

ТЕМА 2. МЕХАНИЧЕСКИЕ ПЕРЕДАЧИ.

ЛЕКЦИЯ № 4. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ О ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧАХ (ЗП)

Вопросы, изложенные в лекции:

1. Общие сведения.
2. Передачи с эвольвентным зацеплением.
3. Передачи с зацеплениями других типов.

Учебная литература:

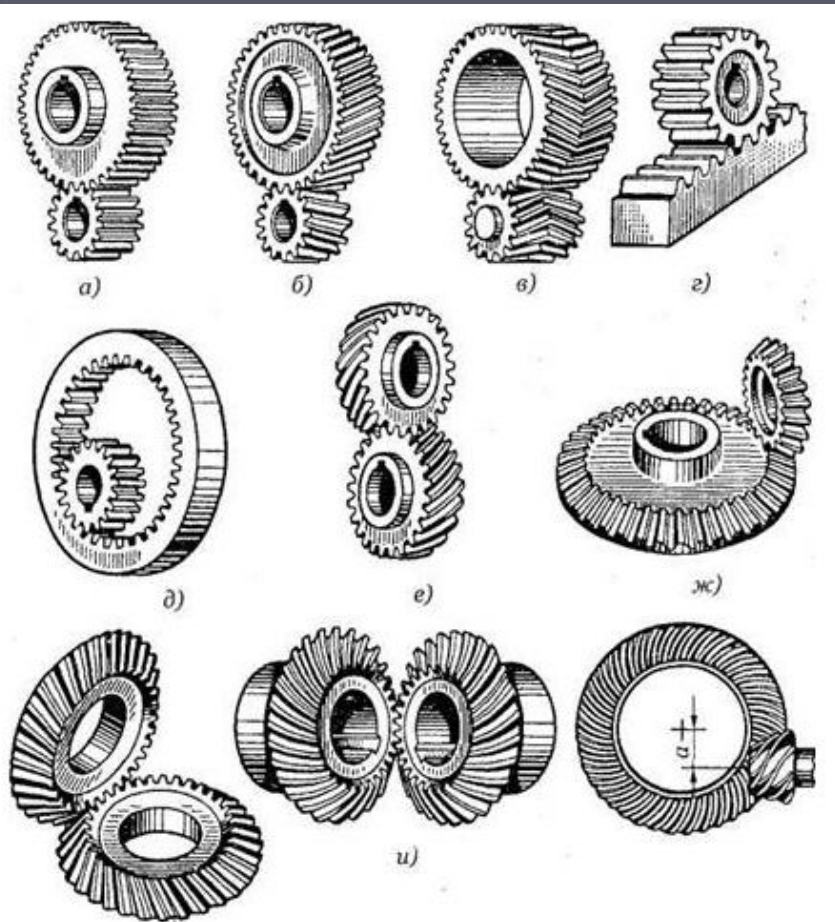
Детали машин и подъемное оборудование. Под рук. Г.И. Мельникова - М.: Воениздат, 1980. стр. 56-66.

Н.Г. Куклин и др. Детали машин: Учебник для техникумов / Н.Г. Куклин, Г. С. Куклина, В.К. житков.- 5-е изд., перераб. и допол.- М.: Илекса, 1999. стр. 87-100; 293-306.

Соловьев В.И. Детали машин (Курс лекций. II часть). - Новосибирск: НВИ, 1997. стр. 87-105.

Определение:

Зубчатая передача - трехзвенный механизм, включающий два подвижных звена, взаимодействующих между собой через высшую зубчатую кинематическую пару и образующих с третьим неподвижным звеном низшие (вращательные или поступательные) кинематические пары (рис. 4.1).



Меньшее зубчатое колесо – **шестерня**, большее – **зубчатое колесо**, звено, движущееся прямолинейно (если оно имеется), называют **зубчатой рейкой** (рис. 4.1,к).

Назначение зубчатой передачи - передача движения (обычно вращательного) с преобразованием параметров, а иногда и его вида (реечная передача). Зубчатые передачи вращательного движения наиболее распространены в технике (рис. 4.1,а...и).

Рис. 4.1. Виды зубчатых передач.

Достоинства зубчатых передач:

1. Высокая надежность работы в широком диапазоне нагрузок и скоростей.
2. Большой ресурс.
3. Малые габариты.
4. Высокий КПД.
5. Относительно малые нагрузки на валы и подшипники.
6. Постоянство передаточного числа.
7. Простота обслуживания.

Недостатки зубчатых передач:

1. Сложность изготовления и ремонта (необходимо высокоточное специализированное оборудование).
2. Относительно высокий уровень шума, особенно на больших скоростях.
3. Нерациональное использование зубьев – в работе передачи одновременно участвуют обычно не более двух зубьев каждого из зацепляющихся колёс.

КЛАССИФИКАЦИЯ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ:

1. По величине передаточного числа:

- 1.1. с передаточным числом $u \geq 1$ – редуцирующие (редукторы);
- 1.2. с передаточным числом $u < 1$ – мультиплицирующие (мультипликаторы).

2. По взаимному расположению валов:

- 2.1. с параллельными валами – цилиндрические (рис. 4.1, а...г);
- 2.2. с пересекающимися осями валов - конические (конические передачи с углом 90° между осями валов называют ортогональными; рис. 4.1, д...ж);
- 2.3. с перекрещивающимися осями валов - червячные, винтовые (рис. 4.1, и), гипоидные (рис. 4.1, з);
- 2.4. с преобразованием движения – реечные (рис. 4.1, к).

3. По расположению зубьев относительно образующей поверхности колеса:

- 3.1. прямозубые - продольная ось зуба параллельна образующей поверхности колеса (рис. 4.1, а, г, д, к);
- 3.2. косозубые - продольная ось зуба направлена под углом к образующей поверхности колеса (рис. 4.1, б, е, и);
- 3.3. шевронные - зуб выполнен в форме двух косозубых колес со встречным наклоном осей зубьев (рис. 4.1, в);
- 3.4. с круговым зубом - ось зуба выполнена по окружности относительно образующей поверхности колеса (рис. 4.1, ж, з).

4. По форме зацепляющихся звеньев:

- 4.1. с внешним зацеплением - зубья направлены своими вершинами от оси вращения колеса (рис. 4.1, а...в);
- 4.2. с внутренним зацеплением - зубья одного из зацепляющихся колес направлены своими вершинами к оси вращения колеса (рис. 4.1, г);
- 4.3. реечное зацепление - одно из колес заменено прямолинейной зубчатой рейкой (рис. 4.1, к);
- 4.4. с некруглыми колесами.

5. По форме рабочего профиля зуба:

- 5.1. эвольвентные - рабочий профиль зуба очерчен по эвольвенте круга (линия описываемая точкой прямой, катящейся без скольжения по окружности);
- 5.2. циклоидальные - рабочий профиль зуба очерчен по круговой циклоиде (линия описываемая точкой окружности, катящейся без скольжения по другой окружности);
- 5.3. цевочное (разновидность циклоидального) – зубья одного из зацепляющихся колес заменены цилиндрическими пальцами – цевками;
- 5.4. с круговым профилем зуба (зацепление Новикова) – рабочие профили зубьев образованы дугами окружности практически одинаковых радиусов.

6. По относительной подвижности геометрических осей зубчатых колес:

- 6.1. с неподвижными осями колес - рядовые передачи (рис. 4.1);
- 6.2. с подвижными осями некоторых колес - планетарные передачи.

7. По жесткости зубчатого венца колес, входящих в зацепление:

- 7.1. с колесами неизменяемой формы (с жестким венцом);
- 7.2. включающая колеса с венцом изменяющейся формы (гибким).

8. По окружной (тангенциальной) скорости зубьев:

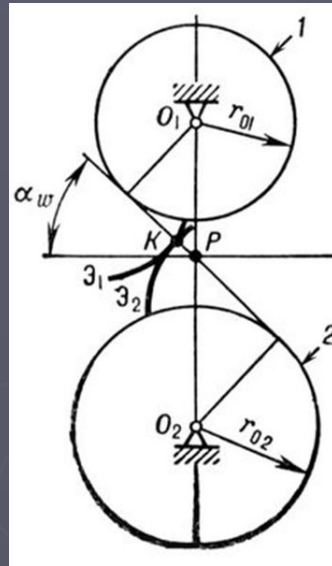
- 8.1. тихоходные ($V_z < 3$ м/с);
- 8.2. среднескоростные ($3 < V_z < 15$ м/с);
- 8.3. быстроходные ($V_z > 15$ м/с).

9. По конструктивному исполнению:

- 9.1. открытые (бескорпусные);
- 9.2. закрытые (корпусные).

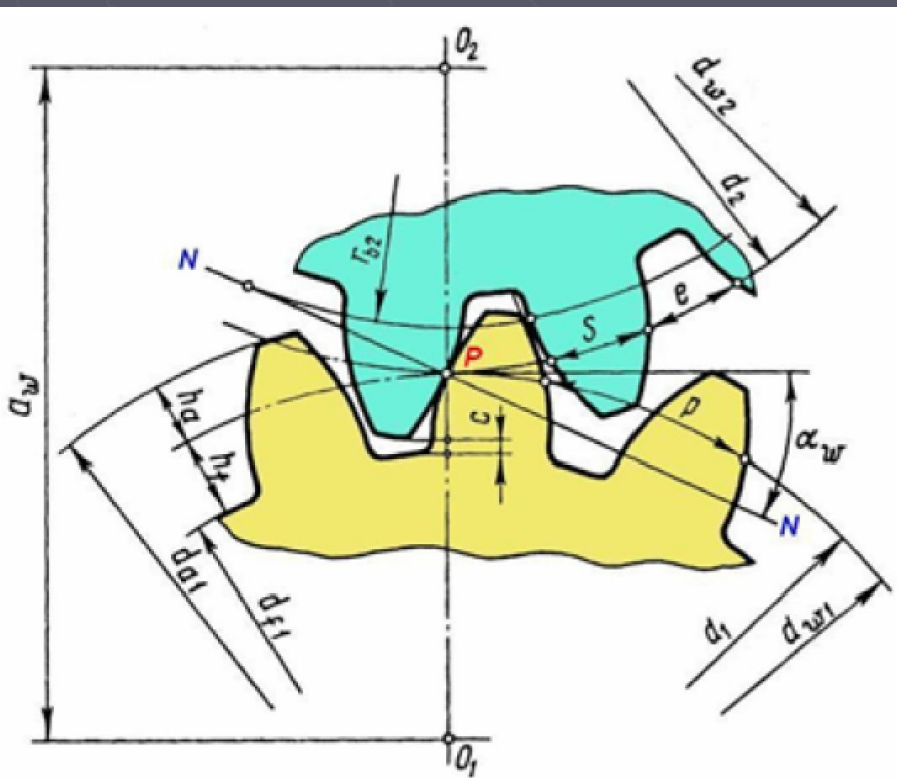
Передача с эвольвентным

зачеплением.



Наиболее полно перечисленным требованиям удовлетворяет эвольвентное зацепление, предложенное Леонардом Эйлером (1760) и широко применяемое в общепромышленной и военной технике.

Основные параметры эвольвентных цилиндрических зубчатых передач стандартизованы.



Межосевое расстояние (a_w) - расстояние между осями зубчатых колес O_1 и O_2 .

Линия зацепления (NN) - геометрическое место точек контакта между сопряженными профилями зубьев. Она одновременно является нормалью к профилю боковой (рабочей) поверхности зуба, и потому усилие давления между зубьями всегда направлено по линии зацепления.

Угол зацепления (α_w) - угол между линией зацепления и перпендикуляром к межосевой линии. (стандартный угол зацепления $\alpha_w = 20^\circ$; уменьшенный - $\alpha_w = 15^\circ$; увеличенный - $\alpha_w = 22,5^\circ$).

Модуль (m) – часть диаметра делительной окружности, приходящаяся на 1 зуб колеса (см. формулу 4.3).

Высота головки зуба (h_a) – расстояние между делительной окружностью и окружностью выступов, измеренное по радиусу (обычно $h_a = m$).

Высота ножки зуба (h_f) – расстояние между делительной окружностью и окружностью впадин, измеренное по радиусу (обычно $h_f = 1,25 \cdot m$ для цилиндрических колес и $h_f = 1,20 \cdot m$ для конических колес).

Высота зуба (h) – расстояние между окружностью впадин и окружностью выступов, измеренное по радиусу, для цилиндрических колес $h = 2,25 \cdot m$, а для конических $h = 2,20 \cdot m$).

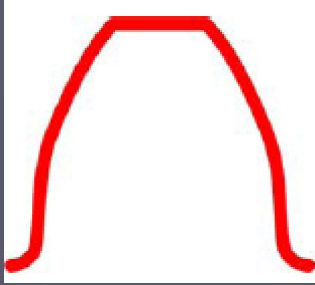
Ширина зубчатого венца (b) – расстояние между торцовыми поверхностями зубчатого венца колеса.

Угол наклона зубьев (β) – угол между продольной осью зуба и образующей поверхности зубчатого венца колеса.

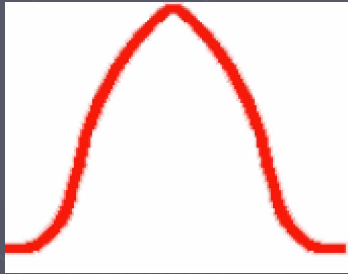
Длина активной линии зацепления (g_a) - часть линии зацепления, отсекаемая окружностями выступов сопрягаемых колес (на рис. 4.2 не показана).

Коэффициент торцового перекрытия ($\varepsilon_a = g_a / p_v$) - отношение длины активной линии зацепления к основному шагу колеса. Коэффициент торцового перекрытия показывает сколько зубьев в среднем за поворот колеса на 1 шаг находятся в зацеплении.

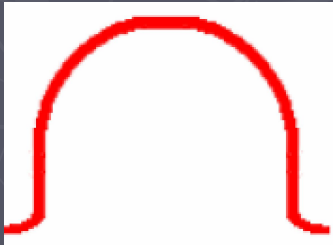
Передачи с зацеплениями других типов.



эвольвентные



циклоидальные



с зацеплением
Новикова
(образующая
профиля-дуга
окружности)

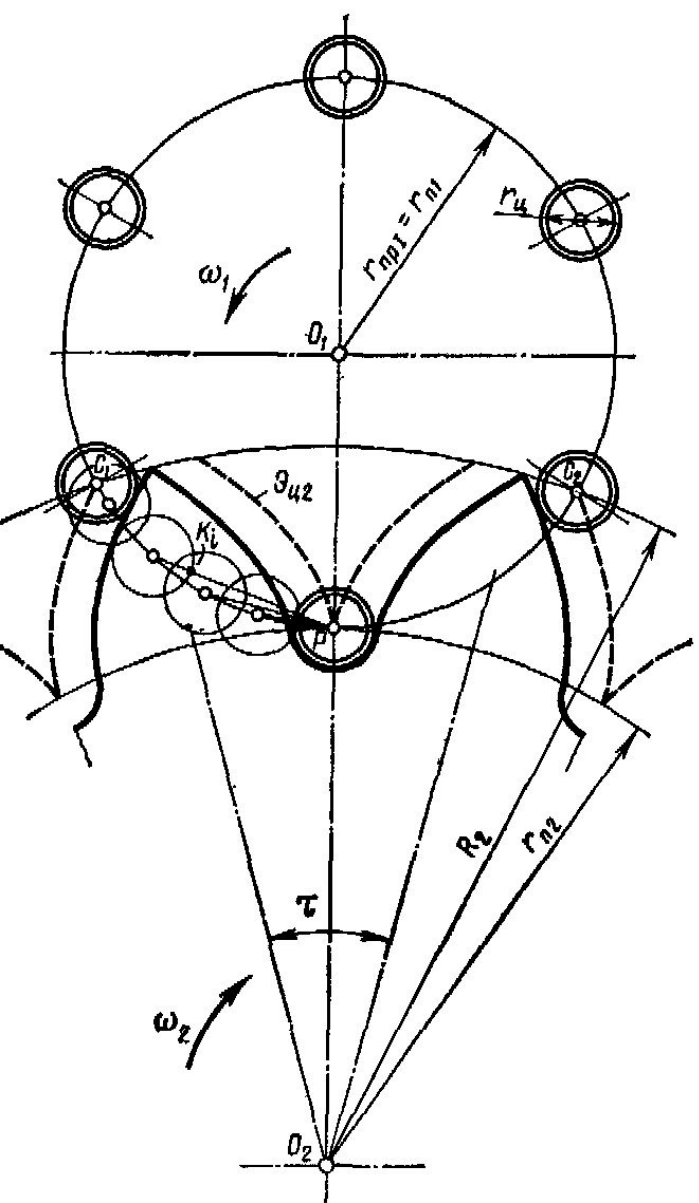
Циклоидальное зацепление – это зацепление, при котором боковые рабочие поверхности зубьев сопряженных колес очерчены по циклоиде.

Циклоида - кривая, описываемая точкой окружности, катящейся без скольжения по другой окружности. При обкатывании производящей окружности по главной окружности с внешней стороны получаем **эпициклоиду**, а при обкатывании с внутренней стороны – **гипоциклоиду**. При этом производящая окружность обкатывается по делительной окружности зубчатого колеса, совпадающей в зацеплении с начальной окружностью.

В циклоидальном зацеплении рабочий профиль **головки зуба** очерчен по **эпициклоиде**, а профиль **ножки зуба** по **гипоциклоиде**. Оба профиля образованы обкаткой производящих окружностей по начальным окружностям шестерни и колеса. Обычно принимают диаметр производящей окружности $d_{np} = (0,35...0,4)d$. В следствие этого циклоидальное зацепление по сравнению с эвольвентным более чувствительно к неточностям межосевого расстояния.

Достоинства циклоидального зацепления:

- 1) Пониженные по сравнению с эвольвентным зацеплением контактные напряжения на рабочих поверхностях зубьев.
- 2) Уменьшенный коэффициент скольжения зубьев при одном и том же коэффициенте перекрытия ε .
- 3) Повышенная плавность работы передачи вследствие увеличения коэффициента перекрытия зубьев.



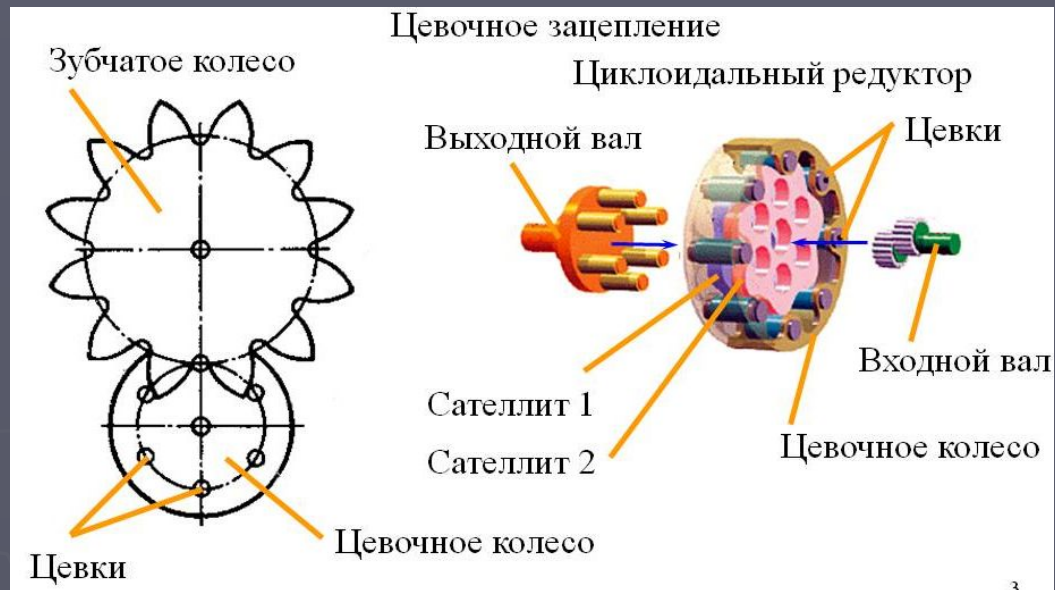
Недостатки циклоидального зацепления:

- 1) Сложность инструментального профиля (две циклоиды по сравнению с прямой у эвольвентного зацепления).
- 2) Высокая чувствительность к ошибкам в исполнении межосевого расстояния.
- 3) Трудности ремонта передачи – при изготовлении заменяющего колеса необходимо точно знать размеры производящей окружности.

Циклоидальное зацепление находит применение в винтовых насосах и компрессорах, в счетчиках оборотов и некоторых других устройствах.

Частным случаем циклоидального зацепления является **цвечное зацепление**. В цвечном зацеплении радиус производящей окружности одного из колес выбирается равным радиусу начальной (полоидной) окружности (рис. 4.4).

Рис. 4.4. Схема построения цвечного зацепления.



В этом случае гипоциклоидальный профиль зубьев ответного колеса обращается в точку, что позволяет зубья первого колеса выполнить в форме цилиндрических пальцев, называемых цевками, укрепленных между двумя дисками; сопряженное колесо при этом выполняется как зубчатое. Преимуществом цевочного зацепления является возможность отказаться от фрезерования зубцов цевочного колеса. Кроме того, цевки можно сделать вращающимися, заменив трение скольжения между зубьями колес трением качения, что увеличивает КПД передачи.

Цевочное зацепление может быть как внешним, так и внутренним.

Цевочное зацепление применяется в зубчатых механизмах больших габаритов: в подъемно-транспортных механизмах, в механизмах поворота орудийных башен, в некоторых типах планетарных редукторов. Во всех этих механизмах цевочным выполняют большее колесо, что позволяет отказаться от крупногабаритных зубофрезерных станков.

Кроме того, в военной технике цевочное зацепление широко применяется в гусеничных движителях МГМ для зацепления ведущего колеса с гусеницей, обеспечивая равномерность движения гусеницы при равномерном вращении ведущего колеса и безударное взаимодействие цевок гусеничной цепи с его впадинами.

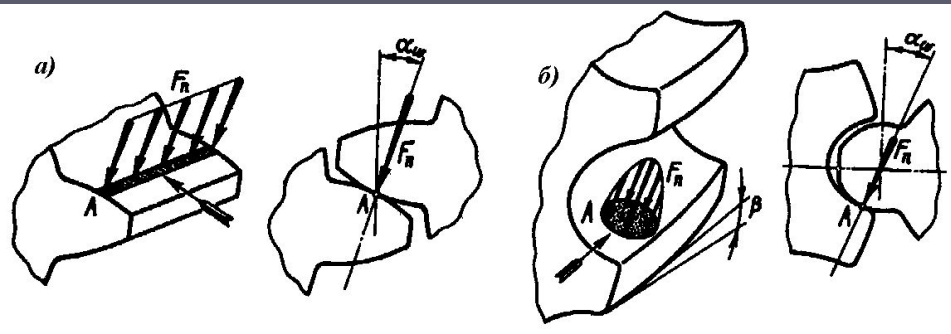


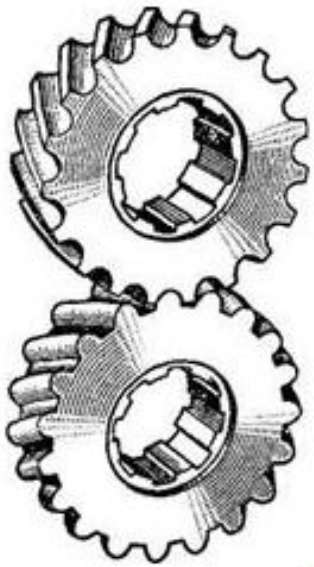
Рис. 4.5. Схема контактного взаимодействия и движения контактной площадки в зубчатом зацеплении: а) эвольвентном; б) круговинтовом (Новикова).

Передача с круговым профилем зуба предложена инженер-полковником академии им. Н.Е. Жуковского М.Л. Новиковым в 1954 году, а зацепление, использованное в этой передаче, стало называться зацеплением М. Л. Новикова.

В зацеплении Новикова профиль контактирующих зубьев шестерни и колеса в торцевом сечении очерчен дугами окружности (рис. 4.5, б). Практически принимают

$$\Delta\rho = \rho_1 - \rho_2 = (0,1 \dots 0,15) \cdot m,$$

где ρ_1 – радиус окружности вогнутого профиля зуба, а ρ_2 – радиус окружности выпуклого профиля зуба, m – модуль зацепления. В этом случае контакт зубьев происходит в точке и только в момент прохождения профилей через эту точку. Для обеспечения перемещения точки контакта зубьев параллельно оси вращения шестерен зубья делают косыми с углом наклона обычно не более 25° . При этом ширину зацепления выбирают такой, чтобы обеспечивался осевой коэффициент перекрытия зубьев ε_β не менее 1,1, поскольку окружное перекрытие зубьев в таком зацеплении невозможно.



При выполнении зуба ведущего колеса с вогнутым профилем (вращение левого колеса на рис. 4.5 против часовой стрелки) точка контакта зубьев всегда будет расположена перед полюсом зацепления, поэтому такое зацепление называют *дополюсным*. Если же профиль зуба ведущего колеса сделать выпуклым, а ведомого вогнутым (это соответствует вращению левого колеса на рис. 4.5 по часовой стрелке), то зуб ведущего колеса будет входить в контакт уже после прохождения полюса зацепления, такое зацепление называют *заполюсным*.

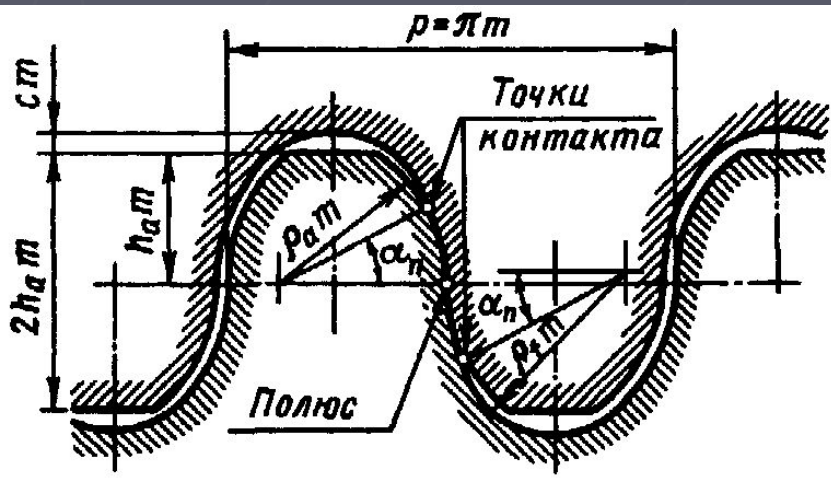


Рис. 4.6. Исходный контур дозаполюсной круговинтовой передачи Новикова

Зубья сопряженных колес, выполненные как показано на рис. 4.5, требуют для изготовления различного инструмента, что неудобно. Поэтому было предложено зубья обоих взаимодействующих колес выполнять одинаковыми – головку зуба делать с выпуклым профилем, а ножку – с вогнутым (рис. 4.6). Такие зубья имеют две точки контакта, одну на головке зуба, а вторую на его ножке, которые к тому же расположены по разные стороны полюса зацепления. Поэтому такое зацепление принято называть *дозаполюсным*. В России профиль дозаполюсного зацепления стандартизован (ГОСТ 17744-72). Для этого профиля $h_a = 0,9$; $c = 0,15$; $\alpha_n = 27^\circ$; $\rho_a = 1,14 \dots 1,15$; $\rho_f = 1,25 \dots 1,3$.

Вследствие более высокой контактной прочности несущая способность круговинтовой передачи может до двух раз превышать несущую способность эвольвентной передачи тех же размеров. Передача Новикова работает более плавно, а её КПД из-за отсутствия взаимного скольжения зубьев несколько выше.

К недостаткам передачи Новикова можно отнести повышенную чувствительность к колебаниям межосевого расстояния и некоторое снижение изломной прочности зубьев вблизи торцов зубчатого венца.

Круговинтовое зацепление используют как в цилиндрических так и в конических зубчатых передачах.

ВЫБОР ПРОФИЛЯ ЗУБА

- ▶ Для нормальной работы зубчатой передачи (обеспечение плавности работы, отсутствие излишних вибраций и инерционных сил, относительно высокий КПД зубчатого зацепления) форма рабочей поверхности профиля зубьев должна удовлетворять следующим требованиям:
- ▶ 1) в течение времени взаимодействия рабочих поверхностей двух сопряженных зубьев ведущего и ведомого колес передаточное отношение должно сохраняться постоянным (основная теорема зубчатого зацепления);
- ▶ 2) профиль зуба должен обеспечивать выполнение условия **1** при зацеплении данного колеса с любым другим колесом того же модуля;
- ▶ 3) профиль зуба должен обеспечивать возможность изготовления колеса любого диаметра одним инструментом;
- ▶ 4) инструмент для нарезания зубьев должен быть простым и легко доступным для изготовления и контроля.
- ▶ Поэтому эвольвентное зацепление занимает основное место в современной технике, включая военную, его свойства, критерии проектирования и прочностного расчета будут рассмотрены в последующих лекциях.

СПОСОБЫ НАРЕЗАНИЯ ЭВОЛЬВЕНТНЫХ ЗУБЬЕВ ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС

Метод копирования

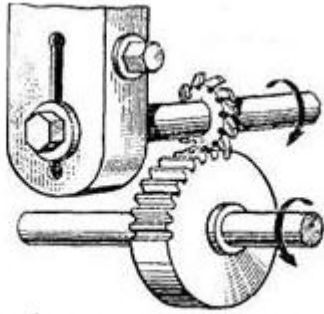


Рис. 2. Нарезание зубьев методом копирования дисковой фрезой

Метод обкатки



Рис. 7. Нарезание зубьев инструментальной рейкой

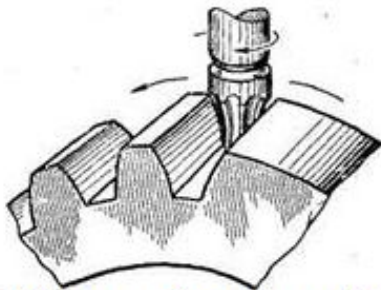


Рис. 3. Нарезание зубьев пальцевой фрезой

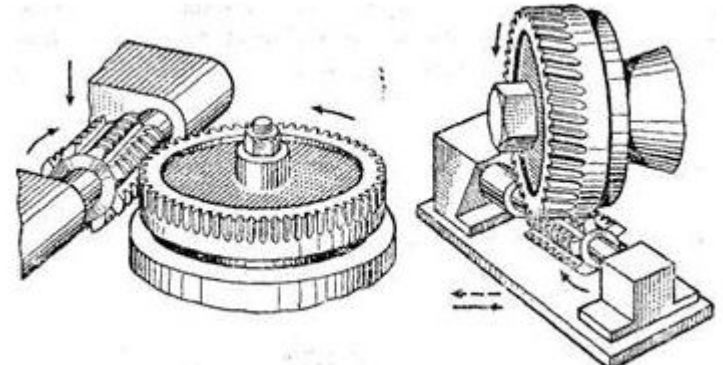


Рис. 6. Нарезание зубьев червячной фрезой

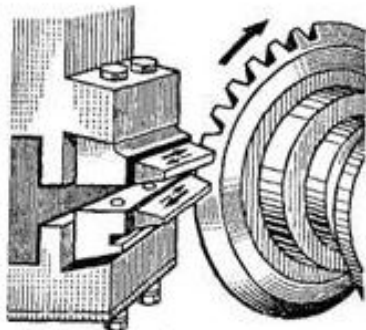


Рис. 8. Нарезание зубьев конического колеса

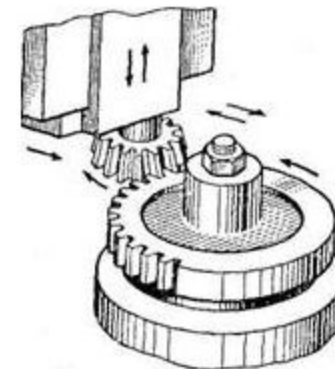


Рис. 4. Нарезание зубьев наружного зацепления.

МАТЕРИАЛЫ ДЛЯ ИЗГОТОВЛЕНИЯ ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС

При выборе материалов для зубчатых колёс необходимо обеспечить прочность зубьев на изгиб, стойкость поверхностных слоёв зубьев и сопротивление заеданиям. Основными материалами являются термически обрабатываемые стали, закаливаемые до высокой твёрдости. В настоящее время применяются поверхностные термические и химико-термические методы упрочнения: поверхностная закалка, цементация и нитроцементация с закалкой, азотирование. Поверхностную закалку применяют в основном с нагревом ТВЧ. Ранее основным видом термообработки являлась объёмная закалка.

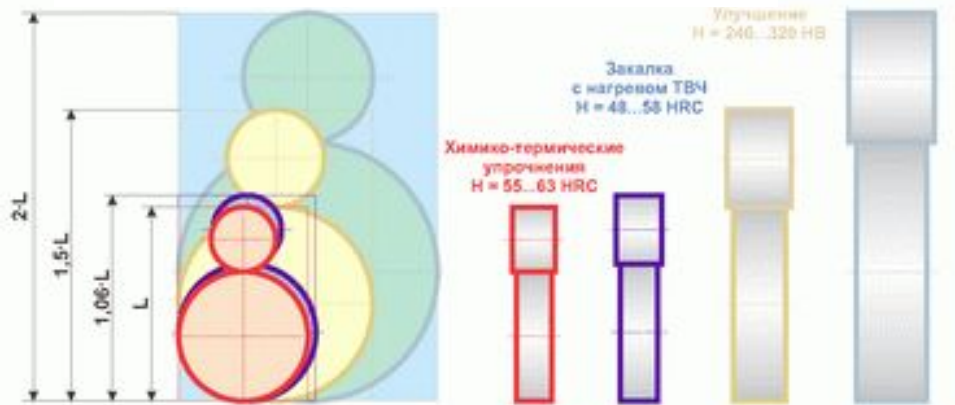
Стали в нормализованном и улучшенном состоянии для обоих сопряженных зубчатых колёс применяют только во вспомогательных механизмах, например в механизмах ручного управления. Основные материалы - среднеуглеродистые **стали 40, 45, 50**. Низколегированные улучшаемые стали **30X, 40X, 40 XH, 38XМЮА**. Для повышения стойкости против заедания следует шестерни и колёса изготавливать из разных материалов. Высоколегированные мартенситостареющие стали обладают высокой твёрдостью после старения, происходящего без коробления. Для них отпадает необходимость шлифования.

Стальное литьё применяют для колёс больших диаметров. Основные материалы - литейные среднеуглеродистые стали 35Л...50Л, а также литейные марганцовистые и низколегированные стали **40ХЛ, 30ХГСЛ, 50ГЛ** и др. Литые колёса подвергают преимущественно нормализации.

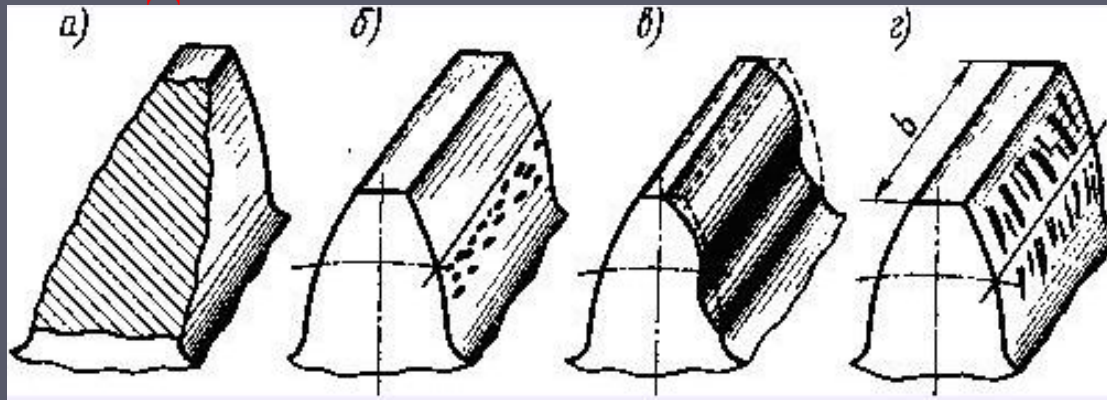
Чугуны применяют для тихоходных, преимущественно крупногабаритных передач. Чугуны относительно хорошо сопротивляются заеданиям, поэтому они могут работать при скудной смазке. Прочность обычных серых чугунов на изгиб значительно меньше, чем сталей. Применяют чугуны **СЧ20...СЧ35**, а также высокопрочные магниевые чугуны с шаровидным графитом. Колёса из высокопрочных чугунов должны работать с твёрдыми шестернями.

Марки сталей	Вид термообработки	Область применения
Стали легированные конструкционные 15X, 20X, 18XГТ, 12XНЗА, 20X2Н4А, 38XМЮА и др. по ГОСТ 4543-71	Химико-термическое упрочнение с закалкой до твердости H = 56...63 HRC	Высоконагруженные зубчатые передачи
Стали легированные конструкционные 40X, 45X, 40XН, и др. по ГОСТ 4543-71	Поверхностная закалка с нагревом ТВЧ до твердости H = 50...55 HRC	Средненагруженные зубчатые передачи
	Улучшение до твердости H = 230...280 HB	Зубчатые передачи при отсутствии жестких требований к габаритам
Литейные стали 50Л, 55Л и др. по ГОСТ 977-88	Нормализация до твердости H = 190...220 HB	Крупногабаритные зубчатые передачи

Зависимость размера передачи от вида термообработки



ВИДЫ РАЗРУШЕНИЯ ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС



а) **Излом зубьев**. Различают два вида излома зубьев. Излом от больших перегрузок, а иногда от перекоса валов и неравномерной нагрузки по ширине зубчатого венца и усталостный излом, происходящий от длительного действия переменных напряжений изгиба, которые вызывают усталость материала зубьев.

б) **Усталостное выкрашивание рабочих поверхностей зубьев**. Основной вид разрушения поверхности зубьев для большинства закрытых быстроходных передач, работающих при смазке. Возникает вследствие длительного действия переменных контактных напряжений, вызывающих усталость материала зубьев. Выкрашивание обычно начинается вблизи полюсной линии на ножках зубьев, где развивается наибольшая сила трения, способствующая пластичному течению материала и образованию микротрещин на поверхности зубьев. Развитию трещин способствует расклинивающий эффект смазочного материала, который запрессовывается в трещины зубьев при зацеплении. Повторяясь, такое действие приводит к откалыванию частиц металла поверхности зубьев и к образованию вначале мелких ямок, переходящих далее в раковины. При выкрашивании нарушается условия образования сплошной масляной плёнки, появляется металлический контакт с последующим быстрым износом или задиром поверхности.

в) **Изнашивание зубьев**. Основной вид разрушения зубьев открытых передач, а также закрытых, но недостаточно защищённых от загрязнения абразивными частицами (пыль, песчинки, продукты износа и т.п.). Такие передачи встречаются в сельскохозяйственных, транспортных, грузоподъёмных машинах и т.п. По мере изнашивания первоначальный эвольвентный профиль зубьев искажается увеличиваются зазоры в зацеплении, возникают динамические нагрузки и повышенный шум. Прочность изношенного зуба понижается вследствие уменьшения площади поперечного сечения, что может привести к излому зуба. Основные меры предупреждения износа – повышение твёрдости зубьев, защита от загрязнения и др.

г) **Заедание зубьев** происходит преимущественно в высокоскоростных быстроходных передачах. В месте контакта зубьев развиваются высокие давления и температура, масляная плёнка разрывается и появляется металлический контакт. Здесь происходит как бы сваривание частиц металла с последующим отрывом их от менее прочной поверхности. Образовавшиеся наросты на зубьях задирают поверхности других зубьев, оставляя на них широкие и глубокие борозды в направлении скольжения. Для предупреждения заедания повышают твёрдость рабочих поверхностей зубьев, применяют противозадирочные масла и другие меры, что и против изнашивания.

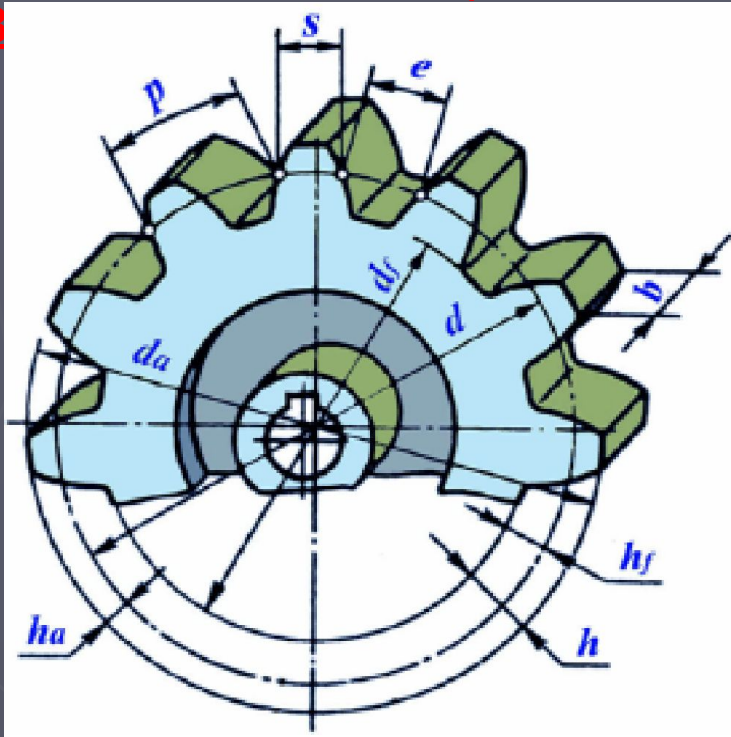
КОНСТРУКТИВНЫЕ (ГЕОМЕТРИЧЕСКИЕ) ПАРАМЕТРЫ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ

ГЕОМЕТРИЧЕСКИЕ ПАРАМЕТРЫ ПРЯМОЗУБЫХ КОЛЕС

Зубчатые колеса, у которых линия направления зуба параллельна оси колеса, называются *прямозубыми*.

Межосевое расстояние a_w – расстояние между геометрическими осями валов, на которых закреплены шестерня и зубчатое колесо.

Диаметры начальных цилиндров (окружностей) d_{w1} и d_{w2} зацепляющихся зубчатых колес – диаметры мнимых цилиндров, которые в процессе работы передачи обкатываются один по другому без проскальзывания. При изменении межосевого расстояния передачи меняются и диаметры начальных цилиндров (окружностей). У *отдельно взятого колеса диаметра начального цилиндра (окружности) не существует.*



Эти параметры передачи связаны между собой простым соотношением

$$a_w = \frac{d_{w2} \pm d_{w1}}{2} \quad a_w = \frac{d_1 \pm d_2}{2} \quad (4.1)$$

Числа зубьев зубчатых колес z_1 и z_2 . Суммарное число зубьев колес, участвующих в передаче $z_w = z_1 + z_2$. (4.2)

Делительные диаметры d_1 и d_2 зубчатых колес, участвующих в зацеплении – диаметры цилиндров (окружностей) по которым без скольжения обкатывается инструмент при нарезании зубьев колеса методом обкатки. У большинства зубчатых передач (при отсутствии ошибок в изготовлении) делительные диаметры и диаметры начальных цилиндров совпадают, то есть $d_{w1} = d_1$ и $d_{w2} = d_2$.

Модуль, m – основная размерная характеристика зубьев колеса. Модуль стандартизован, то есть при проектировании передачи выбирается из ряда стандартных значений.

Окружной делительный шаг зубьев p – расстояние между одноименными боковыми поверхностями двух соседних зубьев, измеренное по дуге делительной окружности. Так как длина делительной окружности равна $\pi \cdot d$, то, учитывая (4.3), для любого зубчатого колеса имеем

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

Из сказанного следует, в зацеплении могут находиться только зубчатые колеса с одинаковым модулем.

передаточное число: $u = \omega_1 / \omega_2 = n_1 / n_2 = d_2 / d_1 = z_2 / z_1$

$d = mz$ – диаметр делительной окружности;

$d_a = mz + 2m$ – диаметр окружности вершин зубьев;

$d_f = mz - 2.5m$ – диаметр окружности впадин зубьев;

$p = \pi m$ – шаг по делительной окружности;

$s = 0.5p$ – толщина зуба по делительной окружности;

$e = 0.5p$ – ширина впадины по делительной окружности;

$h_a = m$ – высота головки зуба;

$h_f = 1.25m$ – высота ножки зуба;

$h = 2.25m$ – высота зуба;

b – ширина венца.

ОСОБЕННОСТИ КОСОЗУБЫХ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ПЕРЕДАЧ:

Косозубыми называются колеса, зубья которых наклонены к образующей цилиндра колеса на некоторый угол β .

При работе косозубых колес зубья входят в зацепление не сразу по всей длине, а постепенно, что способствуют:

- плавной работе передачи
- снижению динамических нагрузок
- снижению шума

Недостатком косозубых передач является наличие осевой линии, дополнительно нагружающей опоры валов. Для снижения осевых сил угол наклона линии зуба рекомендуют выполнять в пределах $\beta=8...20^\circ$

В косозубых колесах различают 2 шага зубьев:

- в нормальном сечении $n-n$ нормальный шаг зубьев p_n
- в торцовом сечении окружной шаг p_t

$$p_t = p / \cos\beta$$

Следовательно модули у косозубых колес в разных сечениях будут разные.

нормальный модуль

$$m = p / \pi$$

окружной модуль

$$m_t = p_t / \pi \quad m_t = m / \cos\beta$$

делительный и начальный диаметры $d = d_w = m_t z = m z / \cos\beta$

Профиль косоугого зуба в нормальном сечении $n-n$ совпадает с профилем прямого зуба модуля m .

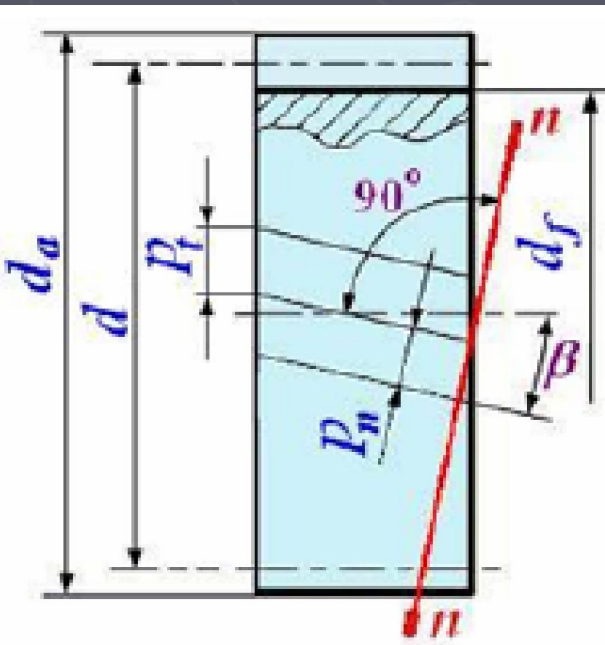
$h_a = m$ – высота головки зуба

$h_f = 1.25m$ – высота ножки зуба

$d_f^a = d + 2m$ – диаметр окружности вершин зубьев

$d_f^a = d - 2.5m$ – диаметр окружности впадин зубьев

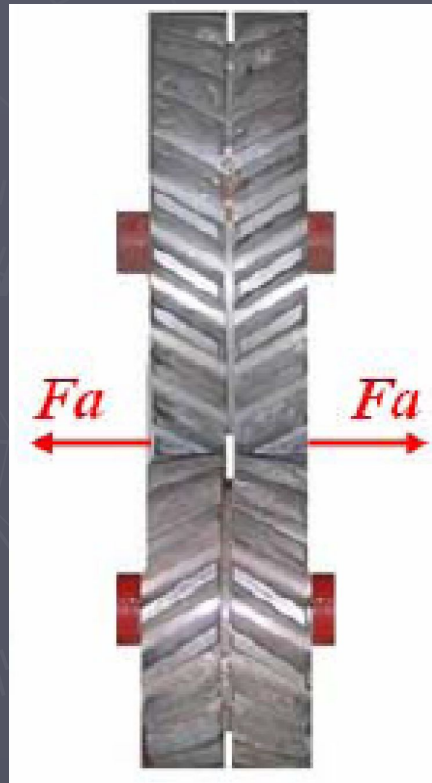
$a_w = (d_1 + d_2) / 2 = m(z_1 + z_2) / 2 \cos\beta$ – межосевое расстояние



ОСОБЕННОСТИ ШЕВРОННЫХ ПЕРЕДАЧ

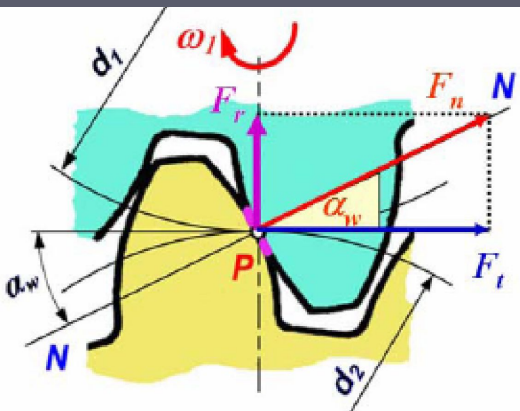


Цилиндрическое зубчатое колесо, венец которого по ширине состоит из участков с наклоненными на один угол в разные стороны зубьев, называется *шевронными*.



В шевронной передаче осевые силы на полушевронах направлены в противоположные стороны, взаимно уравновешиваются и на опоры не передаются.

СИЛЫ В ЗАЦЕПЛЕНИИ ПРЯМОЗУБЫХ КОЛЕС.



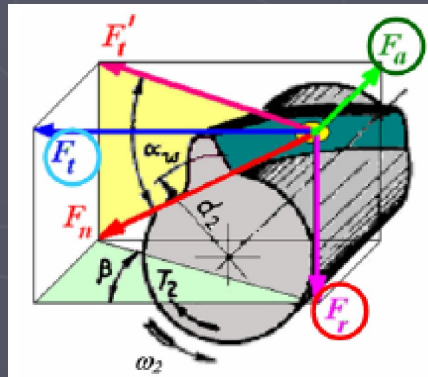
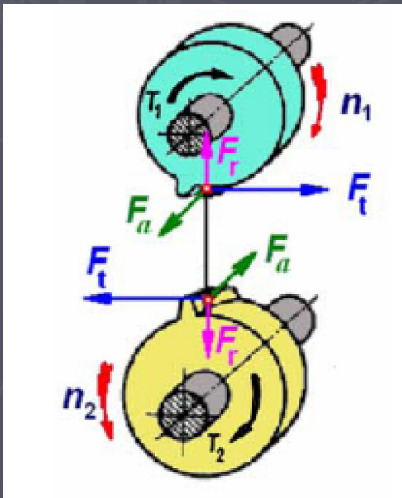
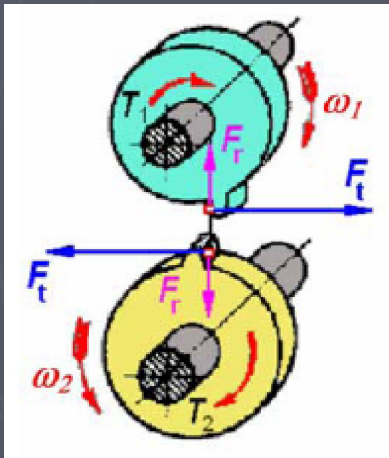
Силы взаимодействия зубьев определяют в полюсе зацепления p . Распределенную по контактной площадке нагрузку заменяют равнодействующей F_n , направленной по линии зацепления $N-N$. Для расчетов валов и опор силу F_n раскладывают на составляющие окружную F_t и радиальную F_r .

окружная сила $F_t = F_n \cdot \cos \alpha_w$, где $\alpha_w = 20^\circ$ угол зацепления.

$F_t = 2T_2/d_2 = 2T_1/d_1$ T_1 и T_2 -вращающие моменты на шестерне и колесе, Н·м

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

радиальная сила $F_r = F_t \cdot \tan \alpha_w$



В косозубой передаче нормальная сила F_n составляет угол β с торцом колеса. Разложим F_n на составляющие.

В результате получаем силы:

- окружную F_t
- радиальную F_r
- осевую F_a

окружная сила $F_t = 2T_2/d_2 = 2T_1/d_1$

радиальная сила $F_r = F_t \cdot \tan \alpha_w / \cos \beta$

осевая сила $F_a = F_t \cdot \tan \beta$

ПОРЯДОК РАСЧЕТА ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ.

1. Выбор материала, термообработки и твердости

Параметр	Для передач с прямыми и косыми зубьями при малой ($P=2$ кВт) и средней ($P=5,5$ кВт) мощности;		Для передач с косыми зубьями при средней ($P>5,5$ кВт) мощности;	
	Шестерня, червяк	Колесо	Шестерня, червяк	Колесо
Материал	Сталь 35, 40, 45, 40X, 40XH, 35XM		Сталь 40X, 40XH, 35XM	
Термообработка	Улучшение		Улучшение + закал ТВЧ	Улучшение
Твердость	≤ 350 HB		≥ 45 HRC	≤ 350 HB
Допустимое напряжение, при числе циклов изменения N_{H0} напряжений N_{FO} $\frac{H}{мм^2}$	$[\sigma]_{H0}$	$1,8 HB_{ср} + 67$	$14 HRC_{ср} + 170$	$1,8 HB_{ср} + 67$
	$[\sigma]_{FO}$	$1,03 HB_{ср}$	370 при $m < 3$ мм 310 при $m < 3$ мм	$1,03 HB_{ср}$

2. Определение допустимых контактных напряжений, $[\sigma]_H$, Н/мм².

Контактные напряжения, при расчетах на прочность определяются отдельно для зубьев шестерни $[\sigma]_{H1}$ и колеса $[\sigma]_{H2}$ в следующем порядке.

а) Определить коэффициент долговечности K_{HL} : $K_{HL} = \sqrt[6]{N_{H0} / N}$

где N_{H0} – число циклов изменения напряжений, которая соответствует пределу выносливости (табл); N – число циклов изменения напряжений за весь срок службы (наработка), ; ω – угловая скорость соответствующего вала, советов/с ; L_n – срок службы привода (ресурс), часов. $N = 573 \omega L_n$

Для нормализованных или улучшенных колес $1 \leq K_{HL} \leq 2,6$; для колес с поверхностной

закалкой . $1 \leq K_{HL} \leq 1,8$

Если $N > N_{H0}$, то принять . $K_{HL} = 1$

Значения числа циклов N_{HO}

<i>Средняя твердость поверхностей зубьев</i>	<i>HB_{ср}</i>	200	250	300	350	400	450	500	550	600
	<i>HRC_{ср}</i>	–	25	32	38	43	47	52	56	60
<i>N_{HO}, МЛН. ЦИКЛОВ</i>		10	16,5	25	36,4	50	68	87	114	143

б) По табл. определить допустимое контактное напряжение $[\sigma]_{HO}$, соответствующее пределу контактной выносливости при числе циклов изменения напряжений N_{HO} .

в) Определить допустимые контактные напряжения для зубьев шестерни $[\sigma]_{H1}$ и колеса:

$$[\sigma]_{H1} = K_{HL1} [\sigma]_{HO1} \quad [\sigma]_{H2} = K_{HL2} [\sigma]_{HO2}$$

Цилиндрические и конические зубчатые передачи с прямыми и косыми зубьями при $HB_{cp1} - HB_{cp2} = 20...50$ рассчитывают по меньшему значению из полученных для шестерни и колеса; т.е. за менее прочным зубом.

Зубчатые передачи с косыми зубьями при разности средних твердостей рабочих поверхностей зубьев шестерни и колеса $HB_{cp1} - HB_{cp2} > 70$ и твердости зубьев колеса $< 350 HB_2$ рассчитывают по среднему допустимому контактному напряжению:

$$[\sigma]_H = 0,45([\sigma]_{H1} + [\sigma]_{H2})$$

При этом $[\sigma]_H$ не должно превышать $1,23 [\sigma]_{H2}$ для цилиндрических косозубых колес и $1,15 [\sigma]_{H2}$ для конических колес с косвенными зубьями.

В противном случае $[\sigma]_H = 1,23 [\sigma]_{H2}$ и $[\sigma]_H = 1,15 [\sigma]_{H2}$.

3. Определение допустимого напряжения изгиба $[\sigma]_F$, Н/мм².

Проверочный расчет зубчатых передач на изгиб выполняется отдельно для зубьев шестерни и колеса по допустимым напряжениям изгиба $[\sigma]_{F1}$ и $[\sigma]_{F2}$, которые определяются в следующем порядке:

а) коэффициент долговечности
$$K_{FL} = \sqrt[6]{\frac{N_{FO}}{N}}$$

где $N_{FO} = 4 \cdot 10^6$ — число циклов изменения напряжений для всех сталей, что соответствует пределу выносливости;

N — число циклов изменения напряжений за весь срок службы (наработка)

При твердости ≤ 350 НВ $1 \leq K_{FL} \leq 2,08$; при твердости > 350 НВ $1 \leq K_{FL} \leq 1,63$.

Если $N > N_{FO}$, то принимают $K_{FL} = 1$;

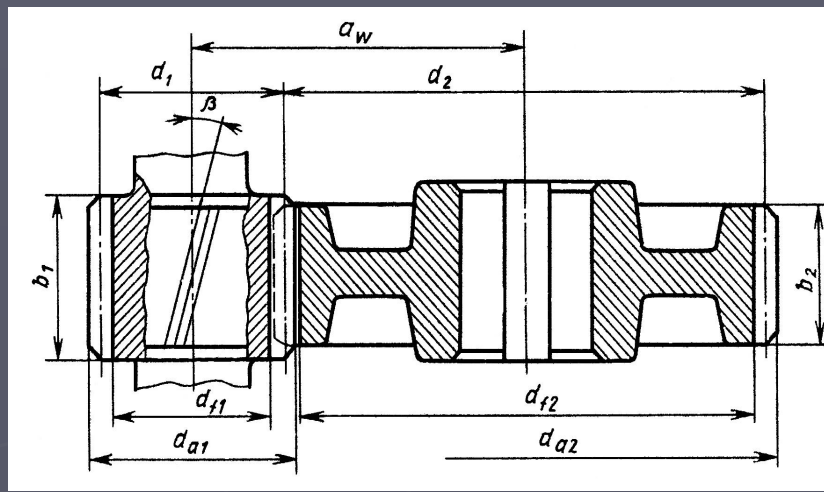
б) допустимое напряжение на изгиб $[\sigma]_{FO}$ соответствует пределу изгибающей выносливости при числе циклов изменения напряжений N_{FO} ;

в) допустимое напряжение на изгиб для зубьев шестерни $[\sigma]_{F1}$ и колеса $[\sigma]_{F2}$

$$[\sigma]_{F1} = K_{FL1} [\sigma]_{FO1} \quad [\sigma]_{F2} = K_{FL2} [\sigma]_{FO2}$$

Для реверсивных передач $[\sigma]_F$ уменьшают на 25%.

Расчет модуля зацепления для цилиндрических и конических зубчатых передач с прямыми и косыми зубьями выполняют по меньшему значению из полученных для шестерни $[\sigma]_{F1}$ и колеса $[\sigma]_{F2}$, т.е. по менее прочному зубу.



3. Определить главный параметр — межосевое расстояние a_w , мм:

$$a_w \geq K_a (u + 1) \sqrt[3]{\frac{T_2 \cdot 10^3}{\psi_a u^2 [\sigma]_H^2} K_{H\beta}}$$

где K_a — вспомогательный коэффициент. Для косозубых передач $K_a = 43$, для

прямозубых — $K_a = 49,5$; $\psi_a = \frac{\beta_2}{a_w}$ — коэффициент ширины венца колеса, равный $0,28 \dots 0,36$ — для шестерни, расположенной симметрично относительно опор в проектированных нестандартных одноступенчатых цилиндрических редукторах; $0,2 - 0,25$ — для шестерни, консольно расположенной относительно опор — в открытых передачах; u — передаточное число; T_2 — вращающий момент на тихоходе вала редуктора или на приводном вале рабочей машины, Н·м; $[\sigma]_H$ — контактное допустимое напряжение колеса, с менее прочным зубом или среднее контактное допустимое напряжение, Н/мм²; $K_{H\beta}$ — коэффициент неравномерности нагрузки по длине зуба.

Полученное значение межосевого расстояния для нестандартных передач округлить к ближайшему значению из ряда нормальных линейных размеров.

4. Определить модуль зацепления m , мм:

$$m \geq \frac{2K_m T_2 \cdot 10^3}{d_2 b_2 [\sigma]_F}$$

где K_m — вспомогательный коэффициент. Для косозубых передач $K_m = 5,8$, для прямозубых
; $K_m = 6,8$

$d_2 = \frac{2a_w u}{(u+1)}$ — делительный диаметр колеса, мм; $b_2 = \psi_a a_w$ — ширина венца колеса, мм;

$[\sigma]_F$ — допустимое напряжение при изгибе материала колеса с менее крепким зубом,
Н/мм² ;

Полученное значение модуля m округлить в большую сторону к стандартному значению из
ряда чисел:

1-и ряд — 1,0; 1,5; 2; 2,5; 3; 4; 5; 6; 8; 10

2-и ряд — 1,25; 1,75; 2,25; 2,75; 3,5; 4,5; 5,5; 7; 9

При выборе модуля целесообразнее предпочесть 1-и ряд 2-му.

В силовых зубчатых передачах при твердости колес $\leq 350HB$ принять $m \geq 1mm$, при твердости
одного из колес $\geq 45HRC$, принять $m \geq 1,5mm$

В открытых передачах расчетное значение модуля увеличить на 30% из-за повышенного
изнашивания зубьев.

5. Определить угол наклона зубьев β_{min} для косозубых передач:

$$\beta_{min} = \arcsin \frac{3,5m}{b_2}$$

В косозубых передачах угол наклона зубьев принимают 8...16°, в следствии увеличение
осевых сил в зацеплении желательно получить его меньшие значения, варьируя
величиной модуля и шириной колеса .

6. Определить суммарное число зубьев шестерни и колеса:

для прямозубых колес
$$z_{\text{сум}} = z_1 + z_2 = \frac{2a_w}{m}$$

для косозубых колес

$$z_{\text{сум}} = z_1 + z_2 = \frac{2a_w}{m \cos \beta}$$

Полученное значение округлить в меньшую сторону к целому числу.

7. Уточнить действительную величину угла наклона зубьев для косозубых передач:

$$\beta = \arccos \frac{z_{\text{сум}} m}{2a_w}$$

8. Определить число зубьев шестерни:

$$z_1 = \frac{z_{\text{сум}}}{1 + u}$$

Значение z округлить к ближайшему целому числу. Из-за условий уменьшения шума и отсутствия подрезания зубьев рекомендуется $z_{1\text{min}} = 17$

9. Определить число зубьев колеса : $z_2 = z_1 \cdot u$

Примечание : в следствии выбора малого модуля передачи , сумарное число зубьев передачи становится нецелесообразно большим , поэтому можно применить другую методику , а именно : начиная с пункта 6

Из условия неподрезания зубьев принимаем $z_1 = 17$, тогда $z_2 = z_1 \cdot u$.

Определим модуль передачи по формуле $m = \frac{2a_w}{(z_1 + z_2)}$, округлим модуль до ближайшего стандартного значения и уточним межосевое расстояние

$$a_w = \frac{(z_1 + z_2)m}{2}$$

10. Определить фактическое передаточное число и проверить его отклонение от заданного :

$$u_{\phi} = z_2 / z_1 \quad \Delta u = \frac{|u_{\phi} - u|}{u} 100\% \leq 4\%$$

11. Определить фактическое межосевое расстояние:

для прямозубых передач

$$a_w = \frac{(z_1 + z_2)m}{2}$$

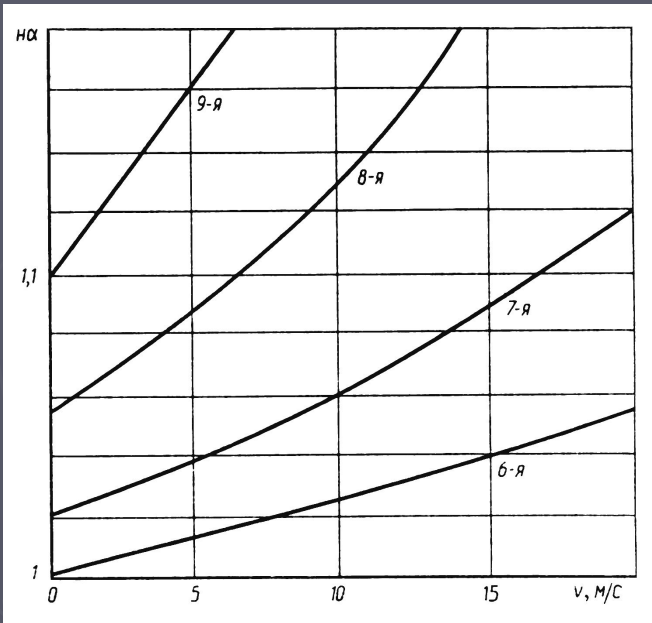
для косозубых передач

$$a_w = \frac{(z_1 + z_2)m}{\cos \beta}$$

12. Определить основные геометрические параметры передачи, мм.

Проверочный расчет

13. Проверить контактные напряжения σ_H , Н /мм²:



$$\sigma_H = K \sqrt{\frac{F_\phi(u+1)}{d_2 b_1} K_{H\alpha} K_{H\beta} K_{Hv}} \leq [\sigma]_H,$$

где а) K — вспoмoгательный коэффициент.

Для кoсoзубых передач $K = 376$, для
прямoзубых $K = 436$;

б) $F_t = 2T_2 \cdot 10^3 / d_2$ — oкружная сила в зацеплении, Н;

в) $K_{H\alpha}$ — коэффициент, учитывающий распределение нагрузки между зубьями. Для прямoзубых колес $K_{H\alpha} = 1$. Для кoсoзубых — определяется по графику на рис. в зависимости от oкружной скорости колес и степени точности передачи

г) K_{Hv} — коэффициент динамической нагрузки, зависящий от oкружной скорости колес и степени точности передачи (табл.);

Степень точности	Коэффициент	Окружная скорость, м/с					
		1	2	4	6	8	10
6	$K_{H\alpha}$	1,03 1,01	1,06 1,02	1,12 1,03	1,17 1,04	1,23 1,06	1,28 1,07
	$K_{H\beta}$	1,06 1,02	1,13 1,05	1,26 1,10	1,40 1,15	1,58 1,20	1,67 1,25
7	$K_{H\alpha}$	1,04 1,02	1,07 1,03	1,14 1,05	1,21 1,06	1,29 1,07	1,36 1,08
	$K_{H\beta}$	1,08 1,03	1,16 1,06	1,33 1,11	1,50 1,16	1,67 1,22	1,80 1,27
8	$K_{H\alpha}$	1,04 1,01	1,08 1,02	1,16 1,04	1,24 1,06	1,32 1,07	1,4 1,08
	$K_{H\beta}$	1,10 1,03	1,20 1,06	1,38 1,11	1,58 1,17	1,78 1,23	1,96 1,29
9	$K_{H\alpha}$	1,05 1,01	1,1 1,03	1,2 1,05	1,3 1,07	1,4 1,09	1,5 1,12
	$K_{H\beta}$	1,13 1,04	1,28 1,07	1,50 1,14	1,77 1,21	1,98 1,28	2,25 1,35

Допускаемая недогрузка передачи ($\sigma_H < [\sigma]_H$) **не более 10%**
и перегрузка ($\sigma_H > [\sigma]_H$) **не более 5% . Если условие прочности не выполняется, то следует изменить ширину венца колеса**
Если эта мера не даст должного результата, то либо надо
увеличить межосевое расстояние a_w , либо назначить другие материалы колес или другую термообработку, пересчитать допускаемые контактные напряжения и повторить весь расчет передачи.

14. Проверить напряжения изгиба зубьев шестерни σ_{F1} и колеса σ_{F2} , Н/мм²:

$$\sigma_{F\beta} = Y_{F2} Y_{\beta} \frac{F_t}{b_2 m^3} K_{F\alpha} K_F K_{F\beta} \leq [\sigma]_F ;$$

$$\sigma_{F1} = \sigma_{F2} Y_{F1} / Y_{F2} \leq [\sigma]_{F1},$$

где а) $K_{F\alpha}$ — коэффициент, учитывающий распределение нагрузки между зубьями. Для прямозубых колес $K_{F\alpha} = 1$. Для косозубых зависит от степени точности передачи, определяемой по табл.

Степень точности	6	7	8	9
Коэффициент $K_{F\alpha}$	0,72	0,81	0,91	1,00

б) $K_{F\beta}$ — коэффициент неравномерности нагрузки по длине зуба. Для прирабатывающихся зубьев колес

$$K_{F\beta} = 1$$

в) K_{Fv} — коэффициент динамической нагрузки, зависящий от окружной скорости колес и степени точности передачи (см. табл.);

г) Y_{F1} и Y_{F2} — коэффициенты формы зуба шестерни и колеса. Определяются по табл. в зависимости от числа зубьев шестерни и колеса для прямозубых колес. Для косозубых — в зависимости от эквивалентного числа зубьев шестерни

$$z_{v\beta} = z_1 / \cos^3$$

и колеса $z_{v\beta} = z_2 / \cos^2$,

е) $Y_{\beta} = \beta - 140$ — коэффициент, учитывающий наклон зуба. Для прямозубых колес ж) и — допускаемые напряжения изгиба шестерни и колеса, Н/мм²

z ИЛИ z _v	Y _F	z _v	Y _F	z _v	Y _F	z _v	Y _F	z _v	Y _F	z _v	Y _F
16	4,28	24	3,92	30	3,80	45	3,66	71	3,61	180	3,62
17	4,27	25	3,90	32	3,78	50	3,65	80	3,61	∞	3,63
20	4,07	26	3,88	35	3,75	60	3,62	90	3,60		

Если при проверочном расчете σ_F значительно меньше $[\sigma]_F$, то это допустимо, так как нагрузочная способность большинства зубчатых передач ограничивается контактной прочностью.

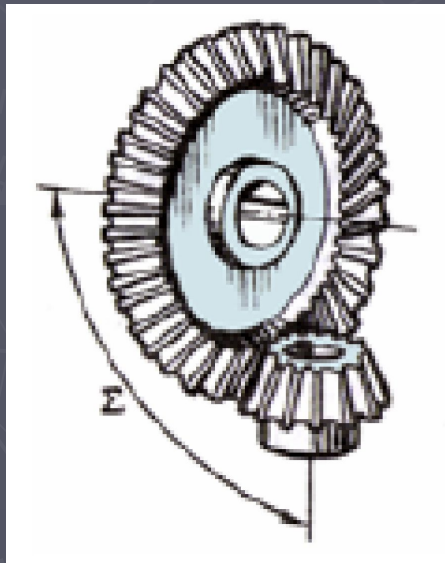
Если $\sigma_F > [\sigma]_F$ выше 5%, то надо увеличить модуль, соответственно пересчитать число зубьев шестерни z_1 и колеса z_2 и повторить проверочный расчет на изгиб. При этом межосевое расстояние a_w не изменяется, а следовательно, не нарушается контактная прочность передачи

КОНИЧЕСКИЕ ЗУБЧАТЫЕ ПЕРЕДАЧИ.



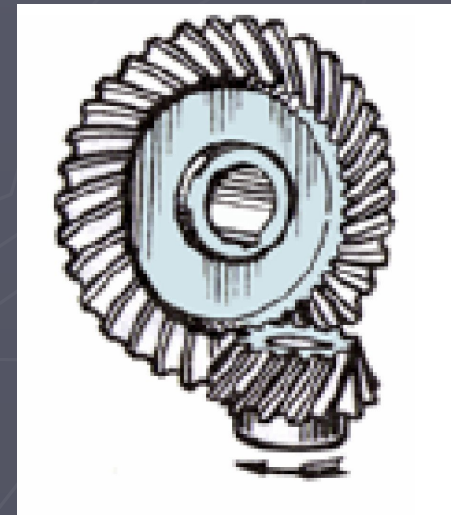
Конические зубчатые передачи применяют в передачах, когда геометрические оси валов пересекаются под углом Σ . Чаще всего $\Sigma = 90^\circ$.

конические колеса бывают



с прямыми зубьями
(линейный контакт в зацеплении)

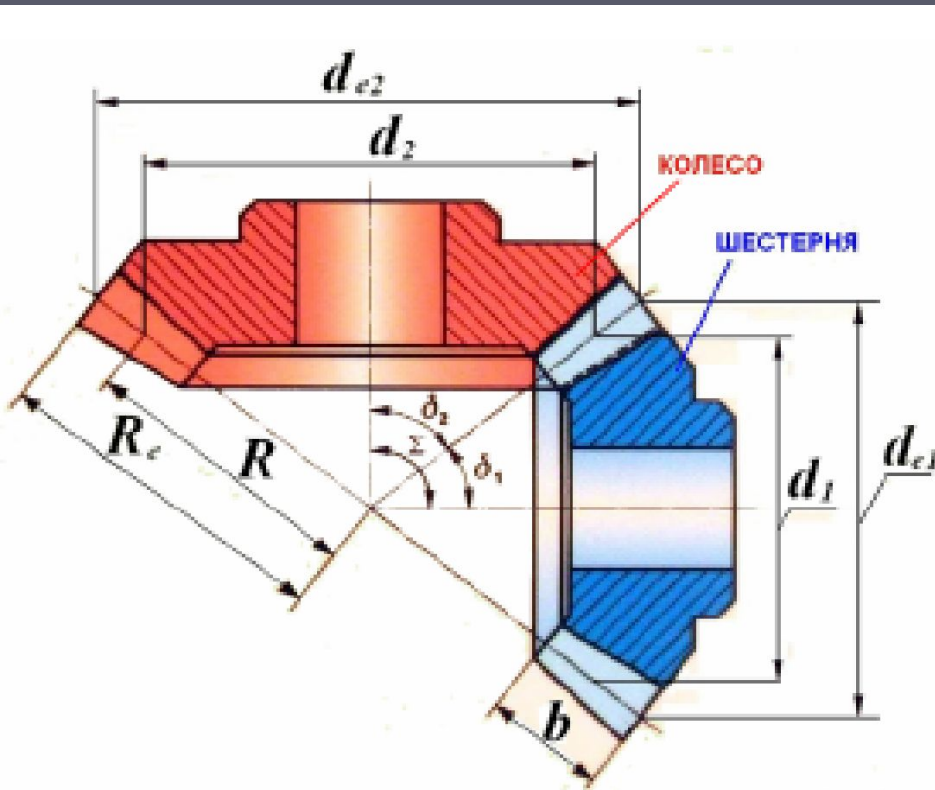
Шестерню в конической передаче часто располагают консольно.



с круговыми зубьями (точечный контакт в зацеплении)

Геометрические параметры конической зубчатой передачи.

Аналогом начальных и делительных цилиндров цилиндрических зубчатых передач в конических передачах являются **начальные** и **делительные конусы**.



Вместо конических передач в машиностроении часто используют так называемые гипоидные передачи. Они предназначены для передачи вращения между перекрещивающимися геометрическими осями валов.

У конических колес высота, толщина зубьев и окружной шаг по длине зуба неодинаковы, поэтому различают **2 окружных модуля**:

m - средний делительный окружной модуль (в среднем сечении)

m_e - внешний делительный окружной модуль (на внешнем торце зуба)

средние делительные диаметры:

$$d_1 = mz_1, d_2 = mz_2$$

где z_1 и z_2 - числа зубьев шестерни и колеса

внешние делительные диаметры:

$$d_{e1} = m_e z_1$$

$$d_{e2} = m_e z_2$$

внешнее конусное расстояние:

$$R_e = \frac{d_{e2}}{2 \sin \delta_2}$$

среднее конусное расстояние:

$$R = R_e - 0.5b$$

углы делительных конусов:

шестерни - δ_1

колеса - δ_2

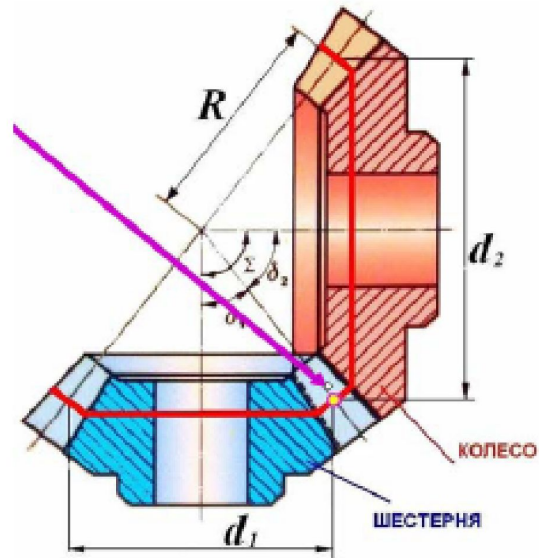
$$\operatorname{tg} \delta_1 = z_1 / z_2$$

$$\delta_2 = 90^\circ - \delta_1$$

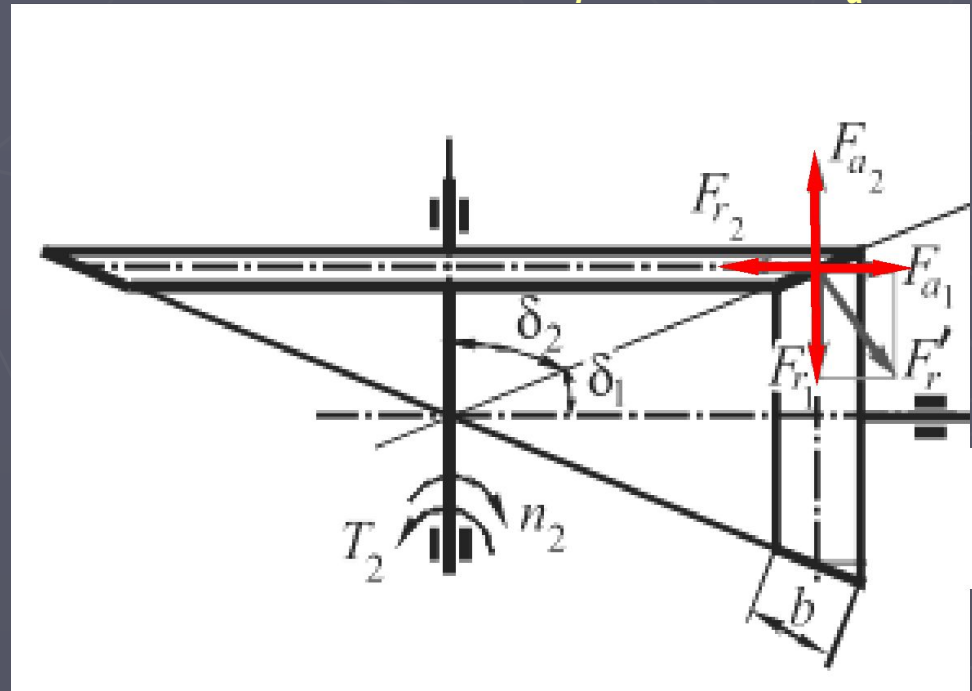
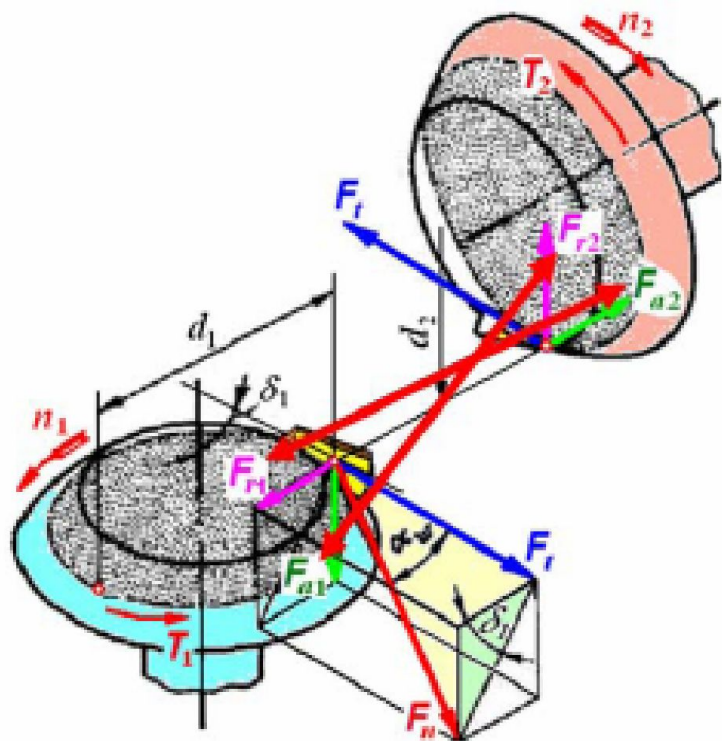
передаточное число конической зубчатой передачи:

$$u = \omega_1 / \omega_2 = n_1 / n_2 = z_2 / z_1 = d_2 / d_1 = d_{e2} / d_{e1} = \operatorname{tg} \delta_2 = 1 / \operatorname{tg} \delta_1$$

СИЛЫ В ЗАЦЕПЛЕНИИ КОНИЧЕСКИХ КОЛЕС.



Силу F_n считают приложенной перпендикулярно поверхности зуба на среднем делительном диаметре. При известном вращающем моменте T_1 определяют окружную силу F_t на среднем делительном диаметре шестерни d_1 , а затем другие составляют радиальную силу F_r и осевую F_a .



окружная сила $F_t = 2T_1/d_1 = 2T_2/d_2$
радиальная сила на шестерне

$F_{r1} = F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha_w \cdot \cos \delta_1$

осевая сила на шестерне

$F_{a1} = F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha_w \cdot \sin \delta_1$

силы на колесе $F_{r2} = F_{a1}$, $F_{a2} = F_{r1}$

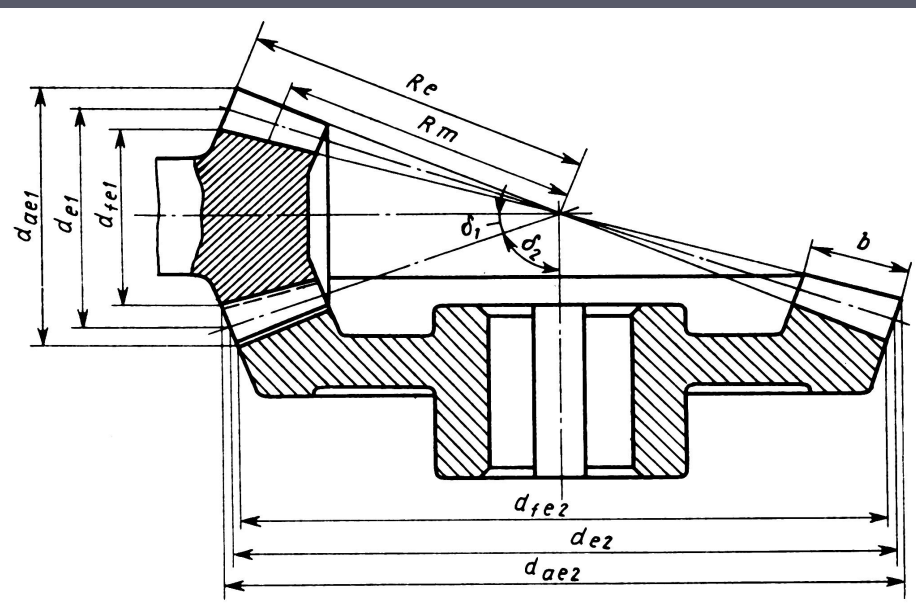
ПОРЯДОК РАСЧЕТА ЗАКРЫТОЙ КОНИЧЕСКОЙ ЗУБЧАТОЙ ПЕРЕДАЧИ .

1. Определить главный параметр d_{e2} — внешний делительный диаметр колеса ММ:

$$d_{e\beta} \geq 165^3 \sqrt{\frac{uT_2 \cdot 10^3}{\vartheta_H [\sigma]_H^2} K_H},$$

где а) T_2 , момент на колесе Нм; б) $K_{H\beta}$ — коэффициент, учитывающий распределение нагрузки по ширине венца. Для прирабатывающихся колес с прямыми зубьями $K_{H\beta} = 1$, с круговыми зубьями $K_{H\beta} = 1,1$; в) ϑ_H — коэффициент вида конических колес. Для прямозубых колес $\vartheta_H = 1,85$ для колес с круговыми зубьями; — при твердости колеса и шестерни $\leq 350 \text{ НВ}$, — при твердости колеса и шестерни $\geq 45 \text{ HRC}$,

$$\vartheta_H = 1,5$$



Полученное значение внешнего делительного диаметра колеса для нестандартных передач округлить до ближайшего значения из ряда нормальных линейных размеров.

2. Определить углы делительных конусов шестерни и колеса

$$\delta_2 = \arctg u; \delta_1 = 90^\circ - \delta_2.$$

Точность вычислений до пятого знака после запятой.

3. Определить внешнее конусное расстояние R_e , мм:

$$R_e = \frac{d_{e2}}{2 \sin \delta_2}.$$

4. Определить ширину зубчатого венца шестерни и колеса b , мм:

$$b = \psi_R R_e$$

, где $\psi_R = 0,285$ — коэффициент ширины венца. Значение округлить до целого числа по ряду $R_a 40$.

5. Определить внешний окружной модуль m_e — для прямозубых колес,

m_{te} — для колес с круговыми зубьями, мм:

$$m_e(m_{te}) = \frac{14T_2 \cdot 10^3}{\vartheta_F d_{e2} b [\sigma]_F} K_{F\beta},$$

$K_{F\beta}$ — коэффициент, учитывающий распределение нагрузки по ширине венца. Для прирабатывающихся колес с прямыми зубьями $K_{F\beta} = 1$, с круговыми зубьями $K_{F\beta} = 1,1$;

ϑ_H — коэффициент вида конических колес. Для прямозубых колес для колес с круговыми зубьями $\vartheta_H = 1,85$.

Значение модуля, полученное с точностью до двух знаков после запятой, до стандартной величины не округлять. В силовых конических передачах принять $m_e(m_{te}) \geq 1,5$ мм, при этом в открытых передачах значение модуля увеличить на 30% из-за повышенного изнашивания зубьев.

6. Определить число зубьев колеса z_2 и шестерни z_1 .

$$z_2 = d_{e2} / m_e(m_{te}); z_1 = z_2 / u.$$

Полученные значения z_1 и z_2 округлить в ближайшую сторону до целого числа. Из условия уменьшения шума и отсутствия подрезания зубьев рекомендуется принять

$$z_1 \geq 18$$

7. Определить фактическое передаточное число и проверить его отклонение от заданного

$$u_\phi = z_2 / z_1; \Delta u = \frac{|u_\phi - u|}{u} 100\% \leq 4\%.$$

8. Определить действительные углы делительных конусов шестерни и колеса

$$\delta_{\phi} = \arctg u ; \delta_2 = 90^{\circ} - \delta .$$

9. Определить внешние диаметры шестерни и колеса, мм:

Делительный:
шестерни колеса

$$d_{e1} = m_e z_1$$

$$d_{e2} = m_e z_2$$

Вершин зубьев:
шестерни колеса

$$d_{ae1} = d_{e1} + 2m_e \cos \delta_1$$

$$d_{ae2} = d_{e2} + 2m_e \cos \delta_2$$

Впадин зубьев:
шестерни колеса

$$d_{fe2} = d_{e2} - 2,4m_e \cos \delta_2$$

$$d_{fe1} = d_{e1} - 2,4m_e \cos \delta_1$$

10. Определить средний делительный диаметр шестерни и колеса мм:

$$d_1 \approx 0,857d_{e1}; \quad d_2 \approx 0,857d_{e2}.$$

Проверочный расчет

11. Проверить контактные напряжения

$$\sigma_H = 470 \sqrt{\frac{F_t \sqrt{u_{\phi}^2 + 1}}{\mathcal{D}_H d_{e2} b} K_{H\alpha} K_{H\beta} K_{H\nu}} \leq [\sigma]_H,$$

Допускаемая недогрузка передачи не более 10% и перегрузка до 5%. Если условие прочности не выполняется, то следует изменить ширину венца колеса и шестерни b . Если эта мера не даст должного результата, то либо надо увеличить внешний делительный диаметр колеса либо назначить другие материалы колес или другую термообработку, пересчитать допускаемые контактные напряжения и повторить весь расчет передачи.

12. Проверить напряжения изгиба зубьев шестерни и колеса

$$\sigma_{F2} = Y_{F2} Y_{\beta} \frac{F_t}{\rho_F b m_e (m_{te})} K_{F\alpha} K_{F\beta} K_{Fv} \leq [\sigma]_{F2};$$

$$\sigma_{F1} = \sigma_{F2} Y_{F1} / Y_{F2} \leq [\sigma]_{F1},$$

$K_{F\alpha} = 1$ — коэффициент, учитывающий распределение нагрузки между зубьями прямозубых колес и колес с круговыми зубьями;

в) K_{Fv} — коэффициент динамической нагрузки.

г) Y_{F1} и Y_{F2} — коэффициенты формы зуба шестерни и колеса. Определяются зависимости от эквивалентного числа зубьев шестерни и колеса

Если при проверочном расчете σ_F значительно меньше $[\sigma]_F$, то это допустимо, так как нагрузочная способность большинства зубчатых передач ограничивается контактной прочностью. Если $\sigma_F \geq [\sigma]_F$, то надо увеличить модуль $m_e (m_{te})$, соответственно пересчитать число зубьев шестерни и колеса и повторить проверочный расчет на изгиб.