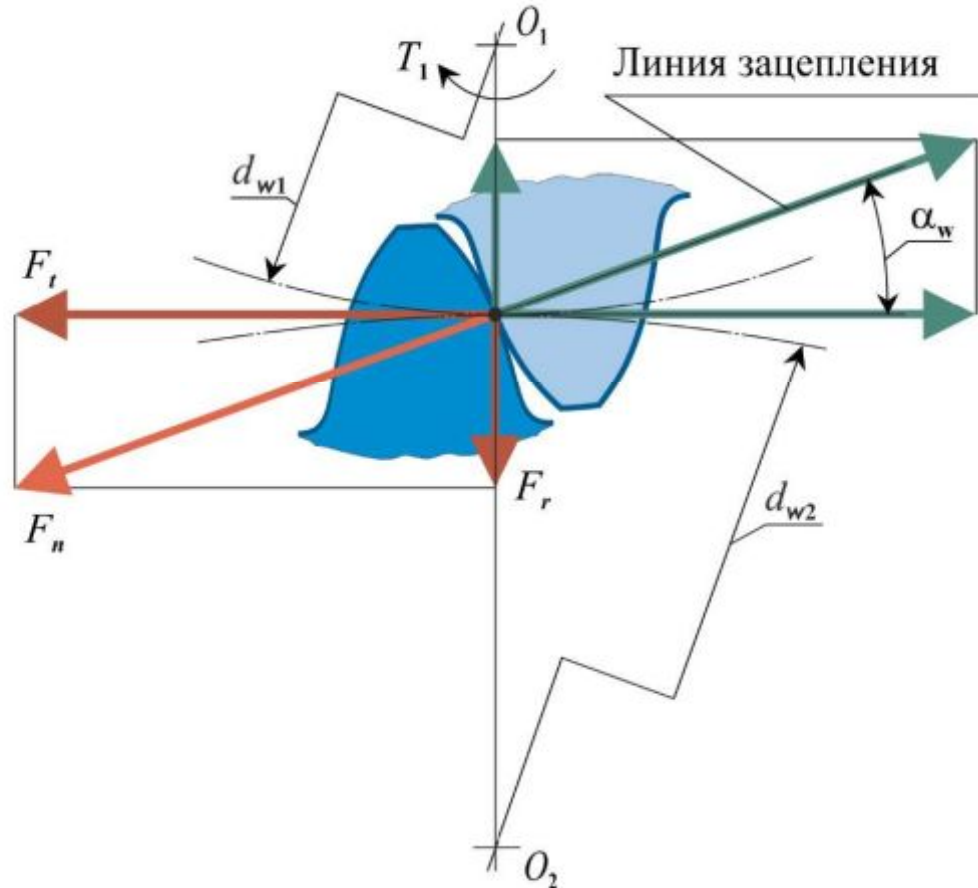


Рис. 3.14. Силы в цилиндрической прямозубой передаче.

Из этого значения могут быть получены:

нормальная сила, действующая по линии зацепления (Н):

$$F_n = \frac{F_t}{\cos \alpha} = \frac{2T}{d \cos \alpha},$$

радиальная сила, действующая по радиусу к центру. (Н):

$$F_r = F_t \tan \alpha = \frac{2T \tan \alpha}{d},$$

сила трения:

$$F_f = f F_n,$$

где f – коэффициент трения.

При расчете на контактную прочность используется величина единичной нагрузки, распределенной вдоль линии контакта:

$$q = \frac{F_n K_H}{b K_\varepsilon}$$

В этой формуле b – ширина венца, K_H – расчетный коэффициент нагрузки, K_ε – коэффициент степени перекрытия.

Коэффициент нагрузки может быть найден как произведение:

$$K_H = K_{Ha} K_{H\beta} K_{Hv},$$

где K_{Ha} – коэффициент учитывающий неравномерность распределения нагрузки между зубьями; $K_{H\beta}$ – коэффициент учитывающий неравномерность распределения нагрузки по ширине ряда зуба; K_{Hv} – коэффициент динамичности.

Коэффициент динамичности принимает в расчет неточности изготовления зубчатых колес и следовательно непостоянство угловых скоростей. Значения K_v даны на таблицах в зависимости от окружной скорости, степени точности изготовления и твердости материала.

Коэффициент K_ε выражает факт, что в зацеплении участвует более чем пара зубов, что необходимо для непрерывного зацепления. Для цилиндрической прямозубой шестерни берем:

$$K_\varepsilon = \frac{3}{4 - \varepsilon_\alpha},$$

где ε_α – коэффициент перекрытия.

Окончательно получаем:

$$q = \frac{2TK_H}{bdK_\varepsilon \cos \alpha}.$$

3.8. Критерии работоспособности и расчета

Под действием внешних сил в зубе появляются напряжения изгиба $\sigma_{из}$, напряжения сжатия $\sigma_{сж}$ и напряжения контактные σ_H (рис. 3.15). Эти напряжения не постоянные, а циклические. Они изменяются во времени по некоторому прерывистому отнулевому циклу. Время действия $\sigma_{из}$ за один оборот ко-

леса равно продолжительности зацепления одного зуба. Напряжения σ_H действуют еще меньшее время. Это время равно продолжительности пребывания в зацеплении данной точки поверхности зуба с учетом зоны распространения контактных напряжений (рис. 3.16).

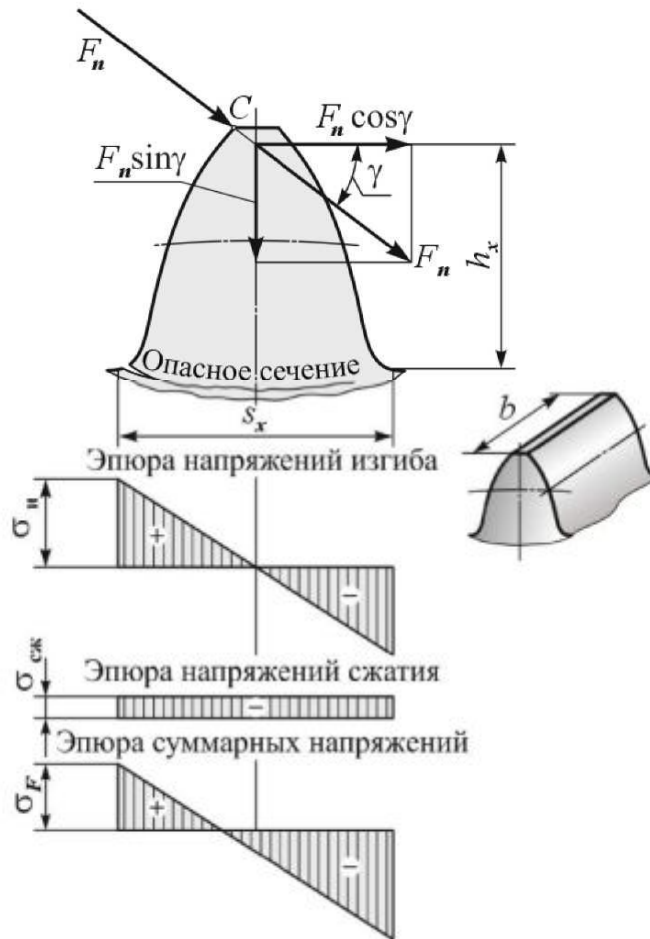


Рис. 3.15. Напряжения в зубе.

Переменные напряжения являются причиной усталостного разрушения зубьев: поломка зубьев от напряжений изгиба и выкрашивание поверхности от контактных напряжений. С контактными напряжениями и трением в зацеплении связаны также износ, заедание и другие виды повреждения поверхностей зубьев.

Поломка связана с напряжениями изгиба (рис. 3.17 а, г). На практике чаще наблюдается выламывание углов зубьев вследствие концентрации нагрузки. Различают два вида поломки зубьев: *поломка от больших перегрузок* ударного или даже статического действия (предупреждают защитой привода от перегрузок или учетом перегрузок при расчете); *усталостная поломка*, происходящая от действия переменных напряжений в течение сравнительно длительного сро-

ка службы (предупреждают определением размеров из расчета на усталость). Особое значение имеют меры по устранению концентраторов напряжений (рисок от обработки, раковин и трещин в отливках, микротрещин от термообработки и т. п.).

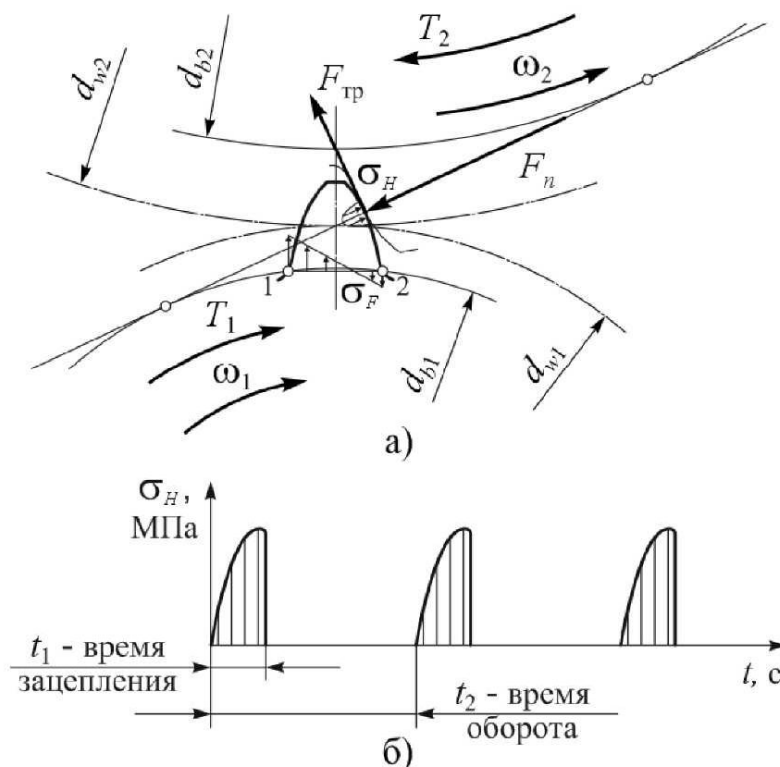


Рис. 3.16. Изменение напряжений во времени

Повреждение поверхности зубьев. Все виды повреждения поверхности зубьев связаны с контактными напряжениями и трением.

Усталостное выкрашивание от контактных напряжений (рис. 3.17 б) является основным видом разрушения поверхности зубьев при хорошей смазке передачи (чаще всего это бывают закрытые, сравнительно быстроходные передачи, защищенные от пыли и грязи).

Абразивный износ (рис. 3.17 в) является основной причиной выхода из строя передач при плохой смазке. К таким передачам относятся, прежде всего, открытые передачи, а также закрытые, но недостаточно защищенные от загрязнения абразивными частицами (пыль, продукты износа и т. п.). Такие передачи можно встретить в сельскохозяйственных и транспортных машинах, горнорудном оборудовании, грузоподъемных машинах и т. п.

Заедание (рис. 3.17, д) наблюдается преимущественно в высоконагруженных и высокоскоростных передачах. В месте соприкосновения зубьев этих передач развивается высокая температура, способствующая разрыву масляной

пленки и образованию металлического контакта. Здесь происходит как бы сваривание частиц металла с последующим отрывом их от менее прочной поверхности. Образовавшиеся наросты задирают рабочие поверхности зубьев в направлении скольжения.

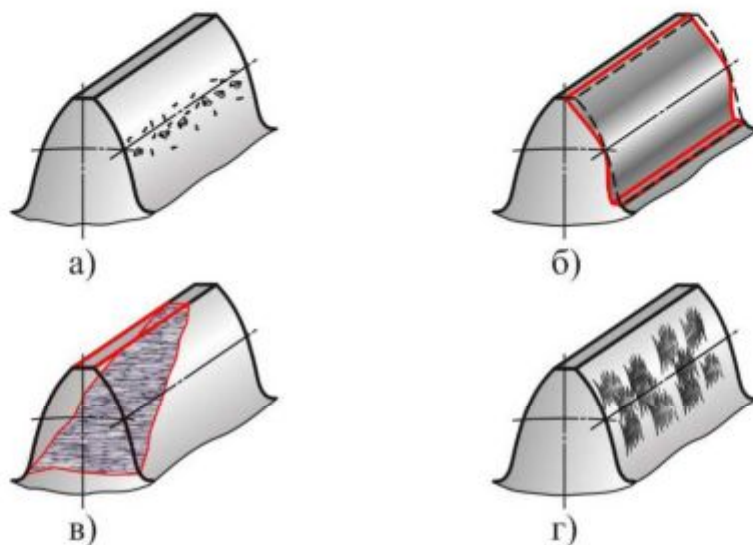


Рис. 3.17. Основные виды разрушения зубьев

3.9. Расчет прочности зубьев по контактными напряжениям

Для хорошо смазываемых зубчатых передач, работающих в закрытом корпусе, основными критериями работоспособности зубьев являются: контактная прочность и прочность при изгибе.

Под контактной прочностью понимают способность контактирующих поверхностей зубьев обеспечить требуемую безопасность против усталостного выкрашивания.

Расчет сводится к проверке условия прочности:

$$\sigma_H \leq [\sigma]_H$$

где σ_H – контактное напряжение в полюсе зацепления; $[\sigma]_H$ – допускаемое контактное напряжение.

Прочность при изгибе – это способность зубьев обеспечить требуемую безопасность против усталостного излома зуба.

Условие прочности:

$$\sigma_F \leq [\sigma]_F$$

где σ_F – напряжение изгиба в опасном сечении зуба; $[\sigma]_F$ – допускаемое напряжение изгиба зуба.

Расчет прочности зубьев по контактным напряжениям. Исследованиями установлено, что наименьшей контактной усталостью обладает околополюсная зона рабочей поверхности зубьев, где наблюдается однопарное зацепление. Поэтому расчет контактных напряжений принято выполнять при контакте в полюсе зацепления. При этом контактные напряжения определяют по формуле Герца (HERTZ):

$$\sigma_H = 0,418 \sqrt{\frac{q E_{eq}}{\rho_{eq}}}, \quad (3.9.1)$$

где E_{eq} – эквивалентный модуль упругости.

Для колес, изготовленных из разных материалов с модулями упругости E_1 и E_2 приведенный модуль определяют по формуле:

$$E_{eq} = \frac{2E_1 E_2}{E_1 + E_2}, \quad (3.9.2)$$

Здесь q – единичная нагрузка; ρ_{eq} – эквивалентный радиус кривизны зубьев в зоне контакта.

$$\frac{1}{\rho_{eq}} = \frac{1}{\rho_1} \pm \frac{1}{\rho_2}.$$

Знак (+) соответствует внешнему зацеплению и знак (–) – внутреннему. Для эвольвентного зацепления (рис. 3.18):

$$\rho = \frac{d \sin \alpha}{2}.$$

Следовательно,

$$\frac{1}{\rho_{eq}} = \frac{2}{\sin \alpha} \left(\frac{1}{d_1} \pm \frac{1}{d_2} \right) = \frac{2}{d_1 \sin \alpha} \left(1 \pm \frac{1}{U} \right),$$

где U – передаточное число:

$$U = \frac{d_2}{d_1}.$$

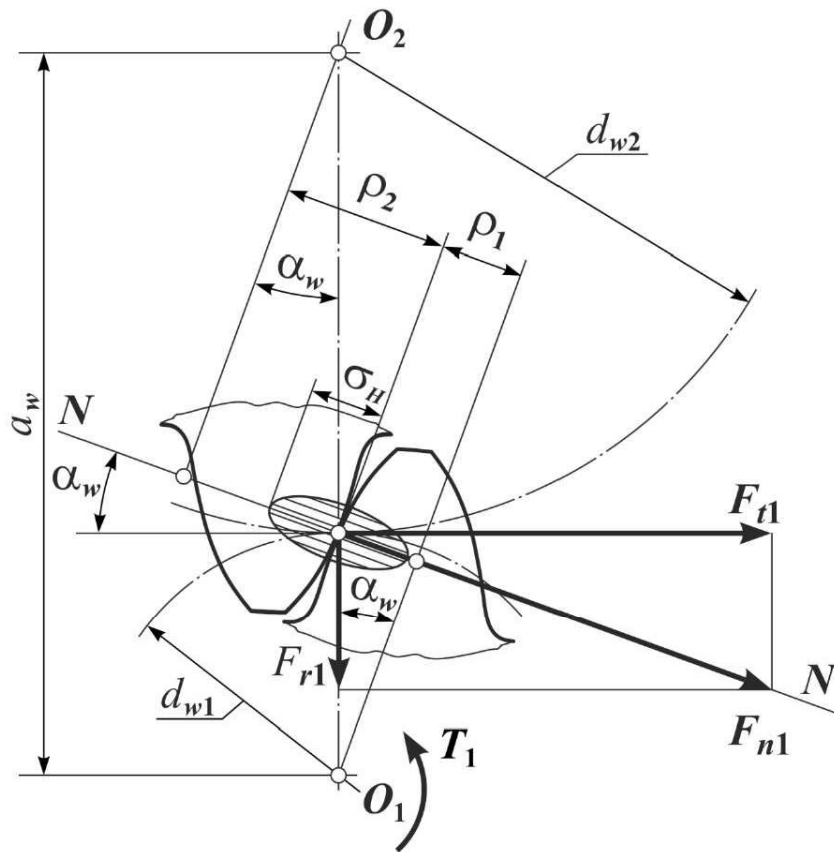


Рис. 3.18.

Подставляя полученные выражения в формулу (3.9.1) получим:

$$\sigma_H = Z_M Z_H Z_\varepsilon \sqrt{\frac{2T_2 K_H (U \pm 1)}{d_2^2 b}}. \quad (3.9.3)$$

Здесь

T_2 – вращающий момент на колесе;

d_2 – диаметр колеса;

K_H – коэффициент нагрузки;

$Z_M = 0,418 \sqrt{E_{eq}}$ – коэффициент свойств материала;

$Z_H = \sqrt{\frac{2}{\sin 2\alpha}}$ – коэффициент формы зуба;

$Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{1}{K_\varepsilon}}$ – коэффициент, учитывающий суммарную длину контактных линий;

Для сталей получим

$$E = 2,15 \cdot 10^5 \text{ МПа}, \quad \text{и} \quad Z_M = 275 \frac{N^{0,5}}{\text{мм}} \dots$$

Для прямозубых колес и $\alpha = 20^\circ$ имеем $Z_H = 1,76$ и $Z_\varepsilon = 0,9$.

Диаметр колеса связан с межосевым расстоянием:

$$d_2 = \frac{2a_w U}{U \pm 1}.$$

Теперь формула (3.9.3) для проверочного расчета запишется как:

$$\sigma_H = \frac{310}{a_w} \sqrt{\frac{T_2 K_H (U \pm 1)^3}{b U^2}} \leq [\sigma]_H \quad (3.9.4)$$

где $[\sigma]_H$ допускаемое контактное напряжение.

Подставляя

$$b = \Psi_{ba} \cdot a_w,$$

где Ψ_{ba} – коэффициент ширины венца,

получаем формулу для проектного расчета:

$$a_w = K_a (U \pm 1)^3 \cdot \sqrt{\frac{T_2 K_H}{[\sigma_H]^2 U^2 \Psi_{ba}}} \quad (3.9.5)$$

Для прямозубых цилиндрических колес $K_a = 49,5$.

Для проектных расчетов, при $v < 15$ м/с – постоянной нагрузке и $H < 350$ НВ, можно взять $K_H = 1$.

Полученная в результате величина межосевого расстояния должна быть округлена до ближайшего большего стандартного значения.

3.10. Расчет зубьев на изгиб

Напряжения изгиба наиболее опасны у ножки зуба. В этой точке имеет место концентрация напряжений (рис 3.15).

Для расчета принимаем следующие гипотезы:

- вся нагрузка воспринимается парой зубьев;
- зуб представляет собой защемленную балку, для которой действительна гипотеза плоских сечений.

Нормальная сила действует вдоль линии зацепления в направлении оси симметрии зуба (рис. 3.14) и может быть разложенной на 2 составляющие: F_t (тангенциальное усилие) и F_r (радиальное усилие).

Напряжение в опасном сечении

$$\sigma_{F\Sigma} = \frac{F_t \cdot l}{W} - \frac{F_r}{A},$$

где $W = \frac{bs^2}{6}$ – осевой момент сопротивления; $A = bs$ – площадь сечения; b – ширина зуба.

Знак (–) перед вторым слагаемым показывает, что напряжения растяжения для сталей опаснее чем напряжения сжатия.

Величины l и s мало удобны для расчета. Используя подобие зубьев, можем получить безразмерные коэффициенты:

$$l' = \frac{l}{m}; \quad s' = \frac{s}{m},$$

где m – модуль.

$$\text{Тогда } \sigma_F = \frac{F_t K_F}{bm} \left[\frac{6l'}{(s')^2} - \frac{\operatorname{tg} \alpha}{s'} \right] K_T.$$

K_F – коэффициент нагрузки при изгибе;

K_T – коэффициент концентрации напряжений.

Обозначим

$$Y_F = \left[\frac{6l'}{(s')^2} - \frac{\operatorname{tg} \alpha}{s'} \right] K_T.$$

Это коэффициент формы зуба. Этот коэффициент зависит от числа зубьев Z и от смещения инструмента x .

Теперь можем написать формулу для расчета проверки для прямозубых шестерен

$$\sigma_F = \frac{Y_F F_t K_F}{bm} \leq [\sigma_F]$$

где $[\sigma_F]$ – допустимое напряжение изгиба. Для проектного расчета можем найти модуль m , записав:

$$F_t = \frac{2T}{d_1}; \quad d_1 = Z_1 m; \quad b = \Psi_{bm} m.$$

(Ψ_{bm} коэффициент ширины зуба).

Тогда

$$m = \sqrt[3]{\frac{2T_1 K_F Y_F}{Z_1 \Psi_{bm} [\sigma_F]}}.$$

Значения Z_1 и m взяты следуя рекомендациям.

3.11. Выбор материала шестерни и колеса

Основным материалом для изготовления зубчатых колес силовых передач служит термообработанная сталь. В зависимости от твердости рабочих поверхностей зубьев, полученной после термообработки, зубчатые колеса можно условно разделить на две группы:

- 1) ≤ 350 HB – нормализованные, улучшенные;
- 2) > 45 HRC – закаленные (объемно и поверхностно), цементированные, нитроцементированные, цианированные, азотированные.

При расчете на контактную выносливость зубчатой пары с колесом, имеющим среднюю твердость $H_2 \leq 350$ HB, средняя твердость H_1 рабочей поверхности прямых зубьев шестерни в целях ускорения их приработываемости, достижения одинаковой долговечности и повышения сопротивления заеданию должна быть следующей:

Для косозубых колес твердость H_1 рабочих поверхностей зубьев шестерни желательна по возможности большая, так как с увеличением H_1 улучшается несущая способность передачи по критерию контактной выносливости. Однако следует помнить, что с возрастанием твердости материала зубчатых колес усложняется технология их изготовления.

Для зубчатых передач с твердыми (H_1 и $H_2 \geq 45$ HRC) рабочими поверхностями зубьев не требуется обеспечивать разность твердостей зубьев шестерни и колеса.

Характеристики механических свойств сталей, применяемых для изготовления зубчатых колес, после различной термической или термохимической обработки представлены в таблицах.

Цементация – поверхностное насыщение зубьев углеродом с последующей закалкой и низким отпуском. Углерод может находиться в твердой фазе

(кокс) или в газовой среде. В условиях автоматизированного производства основное применение имеет газовая цементация.

Азотирование – поверхностное насыщение зубьев азотом. Оно обеспечивает малую толщину упрочненного слоя, равную 0,2...0,5 мм, что не позволяет применять этот вид упрочнения при работе передачи с ударными нагрузками или интенсивным износом. Этот вид термообработки применяют при необходимости обеспечения высокой задиростойкости передачи.

Нитроцементация – насыщение поверхностных слоев зубьев углеродом и азотом в газовой среде с последующей закалкой и низким отпуском. Этот вид химико-термической обработки обеспечивает высокую прочность, износостойкость и сопротивление заеданию, в связи с чем получает все более широкое применение.

Несколько меньшую твердость $H = 48...56$ HRC обеспечивает *поверхностная закалка с нагревом токами высокой частоты (ТВЧ)*. Этот вид термообработки вследствие высокой технологичности широко применяется для средненагруженных зубчатых колес. Недостатком этого вида термообработки для мелкомодульных передач является прогрев мелких зубьев насквозь, что приводит к их короблению.

Объемная закалка до твердости $H = 45...55$ HRC не сохраняет вязкую сердцевину, что приводит к хрупкому разрушению зубьев при динамических нагрузках. Поэтому такой вид термообработки для зубчатых колес не рекомендуется.

Улучшение (закалка с высоким отпуском) применяется для зубчатых колес мелкосерийного и индивидуального производства при отсутствии жестких требований к габаритам, а также для малогабаритных зубчатых колес. Чистовое нарезание зубьев улучшаемых колес проводят после термической обработки, что исключает необходимость их шлифования при обеспечении достаточной точности. Твердость улучшенных зубчатых колес ограничивают технологическими условиями обеспечения достаточной стойкости инструмента: для колес небольших размеров принимают твердость $H = 280...320$ HB, для крупных колес – $H = 200...240$ HB.

Нормализация (нагрев с охлаждением на воздухе) до твердости $H = 150...220$ HB применяется только для крупногабаритных колес, выполненных из стального литья, так как улучшение колес большого диаметра в связи с неодинаковым охлаждением обода и спиц при закалке приводит к возникновению остаточных напряжений.

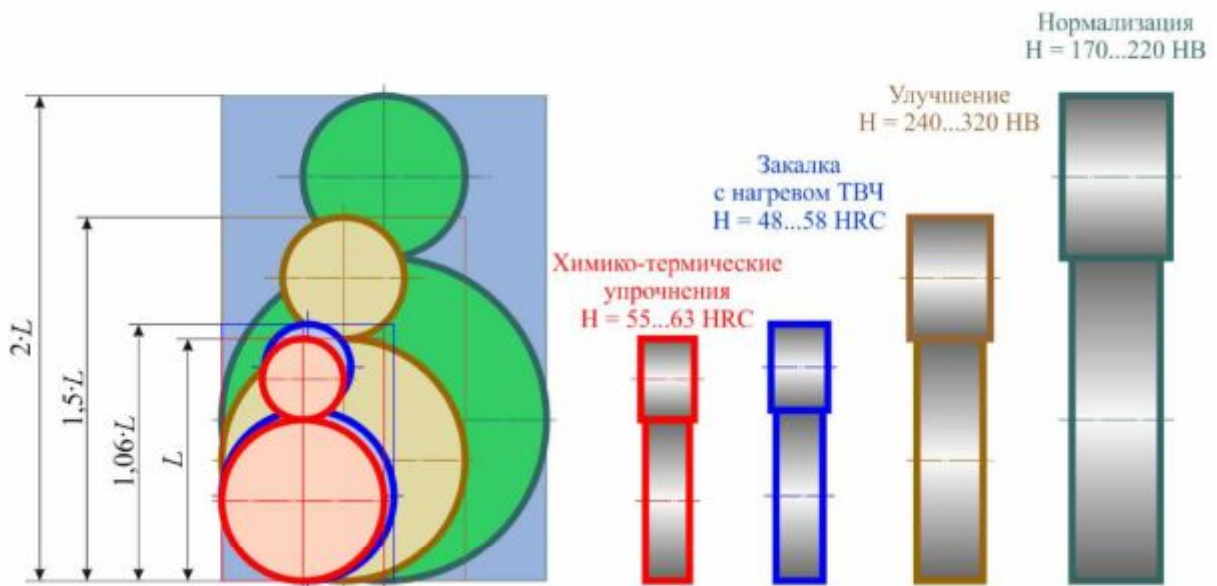


Рис. 3.19. Относительные размеры колес при разной термообработке

3.12. Допускаемые напряжения при расчете на выносливость поверхностей зубьев

Расчет на выносливость производят по кривым усталости. Кривая усталости, абсцисса которой $\lg N$ (N – число циклов), приведена на рисунке 3.20

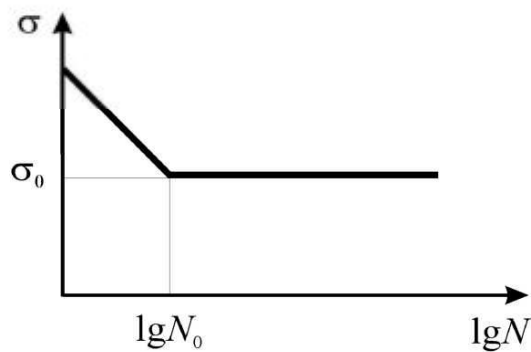


Рис. 3.20

Пусть σ_{HO} – предел контактной усталостной прочности и N_{HO} – базовое число циклов. Величины σ_H и N_{H0} зависят от материала и термической обработки. Допускаемое контактное напряжение для проектного расчета может быть определено как

$$[\sigma_H] = \frac{\sigma_{H0} K_{HL}}{S_H}.$$

Здесь S_H – коэффициент безопасности, $S_H = 1,1 \dots 1,3$ в зависимости от термообработки; K_{HL} – коэффициент долговечности:

$$K_{HL} = \sqrt[6]{\frac{N_{H0}}{N_{HE}}} \geq 1, \text{ но } \leq 2,4.$$

N_{HE} – эквивалентное число циклов, $N_{HE} = \mu_H N_K$.

Если N_{HE} больше базового, N_{H0} , то берут $K_{HL} = 1$.

$$N_K = 60 c n L,$$

n – частота вращения рассчитываемого колеса;

c – число зацеплений зуба за один оборот;

L – время работы в часах.

Если режим работы переменный, то необходимо учитывать близость его к одному из типовых режимов.

Типовые режимы нагружения машин

Режим нагружения передач, характеризующий распределение рабочей нагрузки по времени, задан типовой, аппроксимированной одной из непериодических функций (рис. 3.21).

Постоянный режим нагружения (0) характерен для конвейерного автоматизированного производства, тяжелый режим (1) – для горных машин, средний равновероятный (2) – для интенсивно эксплуатируемых машин, средний нормальный (3) – для большинства универсальных машин, легкий (4) и особо легкий (5) – для широкоуниверсальных станков с большим диапазоном регулирования скоростей.

Здесь T_i – текущая нагрузка; $T_{\max}$ наибольшая длительно действующая нагрузка; N_i – суммарное число циклов при i -ом нагружении; N_{Σ} – суммарное число циклов нагружении всех уровней.

В зависимости от типового режима определяются коэффициенты μ_H , μ_F .

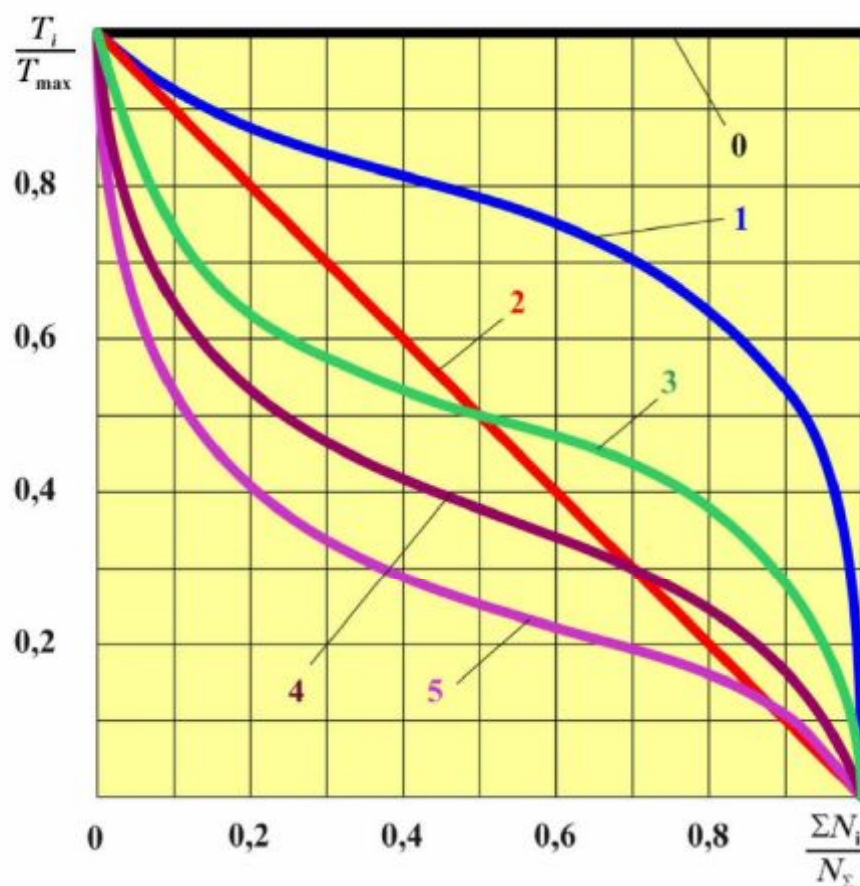


Рис. 3.21. Типовые режимы нагружения машин

Таблица 3.1

Зависимость коэффициента μ_n от типового режима нагружения передачи

Номер режима	Наименование режима	μ_n
0	Постоянный	1,000
1	Тяжелый	0,500
2	Средний равновероятный	0,250
3	Средний нормальный	0,180
4	Легкий	0,125
5	Особо легкий	0,063

Зависимость коэффициента μ_F от типового режима нагружения зубчатой передачи

Номер режима	Наименование режима	$q_F = 6$	$q_F = 9$
		μ_F	
0	Постоянный	1,000	1,000
1	Тяжелый	0,300	0,200
2	Средний равновероятный	0,143	0,100
3	Средний нормальный	0,065	0,063
4	Легкий	0,038	0,016
5	Особо легкий	0,013	0,004

Допускаемое напряжение при расчете на изгиб

Для проверочного расчета $[\sigma_F]$ необходимо уточнить в зависимости от шероховатости поверхности, окружной скорости, вида смазки, и размеров колеса:

$$[\sigma_F] = \frac{\sigma_{F0} K_{FC} K_{FL}}{S_F},$$

где σ_{F0} – предел выносливости при изгибе; S_F – коэффициент безопасности, учитывающий термообработку; ($S_F = 1,55 \dots 1,75$); K_{FC} – коэффициент, учитывающий двустороннее или одностороннее приложение нагрузки; (при односторонней, $K_{FC} = 1$; для реверсной передачи $K_{FC} = 0,7 \dots 0,8$); K_{FL} – коэффициент долговечности.

$$\text{Если } H > 350 \text{ HB: } K_{FL} = \sqrt[m]{\frac{N_{F0}}{N_{FE}}} \geq 1, \quad \text{но } \leq 2, \quad m = 6.$$

$$\text{Если } H < 350 \text{ HB: } K_{FL} = \sqrt[m]{\frac{N_{F0}}{N_{FE}}} \geq 1, \quad \text{но } \leq 1,6, \quad m = 9.$$

Базовое число циклов $N_{F0} = 4 \cdot 10^6$ для всех сталей.

Эквивалентное число циклов $N_{HE} = \mu_F N_K$.

При перегрузке парой сил T_S напряжения $\sigma_{H\max}$ можно выразить через напряжения σ_H .

$$\sigma_{H\max} = \sigma_H \sqrt{\frac{T_S}{T}} \leq [\sigma_H]_{\max},$$

где σ_H и T расчетные напряжение и крутящий момент. $[\sigma_H]_{\max}$ – предельное контактное напряжение, определяемое термообработкой.

3.13. Особенности расчета косозубых и шевронных передач

Цилиндрические колеса, у которых зубья расположены по винтовым линиям на делительном цилиндре, называют косозубыми.

Чем больше угол наклона линии зуба β , тем выше плавность зацепления. У пары сопряженных косозубых колес с внешним зацеплением углы β равны, но противоположны по направлению.

Несущая способность косозубых и шевронных колес выше, чем прямозубых. Повышение выносливости зубьев отражено в формуле для определения расчетных напряжений двумя дополнительными коэффициентами, не встречающимися в формуле для прямозубых колес

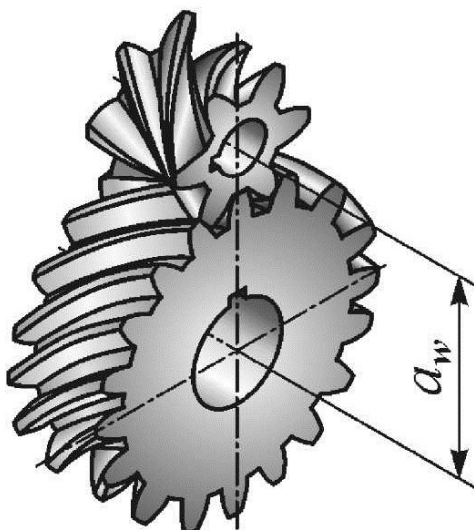


Рис. 3.22. Косозубые колеса

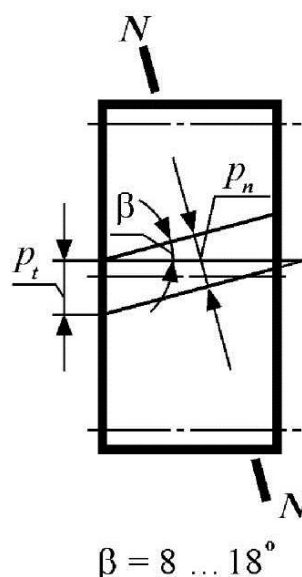


Рис. 3.23. Параметры в нормальном ($N-N$) и в торцовом (t) сечениях

Различают параметры в нормальном ($N-N$) и в торцовом (t) сечениях (рис. 3.23).

Окружной модуль:
$$m_t = \frac{m_n}{\cos \beta}.$$

Делительный диаметр:
$$d = m_t z.$$

Межосевое расстояние:
$$a_w = \frac{(d_1 + d_2)}{2}.$$

Дуга перекрытия
$$e = \frac{b}{\operatorname{tg} \beta}.$$

Поэтому при одинаковом модуле косозубая передача обеспечивает более плавное зацепление, чем прямозубая. Большая дуга зацепления позволяет уменьшить число зубьев.

Другое преимущество косозубой передачи в том, что зубья входят в зацепление постепенно, обеспечивая этим плавность хода и отсутствие ударов.

Нормальная сила F_n в зацеплении может быть разложена на (рис. 3.25):

тангенциальную силу:
$$F_t = F_n \cos \alpha \cdot \cos \beta;$$

радиальную силу:
$$F_r = F_n \sin \alpha;$$

осевую силу:
$$F_a = F_n \cos \alpha \cdot \sin \beta.$$

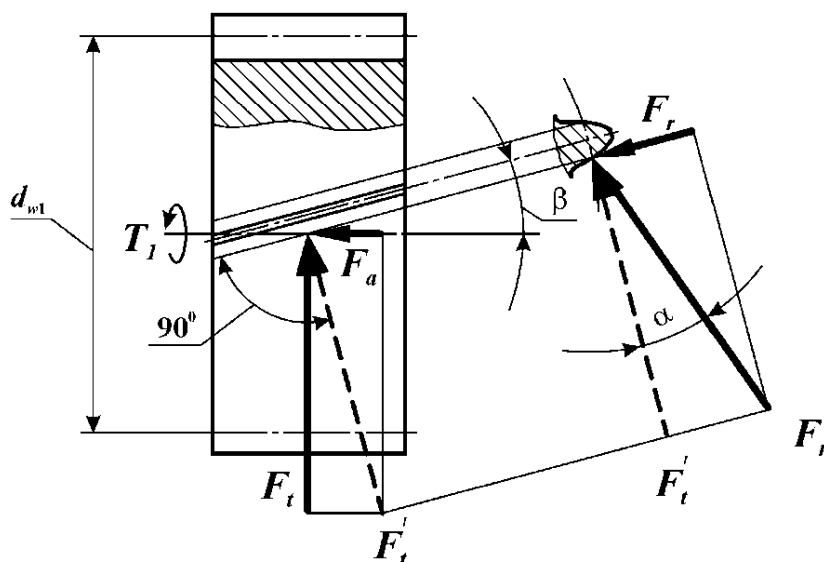


Рис. 3.24. Силы в косозубой передаче

Окружная сила может быть выражена через крутящий момент T .

$$F_t = \frac{2T}{d}.$$

Нормальная сила F_n составляет угол β с торцом колеса

$$F_n = \frac{2T}{d \cdot \cos \beta \cdot \cos \alpha}$$

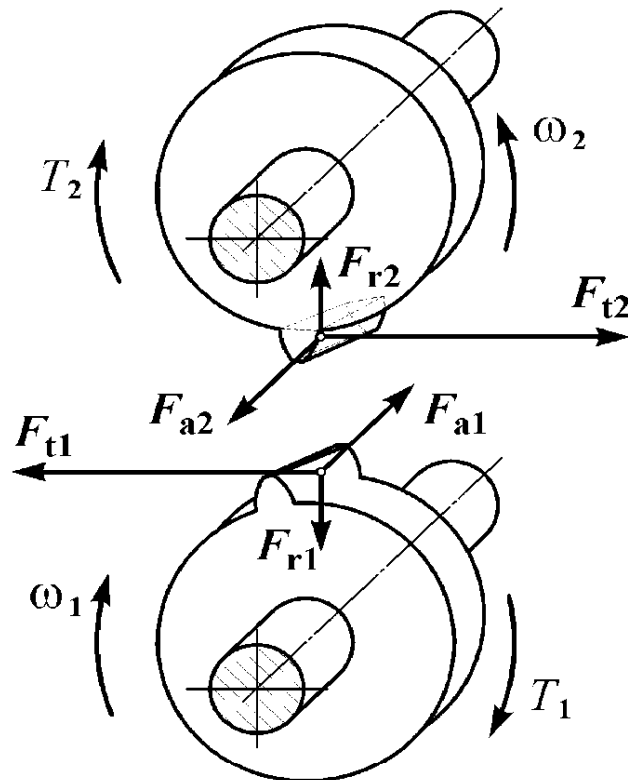


Рис. 3.25. Силы в косозубой передаче

При определении направлений сил учитывают направление вращения колес и направление наклона зуба (правое или левое).

Осевая сила F_a дополнительно нагружает подшипники, возрастая с увеличением β . По этой причине для косозубых колес принимают $\beta = 8 \dots 20^\circ$.

Наличие в зацеплении осевых сил является недостатком косозубой передачи. В шевронной передаче осевые силы на полушевронах замыкаются на зубчатых колесах и на валы и опоры не передаются.

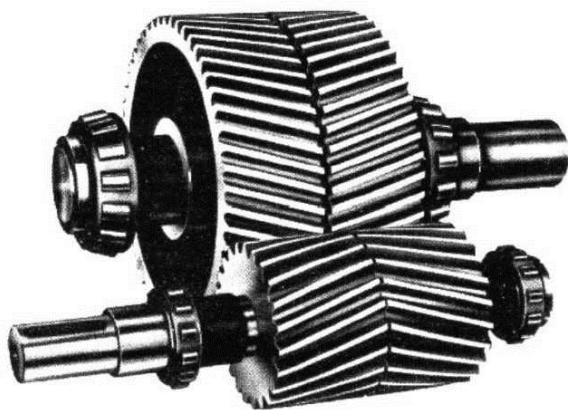


Рис. 3.26. Шевронные колеса

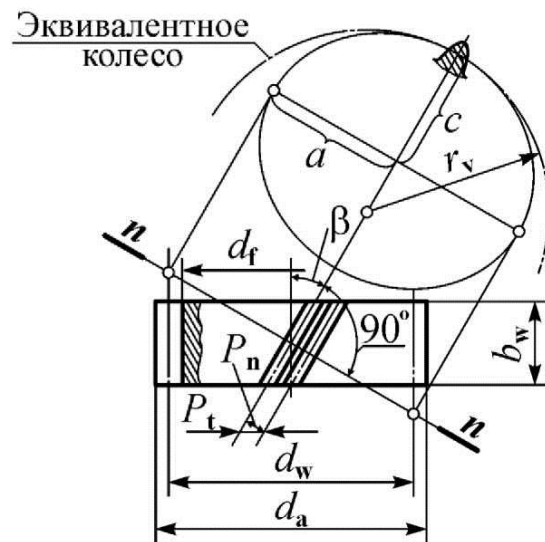


Рис. 3.27. Эквивалентность прямозубого и косозубого колес

Профиль косо́го зуба в нормальном сечении *n-n* соответствует исходному контуру инструментальной рейки и, следовательно, совпадает с профилем прямозубого колеса

Расчет косозубых колес ведут, используя параметры эквивалентного прямозубого колеса.

Делительная окружность косозубого колеса в нормальном сечении *n-n* образует эллипс, радиус кривизны которого в полюсе зацепления:

$$r_v = \frac{d}{\cos \beta}.$$

Профиль зуба в этом сечении совпадает с профилем условного прямозубого колеса, называемого эквивалентным, делительный диаметр которого

$$d_v = 2r_v = \frac{d}{\cos \beta} = \frac{m_t z}{\cos^2 \beta} = \frac{mz}{\cos^3 \beta} = mz_v,$$

откуда эквивалентное число зубьев

$$z_v = \frac{z}{\cos^3 \beta}.$$

Расчеты на прочность

Вследствие наклонного расположения зубьев в косозубом зацеплении одновременно находятся несколько пар зубьев, что уменьшает нагрузку на один зуб и снижает динамические нагрузки. Расчет на прочность косозубых передач ведут по формулам эквивалентных прямозубых передач с введением в них поправочных коэффициентов, учитывающих особенности работы (рис. 3.27). По условиям прочности габариты косозубых передач получаются меньше, чем прямозубых.

Формула для контактных напряжений запишется как:

$$\sigma_H = Z_M Z_H Z_\epsilon \sqrt{\frac{2T_2 K_H (U \pm 1)}{d_2^2 b}}.$$

Подставляя для сталей

$$Z_M = 275 N^{1/2} \text{мм}^{-1},$$

получим

$$Z_H = \sqrt{\frac{2 \cos \beta}{\sin 2\alpha}},$$

для $\alpha = 20^\circ$, $\beta = 8 \dots 15^\circ$ и $\rho = \frac{d \cos \alpha}{2 \cos \beta}$, имеем $Z_H = 1,74 \dots 1,71$ для косозубых и $Z_H = 1,57$ для шевронных колес.

$$Z_\epsilon = \sqrt{1/K_\epsilon}.$$

Окончательно получим:

$$\sigma_H = \frac{270}{a_w} \sqrt{\frac{T_2 K_H (U \pm 1)^3}{b U^2}} \leq [\sigma_H], \quad (3.13.1)$$

$$a_w = K_a (U \pm 1) \cdot \sqrt[3]{\frac{T_2 K_H}{[\sigma_H]^2 U^2 \Psi_{ba}}}, \quad (3.13.2)$$

где $\Psi_{ba} = b/a$ и $K_H = K_{H\alpha} K_{H\beta} K_{H\gamma}$ – расчетный коэффициент нагрузки.

Расчет на изгиб косозубых колес осуществляют по формуле:

$$\sigma_F = \frac{F_t K_F Y_F Y_\beta K_{F\alpha}}{b m} \leq [\sigma_F] \quad (3.13.3)$$

Коэффициент Y_F тот же, что и для прямозубых колес, но при его выборе учитывают эквивалентное число зубьев $Z_{eq} = Z/\cos\beta$.

Коэффициент Y_β должен компенсировать неточность применения к косым зубьям формулы полученной для прямых зубьев:

$$Y_\beta = 1 - \frac{\beta}{140}.$$

Коэффициент $K_{F\alpha}$ учитывает неравномерность распределения нагрузки.

Для расчетов берут $K_{F\alpha} = 0,92$.

Формула (3.13.3) используется для проверочных расчетов.

Проектный расчет осуществляют определяя:

$$m = \sqrt[3]{\frac{2TK_F Y_F Y_\beta K_{F\alpha} \cos\beta}{Z \Psi_{bm} [\sigma_F]}}.$$

Момент T берется для колеса с числом зубьев Z .

$$\Psi_{bm} = b/m$$

3.14. Конические прямозубые передачи

Конические зубчатые колеса применяют в передачах, когда оси валов пересекаются под углом Σ . Наибольшее распространение имеют передачи с углом, $\Sigma = 90^\circ$, которые и рассмотрены ниже.

С прямыми зубьями

С тангенциальными зубьями

С круговыми зубьями

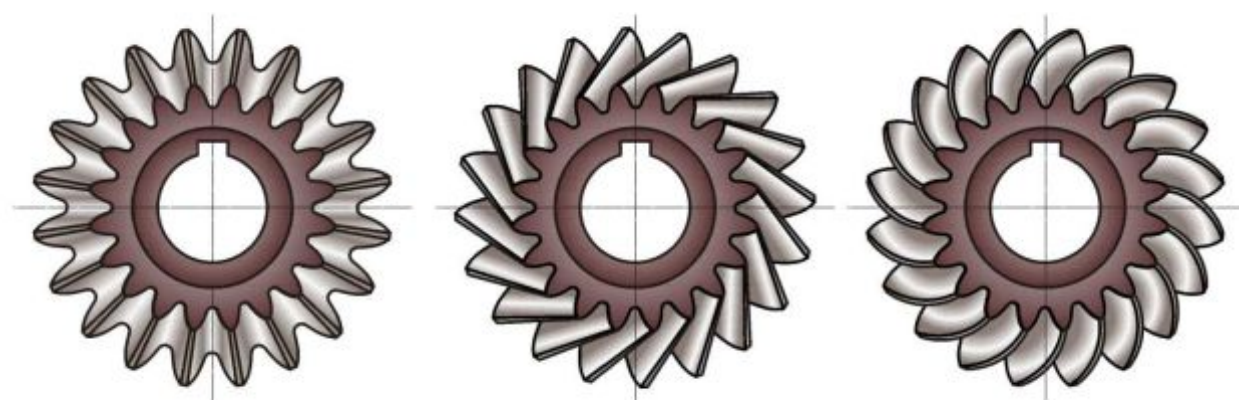


Рис. 3.28. Конические колеса



Рис. 3.29. Гипоидная передача

В конических зубчатых колесах высота зуба, а, следовательно, и модуль зацепления, увеличиваются от внутреннего к внешнему дополнительному конусу. Для удобства измерения размеры конических колес принято определять по внешнему торцу зуба, образованному внешним дополнительным конусом.

Максимальный модуль зубьев - внешний окружной модуль - получается на внешнем торце колеса. Его обозначают: m_e

для прямозубых колес и m_{te} для колес с круговыми зубьями.

Внешний окружной модуль m_e или m_{te} можно не округлять до стандартного, так как одним и тем же режущим инструментом можно нарезать колеса с различными значениями модуля, лежащими в некотором непрерывном интервале.

Для конических колес различают размеры средние, внешние и внутренние (рис. 3.30):

Аналогами начальных и делительных цилиндров цилиндрических передач в конических передачах являются начальные и делительные конусы с углами δ . При коэффициентах смещения инструмента $x = 0$ начальные и делительные конусы совпадают.

Углы конусов вершин и конусов впадин обозначают δ_a и δ_f .

Конусы, образующие которых перпендикулярны образующим делительных конусов, называют *дополнительными конусами*. Сечение зубьев дополнительным конусом называют *торцовым сечением*. Различают *внешнее, внутреннее и среднее торцовые сечения*. Размеры, относящиеся к внешнему торцовому сечению, сопровождают индексом e . Размеры в среднем сечении сопровождают индексом m .

Размеры по внешнему торцу удобнее для измерения, их указывают на чертежах. Размеры в среднем сечении используют при силовых расчетах. Зависимости размеров в среднем и торцовом

Внешний начальный диаметр:

$$d_e = d_m + b \sin \delta$$

Среднее конусное расстояние:

$$R_m = \frac{d_m}{2 \sin \delta}.$$

Внешнее конусное расстояние:

$$R_e = R_m + 0,5b;$$

Углы выступов и впадин обозначают θ_a и θ_f .

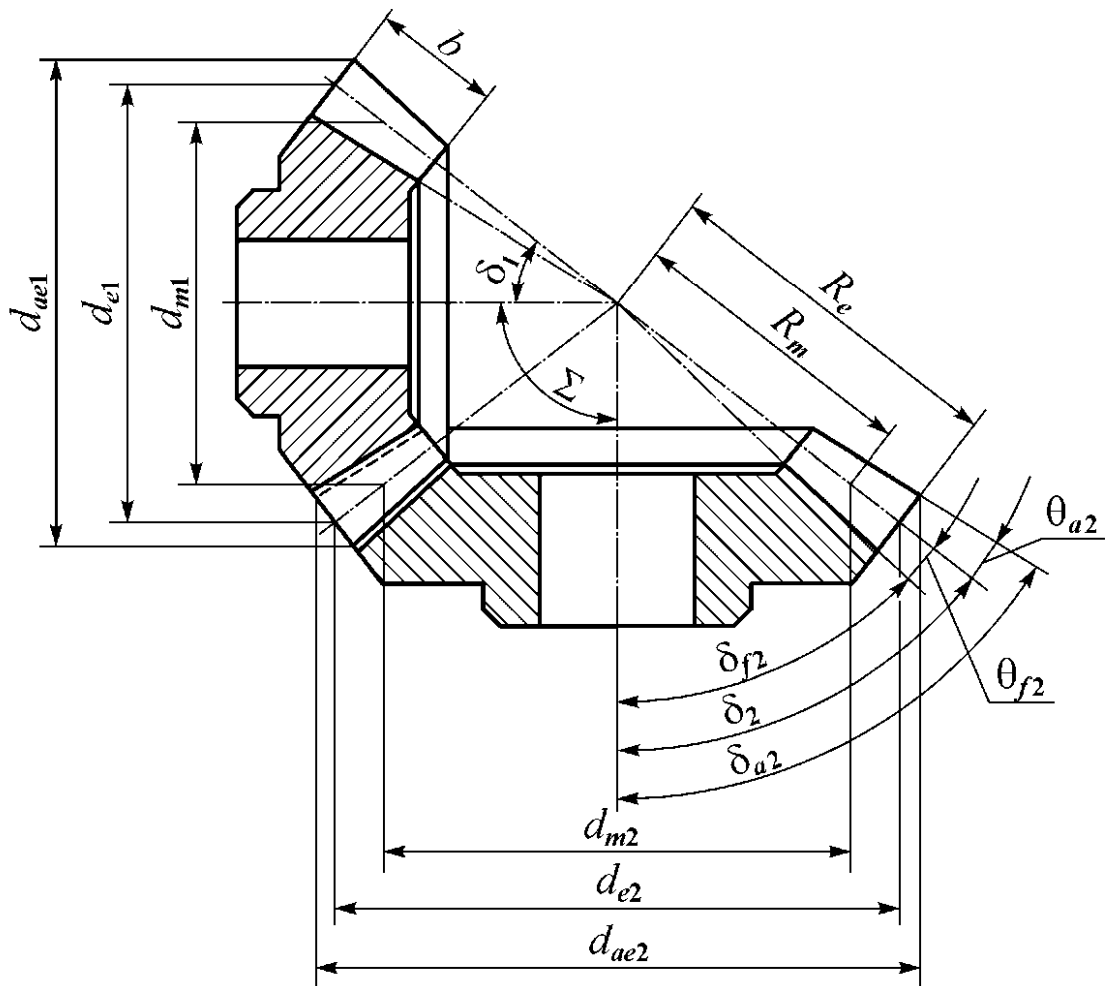


Рис. 3.30. Геометрические параметры конической передачи

Передаточное число:

$$U = \frac{d_{m2}}{d_{m1}} = \frac{Z_2}{Z_1} = \frac{\sin \delta_2}{\sin \delta_1}.$$

Поскольку

$$\delta_1 + \delta_2 = \pi/2,$$

$$U = \operatorname{tg} \delta_2 = \operatorname{ctg} \delta_1.$$

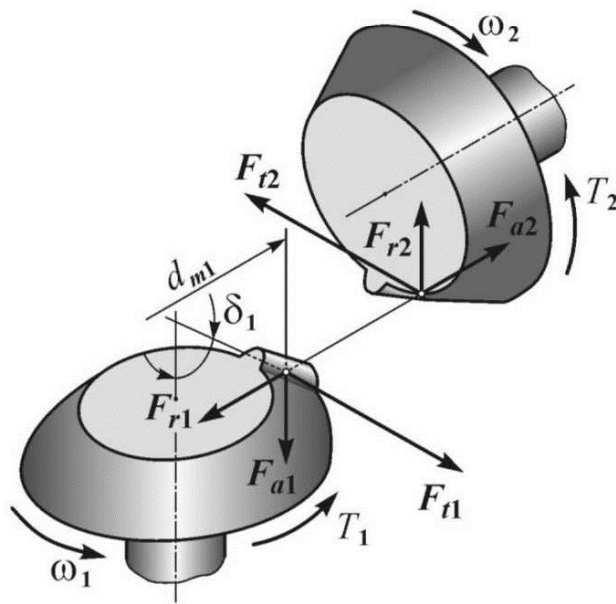
$$m = m_e \frac{R_m}{R_e}.$$

Начальные диаметры

$$d_m = mZ; \quad d_e = m_e Z$$

Силы в зацеплении

Силы в конической передаче определяют по размерам сечения на середине ширины зубчатого венца, в котором лежит точка приложения силы F_n , действующей перпендикулярно поверхности зуба.



Силу F_n раскладывают на составляющие: F_t , F_r и F_a (рис. 3.31):

Окружная сила

$$F_t = \frac{2T_1}{d_1} = \frac{2T_2}{d_2}.$$

Нормальная сила

$$F_n = \frac{F_t}{\cos \alpha}.$$

Эту силу можно разложить на F_t и F_1 :

$$F_1 = F_n \sin \alpha = F_t \operatorname{tg} \alpha.$$

Рис. 3.31. Усилия в конической прямозубой передаче

В свою очередь F_1 раскладывается на радиальную силу

$$F_r = F_n \sin \alpha \cos \delta = F_t \operatorname{tg} \alpha \cos \delta;$$

и осевую силу

$$F_a = F_n \sin \alpha \sin \delta = F_t \operatorname{tg} \alpha \sin \delta.$$

Эквивалентное колесо

Для прямозубой передачи профили зубьев конического колеса, построенные на развертке дополнительного конуса весьма близки к профилям зубьев эквивалентного цилиндрического прямозубого колеса, делительная окружность

которого получена разверткой дополнительного конуса на плоскость. Дополнив развертку до полной окружности, получим эквивалентное цилиндрическое колесо с числом зубьев z_v (рис. 3.32).

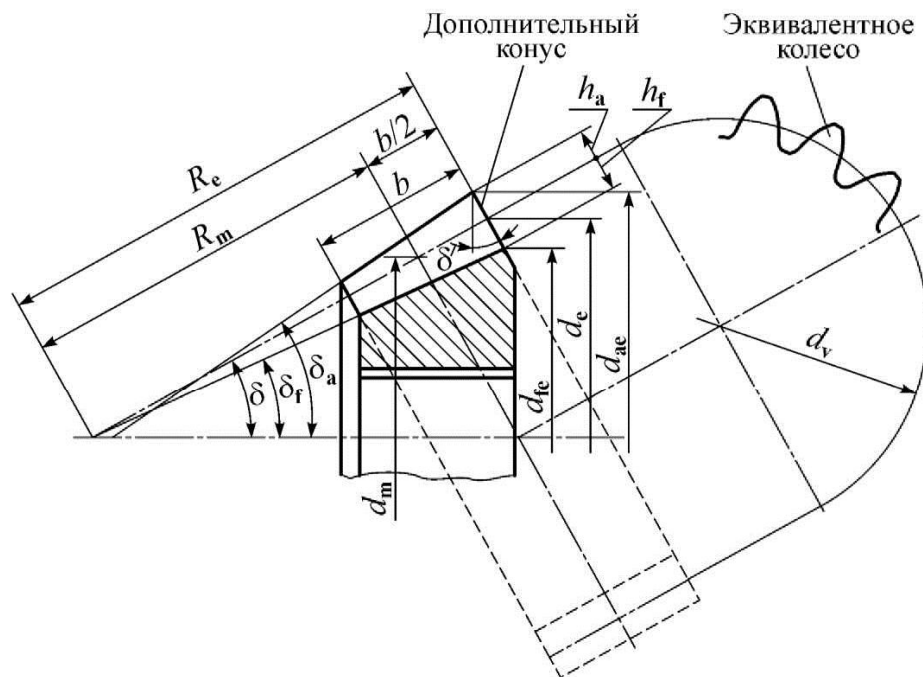


Рис. 3.32. Приведение конического колеса к цилиндрическому

Диаметры эквивалентных цилиндрических колес:

$$d_{v1} = \frac{d_1}{\cos \delta_1} \quad \text{и} \quad d_{v2} = \frac{d_2}{\cos \delta_2}.$$

Их числа зубьев равны:

$$Z_{v1} = \frac{Z_1}{\cos \delta_1}; \quad Z_{v2} = \frac{Z_2}{\cos \delta_2}.$$

Передаточное число:

$$U_v = \frac{Z_{v2}}{Z_{v1}} = \frac{Z_2 \cos \delta_1}{Z_1 \cos \delta_2} = \left(\frac{\cos \delta_1}{\cos \delta_2} \right)^2 = U^2.$$

Расчет на контактную прочность

Прочностной расчет конической передачи основан на допущении, что несущая способность зубьев конического колеса такая же, как у эквивалентного

цилиндрического с той же длиной зуба b и профилем, соответствующим среднему дополнительному конусу (среднему сечению зуба).

Практика эксплуатации показала, что при одинаковой степени нагруженности конические передачи выходят из строя быстрее цилиндрических.

Имеем:

$$\rho_1 = d_{v1} \sin \alpha; \quad \rho_2 = d_{v2} \sin \alpha$$

Следовательно,

$$\frac{1}{\rho_{eq}} = \frac{1}{\rho_1} + \frac{1}{\rho_2} = \frac{2 \cos \delta_1}{d_1 \sin \alpha} + \frac{2 \cos \delta_2}{d_2 \sin \alpha} = \frac{2}{d_2 \sin \alpha} (U \cos \delta_1 + \cos \delta_2).$$

Но $\cos \delta_1 = \frac{U}{\sqrt{1+U^2}}$ и $\cos \delta_2 = \frac{1}{\sqrt{1+U^2}}$, тогда:

$$\frac{1}{\rho_{eq}} = \frac{2}{d_2 \sin \alpha} \sqrt{U^2 + 1}.$$

Формула для проверочного расчета стальных конических зубчатых передач имеет вид:

$$\sigma_H = Z_M Z_H Z_\varepsilon \sqrt{\frac{2T_2 K_H}{9_H b d_2^2} \sqrt{U^2 + 1}} \leq [\sigma_H], \quad (3.14.1)$$

где 9_H - коэффициент, учитывающий ослабление зубьев конических колес. Для прямозубых колес $9_H = 0,85$.

Подставляя

$$d_2 = \frac{R_m}{\sin \delta_2} = \frac{R_m U}{\sqrt{U^2 + 1}}$$

и величины Z_M, Z_H, Z_ε , получим формулу для проверочного расчета:

$$\sigma_H = \frac{335}{R_m} \sqrt{\frac{T_2 K_H}{b} \left(\frac{\sqrt{(U^2 + 1)^3}}{U^2} \right)} \leq [\sigma_H] \quad (3.14.2)$$

и для проектировочного расчета:

$$d_{e2} = 2R_e \cos \delta_1 = R_e \frac{2U}{\sqrt{U^2 + 1}} = (R_m + 0,5b) \frac{2U}{\sqrt{U^2 + 1}} = (R_m + 0,5\Psi_{be}) \frac{2U}{\sqrt{U^2 + 1}},$$

Где $\Psi_{be} = \frac{b}{R_e}$ — коэффициент ширины зуба.

Для проектировочного расчета берут $\Psi_{be} = 0,285$.

Тогда

$$d_{e2} = 167 \cdot \sqrt[3]{\frac{T_2 K_H U}{[\sigma_H]^2}} \quad (3.14.3).$$

d_{e2} округляют по ГОСТ.

Расчет на изгиб

Для цилиндрической эквивалентной передачи можно записать:

$$\sigma_F = \frac{Y_F F_t K_F}{\vartheta_F b m} \leq [\sigma_F], \quad (3.14.4)$$

где ϑ_F — коэффициент учитывающий ослабление конического зуба по сравнению с цилиндрическим, $\vartheta_F \approx 0,85$; m — средний модуль; Y_F — коэффициент формы зуба, определяется по эквивалентному числу зубьев: $Z_v = \frac{Z}{\cos \delta}$;

K_F — коэффициент нагрузки.

Формула (3.14.4) позволяет осуществить проверку прочности на изгиб. Для проектного расчета определяют средний модуль:

$$m = \sqrt[3]{\frac{2TK_F Y_F}{\vartheta_F [\sigma_F] \Psi_{bm}^2}}, \quad (3.14.5)$$

Коэффициент ширины зуба

$$\Psi_{bm} = \frac{b}{m} = \frac{Z_1}{6 \sin \delta_1}.$$

Расчет проводят для того из колес, для которого отношение $[\sigma_F]/Y_F$ меньше.

Формы конических колес представлены на рисунке 3.3.

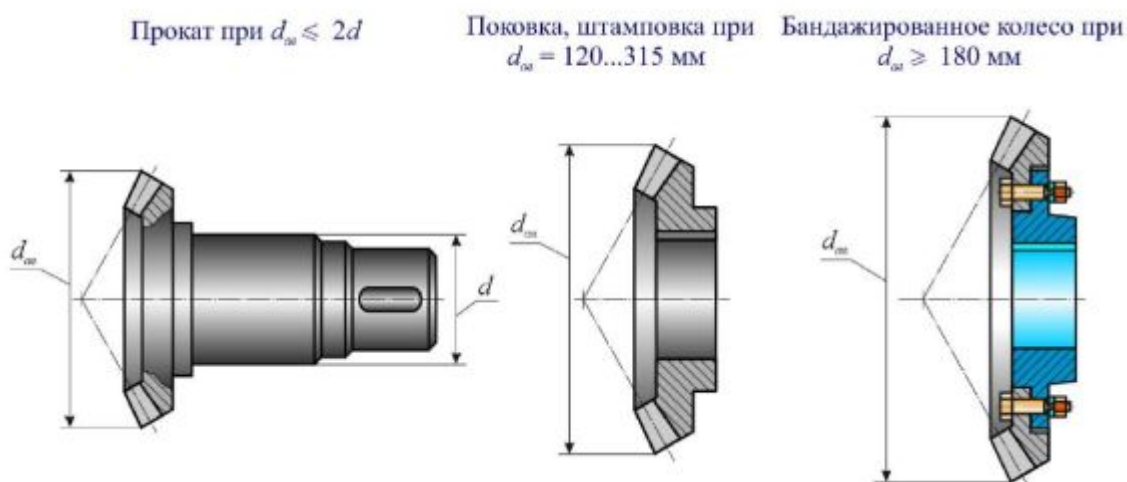


Рис. 3.33. Формы конических колес

3.15. Червячные передачи

Червячные передачи применяют в случаях, когда геометрические оси ведущего и ведомого валов перекрещиваются (обычно под прямым углом).

Червячные передачи выполняют в виде редукторов, реже – открытыми.

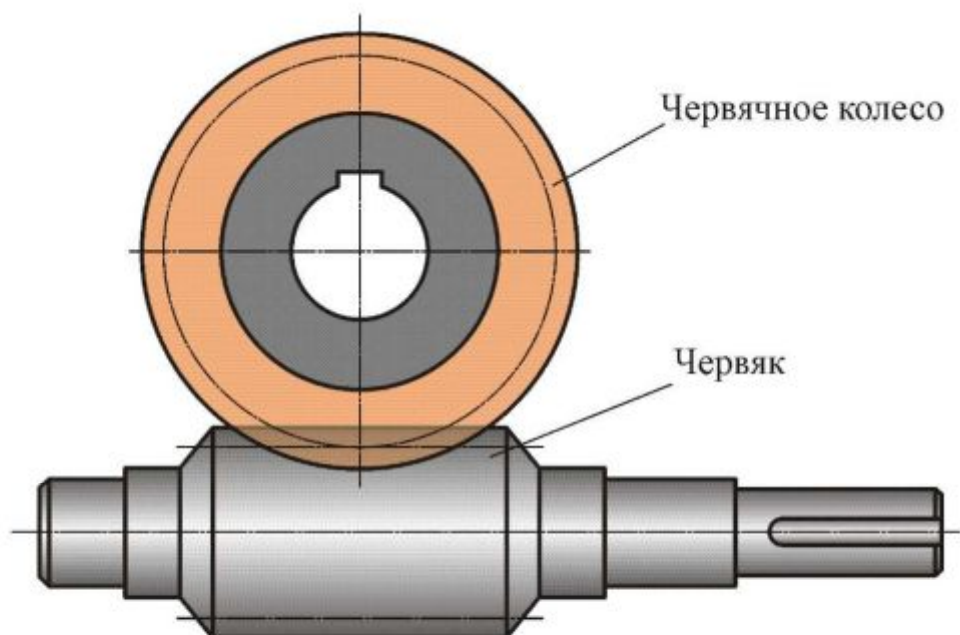
Типы червяков

По форме тела червяки разделяют на *цилиндрические, глобоидные и торондные*. Наибольшее применение находят цилиндрические червяки как более простые в изготовлении и обеспечивающие достаточно высокую нагрузочную способность (рис. 3.34).

Профиль витков червяка можно варьировать, так как червячные колеса изготавливают инструментом, являющимся аналогом червяка. По форме боковой поверхности витка червяки разделяют на *архимедовы* (обозначение *ZA*), *конволютные* (*ZN*), *эвольвентные* (*ZI*), *нелинейчатые с поверхностью, образованной конусом* (*ZK*) и *с вогнутым профилем витка* (*ZT*) (рис. 3.35).

Способ изготовления является решающим при выборе профиля витка червяка, так как при одинаковом качестве изготовления форма профиля мало влияет на работоспособность передачи. Выбор профиля витка червяка связан также с формой инструмента для нарезания червячного колеса.

С цилиндрическим червяком



С глобоидным червяком

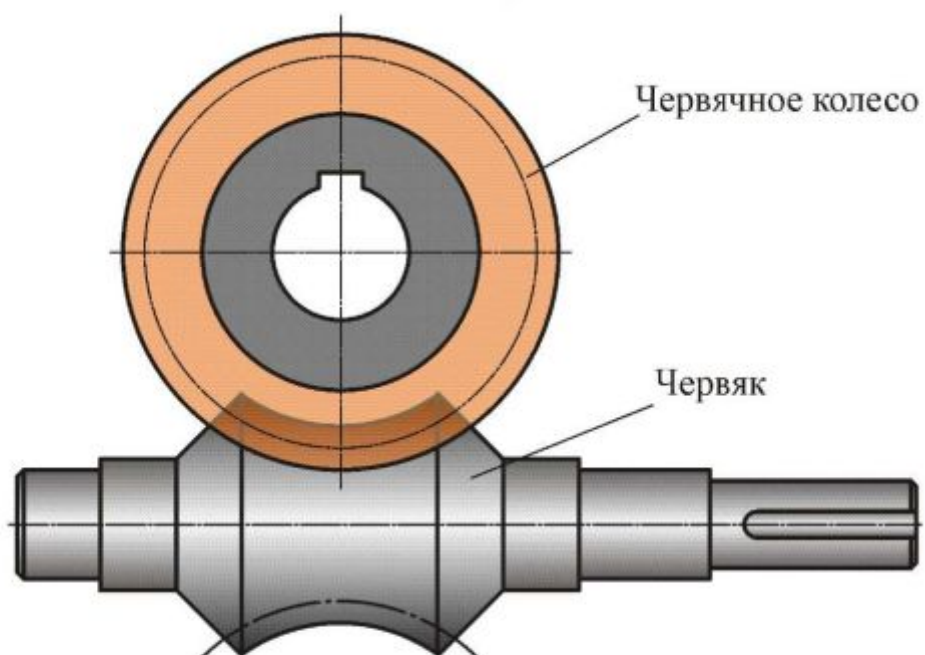


Рис. 3.34. Червячная передача

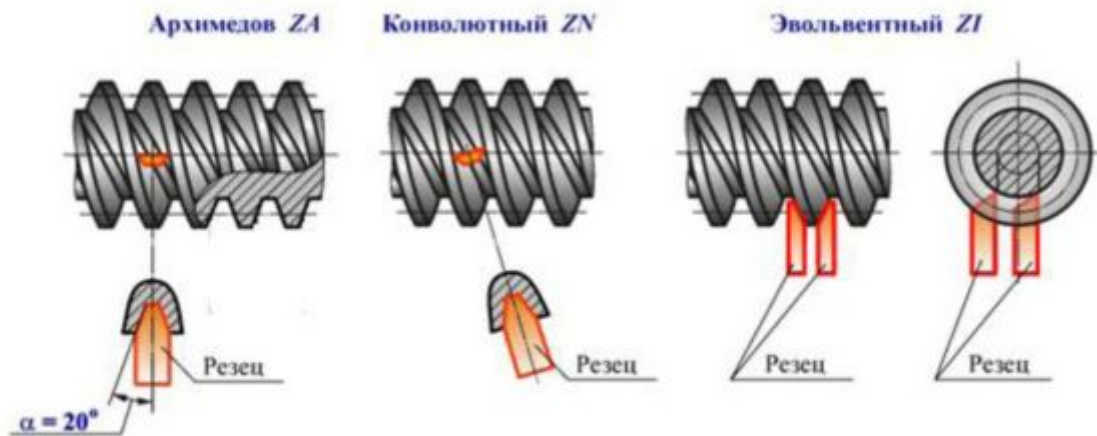


Рис. 3.35. Формы профиля витка

Достоинства и недостатки червячных передач

Достоинства:

1. возможность получения большого передаточного числа в одной ступени;
2. плавность и малошумность работы;
3. повышенная кинематическая точность.

Недостатки:

1. низкий КПД;
2. необходимость изготовления зубьев колеса из дорогих антифрикционных материалов;
3. повышенные требования к точности сборки, необходимость регулировки;
4. необходимость специальных мер по интенсификации теплоотвода.

Критерии работоспособности червячных передач

Причины выхода из строя червячных передач (в порядке убывания частоты проявления отказов).

Износ зубьев колеса ограничивает срок службы большинства передач. Интенсивность износа увеличивается при загрязненном смазочном материале, при неточном монтаже зацепления, при повышенной шероховатости рабочей поверхности червяка,

Заедание при твердых материалах колес происходит в ярко выраженной форме со значительными повреждениями поверхностей и последующим быстрым изнашиванием зубьев частицами колеса, приварившимися к червяку. При мягких материалах колес заедание проявляется в менее опасной форме, возникает перенос ("намазывание") материала колеса на рабочую поверхность червяка.

Усталостное выкрашивание наблюдается только на поверхности зубьев колес, изготовленных из материалов, стойких против заедания.

Пластическая деформация рабочих поверхностей зубьев колеса возникает при действии больших перегрузок.

Усталостная поломка зубьев колеса имеет место после значительного их износа.

Усталостная поломка витков или тела червяка и усталостный разрыв венца колеса по впадине зуба возникают редко.

Материалы червяка и червячного колеса

Изготовление и червяка и колеса из твердых материалов не обеспечивает достаточной износостойкости и сопротивления заеданию. Поэтому одну из деталей передачи выполняют из антифрикционного материала (материала, хорошо сопротивляющегося заеданию и износу).

Для червяка характерны относительно малый диаметр и значительное расстояние между опорами, его жесткость и прочность обеспечивают за счет изготовления его из стали. Поскольку при приработке на червяк возлагается роль формообразующего элемента, его прочность и твердость поверхности должны быть выше соответствующих свойств колеса.

Материалы червяка делят на группы: 1) нетермообрабатываемые, 2) улучшаемые, 3) поверхностно-закаливаемые, 4) цементируемые под закалку, 5) подвергаемые азотированию и хромированию. Наиболее применяемый материал - сталь 18ХГТ, твердость поверхности после цементации и закалки 56...63 HRC. Используют также стали 40Х, 40ХН, 35ХГСА с поверхностной закалкой до твердости 45...55HRC. Во всех этих случаях необходимы шлифование и полирование червяка. Применение азотируемых сталей 38Х2МЮА, 38Х2Ю позволяет исключить шлифование червяка. Червяки улучшенные и без термообработки применяют лишь во вспомогательных, малонагруженных передачах.

Червячное колесо обычно выполняют составным: венец - из антифрикционных, относительно дорогих и малопрочных материалов, центр - из стали, при небольших нагрузках - из чугуна. Материалы венцов червячных колес разделяют на группы (в порядке снижения сопротивляемости заеданию и усиленному износу): 1) оловянистые бронзы (БрО10Ф1, БрО10Н1Ф1, БрО5Ц5С6 и др.), 2) безоловянистые бронзы и латуни (БрА9Ж3Л, БрА10Ж4Н4Л, ЛАЖМц66-6-3-2 и др.), 3) чугуны (СЧ15, СЧ20 и др.). Чем выше содержание олова в бронзе, тем она дороже, но тем выше сопротивление заеданию.

Основные параметры, геометрия червячных передач

Мощность на червяке при длительной работе обычно до 30 кВт, при повторно-кратковременном режиме до 200кВт. Передаточные числа обычно принимают от 8 до 80, в кинематических передачах - до 1000.

Основные геометрические размеры червяка представлены на рис. 3.36. В червячных передачах угол профиля α обычно принимают равным 20° . У архимедовых червяков его определяют в осевом сечении, у конволютных и эвольвентных - в нормальном сечении. Для передач с вогнутым червяком угол профиля в осевом сечении витка червяка, измеренный на делительном диаметре, равен 22° .

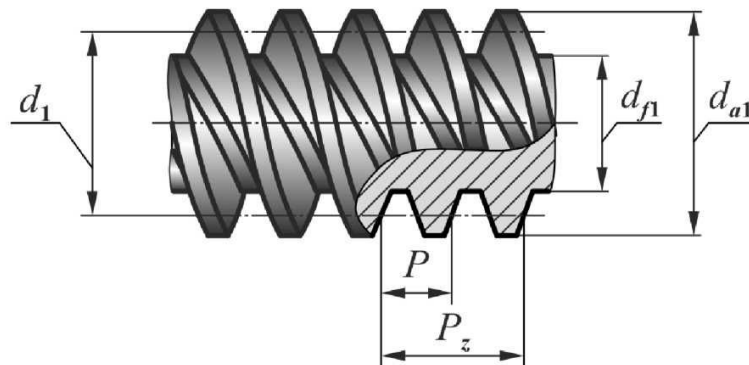


Рис. 3.36. Основные геометрические размеры червяка

Расстояние между одноименными точками боковых сторон смежных витков червяка, измеренное параллельно оси, называют осевым шагом червяка P . Отношение P/π называют модулем m .

Червячные колеса нарезают фрезами, режущие кромки которых при вращении образуют поверхности, идентичные с поверхностью витков червяка. В целях сокращения номенклатуры зуборезного инструмента стандартизованы модули и коэффициенты диаметра червяка

$$q = \frac{d_1}{m}.$$

Делительный диаметр червяка d_1 .

Число заходов червяка z_1 выбирают из установленных ГОСТ значений 1, 2 или 4. Передачи большой мощности не выполняют с однозаходными червяками из-за низкого КПД.

$P_z = P \cdot Z_1$ – ход витка червяка, мм;

$q = 6,3...25$ – коэффициент диаметра червяка;

$d_{a1} = d_1 + 2m$ – диаметр вершин червяка, мм;

$d_f = d_1 - 2,4m$ - диаметр впадин червяка, мм.

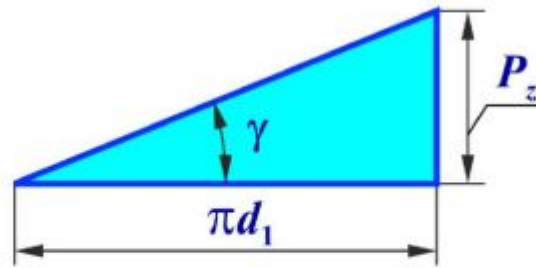


Рис. 3 36. Делительный угол подъема витка γ .

Угол γ подъема витка червяка на делительном диаметре

$$\operatorname{tg} \gamma = \frac{Z_1 P_1}{\pi d_1} = \frac{Z_1 m}{d_1} = \frac{Z_1}{q}.$$

Длину нарезанной части червяка b определяют из условия нахождения в зацеплении максимально возможного числа зубьев колеса.

Минимальное число зубьев червячных колес принимают для кинематических передач равным 17, в силовых передачах – 28.

Делительный диаметр колеса и червяка:

$$d_1 = q \cdot m \quad \text{и} \quad d_2 = Z_2 \cdot m.$$

Ход червяка $P_z = P \cdot Z_1$.

Ширина колеса $b_2 \leq 0,75d_{a1}$ для $Z_1 = 1...3$, и $b_2 \leq 0,67d_{a1}$ для $Z_1 = 4$, где d_{a1} – диаметр выступов.

Увеличивать ширину червячного колеса нецелесообразно, так как длина контактных линий и передаваемая нагрузка увеличиваются при этом незначительно.

Межосевое расстояние передачи (рис. 3.37):

$$a_w = 0,5 (d_1 + d_2) = 0,5 (q + Z_2) m.$$

Значения межосевых расстояний стандартизованы с целью унификации корпусных деталей.

Передаточное число
$$U = \frac{Z_2}{Z_1},$$

где Z_1 – число заходов червяка, Z_2 – число зубьев колеса.

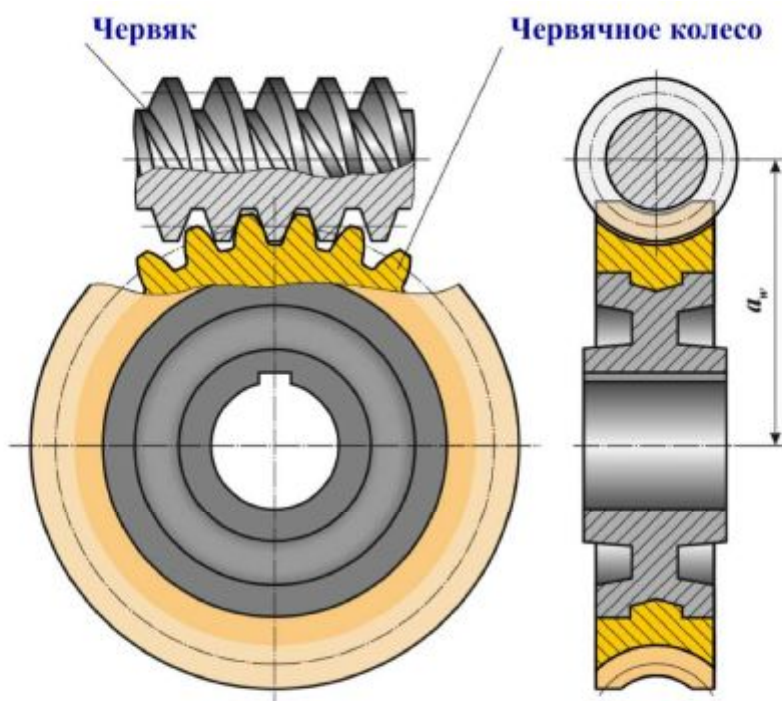


Рис. 3.37

Силы, действующие в зацеплении

Составляющие от силы в зацеплении принимают приложенными в полюсе зацепления и направляют по трем взаимно перпендикулярным осям (рис. 3.38, 3.39).

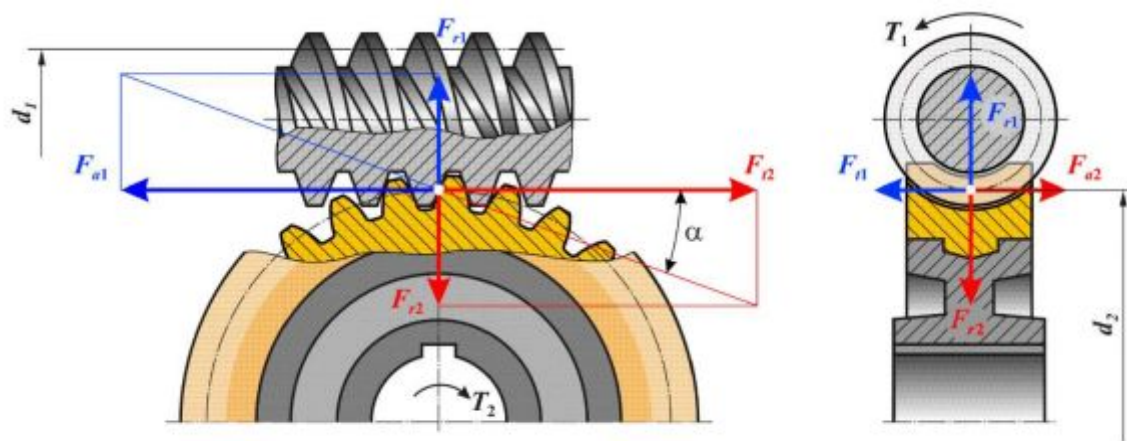


Рис. 3.38. Усилия в червячной передаче

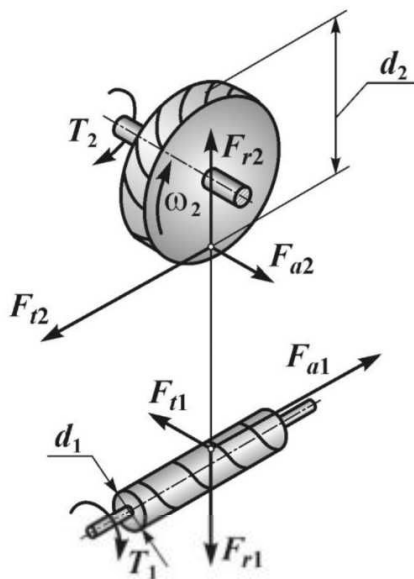


Рис. 3.39. Усилия в червячной передаче

Окружная сила на червяке равная осевой силе на колесе:

$$F_{t1} = F_{a2} = \frac{2T_1}{d_1} ;$$

Окружная сила на колесе, равная по модулю осевой силе на червяке:

$$F_{t2} = \frac{2T_2}{d_2} = F_{a1} .$$

Радиальная сила, раздвигающая червяк и колесо:

$$F_{r2} = F_{r1} = F_{t2} \operatorname{tg} \alpha .$$

В этих зависимостях T_1 и T_2 - вращающие моменты на валах колеса червяка, α - угол профиля витка червяка.

Скольжение в червячной передаче, КПД передачи

Для червячных передач характерны большие скорости скольжения и неблагоприятное направление ее относительно линии контакта (рис. 3.40).

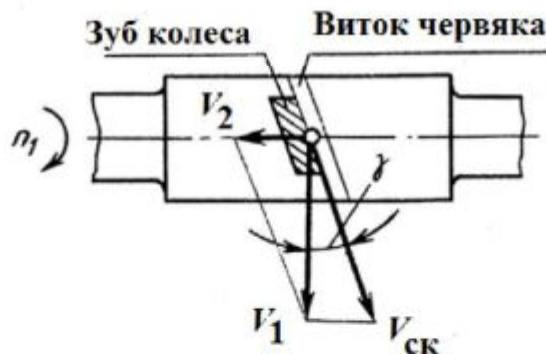


Рис 3.40

где $v_1 = \frac{\pi d_1 n_1}{60000}$ - окружная скорость, м/с, на начальном диаметре червяка.

Скорость скольжения направлена по касательной к линии витка червяка:

$$v_{\text{ск}} = \frac{v_1}{\cos \gamma}.$$

Условием отсутствия заедания и интенсивного износа является существование жидкостного трения между витками червяка и зубьями колеса. Это условие выполняется при существовании в зоне контакта клиновидного зазора в направлении вектора скорости скольжения. При скольжении поверхностей вдоль линии контакта масляный клин образоваться не может.

Допускаемые напряжения

При определении допускаемых контактных и изгибных напряжений по условию сопротивления усталости для червячных колес из бронзы следует учитывать, что кривые усталости для бронз имеют очень длинные наклонные участки до $25 \cdot 10^7$ циклов нагружения. Поэтому за исходные принимают допускаемые напряжения при 10^7 циклов для расчета по контактным напряжениям и при 10^6 циклов для расчета по напряжениям изгиба.

Допускаемые контактные напряжения при длительной работе передачи определяют для червячных колес в зависимости от основной причины выхода из строя. Для материалов венца колеса первой группы – оловянистых бронз – определяющим условием является сопротивление контактной усталости. В этом случае при шлифованных червяках с твердостью поверхности более 45HRC

$$[\sigma_{HP}] = \sigma_{HP}^0 \cdot Z_N,$$

где σ_{HP}^0 - допускаемое напряжение при 10^7 циклов.

Z_N – коэффициент долговечности

$$Z_N = \sqrt[8]{\frac{10^7}{N_{HE}}}.$$

Эквивалентное число циклов нагружения N_{HE} определяют, используя условие суммирования повреждений и уравнение кривой усталости по аналогии с расчетом для зубчатых передач.

Для материалов венца колеса второй и третьей групп (безоловянных бронз и чугунов) допускаемые контактные напряжения определяют из условия сопротивления заеданию и усиленному износу в зависимости от скорости скольжения.

Расчет на прочность

Расчет на прочность проводят только для червячного колеса, так как материал червяка более прочный.

Расчет контактной прочности базируется на формуле Герца:

$$\sigma_H = 0,418 \sqrt{\frac{q_H E_{eq}}{\rho_{eq}}}.$$

Единичная нагрузка q_H найдется как:

$$q_H = \frac{F_n K_H}{L_c},$$

где нормальная сила

$$F_n = \frac{F_{t2}}{\cos \alpha \cos \gamma};$$

длина линии контакта

$$L_c = \frac{1,3}{\cos \gamma} \cdot d_1;$$

коэффициент нагрузки K_H найдется по известным зависимостям.

Эквивалентный модуль упругости:

$$E_{eq} = \frac{2E_1 E_2}{E_1 + E_2} \approx 1,3 \cdot 10^5 \text{ МПа},$$

если $E_1 = 2,1 \cdot 10^5$ МПа (сталь) и $E_2 = 0,9 \cdot 10^5$ МПа (бронза).

Эквивалентный радиус кривизны ρ_{eq} :

$$\frac{1}{\rho_{eq}} = \frac{1}{\rho_1} + \frac{1}{\rho_2}.$$

Так как ρ_1 стремится к бесконечности, то

$$\rho_{eq} = \rho_2 = \frac{d_2 \sin \alpha}{2 \cos \gamma}.$$

Для $\alpha = 20^\circ$ и $\gamma \approx 4...26^\circ$ получим:

$$\sigma_H = \frac{475}{d_2} \sqrt{\frac{T_2 K_H}{d_1}} \leq [\sigma_H] \quad (3.15.1)$$

где T в Н/мм, d в мм и σ_H в МПа.

Теперь получаем:

$$\sigma_H = \frac{170}{Z_2 / q} \sqrt{\frac{\left(1 + \frac{Z_2}{q}\right)^3 T_2 K_H}{a_w^3}} \leq [\sigma_H],$$

откуда найдем межосевое расстояние a :

$$a = \left(\frac{Z_2}{q} + 1\right)^3 \sqrt[3]{\left(\frac{170}{\frac{Z_2}{q} [\sigma_H]}\right)^2 T_2 K_H}. \quad (3.15.2)$$

$q = 8; 10; 12,5; 16; 20$.

Если $Z_1 = 1 \dots 4$, то $Z_2 = Z_1 U$.

Допускаемое напряжение $[\sigma_H] = (0,79 \dots 0,9) \sigma_B K_{HL}$,

где σ_B – предел прочности при растяжении, K_{HL} – коэффициент долговечности.

Проверочный расчет на изгиб осуществляют по формуле:

$$\sigma_F = 0,6 \frac{F_{t2} K_F Y_F}{b_2 m} \leq [\sigma_F], \quad (3.15.3)$$

где Y_F – коэффициент формы зуба, который находится в зависимости от эквивалентного числа зубьев:

$$Z_V = \frac{Z_2}{\cos^3 \gamma}.$$

K_F – коэффициент нагрузки при расчете на изгиб.

Во многих случаях σ_F значительно меньше, чем $[\sigma_F]$.

В противном случае проектным расчетом находится модуль:

$$m = \sqrt[3]{\frac{1,8 T_2 K_F Y_F}{[\sigma_F] Z_2 q}}. \quad (3.15.4)$$

Предварительно берут $q = 12,5$ и затем уточняют эту величину.

Формы червяка и червячного колеса

Червяк изготавливают заодно с валом (рис. 3.41).

Червячные колеса обычно делают составными, венец из бронзы, а ступицу из стали.

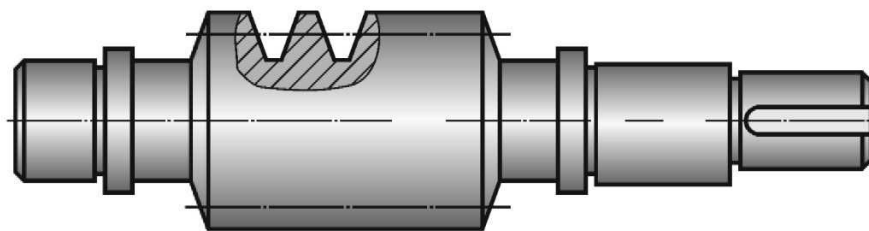


Рис. 3.41. Червяк

Обработку червячного колеса производят после сборки венца со ступицей.

С натягом и винтами Болтовым соединением Заливкой венца на обод

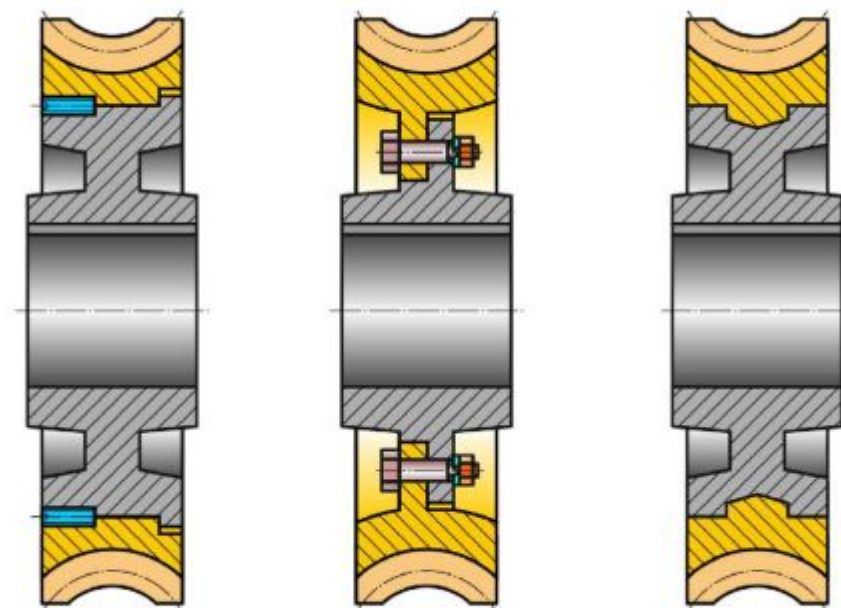


Рис. 3.42. Способы соединения венца со ступицей

ЛИТЕРАТУРА

1. TRANSMISSIONS MECANIKUES. Par E.Tchernogorov, E. Vaitchulis. Tcheliabinsk, UAIE, 2006
2. УСТИНОВСКИЙ Е.П., ШЕВЦОВ Ю.А., ВАЙЧУЛИС Е.В. Проектирование передач зацеплением с применением ЭВМ: Компьютеризированное учебное пособие с программами расчета передач / Под ред. Е.П. Устиновского. – Челябинск: Изд-во ЮУрГУ, 2005.
3. ИВАНОВ М.Н. Детали машин. – М.: Высш. шк., 1998.
4. Курсовое проектирование деталей машин: Учебное пособие / С.А. Чернавский, К.Н. Боков, Г.М. Ицкович и др. – М.: ООО ТИД «Альянс», 2005.
5. РЕШЕТОВ Д. Н. Детали машин. М.: Машиностроение, 1989.

ОГЛАВЛЕНИЕ

ВВЕДЕНИЕ.....	1
Общие сведения.....	1
Механическая передача	2
Требования к машинам и деталям	3
Основные стадии проектирования	4
1. РЕМЕННЫЕ ПЕРЕДАЧИ	7
1.1. Конструкции ременных передач	7
1.2. Конструкция и материалы ремней	10
1.3. Основные геометрические соотношения	12
1.4. Силы в ременной передаче	13
1.5. Расчет ременной передачи.....	17
1.6. Скольжение ремня	18
1.7. Клиновые ремни.....	20
1.8. Шкивы.....	21
2. ЦЕПНЫЕ ПЕРЕДАЧИ.....	23
2.1. Общие сведения	23
2.2. Типы цепей	23
2.3. Основные параметры цепных передач	26
2.4. Кинематика и динамика цепной передачи.....	28
2.5. Силы в цепной передаче	29
2.6. Критерии работоспособности цепных передач.....	30
2.7. Расчет цепных передач.....	31

3. ЗУБЧАТЫЕ ПЕРЕДАЧИ.....	33
3.1. Принцип действия и классификация	33
3.2. Основные параметры.....	35
3.3. Профиль зуба.....	36
3.4. Условия правильного зацепления	40
3.5. Корректирование зубьев	42
3.5. Условия смазки.....	44
3.6. Точность изготовления и ее влияние на качество передачи.....	44
3.7. Силы в прямозубой цилиндрической передаче.....	45
3.8. Критерии работоспособности и расчета.....	47
3.9. Расчет прочности зубьев по контактным напряжениям	50
3.10. Расчет зубьев на изгиб	53
3.11. Выбор материала шестерни и колеса	55
3.12. Допускаемые напряжения при расчете на выносливость поверхностей зубьев	57
3.13. Особенности расчета косозубых и шевронных передач.....	61
3.14. Конические прямозубые передачи	66
3.15. Червячные передачи.....	73
ЛИТЕРАТУРА.....	85
ОГЛАВЛЕНИЕ	86