

Министерство образования и науки Российской Федерации
Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение
высшего образования
**«Владимирский государственный университет
имени Александра Григорьевича и Николая Григорьевича Столетовых»
(ВлГУ)**

Институт инновационных технологий
Кафедра «Технология машиностроения»

**Конспект лекций
(часть 2)**

по дисциплине

«ДЕТАЛИ МАШИН И ОСНОВЫ КОНСТРУИРОВАНИЯ»

для студентов ВлГУ, обучающихся по направлению
13.03.03 «Энергетическое машиностроение»

Составитель:
доцент кафедры ТМС Федотов О.В.

Владимир 2015

Конспект лекций по дисциплине «Детали машин и основы конструирования» для студентов ВлГУ, обучающихся по направлению 13.03.03 «Энергетическое машиностроение».

Настоящий конспект лекций составлен в соответствии с требованиями ФГОС ВО и ОПОП направления подготовки 13.03.03 «Энергетическое машиностроение», рабочей программы дисциплины «Детали машин и основы конструирования». В качестве рекомендаций для организации эффективной работы студентов использованы методические пособия ведущих ВУЗов России.

Рекомендации предназначены для студентов очной и заочной форм обучения.

Рассмотрены и одобрены на заседании
НМС направления 13.03.03
Протокол № 6 от 11.11.2015 г.
Рукописный фонд кафедры ТМС ВлГУ

Оглавление

Лекция № 2.1. Зубчатые передачи. Особенности геометрии косозубых цилиндрических передач

Лекция № 2.2. Материалы. Термообработка. Допускаемые напряжения.

Лекция № 2.3. Расчет цилиндрических зубчатых передач.

Лекция № 2.4. Конические зубчатые передачи.

Лекция № 2.5. Червячные передачи.

Введение

Дисциплина "Детали машин и основы конструирования" является базовой дисциплиной для последующей подготовки бакалавров по направлению 13.03.03 «Энергетическое машиностроение», в которой реализована идея интеграции университетского образования в области фундаментальных наук и технического - в области прочности, надёжности и безопасности машин (механизмов). Эта дисциплина - первая из расчётно-конструкторских курсов, необходимых для подготовки студентов данного направления.

Автор предполагает, что в соответствии с учебным планом подготовки бакалавров к моменту изучения дисциплины «Детали машин и основы конструирования» студенты уже усвоили знания следующих дисциплин - инженерная графика, теоретическая механика, материаловедение, теория механизмов и машин, сопротивление материалов.

Изучение настоящего конспекта лекций обеспечивает приобретение студентами теоретических знаний и первоначальных навыков конструирования машин. Это позволяет готовить бакалавров широкого профиля, способных работать практически во всех отраслях промышленности и транспорта.

Содержание и объём конспекта лекций по дисциплине «Детали машин и основы конструирования», модульный принцип изложения материала в нём соответствует требованиям ФГОС ВО по указанному направлению подготовки бакалавров.

Целью освоения дисциплины «Детали машин и основы конструирования» является формирование у студентов знаний основ теории, расчёта, конструирования деталей, сборочных единиц и узлов машин, разработки и оформления конструкторской документации.

К задачам изучения теоретического курса дисциплины «Детали машин и основы конструирования» относятся:

- научить основным методам проектирования простых механических агрегатов, в том числе с применением твердотельного моделирования в САД-среде, расчётным методам определения прочностной надёжности типовых деталей, сборочных единиц и узлов машин.

Особенностью конспекта лекций является большой типаж изучаемых конструкций при общности расчётов по основным определяющим критериям.

При написании конспекта лекций не ставилась цель всеобъемлющего охвата. Вместе с другими литературными источниками, которыми студенты пользуются в рамках самостоятельной работы, конспект лекций призван заложить основу конструкторской подготовки, формирования широкого инженерного мышления.

Лекция № 2.1. Зубчатые передачи. Особенности геометрии косозубых цилиндрических передач.

План лекции

1. Зубчатые передачи. Определение. Назначение. Достоинства и недостатки. Применение.
2. Классификация зубчатых передач.
3. Геометрия зубчатого зацепления. Синтез зацепления. Основная теорема зацепления.
4. Плоское зацепление. Полнос зацепления. Основная теорема плоского зацепления.
5. Образование начальных окружностей.
6. Эвольвента окружности: построение и свойства.
7. Образование эвольвентного зацепления.
8. Эвольвентное зацепление. Основные элементы и характеристики.
9. Особенности геометрии косозубых цилиндрических передач.
10. Смещение в зубчатых передачах.
11. Методы изготовления зубчатых передач.
12. Точность зубчатых передач. Основные характеристики.
13. Конструкция зубчатых колес и шестерен.
14. Силы в зацеплении прямозубых и косозубых цилиндрических передач.

1. Зубчатые передачи.

Определение. Назначение. Достоинства и недостатки. Применение

Зубчатая передача – механизм, который с помощью зацепления передает или преобразует движение с изменением угловых скоростей и моментов.

Зацепление состоит из пары зубчатых колес. Меньшее зубчатое колесо принято называть шестерней, большее – колесом. Параметрам шестерни присваивают индекс 1, параметрам колеса – индекс 2.

Достоинства зубчатых передач

1. Высокая надежность работы в широком диапазоне скоростей и нагрузок.

2. Малые габариты.
3. Большая долговечность.
4. Высокий КПД.
5. Сравнительно малые нагрузки на валы.
6. Постоянство передаточного отношения.
7. Простота обслуживания.

Недостатки зубчатых передач

1. Высокие требования к точности изготовления и монтажа.
2. Шум при больших скоростях.

Область применения

Зубчатые передачи – самый распространенный вид механических передач, т.к. могут надежно передавать мощности от долей до десятков тысяч кВт при окружных скоростях до 150 м/с.

Их применяют для передачи вращательного движения между валами с параллельными, пересекающимися и перекрещивающимися осями, а также для преобразования вращательного движения в поступательное движение и наоборот.

Зубчатые передачи широко применяются во всех отраслях машиностроения и приборостроения.

2. Классификация зубчатых передач

Признак 1. В зависимости от взаимного расположения осей валов:

- цилиндрические передачи (при параллельных осях) – рис. 3 – 6;
- конические передачи (при пересекающихся осях) – рис. 8 - 10
- винтовые передачи (при скрещивающихся осях) – рис. 7

Винтовые зубчатые передачи характеризуются повышенным скольжением в зацеплении и низкой нагрузочной способностью, поэтому имеют ограниченное применение.

Реечная передача, применяемая для преобразования вращательного движения в поступательное движение и наоборот, - частный случай цилиндрической зубчатой передачи. Рейку при этом рассматривают как колесо, диаметр которого обращается бесконечность.

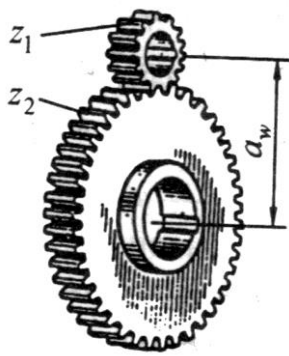


Рисунок 3

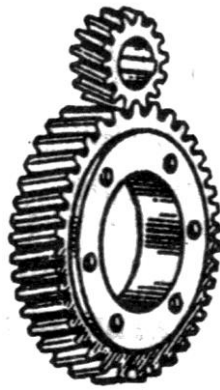


Рисунок 4



Рисунок 5

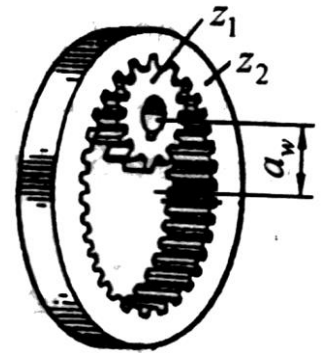


Рисунок 6

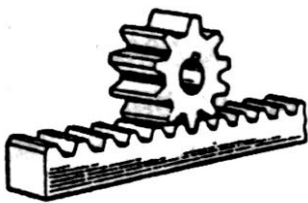


Рисунок 7



Рисунок 8



Рисунок 9



Рисунок 10

Признак 2. В зависимости от расположения зубьев на ободке колес:

- прямозубые передачи – рис. 3, 6, 8
- косозубые передачи – рис. 4, 9;
- шевронные передачи – рис. 5;
- передачи с круговыми зубьями – рис. 10.

Признак 3. В зависимости от профиля зубьев:

- эвольвентные передачи (зацепление предложено Эйлером Л. в 1760 г.);
- зацепление Новикова (предложено Новиковым М.Л. в 1954 г.);
- циклоидальные передачи (сохранились в приборах и часах).

Признак 4. В зависимости от взаимного расположения колес:

- внешнего зацепления (рис. 3 – 5, 7 – 10);
- внутреннего зацепления (рис. 6).

Признак 5. В зависимости от конструктивного исполнения:

- открытые передачи (зубья колес работают всухую или периодически смазываются пластинчатой смазкой и не защищены от влияния внешней среды);

- закрытые передачи (помещаются в пыле- и влагонепроницаемые корпуса и работают в масляной ванне).

3. Геометрия зубчатого зацепления.

Синтез зацепления. Основная теорема зацепления

При работе зубчатых колес зубья одного колеса входят во впадины другого, при этом боковая поверхность зуба ведущего колеса давит на боковую поверхность зуба ведомого колеса.

Боковые поверхности зубьев механизмов, соприкасающиеся в точке или по линии и обеспечивающие заданный закон их относительного движения, называются **сопряженными поверхностями**. Например, поверхности зубьев шестерни и колеса в зубчатом механизме, резьбовые поверхности и поверхности шариков в шариковинтовом механизме и т.д.

Синтез зацепления состоит в отыскании сопряженных поверхностей по заданному закону их относительного движения. Для решения этой задачи используется **основная теорема зацепления**, устанавливающая связь между геометрией сопряженных поверхностей и заданным законом их относительного движения.

Основная теорема зацепления (формулировка)

Сопряженные поверхности должны быть выбраны так, чтобы в любой точке их контакта общая нормаль к ним была перпендикулярна вектору относительной скорости поверхностей в точке контакта при заданном относительном движении поверхностей.

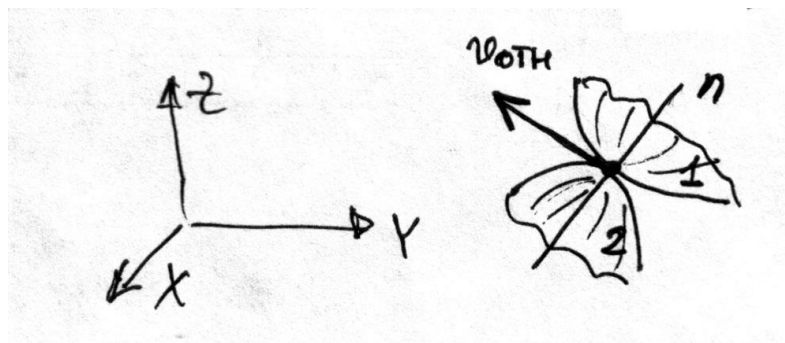


Рисунок – Графическое представление основной теоремы зацепления

Доказательство (стр. 72 – 73 Куклин, Куклина).

В аналитическом виде теорема записывается как условие перпендикулярности векторов

$$\overline{v_{отн}} \times \overline{n} = 0,$$

где \overline{n} - единичный вектор (орт) общей нормали в точке контакта.

4. Плоское зацепление. Полус зацепления.

Основная теорема плоского зацепления

Зацепление, в котором оба звена совершают плоское движение, параллельное одной и той же неподвижной плоскости, называется **ПЛОСКИМ зацеплением**.

Для плоского движения вместо сопряженных поверхностей рассматриваются **сопряженные профили**, т.е. кривые, расположенные в одной плоскости.

Мгновенный центр вращения, или мгновенный центр скоростей, определяемый методами теоретической механики, при относительном движении звеньев плоского механизма называют **полусом зацепления** P .

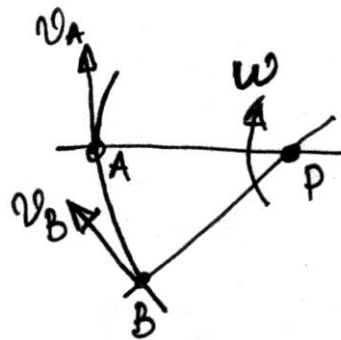


Рисунок – Полус зацепления

Относительная скорость сопряженных профилей в точке контакта перпендикулярна радиусу-вектору, соединяющему точку контакта с полусом зацепления.

Поэтому **основная теорема плоского зацепления** формулируется так.

Для того, чтобы профили были сопряженными, общая нормаль к ним в точке контакта должна проходить через заданный полус зацепления.

5. Образование начальных окружностей

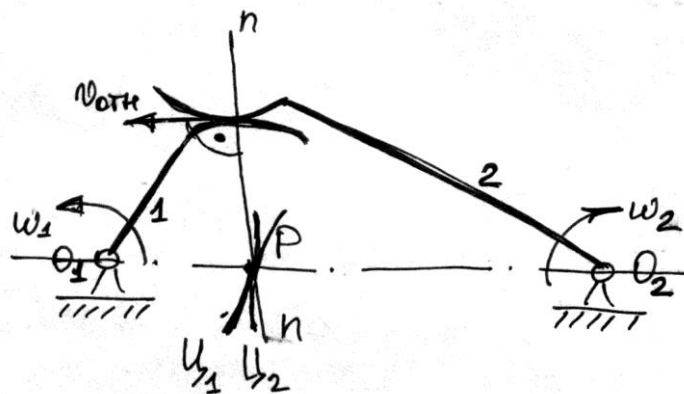


Рисунок – Плоское зацепление

Пусть звенья 1 и 2 вращаются вокруг параллельных осей (рис.). Положение полюса зацепления можно найти из уравнения, связующего векторы угловых скоростей звеньев $\overline{\omega_1}$ и $\overline{\omega_2}$ с их относительной скоростью:

$$\overline{\omega_{12}} = \overline{\omega_1} - \overline{\omega_2}.$$

Векторы угловых скоростей $\overline{\omega_1}$ и $\overline{\omega_2}$ приложены в центрах вращения O_1 и O_2 , а вектор $\overline{\omega_{12}}$ в полюсе зацепления P .

Поэтому на основании правил сложения параллельных векторов получаем

$$\frac{l_{O_1P}}{l_{O_2P}} = \frac{\omega_2}{\omega_1} = u_{21},$$

где u_{21} - отношение угловых скоростей звеньев, обратное передаточному отношению.

Геометрические места точек на звеньях 1 и 2, которые при их движении последовательно совпадают с полюсом зацепления образуют **центроиды** Π_1 и Π_2 в относительном движении звеньев.

Если передаточное отношение – постоянно, то полюс зацепления P неизменное положение по отношению к стойке и центроиды Π_1 и Π_2 представляют собой окружности с радиусами O_1P и O_2P соответственно. По свойству центроид эти окружности перекатываются без скольжения и называются **начальными окружностями зубчатого зацепления**. При этом характеризуются равенством окружных скоростей

$$\omega_1 r_{w1} = \omega_2 r_{w2},$$

где $r_{w1} = l_{O_1P}$, $r_{w2} = l_{O_2P}$ - радиусы начальных окружностей шестерни и колеса соответственно.

Из множества кривых, удовлетворяющих требованиям основной теоремы зацепления, практическое применение в современном машиностроении получила **эвольвента окружности**, которая:

а) позволяет сравнительно просто и точно получить профиль зуба в процессе нарезания;

б) без нарушения правильности зацепления допускает некоторое изменение межосевого расстояния a_w , которое может возникнуть в результате неточностей изготовления и сборки.

Наибольшее распространение в машинах имеют эвольвентные цилиндрические зубчатые передачи для воспроизведения постоянного передаточного отношения.

6. Эвольвента окружности: построение и свойства

В общем случае геометрическое место центров кривизны какой-либо кривой называется эволютой, а сама кривая по отношению к эволюте называется разверткой или эвольвентой.

В частности, эвольвента окружности – кривая, центры кривизны которой лежат на окружности (окружность в данном случае является эволютой).

Эта эвольвента может быть получена как траектория точки прямой, перекатывающейся без скольжения по окружности. В теории зацепления окружность, эвольвентой которой является профиль зуба, называется основной окружностью.

На рисунке показано построение эвольвенты основной окружности при перекатывании по ней прямой MN , которую называют производящей прямой.

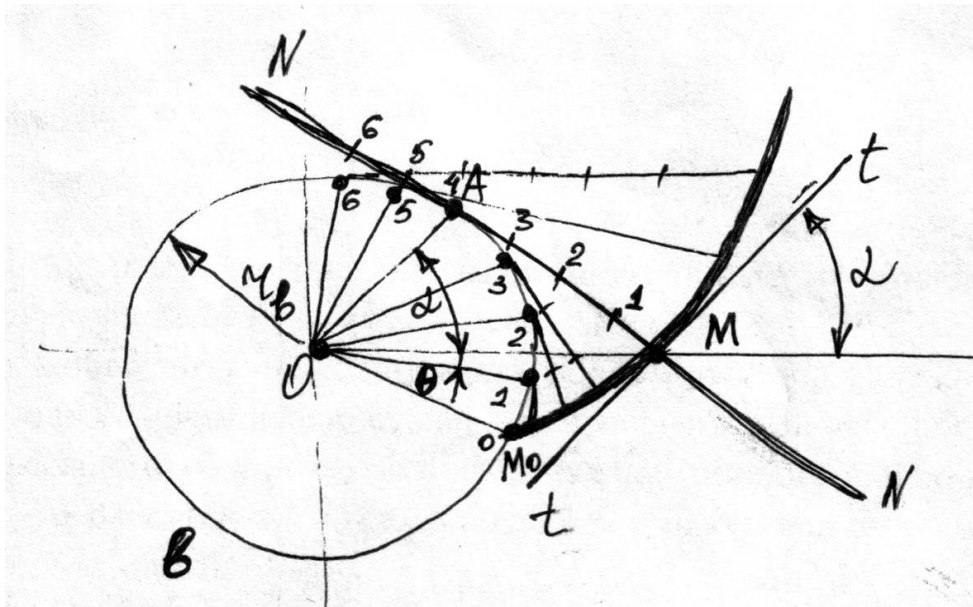


Рисунок – Построение эвольвенты

Пусть производящая прямая показана в положении, когда она касается основной окружности в точке A . Необходимо построить эвольвенту, описываемую точкой M .

Построение эвольвенты в этом случае состоит из следующих этапов:

- 1) делим отрезок AM на равные части (например, на четыре части);
- 2) откладываем на основной окружности дуги, длина которых равна соответствующим частям отрезка AM ;
- 3) через полученные точки на окружности проводим касательные к окружности;
- 4) откладываем на касательных отрезки, последовательно уменьшая длину каждого отрезка на одну часть;
- 5) соединяем концы отложенных отрезков плавной линией и получаем начальную часть эвольвенты окружности.

Для продолжения эвольвенты необходимо повторить аналогичные действия с отрезком NA . Только в этом случае длина отрезков, откладываемых на касательных, будет последовательно увеличиваться на одну часть.

Замечание. Эвольвенту можно представить как траекторию точки M конца нити, которая в натянутом положении сматывается с катушки, диаметр которой равен диаметру основной окружности.

Уравнение эвольвенты в параметрической форме получается из условия перекачивания производящей прямой по основной окружности

$$AM_0 = AM.$$

Обозначим α - острый угол между касательной tt к эвольвенте и текущим радиус-вектором эвольвенты OM . В теории эвольвентного зацепления он называется **углом профиля**.

Угол, образованный начальным радиус-вектором эвольвенты OM_0 и ее текущим радиус-вектором OM , называется **эвольвентным углом** Θ .

Обозначим r_b как радиус основной окружности. Тогда уравнение эвольвенты примет вид

$$\begin{aligned}r_b(\Theta + \alpha) &= r_b \operatorname{tg} \alpha, \\ \Theta + \alpha &= \operatorname{tg} \alpha, \\ \Theta &= \operatorname{tg} \alpha - \alpha.\end{aligned}\quad (*)$$

Радиус-вектор эвольвенты R находится из треугольника ΔOAM

$$R = \frac{r_b}{\cos \alpha}.\quad (**)$$

Выражения (*) и (**) определяют уравнения эвольвенты в полярных координатах R и Θ , выраженных через параметр α .

Основные свойства эвольвенты:

- 1) каждая ветвь эвольвенты вполне определяется радиусом основной окружности и положением начала отсчета эвольвентного угла;
- 2) эвольвента не имеет точек внутри основной окружности;
- 3) нормаль к любой точке эвольвенты направлена по касательной к основной окружности;
- 4) центр кривизны лежит в точке касания нормали с основной окружностью.

7. Образование эвольвентного зацепления

Пусть профиль зуба звена 1 очерчен по эвольвенте основной окружности с радиусом r_{b1} , а профиль зуба звена 2 – по эвольвенте основной окружности с радиусом r_{b2} . Эвольвенты соприкасаются в точке K .

Нормаль к эвольвенте \mathcal{E}_1 в точке K должна быть касательной к основной окружности звена 1, а нормаль к эвольвенте \mathcal{E}_2 - касательной к основной окружности звена 2. В точке касания нормаль должна быть общей к обоим профилям и, следовательно, точка K лежит на общей касательной к основным окружностям.

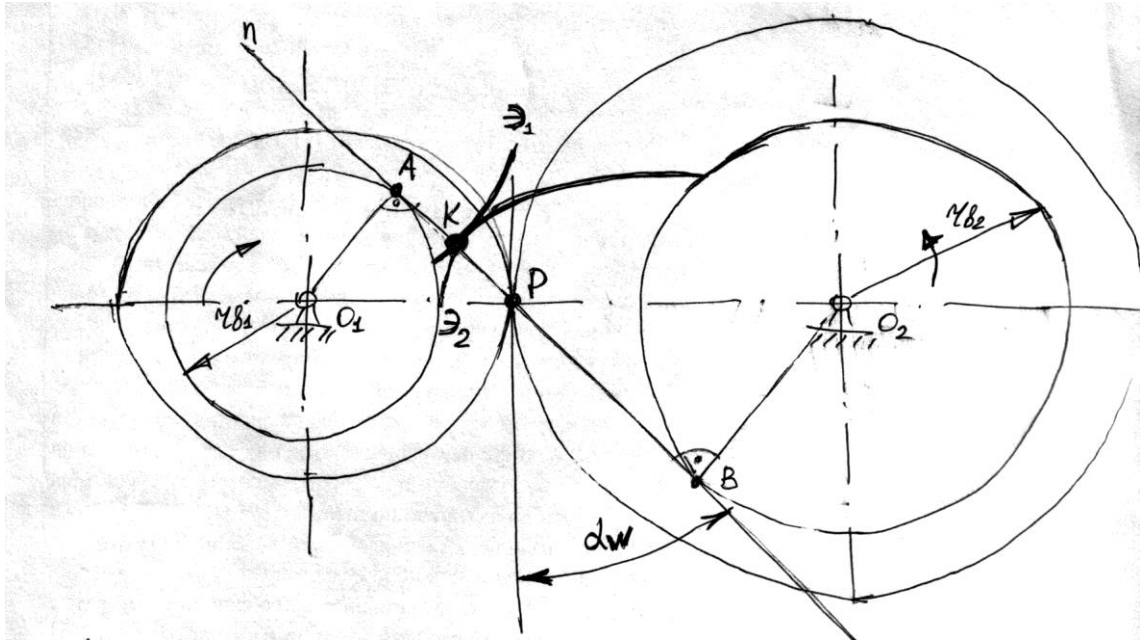


Рисунок – Построение эвольвентного зацепления

При вращении звеньев 1 и 2 точка касания эвольвент перемещается по отрезку AB этой касательной. Поэтому линия зацепления эвольвентных профилей совпадает с общей нормалью к ним и лежит на отрезке AB общей касательной к основным окружностям.

Точка пересечения общей нормали к эвольвентам с межосевой линией (P - полюс зацепления) занимает неизменное положение и, следовательно, центры в относительном движении звеньев представляют собой окружности с радиусами $r_{w1} = l_{O_1P}$ и $r_{w2} = l_{O_2P}$ соответственно. По свойству центроид начальные окружности при движении звеньев перекатываются без скольжения.

При эвольвентном зацеплении передаточное отношение (согласно основной теореме плоского зацепления) является постоянной величиной

$$u_{12} = \pm \frac{r_{w2}}{r_{w1}},$$

где «+» для внутреннего зацепления, «-» для внешнего зацепления.

Угол между линией зацепления и прямой, перпендикулярной к межосевой линии, называется **углом зацепления** α_w .

Из треугольников O_1AP и O_2BP следует:

$$r_{b1} = r_{w1} \cos \alpha_w,$$

$$r_{b2} = r_{w2} \cos \alpha_w.$$

Следовательно, при эвольвентном зацеплении передаточное отношение может быть выражено через отношение радиусов основных окружностей

$$u_{12} = \pm \frac{r_{b2}}{r_{b1}}.$$

Из последней формулы следует, что **при эвольвентном зацеплении изменение межосевого расстояния не влияет на величину передаточного отношения** из-за неизменности радиусов основных окружностей. При изменении межосевого расстояния изменяются лишь радиусы начальных окружностей и угол зацепления.

8. Эвольвентное зацепление.

Основные элементы и характеристики

По ГОСТ 16530-70 различают следующие индексы, определяющие отношение параметров эвольвентного зацепления к соответствующим окружностям:

w - к начальной окружности;

b - к основной окружности;

a - к окружности вершин зубьев;

f - к окружности впадин зубьев;

без индекса – к делительной окружности.

Основные характеристики:

$\alpha = 20^\circ$ - угол профиля делительный, равный углу профиля исходного контура. **Исходный контур** – контур зубчатой рейки с трапециевидным профилем зуба. Исходный контур характеризует параметры любого эвольвентного зубчатого венца. Исходный контур имеет линию впадин зубьев f , линию вершин зубьев a , делительную линию d . Зуб включает головку h_a и ножку h_f .

Исходный производящий контур (ИПК) – контур зубьев зубчатой рейки, характеризующий параметры зуборезного инструмента и отличающийся только высотой зубьев на величину радиального зазора $C^* m$.

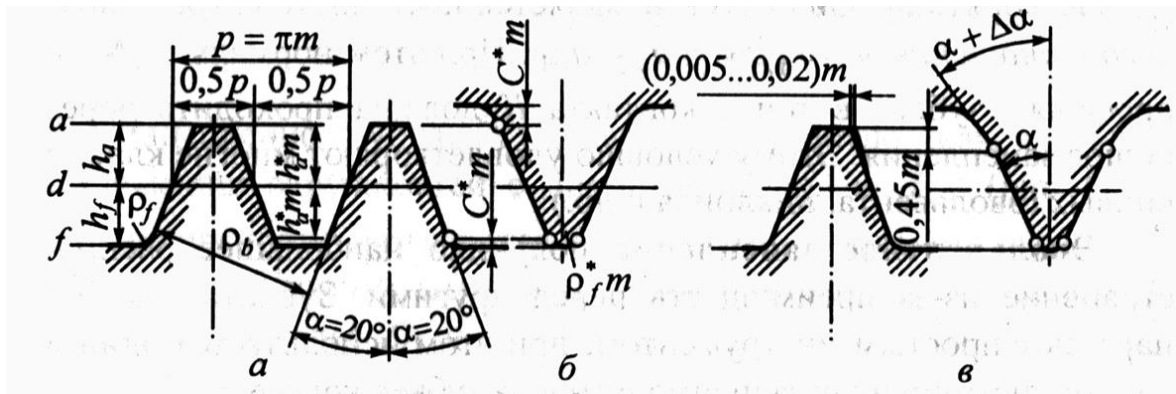
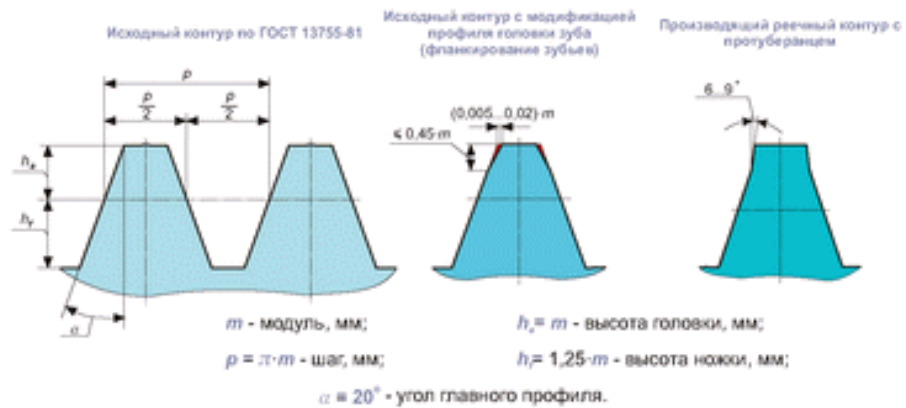


Рисунок – Исходные контуры (ИК):
 а – ИК колеса; б – исходный производящий контур (ИПК) зуборезного инструмента;
 в – ИК и ИПК фланкированного колеса

**ИСХОДНЫЙ И ПРОИЗВОДЯЩИЙ КОНТУРЫ
 ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС**



Плакат 0004

α_w - угол зацепления или угол профиля начальный

$$\alpha_w = \frac{(z_1 + z_2)m}{2a_w} \cos \alpha.$$

$$d = \frac{z p}{\pi} = z m - \text{диаметр делительной окружности.}$$

$d_b = d \cos \alpha$ - диаметр основной окружности, разверткой которой являются эвольвенты зубьев.

$$d_{w1} = \frac{2a_w}{u + 1}, \quad d_{w2} = 2a_w - d_{w1} - \text{диаметры начальных окружностей.}$$

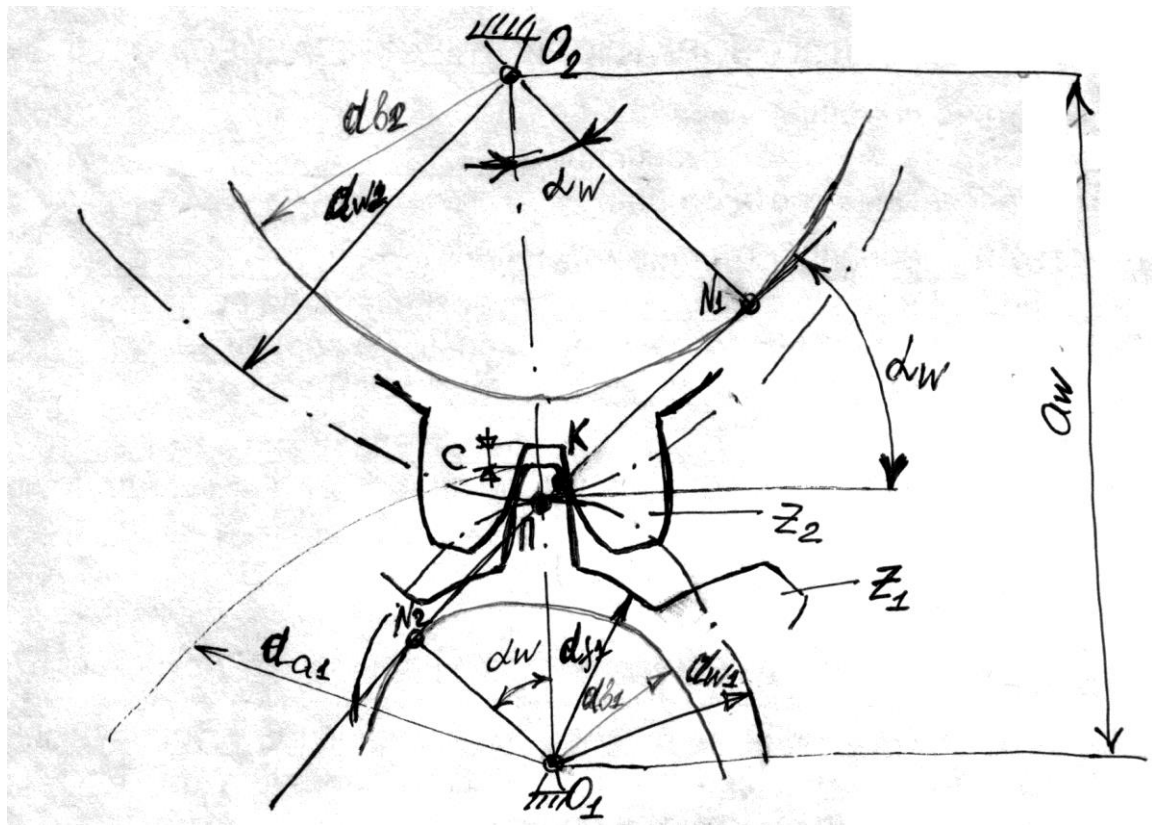


Рисунок – Характеристики эвольвентного зацепления
**ГЕОМЕТРИЯ ЭВОЛЬВЕНТНОЙ ЦИЛИНДРИЧЕСКОЙ ПРЯМОЗУБОЙ ПЕРЕДАЧИ
 С ИСХОДНЫМ КОНТУРОМ ПО ГОСТ 13755-81 БЕЗ СМЕЩЕНИЯ**



Плакат 0003

1) **Начальные окружности** – окружности, проходящие через полюс зацепления и перекатывающие в процессе зацепления одна по другой без скольжения.

При изменении межосевого расстояния a_w меняются и диаметры начальных окружностей шестерни и колеса. Следовательно, у пары зубчатых колес может быть множество начальных окружностей. **У отдельно взятого колеса начальной окружности не существует.**

Межосевое расстояние

$$a_w = \frac{d_{w1}}{2} + \frac{d_{w2}}{2} = \frac{d_{w1}}{2}(1 + i).$$

2) **Делительная окружность** – окружность, на которой шаг p и угол зацепления α_w соответственно равны шагу и углу профиля α инструментальной рейки.

Эта окружность принадлежит отдельно взятому колесу.

Делительная окружность – окружность, по которой обкатывается инструмент при нарезании.

При изменении межосевого расстояния диаметр делительной окружности остается неизменным.

Делительные окружности совпадают с начальными окружностями, если межосевое расстояние a_w пары зубчатых колес равно сумме радиусов делительных окружностей, т.е.

$$a_w = \frac{d_1}{2} + \frac{d_2}{2} = \frac{d_1}{2}(1 + i).$$

У подавляющего большинства зубчатых передач это так, т.е. $d_1 = d_{w1}$ и $d_2 = d_{w2}$. Исключение – передачи с угловой коррекцией.

3) **Окружной шаг зубьев p по делительной окружности** – расстояние между одноименными сторонами двух соседних зубьев, взятое по дуге делительной окружности.

$$p = s_t + e_t,$$

где s_t - толщина зуба по делительной окружности;

e_t - ширина впадины по делительной окружности.

Для пары сцепляющихся колес окружной шаг должен быть одинаковым.

Основной шаг зубьев p_b по основной окружности

$$p_b = p \cos \alpha_w.$$

Толщина зуба s_t и ширина впадины e_t по дуге делительной окружности нормального колеса теоретически равны. Однако при изготовлении колес на теоретический размер s_t назначают такое расположение поля допуска, при котором зуб получается тоньше, вследствие чего гарантируется **боковой зазор** j , необходимый для нормального зацепления.

4) **Окружной модуль зубьев m**

Из определения шага следует, что длина делительной окружности зубчатого колеса $\pi d = pz$, где z - число зубьев. Следовательно, $d = \frac{pz}{\pi}$.

Для удобства расчетов и измерения зубчатых колес в качестве основного расчетного параметра принято рациональное число $\frac{p}{\pi}$, которое обозначают буквой m и измеряют в мм.

$$m = \frac{p}{\pi} \Rightarrow d = mz \Rightarrow m = \frac{d}{z}.$$

Модуль зубьев m - часть диаметра делительной окружности, приходящаяся на один зуб.

Модуль – основная характеристика размеров зубьев. Для пары зацепляющихся колес модуль должен быть одинаковым.

Для обеспечения взаимозаменяемости зубчатых колес и унификации зубонарезного инструмента значения m регламентированы ГОСТ 9563-80 (от 0,05 до 100 мм).

1 ряд	1	1,25	1,5	2	2,5	3	4	5	6	8	10	12	16	20	25
2 ряд	1,125	1,375	1,75	2,25	2,75	3,5	4,5	5,5	7	9	11	14	18	22	28

В зубчатых передачах при твердости $H \leq 350HB$ $m = (0,01...0,02)a_w$, при твердости $H \geq 45HRC$ $m = (0,016...0,0315)a_w$. Модуль в нормальном сечении выбирают стандартным.

5) **Высота головки и ножки зуба**

Начальная или делительная окружности пересекает зуб по высоте на головку h_a и ножку h_f .

Делительная головка – часть зуба, расположенная между делительной окружностью и окружностью вершин.

Делительная ножка – часть зуба, расположенная между делительной окружностью и окружностью впадин.

Для создания радиального зазора C

$$h_f = h_a + C.$$

Для нормального зацепления $h_a = m$.

б) **Коэффициент торцевого перекрытия** ε_a или ε_α

Непрерывность работы зубчатой передачи возможна при условии, когда последующая пара зубьев входит в зацепление до выхода предыдущей, т.е. когда обеспечивается перекрытие работы одной пары зубьев другой. **Чем**

больше пар зубьев одновременно находится в зацеплении, тем выше плавность передачи.

За период работы пары зубьев точка их зацепления проходит путь, равный длине активной линии зацепления g_a , а расстояние между профилями соседних зубьев по линии зацепления равно основному шагу p_b . При $g_a > p_b$ обеспечивается необходимое перекрытие работы зубьев.

Активная линия зацепления g_a начинается в точке пересечения линии зацепления с окружностью вершин зубьев колеса и заканчивается в точке пересечения линии зацепления с окружностью вершин зубьев шестерни.

Коэффициент торцевого перекрытия ε_a - отношение длины активной линии зацепления к основному шагу

$$\varepsilon_a = \frac{g_a}{p_b}$$

или приближенно

$$\varepsilon_a = \left[1,88 - 3,2 \left(\frac{1}{z_1} + \frac{1}{z_2} \right) \right] \cos \beta,$$

где z_1, z_2 - числа зубьев шестерни и колеса соответственно;

β - угол наклона линии косозубого колеса.

По условию непрерывности зацепления должно быть $\varepsilon_a > 1$.

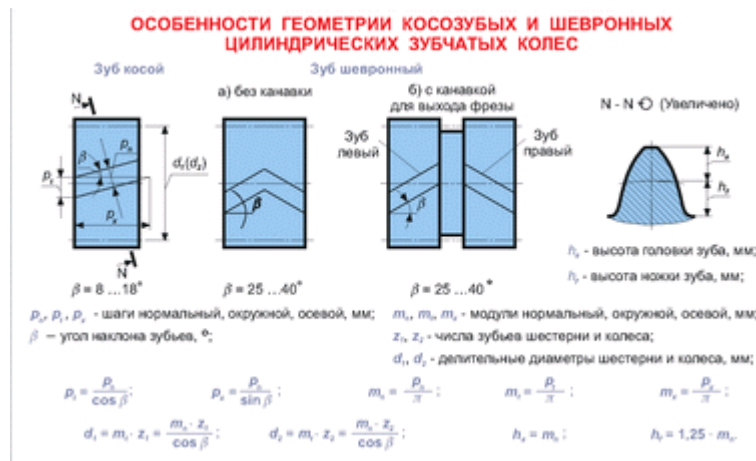
С увеличением z увеличивается ε_a .

С увеличением угла β растет окружной (торцовый) шаг p_{bt} , а длина активной линии зацепления g_a остается неизменной. При этом ε_a уменьшается. Поэтому уменьшение ε_a является одной из причин ограничения угла β .

9. Особенности геометрии косозубых цилиндрических передач

У косозубых колес зубья располагаются не по образующей делительного цилиндра, а составляют с ней делительный угол β . Этот угол является исходным при проектировании передачи, а основной угол наклона β_b определяется в зависимости от β и α

$$\beta_b = \arcsin(\sin \beta \cos 20^\circ).$$



Плакат 004

При нарезании косозубого колеса червячная фреза движется вдоль линии наклона зубьев β .

В торцевой плоскости (сечении $t - t$) параметры изменяются в зависимости от угла β :

- окружной шаг $p_t = \frac{P_n}{\cos \beta}$;

- окружной модуль $m_t = \frac{m_n}{\cos \beta}$;

- диаметр делительной окружности $d_t = m_t z = \frac{mz}{\cos \beta}$;

- диаметр основной окружности $d_b = d_t \cos \alpha_t$.

В торцевом сечении косозубое колесо, как и прямозубое, имеет эвольвентный зубчатый венец, но с другим модулем (нестандартным) и делительным углом $\alpha_t = \arctg \left(\frac{\operatorname{tg} 20^\circ}{\cos \beta} \right)$.

В нормальной плоскости (сечении $n - n$) профиль зуба косозубого колеса соответствует профилю эквивалентного прямозубого колеса. Модуль в этом сечении должен быть стандартным. Прочность косоугого зуба определяют его размеры и форма в нормальном сечении.

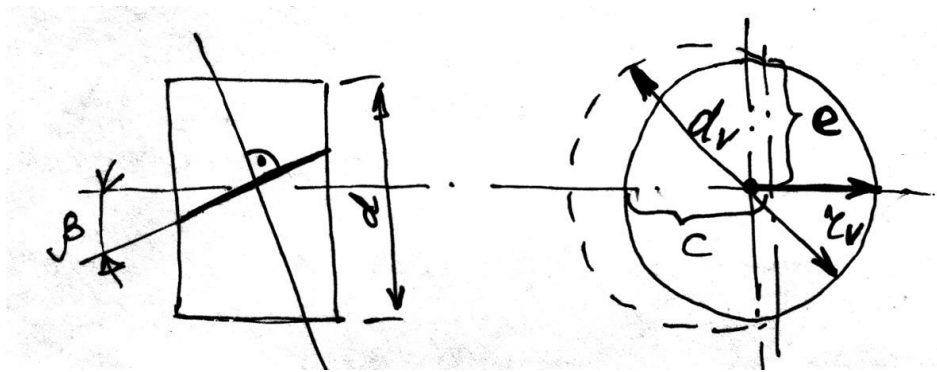


Рисунок – Эквивалентное прямозубое колесо

Нормальное к зубу сечение образует эллипс с полуосями $c = \frac{d_t}{2}$ и $e = \frac{d_t}{2 \cos \beta}$. Радиус кривизны эллипса $r_v = \frac{e^2}{c} = \frac{d_t}{2 \cos^2 \beta}$.

Диаметр эквивалентного прямозубого колеса $d_v = 2r_v = \frac{d_t}{\cos^2 \beta}$.

Эквивалентное число зубьев $z_v = \frac{d_v}{m_n} = \frac{z}{\cos^3 \beta}$.

Увеличение эквивалентного диаметра с увеличением угла β является одной из причин повышения прочности косозубых передач.

Кроме этого, **косозубые передачи** (по сравнению с прямозубыми передачами) **обладают следующими преимуществами:**

- многопарность зацепления;
- уменьшение шума;
- плавность.

Поэтому в современных передачах косозубые колеса получили преимущественное распространение.

Для косозубой передачи также характерен **коэффициент торцевого перекрытия** $\varepsilon_\alpha = \frac{g_a}{p_b}$. Но в отличие от прямых зубьев косые зубья входят в

зацепление не сразу по всей своей длине, а постепенно. Зацепление распространяется в направлении от точек 1 к точкам 2.

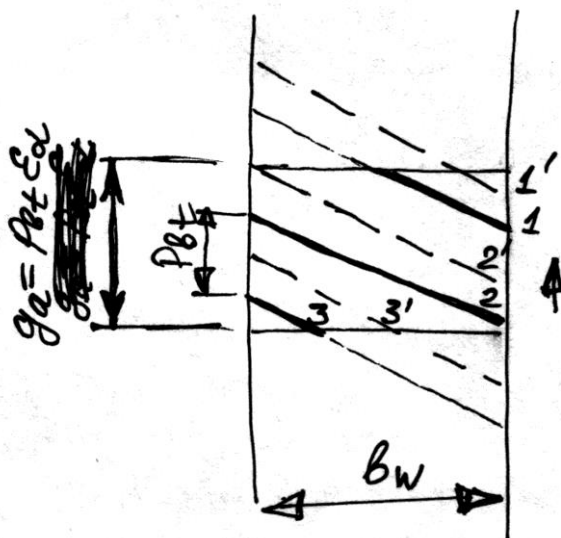


Рисунок – Принцип работы косозубой передачи

В рассматриваемый момент времени в зацеплении находятся три пары зубьев 1, 2 и 3. При этом пара 2 зацепляется по всей длине, а пары зубьев 1 и 3 лишь частично.

В следующий момент времени пара 1 вышла из зацепления и находится в положении 1'. Однако в зацеплении остались две пары зубьев 2 и 3.

В отличие от прямозубого зацепления косозубое зацепление не имеет зоны однопарного зацепления.

Так в прямозубом зацеплении нагрузка с двух зубьев на один или с одного зуба на два передается мгновенно. Это явление сопровождается ударами и шумом.

В косозубых передачах зубья нагружаются постепенно по мере захода их в поле зацепления. При этом в зацеплении находится всегда **минимум две пары зубьев**.

Такая схема работы косозубого зацепления значительно снижает шум и дополнительные динамические нагрузки.

Отмеченное преимущество косозубого зацепления становится особенно значительным в быстроходных передачах, т.к. динамические нагрузки возрастают пропорционально квадрату скорости.

Для косозубых передач также характерен **коэффициент осевого перекрытия**

$$\varepsilon_{\beta} = \frac{b_w \operatorname{tg} \beta_b}{p_{bt}}.$$

Косозубые передачи могут работать без нарушения зацепления даже при коэффициенте торцевого перекрытия $\varepsilon_{\alpha} < 1$, если коэффициент торцевого перекрытия $\varepsilon_{\beta} > 1$.

В косозубой передаче нагрузка распределяется пропорционально длине контактных линий 1, 2 и 3. Суммарная длина при коэффициенте ε_{α} , равном целому числу, определяется

$$l_{\Sigma} = \frac{b_w}{\cos \beta_b} \varepsilon_{\alpha}.$$

Если коэффициент ε_{α} не равен целому числу, то величина l_{Σ} будет периодически изменяться. Минимальное значение составит

$$l_{\Sigma \min} = K_{\varepsilon} \frac{b_w}{\cos \beta_b} \varepsilon_{\alpha}.$$

Коэффициент $K_{\varepsilon} \approx 0,9 \dots 1,0$ (в среднем $K_{\varepsilon} \cong 0,95$).

Во избежание больших осевых сил рекомендуется принимать:

- для косозубых передач $\beta = 8^{\circ} \dots 20^{\circ}$;
- для шевронных передач $\beta = 30^{\circ} \dots 40^{\circ}$.

10. Смещение в зубчатых передачах

Зубчатая передача, состоящая из двух колес, может быть выполнена без смещения и со смещением исходного контура.

Передача без смещения составлена из зубчатых колес, нарезанных без смещения исходного контура.

При нарезании зубьев без смещения на делительной окружности толщина зуба шестерни равна ширине впадины (или толщине зуба) другого колеса

$$s_{t1} + e_{t2} = p_t = \pi m_t.$$

Диаметры начальных окружностей будут равны делительным диаметрам, угол зацепления равен $\alpha_{tw} = \alpha_t$.

Следовательно, $x_1 = 0, x_2 = 0, x_1 + x_2 = 0$.

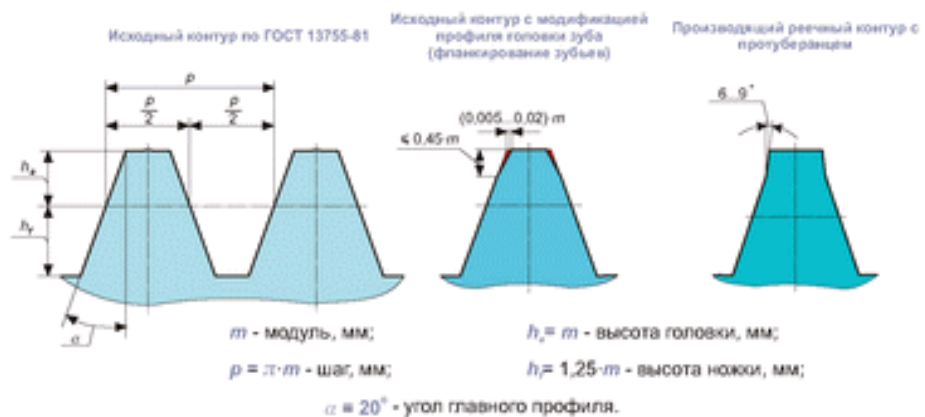
Межосевое расстояние $a_w = 0,5(d_{t2} \pm d_{t1}) = 0,5m \frac{z_2 \pm z_1}{\cos \beta}$,

где «-» - внутреннее зацепление.



Плакат 006

**ИСХОДНЫЙ И ПРОИЗВОДЯЩИЙ КОНТУРЫ
ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС**



Плакат 007

Передача со смещением $x_2 = -x_1$, $x_2 + x_1 = 0$ (равносмещенная).

В целях выравнивания напряжений изгиба зубьев шестерни и колеса (когда $z_2 > 25$) для шестерни берут $x_1 > 0$.

В этом случае толщина s_{t1} увеличивается, а e_{t2} - на столько же уменьшается.

Передача со смещением $x_2 \neq 0$, $x_1 \neq 0$, $x_1 + x_2 \neq 0$.

В целях повышения нагрузочной способности зубчатые колеса обычно выполняют с положительными коэффициентами смещения $x_1 > 0$, $x_2 > 0$.

В этом случае увеличивается толщина зубьев и радиусы кривизны профилей зубьев.

Рекомендации по выбору коэффициентов смещения (см. приложение к ГОСТ 16532-70). Например, для прямозубых передач при $z_1 \geq 21$, $x_1 = x_2 = 0$. Если $14 \leq z_1 \leq 20$, то $x_1 = 0,3$; $x_2 = -0,3$. Если $10 \leq z_1 \leq 14$, то $x_1 = 0,5$; $x_2 = -0,5$.

Формула взаимосвязи коэффициентов смещения x_1 и x_2

$$x_2 \pm x_1 = \frac{(z_2 \pm z_1)(\text{inv}\alpha_{tw} - \text{inv}\alpha_t)}{2\text{tg}20^\circ},$$

где инволютный угол эвольвенты находится по зависимости

$$\text{inv}\alpha_t = \text{tg}\alpha_t - \alpha_t,$$

$$\text{inv}\alpha_{tw} = \text{tg}\alpha_{tw} - \alpha_{tw}.$$

Как получили формулу взаимосвязи? – см. с. 240 Ряховский О.А.

Косозубые передачи в большинстве случаев выполняют без смещения, если $z_1 \geq z_{\min} = \frac{17}{\cos^3 \beta}$. При этом межосевое расстояние можно изменять за счет угла наклона зубьев.

11. Методы изготовления зубчатых передач

Заготовки зубчатых колес получают литьем, штамповкой или ковкой в зависимости от материала, формы и размеров. Зубья колес изготавливают накатыванием, нарезанием, реже литьем.

Режущий инструмент для нарезания зубьев выполняется или как зубчатое колесо с режущими гранями на зубьях (долбяк) или как зубчатая рейка (гребенка), которую можно рассматривать как предельную форму зубчатого колеса при стремлении зубьев к бесконечности.

3.1 Накатывание зубьев

Применяется в массовом производстве.

Сущность метода. Предварительное формообразование зубьев цилиндрических и конических колес производится **горячим накатыванием**. Венце стальной заготовки нагревают токами высокой частоты до температуры около 1200°C, а затем обкатывают между колесами-накатниками. При этом на венце выдавливают зубья.

Для получения колес более высокой точности производится последующая механическая обработка зубьев или **холодное накатывание – калибровка**. Холодное накатывание зубьев применяется при модуле до 1 мм.

Зубонакатывание – высокопроизводительный метод изготовления колес, резко сокращающий отход материала (металла) в стружку.

3.2 Нарезание зубьев

1) **Метод копирования.**

Заключается в прорезании впадин между зубьями модульными фрезами: дисковыми или пальцевыми. После прорезания каждой впадины заготовку проворачивают на шаг зацепления. Профиль впадины представляет собой копию профиля режущих кромок фрезы, отсюда и название – **метод копирования**.

Метод копирования – малопроизводительный и неточный, применяется преимущественно в ремонтном деле.

2) **Метод обкатки.**

Основан на воспроизведении зацепления зубчатой пары, одним из элементов которой является режущий инструмент – червячная фреза, дисковый долбяк или реечный долбяк (гребенка).

Червячная фреза имеет в осевом сечении форму инструментальной рейки. При нарезании зубьев заготовка и фреза вращаются вокруг своих осей, обеспечивая непрерывность процесса.

Нарезание зубьев червячными фрезами широко применяется для изготовления цилиндрических колес с внешним расположением зубьев.

Для нарезания колес с внутренним расположением зубьев применяют дисковые долбяки.

Гребенками нарезают прямозубые и косозубые колеса с большим модулем зацепления.

Нарезание зубьев конических колес методом обкатки производится строганием, фрезерованием инструментом с прямобочным профилем или резцовыми головками.

3.3 Отделка зубьев

Зубья точных зубчатых колес после нарезания подвергают отделке шевингованием, шлифованием, притиркой или обкаткой.

1) **Шевингование** применяется для тонкой обработки закаленных колес. Выполняется инструментом – шевером, имеющим вид зубчатого колеса с узкими канавками на поверхности зубьев. Вращаясь в зацеплении с обкатываемым колесом, шевер снимает режущими кромками канавок волосообразные стружки с зубьев колеса.

2) **Шлифование** применяется для тонкой обработки закаленных зубьев. Выполняется шлифовальными кругами способом копирования или обкатки.

3) **Притирка** используется для отделки закаленных зубьев колес. Выполняется притиром – чугунным точно изготовленным колесом с использованием притирочных абразивных паст.

4) **Обкатка** применяется для сглаживания шероховатостей на рабочих поверхностях зубьев закаленных колес. В течение 1 – 2 минут зубчатое колесо обкатывается под нагрузкой с эталонным колесом большой твердости.

12. Точность зубчатых передач.

Основные характеристики

Погрешности изготовления зубчатых колес приводят к повышению динамических нагрузок, вибрации, шуму передач. Нарушается мгновенное передаточное отношение и согласованность вращения ведущего ω_1 и ведомого ω_2 валов.

Основные погрешности изготовления и монтажа зубчатых колес:

- погрешности окружного шага;
- погрешности формы профиля и направления зубьев.

Точность зубчатых колес регламентируется ГОСТами. Предусмотрено 12 степеней точности в порядке ее убывания от 1 до 12. Наиболее распространенные в машиностроении степени точности в быстроходных передачах

($v > 10$ м/с) – 5, 6, 7; в тихоходных передачах – 8, 9.

Нормы точности цилиндрических зубчатых передач регламентируются ГОСТ 1643-81. Различают следующие основные показатели точности.

1. Кинематическая точность (КТ).

Характеризуется полной погрешностью углов поворота сцепляющихся колес за один оборот.

Она важна для делительных цепей, для передач системы управления и быстроходных силовых передач из-за опасности резонансных колебаний и шума.

КТ связана с накопленной ошибкой шага и биением.

2. Плавность работы передач.

Характеризуется многократно повторяющимися ошибками углов поворота валов за один оборот колеса; существенно влияет на высокочастотную составляющую динамической нагрузки быстроходных передач; определяется ошибками шага, профиля зубьев и переменной жесткостью зацепления и опор валов.

3. Пятно контакта зубьев.

Определяет концентрацию нагрузки на зубьях; существенно влияет на работоспособность силовых передач.

4. Боковой зазор между нерабочими поверхностями зубьев.

Обусловлен видом сопряжения; он предотвращает заклинивания (например, при разогреве) и обеспечивает свободное вращение колес; влияет на работоспособность передач при крутильных колебаниях и особенно реверсируемых передач.

5. Шероховатость рабочих поверхностей зубьев.

Она влияет на износостойкость передач.

6. Виды сопряжений.

Для всех степеней точности установлены для $m \geq 1$ - *H, E, D, C, B, A*, для мелко модульных $m < 1$ - *H, G, F, E, D*.

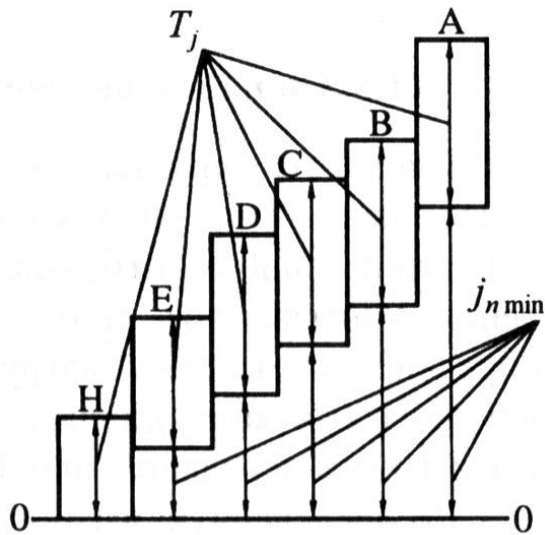


Рис. Виды сопряжений:

$j_{n\min}$ - гарантированные боковые зазоры в зацеплениях; T_j - допуск

Боковой зазор между нерабочими боковыми поверхностями зубьев в зацеплении образуется дополнительным смещением ИПК (исходного производящего контура) в тело зуба при нарезании. Глубина врезания контролируется измерительным размером толщины зуба по хорде, длиной общей нормали или размером по роликам (шарикам), вложенным во впадины между зубьями. Допуск на измерительный размер зависит от вида сопряжения.

Сопряжения H, G с малым боковым зазором используются в передачах систем управления, точных приборах. Для избежания заклинивания в конструкции предусматривают регулирование межосевого расстояния при сборке.

В общем машиностроении рекомендуют вид сопряжения B .

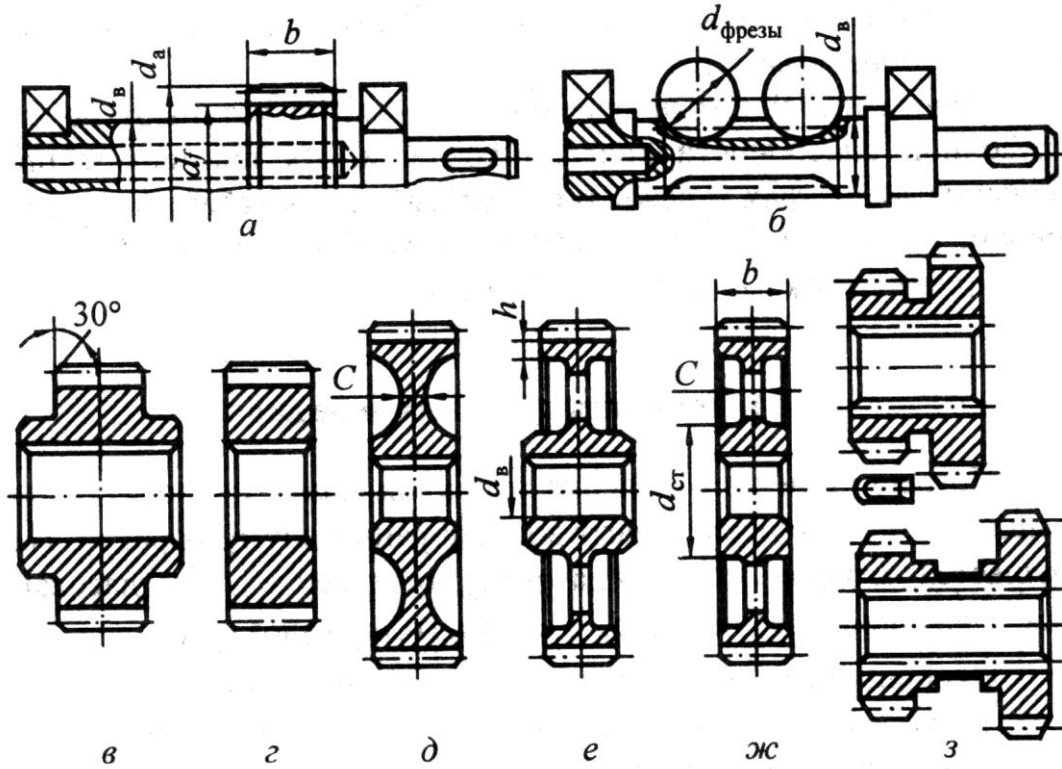
Обозначение на чертежах при $m \geq 1$ $7-7-6-B$ (7 - кинематическая точность, 7 - плавность работы, 6 - пятно контакта, B - вид сопряжения).

Динамические нагрузки зависят от степени точности передачи и возрастают с ростом окружной скорости. Ориентировочные допустимые скорости передач в зависимости от степени точности приведены в табл.

Таблица Ориентировочные допустимые окружные скорости передач в зависимости от степени точности

Степень точности	Окружная скорость, м/с	
	прямозубые	косозубые
6	20	30
7	12	20
8	6	10
9	3	5

13. Конструкция зубчатых колес и шестерен



КОНСТРУКЦИИ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС

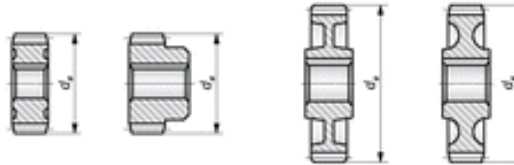
Шестерня, выполненная заодно с валом (вал-шестерня)
 прокат при $d_f \leq 200$ мм и $d_f \leq 2 \cdot d$



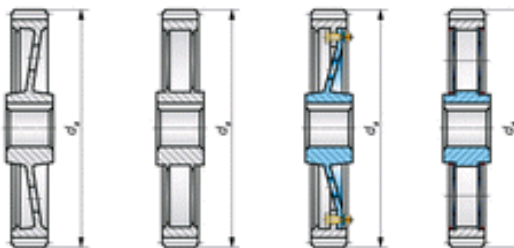
Насадные колеса

кованые или штампованные
 $d_f = 150 \dots 250$ мм $d_f = 250 \dots 600$ мм

$H \leq 350$ НВ $H > 350$ НВ



литые $d_f = 600 \dots 900$ мм $d_f \geq 900$ мм бандажированные $d_f \geq 600$ мм сварные $d_f \geq 600$ мм



Плакат 0016

1) Вал-шестерня. Шестерни с диаметром впадин d_f , близким к требуемому диаметру вала d_b , изготавливают заодно с валом (рис. а, б).

2) Шестерни и колеса небольшого диаметра ($d_a \leq 200$ мм) выполняют преимущественно в виде дисков со ступицами и без ступиц (рис. в, г).

3) В коробках передач применяют блоки шестерен (рис. з).

Зубчатые колеса и блоки шестерен в зависимости от серийности производства изготавливают штамповкой, ковкой или точением из прутка. Коэффициент использования металла при точении таких шестерен из прутка равен в среднем $1/3$, при штамповке в закрытых штампах он в 2 раза выше.

4) Колеса средних диаметров ($d_a \leq 600$ мм) выполняют преимущественно коваными облегченной конструкции (рис. д, е, ж).

При этом толщину обода h улучшенных колес выбирают равной $(2...3)m_t$, толщину дисков $C = (0,2...0,3)b$, диаметры ступиц $d_{ст} = (1,6...1,9)d_B$, где b - ширина колеса, d_B - диаметр вала.

Примечание: колеса цельнолитые менее трудоемки, но уступают по нагрузочной способности колесам кованым. Их применяют при больших диаметрах и нежестких требованиях к габаритным размерам.

Иногда используют колеса, у которых зубчатый венец соединяют с диском и ступицей болтами.

14. Силы в зацеплении прямозубых и косозубых цилиндрических передач

Знание этих сил необходимо для расчета на прочность зубьев колес, валов и их опор. Силы определяют в статике без учета динамики, ошибок изготовления и деформации деталей. Эти явления учитываются соответствующими коэффициентами при определении расчетной нагрузки.

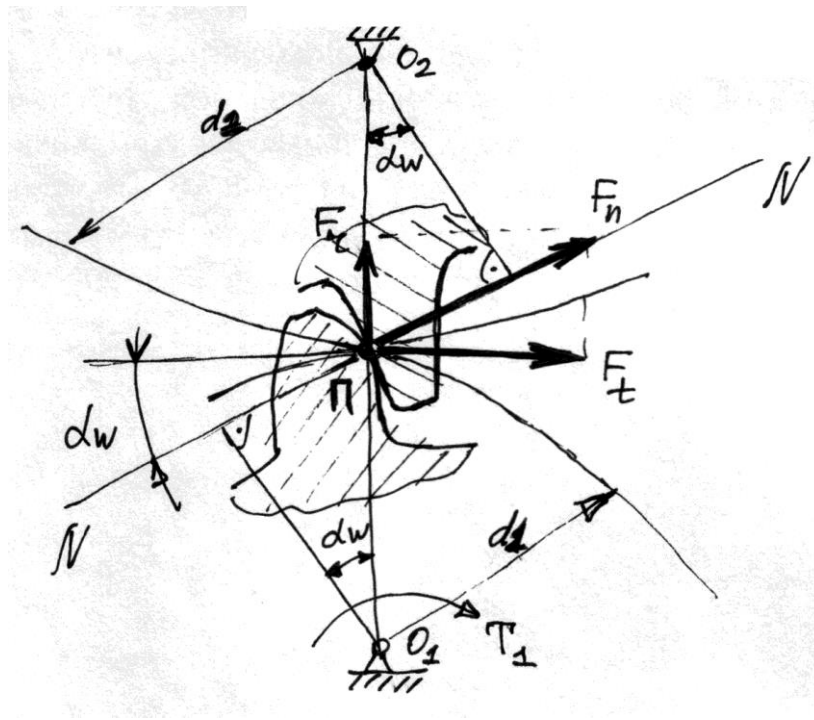
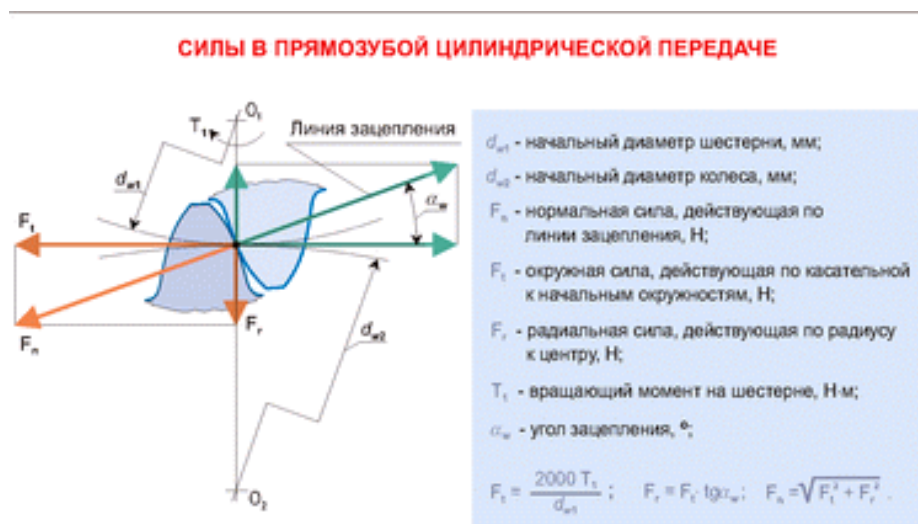


Рисунок – Силы, действующие в зацеплении прямозубой цилиндрической передачи



Плакат 0014

На рисунке обозначены:

F_n - нормальная сила, направленная по линии зацепления как общей нормали к рабочим поверхностям зубьев.

Вектор этой силы раскладывается по осям координат в окружном F_t (окружная сила), в радиальном F_r (радиальная сила) и в осевом F_a (осевая сила) направлениях. Последняя сила характерна для косозубых и шевронных цилиндрических передач.

$$F_t = F_n \cos \alpha_w = 2 \times 10^3 \frac{T_1}{d_1} = \frac{T_1(u+1)}{a_w},$$

$$F_r = F_t \operatorname{tg} \alpha_w$$

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

В случае использования коррегированных зубчатых передач, т.е. передач со смещением исходного контура, вместо диаметров делительных окружностей d_1 берутся диаметры соответствующих начальных окружностей d_{w1} .

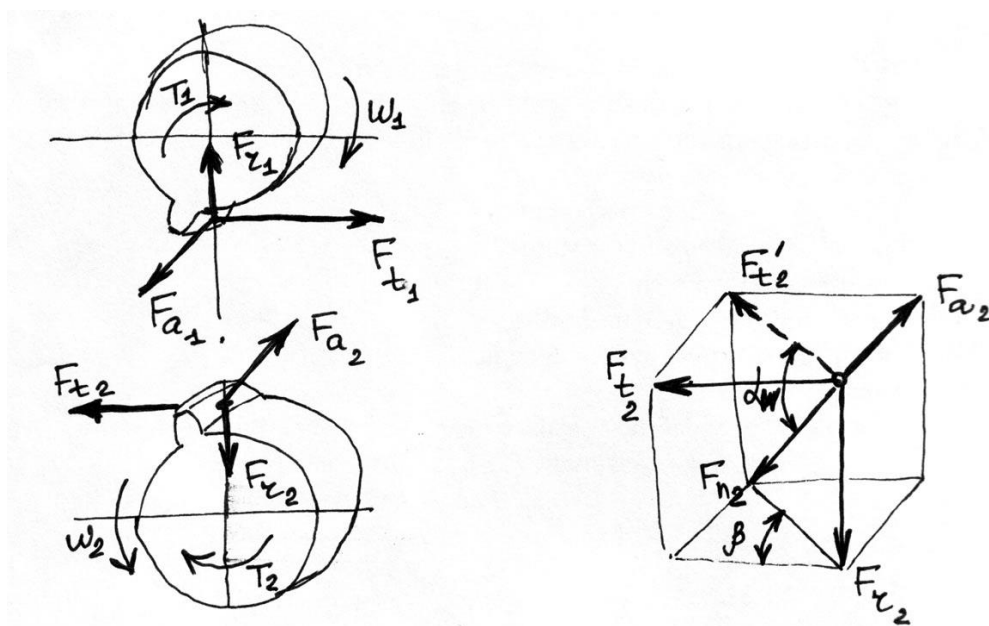


Рисунок – Силы, действующие в зацеплении косозубой цилиндрической передачи

СИЛЫ В КОСОЗУБОЙ ЦИЛИНДРИЧЕСКОЙ ПЕРЕДАЧЕ

d_{w1} - начальный диаметр шестерни, мм;
 F_n - нормальная сила, действующая в полюсе зацепления по нормали к сопряженным поверхностям, Н;
 F_t - окружная сила, действующая по касательной к начальным окружностям, Н;
 F_r - радиальная сила, действующая по радиусу к центру, Н;
 F_a - осевая сила, параллельная осям зубчатых колес, Н;
 T_1 - вращающий момент на шестерне, Н·м;
 α_w - угол зацепления в нормальном сечении, °;
 β - угол наклона зуба, °.

$$F_t = \frac{2000 \cdot T_1}{d_{w1}}; \quad F_r = \frac{F_t \operatorname{tg} \alpha_w}{\cos \beta};$$

$$F_a = F_t \operatorname{tg} \beta; \quad F_n = \sqrt{F_t^2 + F_r^2 + F_a^2}.$$

В шевронной передаче осевые силы на полушевронах замыкаются на зубчатых колесах и на валы и опоры не передаются.

Плакат 0015

В косозубых цилиндрических передачах нормальная сила F_n составляет угол β с торцом колеса. Разложив вектор этой силы на составляющие получим:

$$F_t = 2 \times 10^3 \frac{T_1}{d_1},$$

$$F_r = F_t' \operatorname{tg} \alpha_w = \frac{F_t \operatorname{tg} \alpha_w}{\cos \beta},$$

$$F_a = F_t \operatorname{tg} \beta.$$

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

Осевая сила F_a дополнительно нагружает подшипники, возрастая с увеличением β . По этой причине для косозубых колес принимают $\beta = 8^\circ \dots 18^\circ$. Наличие в зацеплении осевых сил является недостатком косозубых цилиндрических передач.

Лекция № 2.2. Материалы. Термообработка.

Допускаемые напряжения.

План лекции

1. Материалы зубчатых передач и их выбор.
2. Виды термической обработки. Особенности.
3. Допускаемые напряжения в зубчатых передачах.
4. Режимы нагружения передач или учет нагрузок, изменяющихся во времени
5. Виды разрушения зубьев.

1. Материалы зубчатых передач и их выбор

При выборе материалов для зубчатых колес необходимо обеспечить:

- прочность зубьев на изгиб;
- стойкость поверхностных слоев зубьев;
- сопротивление заеданию.

7.1 Основными материалами являются **термически обрабатываемые стали**. Следует заметить, что допускаемые контактные напряжения, возникающие в зубьях, пропорциональны твердости материалов. Это указывает на целесообразность широкого применения для зубчатых колес сталей, закаливаемых до определенной твердости.

Твердость материала определяют двумя способами:

- по Бринеллю (по отпечатку вдавливаемого шарика). Этот способ используют при твердости материалов, не превышающих 350HB;
- по Роквеллу (вдавливанием алмазного конуса). Этот способ используют при твердости материалов, превышающих 350 HB, т.е. более 37 HRC. Приблизительно $HB \approx 10 HRC$.

По этому принципу термически обрабатываемые стали делят на две группы согласно твердости поверхности материала.

Первая группа (твердость $H \leq 350HB$). Для равномерного износа зубьев и лучшей их прирабатываемости шестерню выполняют с большей твердостью, чем колесо в пределах 10...30 HB (редко 70 HB). Термическую обработку (нормализация, улучшение) выполняют до нарезания зубьев. Такие передачи хорошо прирабатываются и не подвержены хрупкому разрушению.

В качестве материалов используют: углеродистые стали 35, 40, 45, 50; низколегированные стали 40Х, 45Х, 40ХН и другие. Материалы первой группы применяются в мало- и средненагруженных передачах в единичном и мелкосерийном производстве.

Вторая группа (твердость $H > 350HB$). Термообработку (объемную и поверхностную закалку, цементацию, азотрирование, цианирование) ведут после зубонарезания. При этом зубья коробятся и требуются отделочные операции: шлифование, притирка с абразивными пастами. Шлифование – наилучший способ исправления профилей зубьев, но требует наличия специальных зубошлифовальных станков.

Материалы второй группы применяются в тяжелонагруженных передачах в массовом и крупносерийном производстве.

7.2 Стальное литье. Применяют для колес больших диаметров. Основные материалы – литейные среднеуглеродистые стали 35Л...50Л, а также литейные марганцовистые и низколегированные стали 40ХЛ, 30ХГСЛ, 50Г2 и другие. Литые колеса подвергают преимущественно нормализации.

7.3 Чугуны. Используют для тихоходных, в основном крупногабаритных и открытых передач. Кроме того, из чугуна изготавливают сменные колеса (поочередно работающие). Чугуны относительно хорошо сопротивляются заеданию, поэтому они могут работать при скудной смазке, например в открытых передачах. Применяют чугуны СЧ20...СЧ35, а также высокопрочные магниевые чугуны с шаровидным графитом. Колеса из высокопрочных чугунов должны работать с твердыми шестернями.

7.4 Пластмассовые зубчатые колеса. Применяют в слабонагруженных передачах для обеспечения бесшумности, или самосмазываемости, или химической стойкости. Пример: приводы распределительного вала автомобильных двигателей, веретен текстильных машин и приборов.

Наиболее широко используются: текстолит (марки ПТ и ПТК), древеснослоистые пластики (марка ДСП-Г). Наиболее перспективные – капролон, полиформальдегид и фенилон.

Некоторые стали, применяемые для зубчатых колес

Марка стали	Размеры, мм		HB (сердцевины)	HRC, HRC (поверхности)	σ_b , МПа	σ_T , МПа	Термическая обработка
	D*	S*					
35	любой	любая	163–192	—	550	270	Нормализация
45	любой	любая	179–207	—	600	320	»
45	125	80	235–262	—	780	540	Улучшение
45	80	50	269–302	—	890	650	»
40X	200	125	235–262	—	790	640	»
40X	125	80	269–302	—	900	750	»
40X	125	80	269–302	45–50	900	750	Улучшение+ закалка ТВЧ
35XM	315	200	235–262	—	800	670	Улучшение
35XM	200	125	269–302	—	920	790	»
35XM	200	125	269–302	48–53	920	790	Улучшение+ закалка ТВЧ
40XH	315	200	235–262	—	800	630	Улучшение
40XH	200	125	269–302	—	920	750	»
40XH	200	125	269–302	48–53	920	750	Улучшение+ закалка ТВЧ
20XHM	200	125	300–400	56–63	1000	800	Улучшение+ цементация+ закалка
18XГТ	200	125	300–400	56–63	1000	800	»
12XНЗА	200	125	300–400	56–63	1000	800	»
25XГМ	200	125	300–400	56–63	1000	800	»
40XНМА	125	80	269–302	50–56	980	780	Улучшение+ азотирование
35Л	любой	любая	163–207	—	550	270	Нормализация
45Л	315	200	207–235	—	680	440	Улучшение

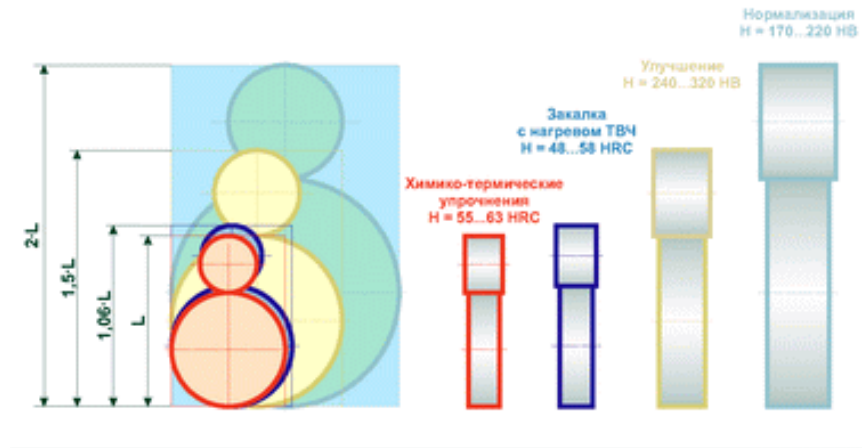
* D, S — диаметр шестерни и толщина стенок колеса.

МАТЕРИАЛЫ И ТЕРМООБРАБОТКА ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС

Марки сталей	Вид термообработки	Область применения
Стали легированные конструкционные 15X, 20X, 18XГТ, 12XНЗА, 20X2H4A, 38XHMЮA 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, 40XH, и др. по ГОСТ 4543-71	Поверхностная закалка с нагревом ТВЧ до твердости H = 50...55 HRC	Среднеагруженные 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

Плакат 0008

ЗАВИСИМОСТЬ РАЗМЕРОВ ЗУБЧАТОЙ ПЕРЕДАЧИ ОТ ВИДА ТЕРМООБРАБОТКИ ЗУБЬЕВ



Плакат 0009

2. Виды термической обработки. Особенности

Для зубчатых колес применяют следующие основные виды поверхностного термического и химико-термического упрочнения: поверхностная закалка, цементация и нитроцементация с закалкой, азотирование.

8.1 Поверхностная закалка

В основном применяют с нагревом токами высокой частоты (ТВЧ). В связи с тем, что нагреваются поверхностные слои в течении 20...50 с, деформации при закалке невелики и можно обойтись без последующего шлифования зубьев.

Материалы – стали 40Х, 40ХН, 35 ХМ. Твердость поверхности 50...55 HRC.

Для закалки ТВЧ требуется специальный машинный или ламповый генератор. Закалка с нагревом ТВЧ может также применяться для шестерен, работающих с улучшенными колесами твердостью менее 350 HB, для обеспечения равнопрочности и хорошей прирабатываемости.

Поверхностная закалка зубьев повышает износостойкость и сопротивление выкрашиванию, но понижает прочность при изгибе, т.к. создает концентратор напряжений у корня зуба. Поэтому для колес с модулем $m < 6$ мм закаленный слой должен распространяться на часть тела колеса под зубом и впадиной.

8.2 Цементация – поверхностное насыщение углеродом сталей с содержанием углерода менее 0,3 % с последующей закалкой.

При этом обеспечивается большая твердость и несущая способность поверхностных слоев зубьев (порядка 56...63 HRC), а также весьма высокая прочность на изгиб, если цементованный слой не снимается последующим шлифованием.

Материалы – хромистая сталь 20Х, а при ударных нагрузках - хромоникелевые стали 12ХН3А, 20ХНМ, 18Х2Н4МА, 20Х2Н4А, безникелевые стали 18ХГТ, 25 ХГТ, 15ХФ.

Цементация и закалка зубьев после шевингования повышают прочность зубьев на изгиб до 3 раз.

Толщина цементованного слоя примерно 0,3 модуля. Процесс цементации на глубину 1 мм занимает около 3 ч.

8.3 Азотирование – насыщение азотом, обеспечивающее особо высокую твердость (порядка 58...65 *HRC*) и износостойкость поверхностных слоев. Азотируют готовые детали без последующей закалки.

Материалы – молибденовая сталь 38Х2МЮА, безалюминиевые стали 40ХФА, 40 ХНА, 40Х.

Азотирование – длительный процесс, требующий до 20...60 ч при толщине слоя 0,25...0,6 мм.

Недостатком азотированных колес является малая толщина упрочненного слоя, равная 0,2...0,5 мм, не позволяющая применять их при ударных нагрузках и при работе с интенсивным изнашиванием (при загрязненной смазке, попадании абразива).

8.4 Нитроцементация – насыщение поверхностных слоев углеродом и азотом в газовой среде с последующей закалкой.

Обеспечивается высокая прочность, износостойкость и сопротивление заеданию.

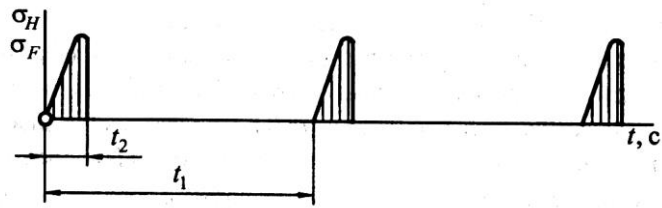
Обладает достаточно высокой скоростью протекания процесса - порядка 0,1 мм/ч и выше. В связи с малыми толщиной слоя и деформациями позволяет во многих случаях обойтись без последующего шлифования.

8.5 Лазерная закалка.

Обеспечивает высокую твердость (до 64 *HRC*), не требует легированных сталей, не вызывает коробления. Но процесс это медленный и используется для местного упрочнения в виде тонкой полосы вдоль зуба, где ожидается выкрашивание или заедание зубьев.

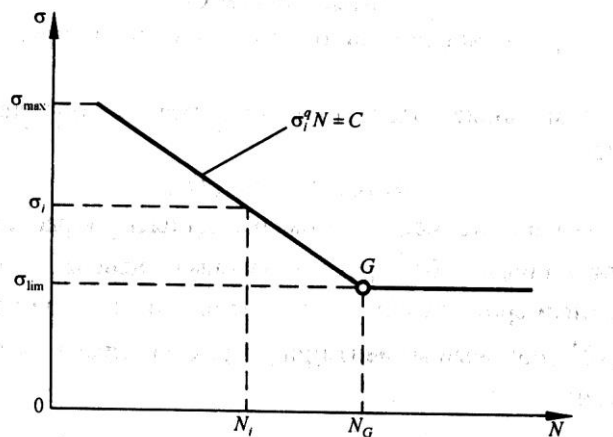
3. Допускаемые напряжения в зубчатых передачах

При работе зубчатой передачи зубья входят в зацепление поочередно и нагружаются по отнулевому циклу.



Отнулевой цикл нагружения зубьев передачи

Выбор допустимых напряжений базируется на кривых усталости типа Велера, полученных при испытании образцов-аналогов зубчатых колес. Одна из таких кривых, построенная в логарифмической системе координат «напряжение – число циклов нагружения до разрушения образца», представлена на рисунке ____.



Вид кривой усталости типа Велера

Из рисунка видно, что наклонный участок кривой усталости в точке G переходит в горизонтальный. Эта точка характеризуется двумя координатами:

- число циклов нагружения N_G , соответствующее точке перелома G , называется **базовым числом циклов**;

- напряжение σ_{lim} , соответствующее базовому числу циклов, называется **пределом выносливости**.

При напряжении $\sigma \leq \sigma_{lim}$ передача теоретически может работать длительное время, а при $\sigma > \sigma_{lim}$ - ограниченное время.

Если при расчете передачи на заданный срок службы суммарное число циклов N_i будет меньше N_G , то напряжение можно повысить до σ_i .

Наклонный участок кривой усталости описывают степенной функцией $\sigma_i^q N = C$. Следовательно, $\sigma_i^q N_i = \sigma_{lim}^q N_G$. В результате получаем зависимость для определения допустимых напряжений колес из стали

$$\sigma_i = \sigma_{\text{lim}} \sqrt[6]{\frac{N_G}{N_i}}$$

Допускаемые контактные напряжения

Допускаемое контактное напряжение, не вызывающее опасной контактной усталости материала, обозначается $[\sigma]_H$ и определяется по зависимости

$$[\sigma]_H = \frac{\sigma_{H\text{lim}}}{S_H} Z_N Z_R Z_v,$$

где $\sigma_{H\text{lim}}$ - предел выносливости, соответствующий базовому числу циклов N_{GH} и зависящий от средней твердости поверхности зуба в интервале, заданном при термообработке;

Пределы контактной выносливости $\sigma_{H\text{lim}}$

Термическая или химико-термическая обработка	Твердость поверхностей	Группа материалов	$\sigma_{H\text{lim}}$, МПа
Улучшение, нормализация	$\leq 350 \text{ HB}$	Углеродистые и легированные стали	$2\text{H}_{\text{HB}} + 70$
Объемная закалка	$30 \dots 50 \text{ HRC}_s$		$17\text{H}_{\text{HRC}} + 100$
Поверхностная закалка	$40 \dots 56 \text{ HRC}_s$		$17\text{H}_{\text{HRC}} + 200$
Цементация, нитроцементация и закалка	$56 \dots 65 \text{ HRC}_s$	Легированные стали	23H_{HRC}
Азотирование	$550 \dots 750 \text{ HV}$		1050
Без термической обработки	—	Чугун	2H_{HB}

S_H - коэффициент запаса прочности, минимальное значение которого равно: $S_{H\text{min}} = 1,1$ - для зубчатых передач с однородной структурой (улучшение, объемная закалка); $S_{H\text{min}} = 1,2$ - для колес с поверхностным упрочнением; $S_{H\text{min}} = 1,25 \dots 1,35$ - для колес, выход из строя которых ведет к тяжелым последствиям.

$$Z_N = \sqrt[6]{\frac{N_{GH}}{N_K}} \text{ при условии } 1 \leq Z_N \leq Z_{N\text{max}} - \text{коэффициент долговечности для}$$

контактных напряжений ($Z_{N\text{max}} = 2,6$ - для колес с однородной структурой; $Z_{N\text{max}} = 1,8$ - для колес с поверхностным упрочнением):

$N_{GH} = 30(\text{HB})^{2,4} \leq 12 \cdot 10^7$ - базовое число циклов напряжений для контактных напряжений;

$N_K = 60n_i n_3 L_h$ - число циклов напряжений, соответствующее заданному сроку службы при работе передачи с постоянной нагрузкой, где n_i - частота вращения (шестерни или колеса), мин^{-1} ; n_3 - число одновременных

зацеплений рассчитываемого зубчатого элемента с окружающими; L_h - время работы передачи в часах (суммарное, если передача работает при разных вращающих моментах). При работе передачи с переменной нагрузкой вместо N_K подставляют эквивалентное число циклов напряжений N_E ;

Z_R - коэффициент, учитывающий влияние шероховатости сопряженных поверхностей зубьев колес: $Z_R = 1$ при $R_a = 1,25 \dots 0,63$ мкм (шлифование); $Z_R = 0,95$ при $R_a = 2,5 \dots 1,25$ мкм (чистовое фрезерование); $Z_R = 0,9$ при $R_a = 10 \dots 2,5$ мкм (грубое фрезерование);

Z_v - коэффициент, учитывающий влияние окружной скорости: для $N \leq 350HV$ $Z_v = 0,85v^{0,1} \geq 1$; для $N > 350HV$ $Z_v = 0,925v^{0,05} \geq 1$. Повышение скорости улучшает образование масляного слоя и уменьшает силы трения.

Допускаемые контактные напряжения рассчитываются для шестерни $[\sigma]_{H1}$ и колеса $[\sigma]_{H2}$ отдельно, причем:

- для прямозубых передач $[\sigma]_H = [\sigma]_{H \min} = \min\{[\sigma]_{H1}, [\sigma]_{H2}\}$;
- для косозубых, шевронных и с круговым зубом $[\sigma]_H = 0,45([\sigma]_{H1} + [\sigma]_{H2})$.

Максимальные допускаемые контактные напряжения назначаются по условиям отсутствия остаточных (пластических) деформаций или хрупкого разрушения упрочненного поверхностного слоя.

В проверках прочности при максимальных (пусковых) перегрузках, период действия которых $N \leq 0,03N_{GH}$ циклов, допускаемых напряжения принимают:

- для улучшенных и объемно-закаленных сталей
 $[\sigma]_{H \max} = 2,8\sigma_T$, где σ_T - предел текучести, МПа;
- для зубьев, подвергнутых цементации или закалке ТВЧ
 $[\sigma]_{H \max} = 44H_{HRC}$;
- для азотируемых (твердость по Викерсу)
 $[\sigma]_{H \max} = 3H_{HV}$.

Допускаемые напряжения изгиба

Допускаемые напряжения изгиба на переходной поверхности зуба не вызывают усталостного разрушения материала, обозначаются $[\sigma]_F$ и вычисляются отдельно для колеса и шестерни по следующим зависимостям

$$[\sigma]_F = \frac{\sigma_{F \lim}}{S_F} Y_N Y_R Y_A Y_Z,$$

где $\sigma_{F\text{lim}}$ - предел выносливости зубьев при изгибе, соответствующий базовому числу циклов напряжений N_{GF} и зависит от химико-термической обработки материала и технологии изготовления;

Пределы выносливости $\sigma_{F\text{lim}}$ и коэффициенты безопасности S_F для зубьев стальных зубчатых колес при работе одной стороной*

Термическая обработка	Твердость зубьев		Марки сталей	$\sigma_{F\text{lim}}$, МПа	S_F
	на поверхности	в сердцеvine			
Нормализация, улучшение	180...350HB		40, 45, 40X, 40XН, 45ХЦ, 35ХМ	1,75 H _{HB}	1,7
Объемная закалка	45...55HRC _s		40X, 40XН, 40XФА	500...580*	1,7
Закалка ТВЧ сквозная с охватом впадин	48...52 HRC _s		40X, 35ХМ, 40XН	500...600	1,7
Закалка ТВЧ повторяет контур впадины	56...62 HRC _s	27...35 HRC _s	60X, 60XН, У6	700	1,7
	48...52 HRC _s		40X, 40XН, 35ХМ	600...700	
Азотирование	700...960HV	24...40 HRC _s	38Х2Ю, 38Х2МЮА	12H _{HRC} ^{сердц} + 90	1,7
	550...750HV		40X, 40XФА, 40X2НМА		
Цементация с автоматическим регулированием процесса	57...63 HRC _s	30...40 HRC _s	18ХГТ, 20ХГР, 20ХН, 12ХНЗА	850...950	1,55
Цементация	57...62 HRC _s		Легированные	700...800	1,65
Нитроцементация с автоматическим регулированием процесса	57...63 HRC _s		25ХГМ	1000	1,55
		25ХГТ, 30ХГТ, 35Х	750		

* Более подробно в ГОСТ 21354-87, табл. 14...17.

$$Y_N = q \sqrt{\frac{N_{GF}}{N_K}} \text{ при условии } 1 \leq Y_N \leq Y_{N\text{max}} - \text{коэффициент долговечности для}$$

изгибных напряжений ($q = 9, Y_{N\text{max}} = 2,5$ - для азотированных, цементированных и нитроцементированных колес с нешлифованной переходной поверхностью; $q = 6, Y_{N\text{max}} = 4$ - для остальных случаев);

$$N_{GF} = 4 \cdot 10^6 - \text{базовое число циклов напряжений};$$

N_K - число циклов напряжений при работе передачи с постоянной нагрузкой (определяют аналогично контактными напряжениями). При работе передачи с переменной нагрузкой вместо N_K подставляют эквивалентное число циклов напряжений N_E ;

Y_R - коэффициент, учитывающий влияние шероховатости переходной поверхности: $Y_R = 1$ - при зубофрезеровании и шлифовании; $Y_R = 1,05...1,2$ - для полированной поверхности впадины (меньшие значения – для цементованной и азотированной, большие – для улучшенной и закаленной без обрыва упрочненного слоя у выкружки);

Y_A - коэффициент, учитывающий влияние двухстороннего приложения нагрузки: $Y_A = 1$ - при одностороннем приложении нагрузки; $Y_A = 0,65$ - для улучшенных сталей при реверсивной одинаковой нагрузке; $Y_A = 0,75$ - для цементованных, закаленных ТВЧ сталей при реверсивной одинаковой нагрузке; $Y_A = 0,9$ - для азотированных сталей при реверсивной одинаковой нагрузке);

Y_z - коэффициент, учитывающий способ получения заготовки колеса: $Y_z = 1$ - для поковки и штамповки; $Y_z = 0,9$ - для проката; $Y_z = 0,8$ - для литых заготовок.

Максимально допускаемые напряжения изгиба, не вызывающие остаточных деформаций или хрупкого излома, определяются отдельно для колес и шестерни. При этом принимают максимальную нагрузку за расчетный срок службы с числом повторных воздействий $N_k \leq 10^3$ циклов.

$$[\sigma]_{F \max} = \sigma_{F \lim} Y_{N \max} \frac{K_{st}}{S_{Fst}},$$

K_{st} - коэффициент, учитывающий повышение предельных напряжений при однократном ударе по сравнению с 10^3 циклов ($K_{st} = 1,2$ при $q = 9$; $K_{st} = 1,3$ при $q = 6$);

$S_{Fst} = 1,75$ - коэффициент безопасности.

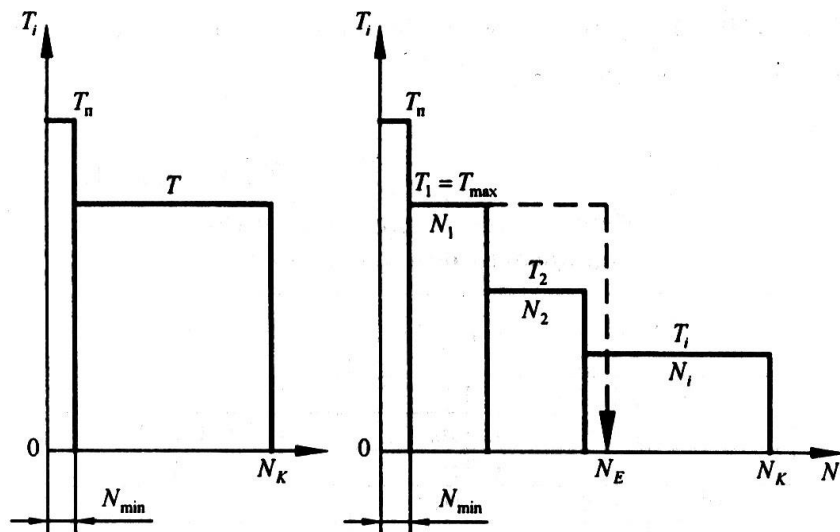
При назначении допускаемых напряжений изгиба необходимо учитывать характеристики материала переходной поверхности зуба [Ряховский О.А., с. 292]. Например, впадины зубьев для повышения прочности при изгибе в ответственных передачах подвергаются деформационному упрочнению (наклеп дробью или роликами) или электрохимическому полированию. Допускаемые напряжения повышаются в 1,05...1,25 раза.

4. Режимы нагружения передач

или учет нагрузок, изменяющихся во времени

Закон нагружения передачи задают графиком в координатах «нагрузка» – «число циклов нагружения» или «время работы».

В курсовом проекте график задается в координатах «вращающий момент» - «время работы». График составляется путем упорядочения вращающих моментов, начиная с максимального. Таким образом, в случае постоянного режима работы график состоит всего из двух временных участков (рис. ___), а в случае переменного режима работы привода – из нескольких участков (рис. ___).



На обоих графиках представлен кратковременно действующий максимальный вращающий момент (пиковый момент), который используют в расчетах для проверки отсутствия остаточных деформаций или хрупкого разрушения зубьев.

Расчет зубьев на выносливость ведут по максимальному длительно действующему вращающему моменту (в данном случае $T_{\max} = T_1$) с суммарным числом циклов $N_1 \geq 5 \cdot 10^4$. Так как этот момент больше остальных, то накопление усталостных повреждений произойдет за меньшее число циклов нагружения $N_E < N_K$.

В результате переменный режим работы заменяется эквивалентным по усталостному воздействию постоянным $T_1 = T_{\max}$. Эквивалентное число циклов вычисляется для контактных напряжений и напряжений при изгибе по следующим зависимостям

$$N_{HE} = \mu_H N_K,$$

$$N_{FE} = \mu_F N_K,$$

$$\mu_H = \sum_i \left[\left(\frac{T_i}{T_{\max}} \right)^2 \frac{n_i L_{hi}}{n L_h} \right],$$

$$\mu_F = \sum_i \left[\left(\frac{T_i}{T_{\max}} \right)^q \frac{n_i L_{hi}}{n L_h} \right],$$

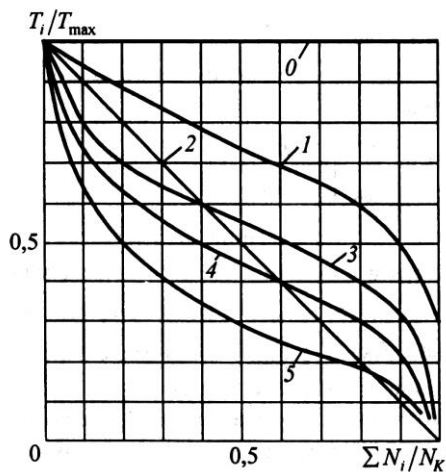
где N_K - число циклов за срок службы;

μ_H, μ_F - коэффициенты, зависящие от типового режима нагружения. Вывод выражения для этих коэффициентов приведен на с. 295 – 296 Ряховского.

Таблица ___ - Коэффициенты для вычисления эквивалентного числа циклов

Номер режима	μ_H	μ_F	
		$q = 6$	$q = 9$
0	1	1	1
I	0,500	0,300	0,200
II	0,250	0,143	0,100
III	0,180	0,065	0,036
IV	0,125	0,038	0,016
V	0,063	0,013	0,004

Типовые режимы нагружения построены в аналогичных координатах, но ступенчатые циклограммы заменены кривыми линиями. Согласно приложению к ГОСТ 21354-87, принято шесть типовых режимов нагружения. Они получены на основании изучения циклограмм машин различного назначения.



Типовые режимы нагружения

0 – **постоянный** режим;

I – **тяжелый** (работа большую часть времени с нагрузками, близкими к номинальной) (момент от 1 до 0,75);

II – **средний равновероятностный** (одинаковое время работы со всеми значениями нагрузки) (временные участки равны);

III – **средний нормальный** (работа большую часть времени со средними нагрузками) (момент от 0,75 до 0,5);

IV – **легкий** (работа большую часть времени с нагрузками ниже средних) (момент от 0,5 до 0,25);

V – **особо легкий** (работа большую часть времени с малыми нагрузками) (момент от 0,25 до 0).

Тяжелый режим характерен для зубчатых передач горных машин, средний равновероятностный и нормальный – для транспортных машин; легкий и особо легкий – для универсальных металлорежущих станков.

5. Виды разрушения зубьев

При передаче вращающего момента на контактной линии (линии зацепления) K возникают упругие деформации профилей зубьев, вызывающие контактные напряжения σ_H . У основания зуба от силы F_n возникают напряжения изгиба σ_F . Эти напряжения изменяются во времени по прерывистому отнулевому циклу (рис. __). За время одного оборота колеса t_1 зуб находится под нагрузкой в течение времени t_2 . Для передач средней быстроходности $t_1 < 0,1$ с, в этом случае $t_2 < 0,002$ с сопоставило со временем процесса удара.

Переменные напряжения являются причиной усталостного разрушения зубьев: поломка, выкрашивание поверхности, износ, заедание.

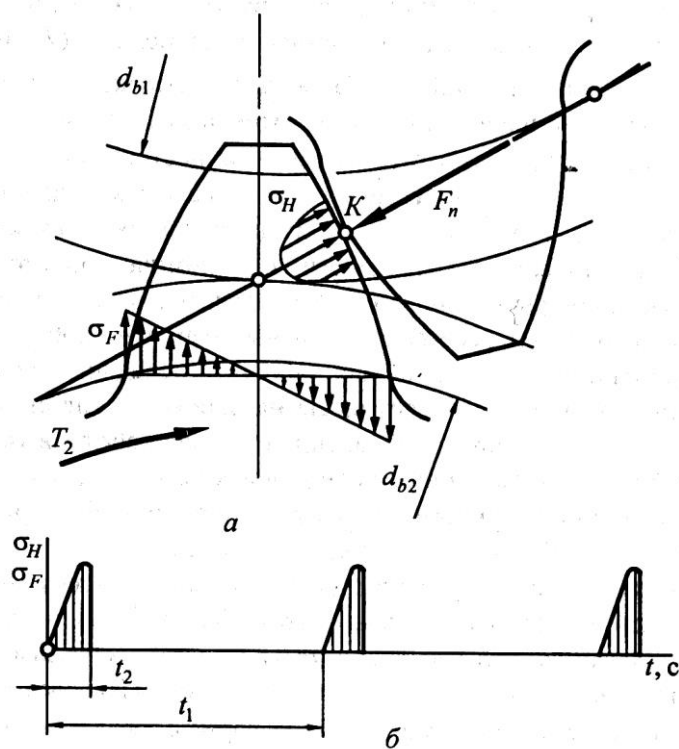


Рисунок – Напряжения, возникающие в зубьях, и характер их нагружения

Поломка зубьев. Наиболее опасный вид разрушения, приводящий к выходу из строя передачи и часто к повреждению других деталей (валов, подшипников).

Вызывается большими перегрузками ударного или статического действия или усталостью материала от многократно повторяющихся нагрузок.

Поломки от перегрузок связаны:

а) с концентрацией нагрузки по длине зубьев из-за погрешностей изготовления или больших упругих деформаций валов;

б) с износом зубьев, приводящим к их ослаблению и к росту динамических нагрузок;

в) с вводом в зацепление на ходу передвигющихся шестерен.

При усталостном разрушении излом имеет вогнутую форму на теле колеса, при разрушении от перегрузки – выпуклую.

Для предотвращения поломок зубья рассчитывают на изгиб.

КРИТЕРИИ РАБОТОСПОСОБНОСТИ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ

Виды разрушения зубьев	Условия работы
<p>Выкрашивание поверхностных слоев зубьев</p> 	<p>Закрытые хорошо смазываемые передачи. При циклическом нагружении на поверхности зубьев у полюсной линии разрастаются микротрещины, что приводит к образованию оспинки, переходящих в раковины. Выкрашивание может быть ограниченным или прогрессирующим.</p>
<p>Поломка зубьев</p> 	<p>Высоконагруженные мелкозубчатые передачи. Поломка зубьев может носить усталостный характер или являться следствием значительных перегрузок. При циклическом нагружении микротрещины у корня зуба разрастаются, что приводит к излому по сечению у основания зуба прямозубых колес или по косому сечению - косозубых или шевронных колес.</p>
<p>Абразивный износ</p> 	<p>Открытые передачи, а также закрытые, работающие при скудной смазке и наличии абразивов.</p>
<p>Заедание</p> 	<p>Высоконагруженные передачи. При высокой удельной нагрузке происходит разрыв масляной пленки, нагрев и скатывание сопряженных поверхностей с образованием следов задира в направлении скольжения зубьев.</p>

плакат 0010

Усталостное выкрашивание поверхностных слоев зубьев. Наиболее распространенный вид повреждений зубьев для большинства закрытых хорошо смазываемых или защищенных от загрязнений зубчатых колес.

Процесс выкрашивания заключается в появлении на рабочих поверхностях небольших углублений, напоминающих оспинки, которые потом растут и превращаются в раковины. Процесс начинается на ножках зубьев вблизи полюсной линии, затем распространяется на всю поверхность ножек. После этого образовавшиеся ямки сливаются, начинается прогрессивное выкрашивание, увеличивается виброактивность, кинематическая погрешность.

У поверхностно-упрочненных колес переменные напряжения могут вызвать в подкорковом слое даже отслаивание материала с поверхности.

Для предотвращения выкрашивания зубья рассчитываются на контактную выносливость рабочих поверхностей.

Абразивный износ. Является основной причиной выхода из строя открытых передач и некоторых закрытых передач машин, работающих в среде, засоренной абразивами: горных, дорожных, строительных, сельскохозяйственных, транспортных и некоторых других машин.

Заедание зубьев. Местное молекулярное сцепление контактирующих поверхностей в условиях разрушения смазочной пленки, которое происходит вследствие высоких контактных давлений или понижения вязкости масла от нагрева, связанного с большими скоростями скольжения.

Это явление характерно для высоконагруженных и высокоскоростных передач.

Наибольшее сопротивление заеданию оказывают теплостойкие стали ВХЗНВМ2Ф, 20ХЗНВФА, 16ХЗНВФМБ, а также масла с повышенной вязкостью и химически активными добавками.

Расчеты на заедание зубьев сводятся к проверке температуры в местах контакта и в сопоставлении ее с температурой вспышки масла.

Повреждение торцов зубьев. Один из основных видов повреждения зубчатых колес, вводимых в зацепление осевым перемещением (в коробках скоростей).

Пластинчатые сдвиги (течения материалов). Возникают вблизи полюсной линии под действием больших контактных напряжений и сил трения в тяжелонагруженных тихоходных передачах при низкой твердости материалов колес.

Лекция № 2.3. Расчет цилиндрических зубчатых передач.

План лекции

1. Основные критерии работоспособности.
2. Расчетная нагрузка.
3. Коэффициенты неравномерности распределения нагрузки.
4. Коэффициент динамической нагрузки.
5. Пути уменьшения динамических нагрузок.
6. Коэффициент распределения нагрузки между зубьями.
7. Расчет цилиндрических зубчатых передач по контактным напряжениям.
8. Расчет цилиндрических зубчатых передач по изгибным напряжениям.

1. Основные критерии работоспособности

Критерии работоспособности зубчатых передач напрямую связаны с причинами выхода зубчатых передач из строя.

Различают следующие **критерии работоспособности**:

- 1) контактная прочность рабочих поверхностей зубьев;
- 2) прочность зубьев при изгибе.

Расчеты по этим критериям наиболее полно разработаны для стальных, закрытых в корпусе, хорошо смазываемых эвольвентных зубчатых передач (ГОСТ 21354-87).

Согласно стандарту выполняют следующие расчеты.

Расчет **на контактную прочность рабочих поверхностей зубьев** включает:

- а) расчет на выносливость для предотвращения прогрессивного выкрашивания;
- б) расчет для предотвращения остаточных деформаций или хрупкого разрушения поверхностного слоя при действии кратковременной максимальной нагрузки.

Расчет **зубьев на прочность при изгибе** включает:

- а) расчет зубьев на выносливость при изгибе;
- б) расчет зубьев для предотвращения остаточных деформаций или образования первичных трещин при действии кратковременной максимальной нагрузки.

В этих расчетах должно выполняться условие прочности

$$\sigma \leq [\sigma],$$

где σ - расчетное напряжение, зависящее от размеров передачи, величины и характера нагрузки;

$[\sigma]$ - допускаемое напряжение, зависящее от материала, его химико-термической обработки и технологии изготовления зубчатых колес.

О том, как определяются допускаемые контактные и изгибные напряжения, было сказано выше, а о том, как находятся расчетные напряжения, речь пойдет далее.

2. Расчетная нагрузка

При работе передачи в зубчатом зацеплении возникают дополнительные нагрузки из-за ошибок изготовления деталей и их деформаций или условий эксплуатации («внешняя динамика»).

Расчетная нагрузка при определении прочности зубьев равна произведению **номинальной нагрузки** и коэффициента нагрузки $K > 1$

$$T_p = TK, F_p = FK.$$

Коэффициенты нагрузки – при расчете контактных напряжений обозначают K_H , при расчете напряжений изгиба K_F и определяют следующим образом

$$K_H = K_{HA} K_{H\beta} K_{HV} K_{H\alpha};$$

$$K_F = K_{FA} K_{F\beta} K_{FV} K_{F\alpha},$$

где $K_A(K_{HA}, K_{FA})$ - коэффициенты, учитывающие внешнюю динамическую нагрузку: $K_A = 1$, если динамическая внешняя нагрузка учтена в циклограмме (графике нагрузки); в противном случае ее определяют экспериментально для конкретного привода. В приложении ГОСТ 21354-87 даются значения $K_A = 1...2$ в зависимости от равномерности движения двигателя и ведомой машины.

$K_\beta(K_{H\beta}, K_{F\beta})$ - коэффициенты, учитывающие неравномерность распределения нагрузки по длине контактных линий (коэффициенты концентрации нагрузки $K_\beta \approx 1,05...1,2$);

$K_V(K_{HV}, K_{FV})$ - коэффициенты, учитывающие внутреннюю динамическую нагрузку (в зависимости от степени точности передачи и окружной скорости $K_V \approx 1,05...1,5$);

$K_\alpha(K_{H\alpha}, K_{F\alpha})$ - коэффициенты, учитывающие распределение нагрузки между зубьями (в зависимости от степени точности и окружной скорости $K_\alpha \approx 1,02...1,1$).

В некоторых изданиях:

- K_β и K_α используются вместе как K_β ;

- K_v и K_A используются вместе как K_v .

3. Коэффициенты неравномерности распределения нагрузки

Неравномерность (концентрация нагрузки) возникает вследствие ошибок направления зубьев, упругих деформаций зубьев, валов и их опор (подшипников). Вследствие перечисленных факторов сопряженные профили зубьев соприкасаются без нагрузки не по всей длине, а лишь своими концами (рис. __, а). Это происходило бы, если бы зубья были абсолютно жесткими.

При нагружении вращающимися моментами зубья деформируются и контактируют по всей длине, т.е. деформация зубьев уменьшает влияние перекосов валов и обычно сохраняется соприкосновение по всей длине (рис. __, б).

Но нагрузка распределится по контактной линии неравномерно, так перемещения сечений зуба неодинаковы (рис. __, в). Аналогичная картина возникает при закрутке тела шестерни, выполненной заодно в валом.

Коэффициент неравномерности распределения (концентрации) нагрузки определяется отношением

$$K_\beta = \frac{W_{\max}}{W_{cp}}$$

и зависит от угла перекоса валов, ширины колеса b (или отношения $\psi_{bd} = \frac{b}{d_1}$ и расположения колес относительно опор).

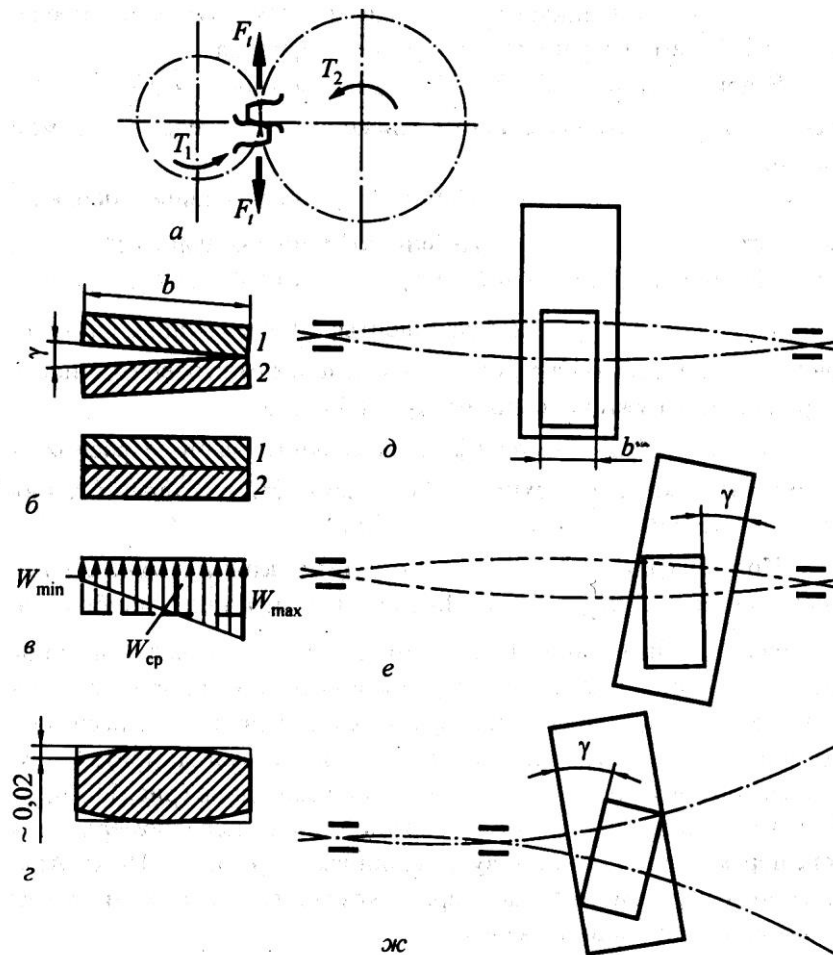


Рисунок – Концентрация нагрузки в зависимости от расположения колес относительно опор

Для приближенной оценки коэффициент неравномерности распределения нагрузки берется:

- при симметричном расположении (рис. __, д) $K_{\beta} \approx 1,05$;
- при несимметричном расположении (рис. __, е) $K_{\beta} \approx 1,1$;
- при консольном расположении (рис. __, ж) $K_{\beta} \approx 1,2...1,4$.

В целях уменьшения концентрации нагрузки:

- а) повышают точность изготовления колес;
- б) повышают жесткость валов и опор (конические роликовые вместо шариковых подшипников);
- в) выполняют продольную модификацию зубьев («бочкообразные» зубья).

Коэффициенты неравномерности распределения нагрузки рассчитываются по следующим зависимостям:

$$K_{H\beta} = 1 + (K_{H\beta}^0 - 1)K_{HW};$$

$$K_{F\beta} = (K_{H\beta}^0)^{N_F},$$

где $K_{H\beta}^0 \approx 1,05...1,5$ - коэффициент концентрации в начальный период работы передачи;

K_{HW} - коэффициент, учитывающий приработку зубьев и зависящий от твердости материала и окружной скорости колес;

N_F - показатель степени, зависящий от отношения ширины зубчатого колеса к модулю зацепления (при $\frac{b}{m} = 10 \dots 20$ для прямозубых $N_F = 0,85 \dots 0,94$, для косозубых $N_F = 0,81 \dots 0,9$).

При проектировочном расчете передач по ГОСТ 21354-87 (в курсовом проекте) коэффициент неравномерности распределения нагрузки $K_{H\beta}, K_{F\beta}$ рекомендуется определять по графикам (рис. ___) в зависимости от относительной ширины колеса $\psi_{bd} = \frac{b}{d} = 0,5\psi_{ba}(u \pm 1)$, твердости материала и расположения колес относительно опор.

Из графиков видно, что с увеличением относительной ширины колеса коэффициенты концентрации растут. Особенно это заметно для колес из материала высокой твердости. Ввиду малой кривизны кривых их можно аппроксимировать прямыми с достаточной для практики точностью.

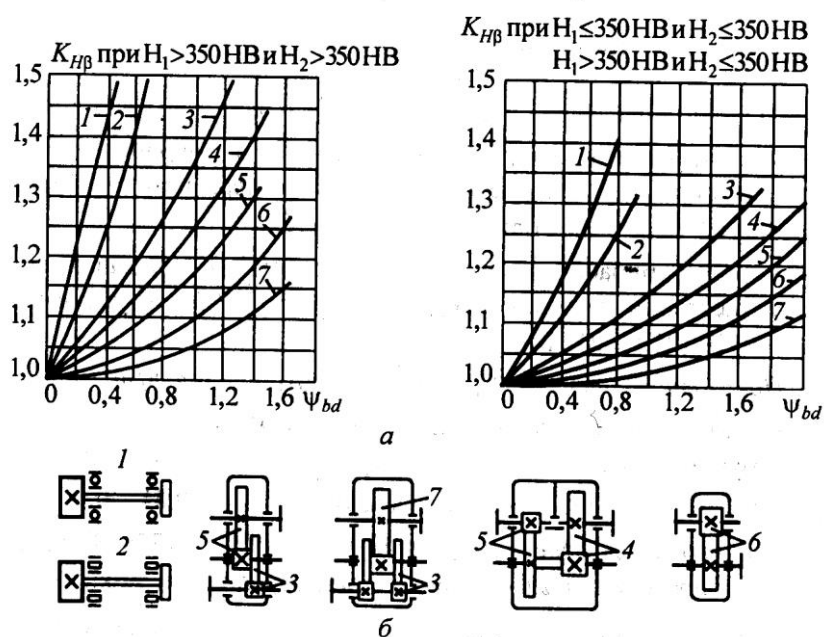


Рисунок – Приближенные значения коэффициента неравномерности распределения нагрузки при расчете на контактную прочность

4. Коэффициент динамической нагрузки

На величину дополнительной динамической нагрузки оказывают влияние ошибки основного шага зубьев, регламентированные кинематической точностью, деформации от изгиба под нагрузкой (изменяется шаг), переменная жесткость зубьев и опор валов на подшипниках качения, окружная скорость.

Ошибки основного шага зубьев и деформация зубьев при изгибе вызывают ударные нагрузки на входе зубьев в зацепление (рис. ___).

Суть возникновения удара. Эти нагрузки отсутствуют, если контакт зубьев происходит по линии зацепления NN , а их основные шаги равны $p_{tb1} = p_{tb2}$. Если шаг зубьев шестерни меньше шага зубьев колеса, то контакт возникнет в точке B . Для контакта по линии зацепления шаги выравниваются в результате демпфирования, возникает удар и изменение мгновенного передаточного отношения.

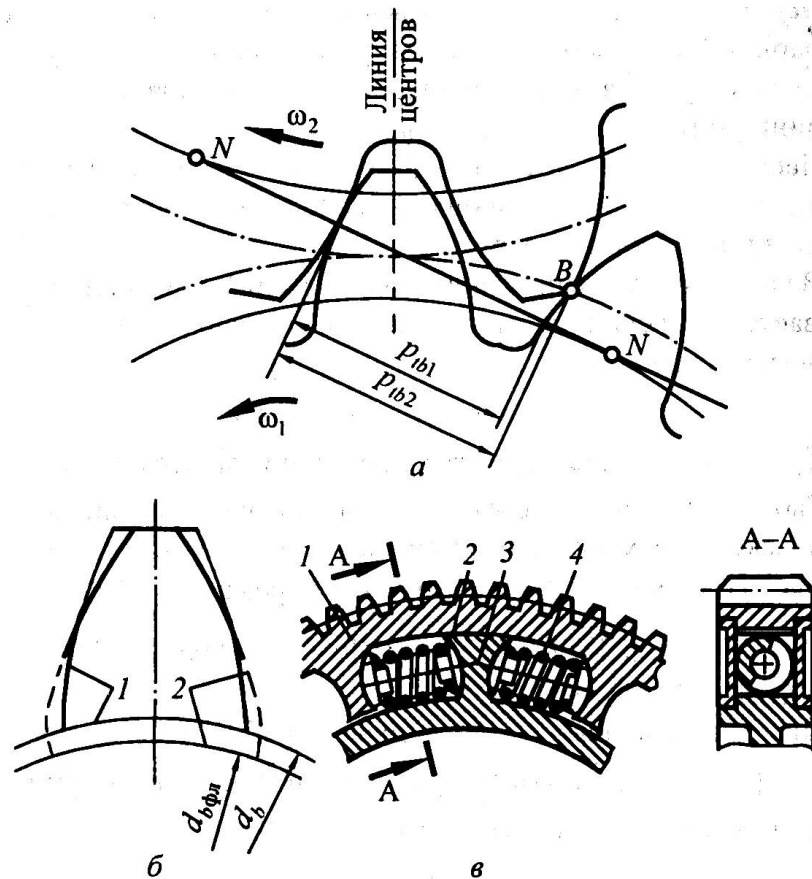


Рисунок – Возникновение динамической нагрузки и методы ее снижения
 а – кромочный удар на входе зубьев в зацепление; б – фланкирование (1 – эвольвента зуба; 2 – эвольвента фланка); в – конструктивное демпфирование

Сила удара зависит от величины ошибки шага, жесткости зубьев, окружной скорости и присоединенных к колесам инерционных масс, т.е. от параметров, входящих в уравнение колебаний.

При больших окружных скоростях возможно возникновение резонансных явлений, когда мгновенная нагрузка на зуб превышает номинальную в 2...3 раза (зуб может не разрушиться, но будут быстро накапливаться усталостные повреждения, ведущие к снижению долговечности). Поэтому для каждой ступени передачи ограничивают скорость.

Аналогичная картина возникает при выходе зубьев из зацепления.

Для приближенных расчетов коэффициенты динамической нагрузки определяют по таблицам в зависимости от степени точности, твердости поверхности и вида зубьев.

Коэффициент динамической нагрузки
(числитель — прямозубые, знаменатель — косозубые передачи)

Степень точности по ГОСТ 1643-81	Твердость поверхности зубьев	K_H					K_F				
		$v, \text{ м/с}$									
		1	5	10	15	20	1	5	10	15	20
7	H_1 или H_2	1,02	1,12	1,25	1,37	1,50	1,02	1,12	1,25	1,37	1,50
	< 350НВ	1,01	1,05	1,10	1,15	1,20	1,01	1,05	1,10	1,15	1,20
8	H_1 или H_2	1,04	1,20	1,40	1,60	1,80	1,08	1,40	1,80	-	-
	< 350НВ	1,02	1,08	1,16	1,24	1,32	1,03	1,16	1,32	1,48	1,64
9	H_1 или H_2	1,03	1,15	1,30	1,45	1,60	1,03	1,15	1,30	1,45	1,60
	> 350НВ	1,01	1,06	1,12	1,18	1,24	1,01	1,06	1,12	1,18	1,24
8	H_1 или H_2	1,05	1,24	1,48	1,72	1,96	1,10	1,48	1,96	-	-
	< 350НВ	1,02	1,10	1,19	1,29	1,38	1,04	1,19	1,38	1,58	1,77
9	H_1 или H_2	1,03	1,17	1,35	1,52	1,70	1,03	1,17	1,35	1,52	1,70
	> 350НВ	1,01	1,07	1,14	1,21	1,28	1,01	1,07	1,14	1,21	1,28
8	H_1 или H_2	1,06	1,28	1,56	1,84	-	1,11	1,56	-	-	-
	< 350НВ	1,02	1,11	1,22	1,34	1,45	1,04	1,22	1,45	1,67	-

В более точных расчетах коэффициенты динамической нагрузки вычисляются по зависимости

$$K_v = 1 + \frac{b_w w_v}{F_t},$$

где b_w - рабочая ширина колеса, мм;

F_t - окружная сила в зацеплении, Н;

w_v - удельная окружная динамическая сила, Н/мм (нагрузка на единицу длины контактной линии)

$$w_{HV} = \delta_H g_0 v \sqrt{\frac{a_w}{u}} \leq w_{пред};$$

$$w_{FV} = \delta_F g_0 v \sqrt{\frac{a_w}{u}} \leq w_{пред},$$

где v - окружная скорость, м/с;

a_w - межосевое расстояние, мм;

δ - коэффициент, учитывающий вид зуба и твердость материала колес (с. 271 Ряховского);

g_0 - коэффициент, учитывающий погрешность зацепления по шагу зубьев (с. 271 Ряховского);

$w_{пред}$ - предельное значение удельной динамической силы для 6, 7, 8, 9 степеней точности 100, 240, 380, 700 Н/мм соответственно.

5. Пути уменьшения динамических нагрузок

Виброактивность и шум – важные критерии качества зубчатых передач. Они связаны с пересопряжением (входом в зацепление) зубьев, циклической ошибкой их шага, огранкой профилей зубьев. Отдельные составляющие спектра шума существенно усиливаются, если они по частоте близки к собственной частоте колебаний крышек или отдельных стенок корпусных деталей. *Это явление Вы обнаружите при выполнении лабораторных работ по определению КПД цилиндрического и планетарного редуктора.*

Основные средства борьбы с шумом и для уменьшения динамических нагрузок:

- совершенствование зубоотделочных операций (повышение степени точности изготовления колес в целях уменьшения погрешности шага на основной окружности);

- переход на косозубые передачи повышает плавности работы передачи (как было сказано выше);

- выполняют зубья фланкированными (фланкирование – срезание части материала на головке инструментом со специальным исходным контуром);

- увеличение коэффициента перекрытия ($\varepsilon_\alpha > 2$) позволяет распределить динамическую нагрузку (силу) на несколько зубьев и уменьшить ее влияние;

- в быстроходных передачах ($v > 10$ м/с) зубчатые колеса делают с уменьшенной массой обода. Его выполняют тонким, но с ребрами жесткости. При этом существенно снижается момент инерции;

- улучшение конфигураций крышек и корпусных деталей (например, ребра внутри корпуса);

- при конструктивном демпфировании колебаний применяют демпфирующие опоры и составные зубчатые колеса.

6. Коэффициент распределения нагрузки между зубьями

Коэффициента распределения нагрузки между зубьями зависят от средней квадратичной суммарной погрешности шагов зубьев шестерни и колеса, суммарной податливости пары зацепляющихся зубьев и их склонности к приработке.

Для ориентировочных расчетов можно принять:

- для прямозубых передач $K_{H\alpha} = K_{F\alpha} = 1$;

- для косозубых и шевронных передач $K_{H\alpha} = K_{F\alpha} = 1 + k(n_{cm} + 5)$, где n_{cm} - степень точности передачи; $k = 0,06$ - для улучшенных, $k = 0,12$ - для закаленных сталей.

Предельное значение $K_\alpha \leq \frac{\varepsilon_\alpha + \varepsilon_\beta}{\varepsilon_\alpha Z_\varepsilon^2}$, где $\varepsilon_\alpha, \varepsilon_\beta$ - торцевой и осевой коэффициенты перекрытия, $Z_\varepsilon = 0,9$.

7. Расчет цилиндрических передач по контактным напряжениям

Контактная прочность зубьев является основным критерием работоспособности закрытых, обильно смазываемых и защищенных от абразива зубчатых передач.

В соответствии с ГОСТ 21354-87 расчет на контактную прочность включает расчеты на выносливость и на предотвращение разрушения рабочих поверхностей зубьев при максимальной нагрузке.

1) Расчет на выносливость

Цель расчета – определение размеров передачи и материала колес, при которых не будет прогрессивного выкрашивания.

Критерий прочности

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

где σ_H - расчетное напряжение, зависящее от геометрических параметров передачи;

$[\sigma]_H$ - допускаемое напряжение, зависящее от состояния материала колес.

Речь о том, как определить допускаемые контактные напряжения шла выше (лекция № 5).

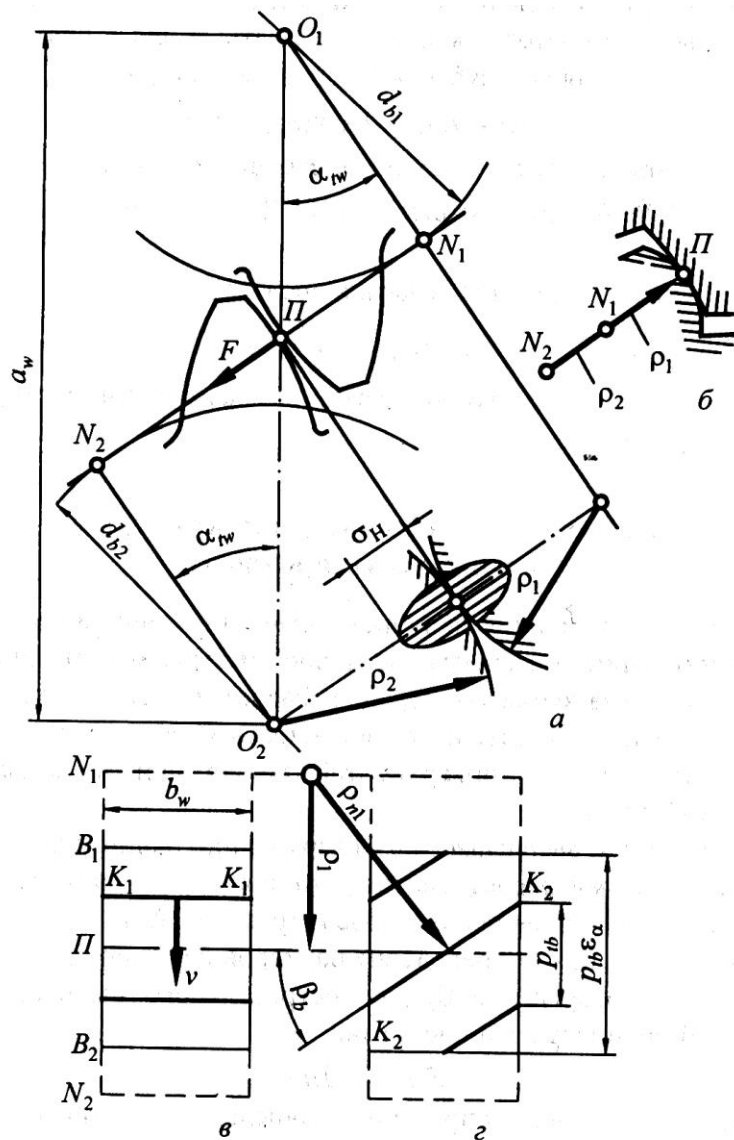


Рисунок – Схема к расчету контактной прочности зубьев:

а, б – радиусы кривизны зубьев для внешнего и внутреннего зацеплений;

в, г – поле зацепления прямозубой и косозубой передач

В качестве **исходной** принимают формулу Герца для максимальных контактных напряжений σ_H в центре площадки контакта двух цилиндров при их сжатии

$$\sigma_H = \sqrt{\frac{1}{\pi \left[\frac{1-\mu_1^2}{E_1} + \frac{1-\mu_2^2}{E_2} \right]} \frac{F}{l_\Sigma \rho}} \leq [\sigma]_H,$$

где F - нормальная к поверхности результирующая сила сжатия;

E_1, E_2 - модули упругости;

μ_1, μ_2 - коэффициенты Пуассона материалов колес;

l_Σ - суммарная длина контактных линий;

ρ - приведенный радиус кривизны.

Для получения расчетной зависимости необходимо заменить величины, входящие в формулу Герца, параметрами зацепления.

Прямозубые передачи

Нормальная результирующая сила при расчете на прочность по ГОСТ 21354-87 определяется через окружную силу на делительной окружности

$$F = F_n = \frac{K_H F_t}{\cos \alpha}$$

Суммарная длина контактных линий $K_1 K_1$ в зоне зацепления $B_1 B_2$ (рис. ___) в прямозубой передаче колеблется (для однопарного зацепления $l_\Sigma = b_w$, для двухпарного зацепления $l_\Sigma = 2b_w$) и для расчетов принимается

$$l_\Sigma = \frac{3}{4 - \varepsilon_\alpha} = \frac{1}{Z_\varepsilon^2},$$

где ε_α - коэффициент торцевого перекрытия;

Z_ε - коэффициент, учитывающий суммарную длину контактных линий

($Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{4 - \varepsilon_\alpha}{3}}$; при $\varepsilon_\alpha = 1,2 \dots 1,8$ значение $Z_\varepsilon = 0,966 \dots 0,856$; в среднем $Z_\varepsilon \approx 0,9$).

Приведенный радиус кривизны определяют через сумму кривизн

$$\frac{1}{\rho} = \frac{1}{\rho_1} \pm \frac{1}{\rho_2} = \frac{2(u \pm 1)}{d_1 u \cos \alpha \operatorname{tg} \alpha_w},$$

где $\rho_1 = \Pi N_1 = \frac{d_{b1} \operatorname{tg} \alpha_w}{2} = \frac{d_1 \cos \alpha \operatorname{tg} \alpha_w}{2}$, $\rho_2 = \frac{d_2 \cos \alpha \operatorname{tg} \alpha_w}{2}$ - радиусы кривизн

эвольвент ΠN_1 и ΠN_2 в полюсе соответственно (рис. , а), при этом $d_2 = d_1 u$.

Упругие характеристики материала (для стали $E_1 = E_2 = 2,1 \cdot 10^5$ МПа, $\mu_1 = \mu_2 = 0,3$) заменяются коэффициентом Z_E , учитывающим механические свойства материала колес

$$Z_E = \sqrt{\frac{1}{\pi \left[\frac{1-\mu_1^2}{E_1} + \frac{1-\mu_2^2}{E_2} \right]}} = 191,6 \text{ МПа}^{0,5}.$$

Подставим полученные величины параметров зацепления в формулу Герца

$$\sigma_H = \sqrt{Z_E^2 Z_\varepsilon^2 \frac{K_H F_t}{\cos \alpha} \frac{2(u \pm 1)}{\cos \alpha \operatorname{tg} \alpha_w d_1 u}}.$$

Дополнительно обозначим $Z_H = \sqrt{\frac{2}{\cos^2 \alpha \operatorname{tg} \alpha_w}}$ - коэффициент, учитывающий форму сопряжения поверхностей (для передач без смещения и равносмещенных $Z_H = 2,5$).

В результате **формула проверочного расчета контактных напряжений** для прямоугольных передач имеет вид

$$\sigma_H = Z_E Z_\varepsilon Z_H \sqrt{\frac{K_H F_t (u \pm 1)}{d_1 b_w u}} \leq [\sigma]_H.$$

Если окружную силу на делительной окружности выразить через вращающий момент $F_t = 2000 \frac{T_1}{d_1}$ и заменить $Z_E Z_\varepsilon Z_H = K_Z$, то

$$\sigma_H = K_Z \sqrt{2000} \sqrt{\frac{K_H T_1 (u \pm 1)}{d_1^2 b_w u}} \leq [\sigma]_H,$$

где $K_Z = Z_E Z_\varepsilon Z_H = 190 \cdot 0,9 \cdot 2,5 = 431$ - для передач без смещения или равносмещенных;

$d_1 = m z_1$ - диаметр делительной окружности шестерни, мм;

b_w - рабочая ширина зубчатого венца, мм;

T_1 - вращающий момент на шестерне, Нм;

$u = \frac{z_2}{z_1}$ - передаточное число;

$K_H = K_{HA} K_{H\beta} K_{HV} K_{H\alpha}$ - коэффициент нагрузки (коэффициент, учитывающий внешнюю динамическую нагрузку K_{HA} ; коэффициент,

учитывающий неравномерность распределения нагрузки по длине контактных линий $K_{H\beta}$; коэффициент, учитывающий внутреннюю динамическую нагрузку $K_{H\nu}$; коэффициент, учитывающий распределение нагрузки между зубьями $K_{H\alpha}$ – лекция № 6).

Контактные напряжения не зависят от модуля зацепления.

Допускаемая недогрузка составляет 20%, допускаемая перегрузка – 5%.

Косозубые и шевронные передачи

На схеме (рис. , в, г) показаны плоскости зацепления прямозубой и косозубой передач. В косозубой передаче линии контакта K_2K_2 не совпадают с линией зуба, расположенной под углом β - линией пересечения цилиндрической делительной поверхности с боковой поверхностью зуба.

В косозубых и шевронных передачах, как было сказано выше, зубья входят в зацепление постепенно. При этом контактная линия перемещается у ведомого колеса от вершины зуба к основанию, а у ведущего – от основания зуба к вершине. Жесткость зубьев на вершине зубьев меньше, чем в середине. Поэтому коэффициент динамической нагрузки меньше, чем у прямозубой передачи.

Расчет ведут в **нормальной плоскости** к линии зуба.

Результирующая сила в нормальной плоскости на делительной окружности при расчете на прочность определяется

$$F = F_n = \frac{K_H F_t}{\cos \alpha_t \cos \beta_b} \text{ при } \alpha_{tw} = \alpha_t .$$

Суммарная длина контактных линий в зоне зацепления больше по сравнению с прямозубой передачей за счет наклона контактной линии и для расчетов принимается

$$l_\Sigma = \frac{b_w \varepsilon_\alpha}{\cos \beta_b} = \frac{b_w}{Z_\varepsilon^2 \cos \beta_b} ,$$

где ε_α - коэффициент торцевого перекрытия;

Z_ε - коэффициент, учитывающий суммарную длину контактных линий
 ($Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{1}{\varepsilon_\alpha}}$; при $\varepsilon_\alpha = 1,6$ в среднем значение $Z_\varepsilon = 0,8$, что меньше, чем у
 прямозубой передачи).

Приведенный радиус кривизны в нормальной плоскости у косозубой
 передачи связан с приведенным радиусом кривизны у прямозубой передачи

$$\rho_{n1} = \frac{\rho_1}{\cos \beta_b}, \text{ ПОЭТОМУ}$$

$$\frac{1}{\rho} = \frac{1}{\rho_1} \pm \frac{1}{\rho_2} = \frac{2(u \pm 1) \cos \beta_b}{d_1 u \cos \alpha_t \operatorname{tg} \alpha_{tw}},$$

где $d_1 = d_{t1}$ - делительный диаметр;

α_t, α_{tw} - делительный угол и угол зацепления в торцевой плоскости.

Коэффициент, учитывающий форму сопряжения поверхностей

$$Z_H = \sqrt{\frac{2 \cos \beta_b}{\cos^2 \alpha_t \operatorname{tg} \alpha_{tw}}}.$$

В результате **формула проверочного расчета контактных напряжений**
 для косозубых передач имеет аналогичный вид, что и для прямозубых передач

$$\sigma_H = Z_E Z_\varepsilon Z_H \sqrt{\frac{K_H F_t (u \pm 1)}{d_1 b_w u}} \leq [\sigma]_H.$$

$$\sigma_H = K_Z \sqrt{2000} \sqrt{\frac{K_H T_1 (u \pm 1)}{d_1^2 b_w u}} \leq [\sigma]_H,$$

При среднем значении $\beta_b \approx \beta = 16^\circ$ для косозубых передач без смещения
 или равносмещенных $K_Z = 363$.

2) Расчет контактной прочности при действии максимальной нагрузки

Настоящий расчет проводят в целях предотвращения остаточных
 деформаций или хрупкого разрушения поверхностного слоя.

Критерием прочности является условие

$$\sigma_{H \max} = [\sigma]_{H \max},$$

где $[\sigma]_{H \max}$ - максимальное допускаемое напряжение:

- для улучшенных и объемно-закаленных сталей

$$[\sigma]_{H \max} = 2,8\sigma_T, \text{ где } \sigma_T - \text{предел текучести, МПа;}$$

- для зубьев, подвергнутых цементации или закалке ТВЧ

$$[\sigma]_{H \max} = 44H_{HRC};$$

- для азотируемых (твердость по Викерсу)

$$[\sigma]_{H \max} = 3H_{HV}.$$

Максимальное расчетное напряжение определяют по формуле

$$\sigma_{H \max} = \sigma_H \sqrt{\frac{T_{\max}}{T}} = \sigma_H K_{\text{ник}},$$

где σ_H, T - напряжение и момент, принятые при расчете на выносливость рабочих поверхностей зубьев;

T_{\max} - максимальный момент из действующих за расчетный срок службы (пиковый момент при ударах или пуске двигателя под нагрузкой);

$K_{\text{ник}}$ - коэффициент перегрузки при пуске двигателя (или привода), обозначается на графиках нагрузки.

Если T_{\max} не задан, то его значение находят:

- по пусковому моменту электродвигателя;
- по предельному моменту при наличии предохранительных элементов;
- по инерционным моментам, возникающим при внезапном торможении.

8. Расчет цилиндрических передач по изгибным напряжениям

Расчетом определяют напряжение в опасном сечении на переходной поверхности зуба для каждого зубчатого колеса. Расчет ведут на выносливость зубьев при изгибе и на малоцикловую прочность при изгибе максимальной нагрузкой.

1) Расчет зубьев на выносливость при изгибе

Для предотвращения усталостного излома сопоставляют расчетное местное напряжение от изгиба и допускаемое напряжение

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

Прямозубые передачи

Зуб рассматривается как консольная балка с нагрузкой, распределенной по линии контакта зубьев. Силы трения малы и их не учитывают. Нагрузку заменяют результирующей силой $F = \frac{K_F F_t}{\cos \alpha_w}$, направленной по линии зацепления, касательной к основным окружностям. В процессе зацепления контактная линия перемещается по высоте профиля зуба.

Однако из-за ошибок изготовления (или когда коэффициент перекрытия близок к единице) в расчетах принимают, что полная нагрузка (результирующая сила) приложена к вершине зуба и переносится на ось зуба. При этом она раскладывается на окружную и радиальную составляющие (рис. ___).

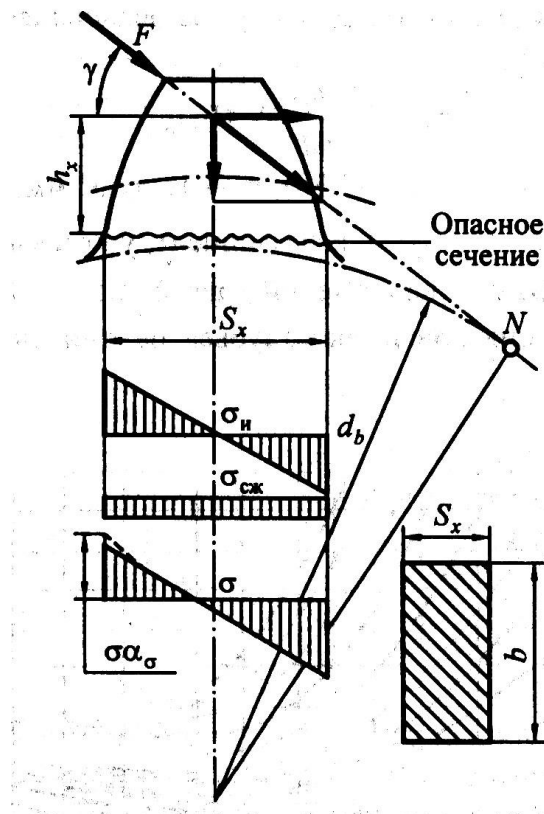


Рисунок – Схема к расчету зубьев на изгиб

Применяя принцип суперпозиции, находим результирующие напряжения в опасном сечении зуба S_x , суммируя напряжения от изгиба и сжатия

$$\sigma_{\text{и}} = \frac{F \cos \gamma h_x}{b S_x^2 / 6}, \quad \sigma_{\text{сж}} = \frac{F \sin \gamma}{b S_x}.$$

На стороне сжатия волокон зуба результирующие напряжения больше, чем на стороне растяжения. Однако образование трещин усталости начинается на стороне растяжения. Вероятно, здесь больше коэффициент концентрации напряжений α_σ . Поэтому расчет ведут по напряжениям

$$\sigma_F = \sigma_{\text{и}} - \sigma_{\text{сж}},$$

$$\sigma_F = \frac{K_F F_t}{mb} \left[\left(\frac{6 \cos \gamma \cdot h_x / m}{S_x^2 / m^2} - \frac{\sin \gamma}{S_x / m} \right) \frac{\alpha_\sigma}{\cos \alpha_w} \right].$$

Обозначив безразмерную величину в квадратных скобках через Y_{FS} - коэффициент формы зуба, получим зависимость для определения расчетных напряжений на выносливость прямых зубьев при изгибе

$$\sigma_F = \frac{K_F F_t Y_{FS}}{mb} \leq [\sigma]_F,$$

где $K_F = K_{FA} K_{F\beta} K_{FV} K_{F\alpha}$ - коэффициент нагрузки (коэффициент, учитывающий внешнюю динамическую нагрузку K_{FA} ; коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по длине контактных линий $K_{F\beta}$; коэффициент, учитывающий внутреннюю динамическую нагрузку K_{FV} ; коэффициент, учитывающий распределение нагрузки между зубьями $K_{F\alpha}$ – лекция № 6);

Y_{FS} - коэффициент, учитывающий форму зуба и концентрацию нагрузки;

$[\sigma]_F$ - допускаемые напряжения при расчете зубьев на выносливость, МПа.

Коэффициент формы зуба Y_{FS} зависит:

- от относительной толщины зуба $\frac{S_x}{m}$ (от смещения исходного контура);

- от коэффициента концентрации напряжений α_σ (от числа зубьев колеса).

Коэффициент Y_{FS} уменьшается (уменьшаются и напряжения) с увеличением положительного смещения исходного контура и с увеличением числа зубьев (рис. ___). Это необходимо учитывать при выборе параметров зацепления.

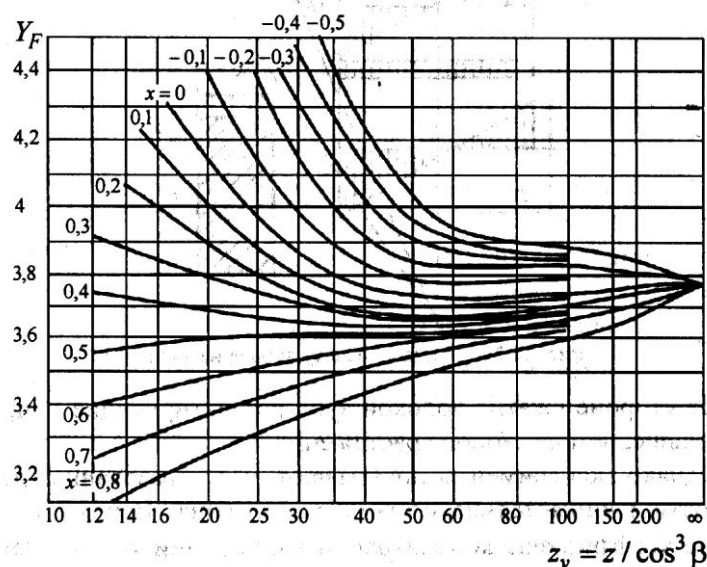


Рисунок – Коэффициенты формы зуба:

x - коэффициент смещения исходного контура; z_v - эквивалентное число зубьев

Коэффициент формы зуба Y_{FS} подсчитан с использованием метода теории упругости при двухосном напряженном состоянии для зуба, выступающего из полуплоскости. Это существенно повысило точность расчетов по предлагаемой упрощенной модели, удобной для практики.

Для ответственных прямозубых передач из материала с высокой твердостью расчет по напряжениям изгиба проводят для двух случаев:

1) нагрузка, распределенная между двумя парами зубьев, приложена к вершине зуба;

2) полная нагрузка приложена к зубу в крайней верхней точке однопарного зацепления.

Расчет проводят в том случае, если не выполняется условие прочности по рассмотренной зависимости (ГОСТ 21354-87, приложение 9).

Косозубые и шевронные передачи

По сравнению с прямозубыми передачами имеют повышенную нагрузочную способность. В этом случае рассмотренная зависимость для определения расчетных напряжений на выносливость при изгибе дополняется коэффициентами Y_ε и Y_β :

$$\sigma_F = \frac{K_F F_t Y_{FS}}{mb} Y_\varepsilon Y_\beta \leq [\sigma]_F,$$

где $Y_\varepsilon = \frac{1}{\varepsilon_\alpha}$ - коэффициент, учитывающий перекрытие зубьев (ε_α - коэффициент торцевого перекрытия);

$Y_\beta = 1 - \frac{\varepsilon_\beta \beta^\circ}{120} > 0,7$ - коэффициент, учитывающий наклон зуба ($\varepsilon_\beta = \frac{b_w \sin \beta}{\pi m}$ - коэффициент осевого перекрытия).

Приведенная формула проверочного расчета по изгибным напряжениям является общей для косозубых и прямозубых передач. Для прямозубых передач $Y_\beta = 1$, $Y_\varepsilon = 1$.

2) Расчет зубьев при изгибе максимальной нагрузкой

Прочность зубьев, необходимая для предотвращения остаточных деформаций или хрупкого излома, оценивается критерием

$$\sigma_{F \max} \leq [\sigma]_{F \max},$$

где $[\sigma]_{F \max}$ - максимальное допускаемое напряжение (лекция № 5).

Максимальные расчетные напряжения определяют по формуле

$$\sigma_{F \max} = \sigma_F \frac{T_{\max}}{T},$$

где σ_F - расчетное напряжение изгиба;

T - момент, принятый в расчетах на выносливость при изгибе;

T_{\max} - максимальный из действующих за расчетный срок службы момент (пиковый момент при ударах или пуске двигателя под нагрузкой).

Лекция № 2.4. Конические зубчатые передачи.

План лекции

1. Конические зубчатые передачи. Основные характеристики. Конструкция. Применение.
2. Основные геометрические параметры конических зубчатых передач.
3. Нарезание зубьев.
4. Силы в зацеплении конических зубчатых передач.
5. Расчет на прочность.
6. Конические зубчатые передачи с непрямыми зубьями.
7. КПД зубчатых передач. Потери мощности.

1. Конические зубчатые передачи. Основные характеристики.

Конструкция. Применение

Конические зубчатые передачи передают механическую энергию между валами с пересекающимися осями.

Зацепление двух конических колес можно представить как качение без скольжения конусов с углами при вершинах $2\delta_1$ и $2\delta_2$ (рис. ___). Эти конусы называются **начальными**.

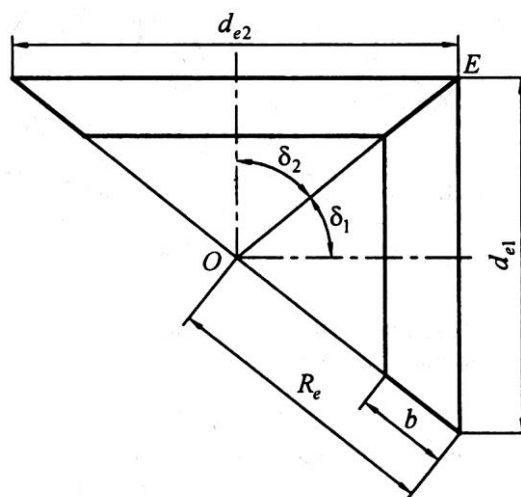


Рисунок – Схема конической зубчатой передачи

OE - полюсная линия, или мгновенная ось, в относительном вращении колес. Также является линией касания начальных конусов.

Наибольшее распространение получили ортогональные передачи с суммарным углом между осями $\delta_1 + \delta_2 = 90^\circ$.

Несмотря на сложность изготовления и монтажа, конические передачи получили широкое распространение в редукторах общего назначения, в металлообрабатывающих станках, вертолетах, автомобилях.

Конические зубчатые передачи выполняются:

- без смещения исходного контура ($x_1 = 0; x_2 = 0$);
- равносмещенными ($x_1 + x_2 = 0; x_1 = -x_2$).

Коэффициенты смещения $x_1 = 2\left(1 - \frac{1}{u^2}\right)\sqrt{\frac{\cos^3 \beta_m}{z_1}}$ (для прямозубых передач $\cos \beta_m = 1$).

Поэтому начальные конусы совпадают с делительными конусами.

Конические колеса выполняют:

- с прямыми зубьями;
- с тангенциальными зубьями;
- с круговыми зубьями.

Прямозубые передачи применяют при окружных скоростях до 3 м/с, прямозубые передачи повышенной точности – до 8 м/с. При более высоких скоростях применяют передачи с круговыми зубьями.

2. Основные геометрические параметры конических зубчатых передач

Основные геометрические параметры зубчатого колеса представлены на рис. ____.

2.1) Углы делительных конусов (связаны с их диаметрами и числами зубьев)

$$\operatorname{tg} \delta_1 = \frac{d_{e1}}{d_{e2}} = \frac{z_1}{z_2} = \frac{1}{u}; \quad \delta_2 = 90^\circ - \delta_1,$$

где $u = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{z_2}{z_1}$ - передаточное отношение, равное передаточному числу.

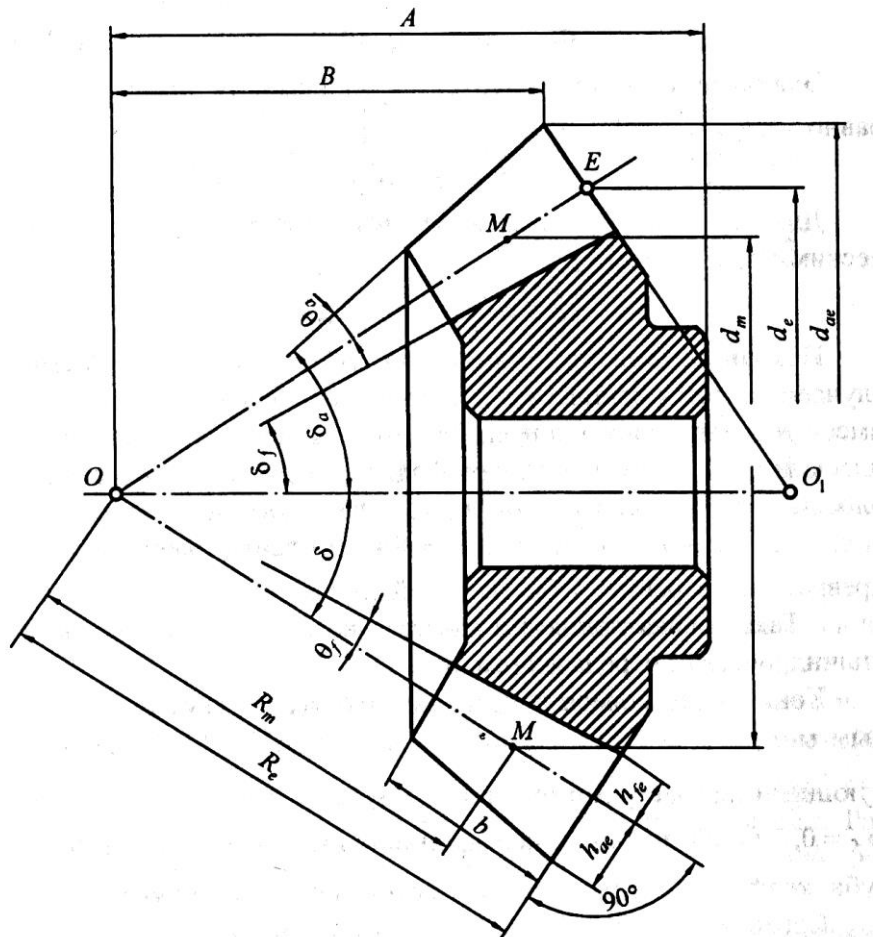


Рисунок – Основные параметры конического зубчатого колеса

2.2) Внешние делительные диаметры колес

$$d_{e1} = m_{te} z_1; d_{e2} = m_{te} z_2,$$

где m_{te} - окружной модуль зацепления на торце.

2.3) Внешнее конусное расстояние, по которому настраивают станок при зубонарезании, равно

$$R_e = 0,5\sqrt{d_{e1}^2 + d_{e2}^2} = 0,5m_{te}\sqrt{z_1^2 + z_2^2}.$$

2.4) Среднее конусное расстояние равно

$$R_m = R_e - 0,5b = R_e \frac{1 - 0,5b}{R_e} = R_e (1 - 0,5K_{be}),$$

где $K_{be} = \frac{b}{R_e} \leq 0,35$ - коэффициент ширины зубчатого венца (обычно 0,285).

2.5) Средний делительный модуль и модуль

$$\frac{d_m}{d_e} = \frac{R_e - 0,5b}{R_e};$$

$$d_m = d_e (1 - 0,5K_{be});$$

$$m_m = m_{te} (1 - 0,5K_{be}).$$

2.6) Диаметр вершин зубьев

$$d_{ae} = d_e + 2h_{ae} \cos \delta.$$

2.7) Эквивалентное зубчатое колесо, эквивалентное число зубьев

При качении плоскости без скольжения по основному конусу точки прямой OE опишут коническую эвольвентную поверхность зуба. При этом точка E опишет эвольвенту на поверхности шара радиусом R_e . Описать аналитически такое сферическое эвольвентное зацепление, а также изготовить его достаточно сложно.

Поэтому на практике сферическую поверхность заменяют касательной конической поверхностью, образующие которой нормальны к делительному конусу $O_1E \perp OE$. Эту поверхность называют **дополнительным делительным конусом**.

Профиль зубьев на развертке дополнительного конуса отличается от эвольвентного и будет соответствовать эквивалентному цилиндрическому колесу со следующими параметрами:

- эквивалентный диаметр $d_v = 2O_1E = \frac{d_e}{\cos \delta}$;

- эквивалентное число зубьев $z_v = \frac{z}{\cos \delta}$ (для прямозубых передач);

$$z_v = \frac{z}{\cos \delta \cos^3 \beta_m} \text{ (для передач с круговыми зубьями).}$$

Частным случаем является коническая передача, коническое колесо которой имеет угол начального конуса $2\delta = 180^\circ$. Такое колесо называется **плоским колесом**. Его делительный конус превратился в плоский диск, а число зубьев эквивалентного цилиндрического колеса равно бесконечности.

3. Нарезание зубьев

Нарезание зубьев прямозубых конических колес осуществляется двумя резцами, представляющими профиль впадины исходного контура. При этом каждый резец обрабатывает одну сторону зуба и движется возвратно-поступательно в противофазе с другим резцом.

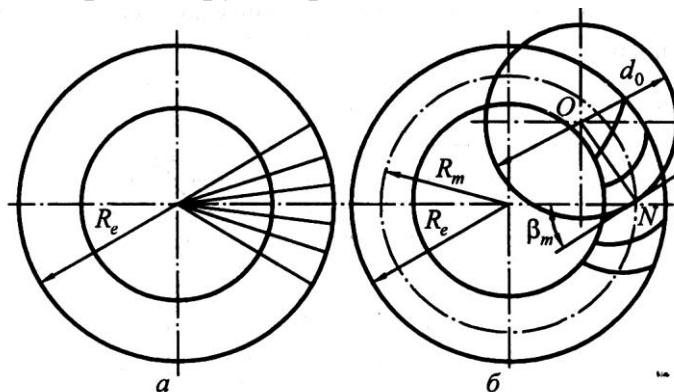


Рисунок – Форма линий зуба конического колеса:
а – с прямыми зубьями; б – с круговыми зубьями.

Нарезание круговых зубьев осуществляется резцовой головкой с диаметром планшайбы d_0 . На планшайбе резцы установлены неподвижно. Резание (снятие стружки) осуществляется вращением головки относительно своей оси.

Число зубьев может быть дробным (вычисляется точно), т.к. обкатка каждого зуба осуществляется последовательно. Специфика зубонарезания требует, чтобы число зубьев обычных передач было больше 20, а для ответственных передач – более 30. Это необходимо учитывать при выборе чисел зубьев колес.

Режущие зубья инструмента не могут менять высоту при движении от торца к вершине конуса. При постоянной высоте зубья инструмента могут двигаться параллельно какой-либо образующей конуса зубчатого колеса. При этом воспроизводится форма производящего колеса.

В зависимости от типа зуборезного станка и метода нарезания применяют **плоское производящее колесо** (рис. ____, г), **плосковершинное колесо** (рис. ____, д) и **плоское плосковершинное колесо** (рис. ____, е).

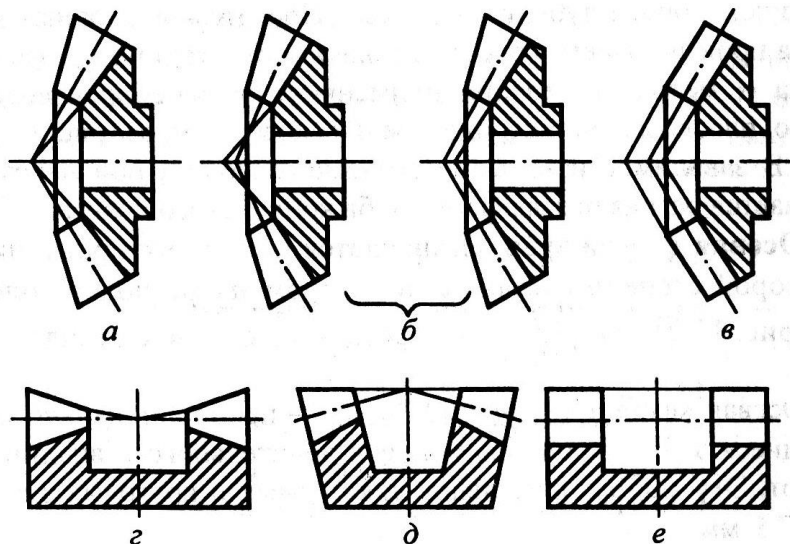


Рисунок – Осевая форма зубьев и формы производящих колес

Осевая форма зуба назначается при проектировании и в некоторой степени связана с диаметром планшайбы d_0 резцовой головки. Диаметры резцовых головок стандартизированы.

Осевая «форма 1» (рис. ____, а) – пропорционально понижающие зубья. Вершины конусов делительного и впадин совпадают. Эту форму применяют для прямых и круговых зубьев с $m_n \leq 2,5$ мм.

Осевая «форма 2» (рис. ____, б, в) – вершины конусов не совпадают и располагаются так, что ширина дна впадины колеса постоянна. Это позволяет обрабатывать одним резцом обе поверхности зубьев впадины, не раздвигая резцы при настройке станка. Эта осевая форма зубьев является основной для круговых зубьев с модулями $m_n = 0,4...25$ мм и числом зубьев больше 24.

Осевая «форма 3» (рис. ____, г) – равновысокие зубья. Образующие конусов делительного, вершин и впадин зубьев параллельны. Высота зуба постоянна по всей длине. Эту форму применяют для $m_n = 2...25$ и числе зубьев больше 40 штук.

Для достижения равнопрочности по изгибу зубьев колес увеличивают толщину зуба шестерни, а у колеса уменьшают на такую же величину посредством разведения резцовых головок.

4. Силы в зацеплении конических зубчатых передач

Результирующую силу F_n , действующую в нормальной плоскости к поверхности зуба, раскладываем на составляющие: окружную F_t , радиальную F_r и осевую F_a .

Для прямозубой передачи

$$F_t = 2 \cdot 10^3 \frac{T_1}{d_{m1}} = 2 \cdot 10^3 \frac{T_1}{d_{e1}(1 - 0,5K_{be})};$$

$$F_{r1} = F' \cos \delta_1 = F_t \operatorname{tg} \alpha \cos \delta_1;$$

$$F_{a1} = F' \sin \delta_1 = F_t \operatorname{tg} \alpha \sin \delta_1;$$

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

$$F_{r2} = -F_{a1}; \quad F_{a2} = -F_{r1}.$$

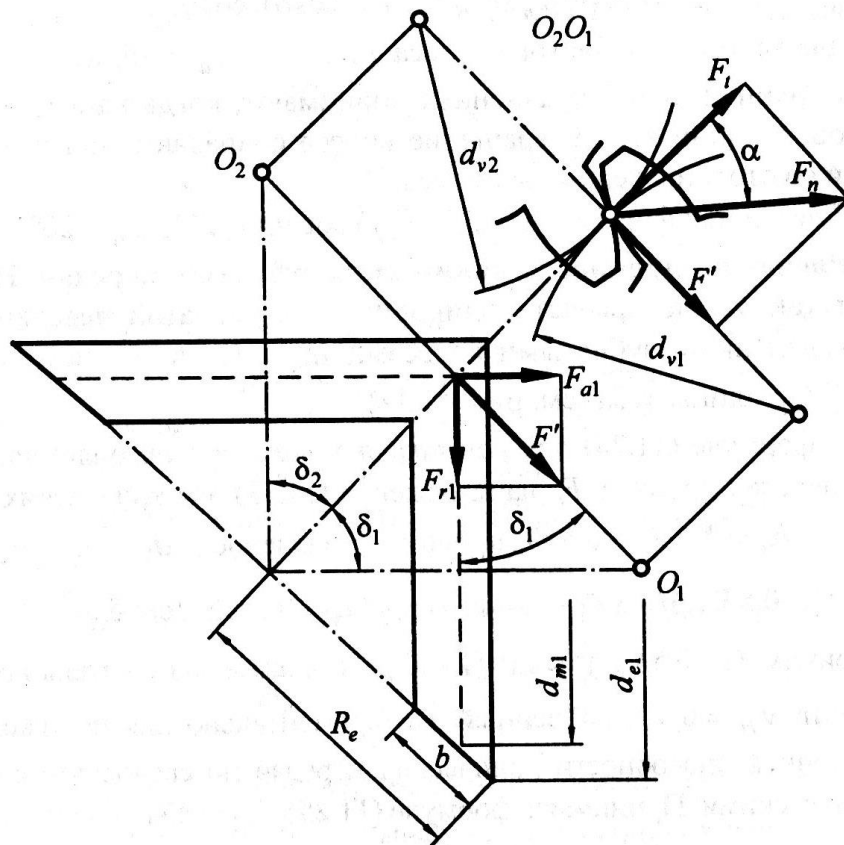


Рисунок – Схема к расчету контактной прочности и сил в зацеплении конических передач

Для передач с круговыми зубьями окружную силу F_t вычисляют по вышеприведенной формуле. Радиальную и осевую силы определяют по зависимостям:

- для ведущего зубчатого колеса

$$F_r = F_t \frac{\operatorname{tg} \alpha_n \cos \delta \pm \sin \beta_n \sin \delta}{\cos \beta_n};$$

$$F_a = F_t \frac{\operatorname{tg} \alpha_n \sin \delta \pm \sin \beta_n \cos \delta}{\cos \beta_n};$$

- для ведомого зубчатого колеса $F_r = -F_a, F_a = -F_r$.

Верхние знаки в уравнениях принимают, когда направление винтовой линии зуба и вращения колеса совпадают при наблюдении со стороны вершины конуса.

5. Расчет на прочность

Расчет на прочность конических зубчатых передач проводят так же, как и расчет цилиндрической зубчатой передачи с эквивалентными зубчатыми колесами d_{v1}, d_{v2} в среднем сечении O_1O_2 длины зуба (рис. ____).

Проверочный расчет по контактным напряжениям проводят по формуле

$$\sigma_H = 3 \cdot 10^4 \sqrt{\frac{T_1}{(1 - K_{be}) K_{be} d_{e1}^3 v_H u}} K_{H\alpha} K_{H\beta} K_{HV} \leq [\sigma]_H,$$

где T_1 - вращающий момент на конической шестерне, Нм;

$$K_{be} = \frac{b}{R_e} \leq 0,385 - \text{коэффициент ширины зубчатого венца};$$

d_{e1} - внешний делительный диаметр конической шестерни;

u - передаточное число (отношение);

v_H - коэффициент вида конических колес ($v_H = 0,85$ - для прямозубых колес; $v_H = 1,22 + 0,21u$ - для передач с круговым зубом и твердости обеих колес меньше 350НВ; $v_H = 1,13 + 0,13u$ - для передач с круговым зубом, твердостью колеса меньше 350НВ и твердостью шестерни больше 350НВ; $v_H = 0,81 + 0,15u$ - для передач с круговым зубом, твердостью обеих колес больше 350НВ);

$K_{H\alpha} = 1$ - коэффициент распределения нагрузки между зубьями;

$K_{H\beta}$ - коэффициент неравномерности распределения нагрузки по длине контактных линий зубьев колес (определяется аналогично проверочному расчету контактных напряжений цилиндрических передач);

K_{HV} - коэффициент динамической нагрузки (определяется аналогично проверочному расчету контактных напряжений цилиндрических передач).

Проверочный расчет по напряжениям изгиба проводят по следующим формулам

$$\sigma_{F1} = 2,7 \cdot 10^3 Y_{FS1} \frac{T_1}{b d_{e1} v_F m_{ie}} K_{F\alpha} K_{F\beta} K_{FV} \leq [\sigma]_{F1};$$

$$\sigma_{F2} = \sigma_{F1} \frac{Y_{FS2}}{Y_{FS1}} \leq [\sigma]_{F2},$$

где T_1 - вращающий момент на конической шестерне, Нм;

d_{e1} - внешний делительный диаметр конической шестерни;

v_F - коэффициент вида конических колес ($v_F = 0,85$ - для прямозубых колес; $v_F = 0,94 + 0,08u$ - для передач с круговым зубом и твердости обеих колес меньше 350НВ; $v_F = 0,85 + 0,043u$ - для передач с круговым зубом, твердостью колеса меньше 350НВ и твердостью шестерни больше 350НВ; $v_F = 0,65 + 0,11u$ - для передач с круговым зубом, твердостью обеих колес больше 350НВ);

Y_{FS} - коэффициент формы зуба и концентрации напряжений в зависимости от приведенного числа зубьев (определяют по формулам цилиндрических передач);

$K_{F\alpha} = 1$ - коэффициент распределения нагрузки между зубьями;

$K_{F\beta}$ - коэффициент неравномерности распределения нагрузки по длине контактных линий зубьев колес (определяется аналогично проверочному расчету напряжений изгиба цилиндрических передач);

K_{FV} - коэффициент динамической нагрузки (определяется аналогично проверочному расчету напряжений изгиба цилиндрических передач).

6. Конические зубчатые передачи с непрямыми зубьями

7. КПД зубчатых передач. Потери мощности

КПД передачи – отношение полезной работы к полной затраченной работе

$$\eta = \frac{P - P_{тр}}{P} = 1 - \frac{P_{тр}}{P} = 1 - \psi,$$

где $P, P_{тр}$ - полная мощность и мощность, затраченная на трение;

$$\psi = \frac{P_{тр}}{P} - \text{коэффициент относительных потерь.}$$

Потери мощности в зубчатых передачах, в основном, складываются из потерь:

- а) на трение в зацеплении;
- б) гидравлических – на разбрызгивание масла;
- в) в подшипниках.

В особо быстроходных передачах могут быть значительными вентиляционные потери. Общий КПД передачи равен

$$\eta = 1 - (\psi_3 + \psi_r + \psi_n),$$

где ψ_3, ψ_r, ψ_n - коэффициенты относительных потерь мощности в зацеплении, гидравлических потерь и потерь в подшипниках.

Потери в зацеплении вызываются силами трения между зубьями. Силы трения в режиме полужидкостной смазки зависят от многих факторов.

Относительные потери в зацеплении вычисляют как отношение работы сил трения скольжения между зубьями при повороте колес на один шаг к передаваемой колесами полезной работе за тот же период

$$\psi_3 = 2,3f \left(\frac{1}{z_1} \pm \frac{1}{z_2} \right) K_\psi,$$

где K_ψ - коэффициент ($K_\psi = 1$ - для зацепления без смещения; $K_\psi = 1,15$ - для равносмещенного зацепления; $K_\psi = 1,4$ - для неравносмещенного зацепления);

$f = 1,25(0,102 - 0,02v_k^{0,33})$ - коэффициент трения скольжения между зубьями в зависимости суммарной скорости качения $v_k = 2v_{\text{окр}} \sin \alpha_t \approx 0,7v_{\text{окр}}$.

Полностью коэффициент трения качения со скольжением определяется по формуле

$$f = \frac{4,5 \cdot 10^{-3} \sigma_H^{0,02} [10 + \lg(\text{HB} Ra(E\rho))]}{v^{0,07} v_k^{0,12} v_s^{0,2}},$$

где σ_H - напряжение по Герцу, МПа;

v - вязкость масла в контакте поверхностей, м²/с;

HB - твердость по Бринеллю;

Ra - шероховатость поверхности более твердого тела, м;

E - приведенный модуль упругости, МПа;

ρ - приведенный радиус кривизны, м;

v_s - скорость скольжения, м/с;

v_k - суммарная скорость качения, м/с.

Потери гидравлические на размешивание и разбрызгивание масла растут с увеличением вязкости масла, окружной скорости, ширины колес, глубины погружения

$$\psi_r = \frac{F_p}{F_t}; F_p = cb \sqrt{\frac{v\mu}{z_1 + z_2}},$$

где $F_t = 2 \cdot 10^3 \frac{T_1}{d_1}$ - окружная сила в передаче, Н;

F_p - окружная сила на размешивание и разбрызгивание масла, Н;

v - окружная скорость, м/с;

b - ширина колес, мм;

μ - динамическая вязкость масла при рабочей температуре, Па*с;

$c = 30$ - коэффициент ($c = 20$ при струйной смазке).

Коэффициент потерь на трение в подшипниках качения равен

$$\psi_{\text{п}} = \sum_{j=1}^k \frac{T_{\text{тр}j} \omega_j}{T \omega},$$

где $T_{\text{мп}j}, \omega_j$ - момент трения и угловая скорость j -го подшипника;

k - число подшипников опор одной передачи;

T, ω - момент и угловая скорость выходного вала, Нм, с⁻¹.

Момент трения в каждом подшипнике составляет

$$T_{\text{тр}} = 0,5 f F_r d,$$

где f - коэффициент трения в подшипнике (для радиальных шариковых и роликовых 0,0015; для радиально-упорных шариковых и роликовых конических 0,002);

F_r - радиальная нагрузка, Н;

d - диаметр отверстия в подшипнике, м.

Средние значения КПД зубчатых передач на подшипниках качения при расчетном моменте составляют:

0,98 – цилиндрическая закрытая среднескоростная с жидкой смазкой;

0,97 – коническая закрытая среднескоростная с жидкой смазкой;

0,99 – цилиндрическая закрытая высокой точности с жидкой смазкой быстроходная;

0,98 – коническая закрытая высокой точности с жидкой смазкой быстроходная;

0,96 – цилиндрическая открытая с пластичной смазкой;

0,95 – коническая открытая с пластичной смазкой.

Лекция № 2.5. Червячные передачи.

План лекции

1. Червячные передачи. Определения. Область применения. Классификация. Особенности конструкции.
2. Основные геометрические параметры червяка и червячного колеса.
3. Силы в зацеплении червячных передач.
4. Критерии работоспособности и причины выхода из строя.
5. Материалы червяка и червячного колеса.
6. Скольжение в червячных передачах. КПД.
7. Расчетная нагрузка. Допускаемые напряжения.
8. Расчет на прочность. Тепловой расчет.

1. Червячные передачи. Определения. Область применения.

Классификация. Особенности конструкции

Червячная передача – это зубчато-винтовая передача, движение в которой осуществляется по принципу винтовой пары [Куклин, Куклина...].

Червячная передача – это механизм для передачи вращения зацеплением с непосредственным контактом витков червяка и зубьев червячного колеса [Ряховский, 1-е изд...] (рис. __).

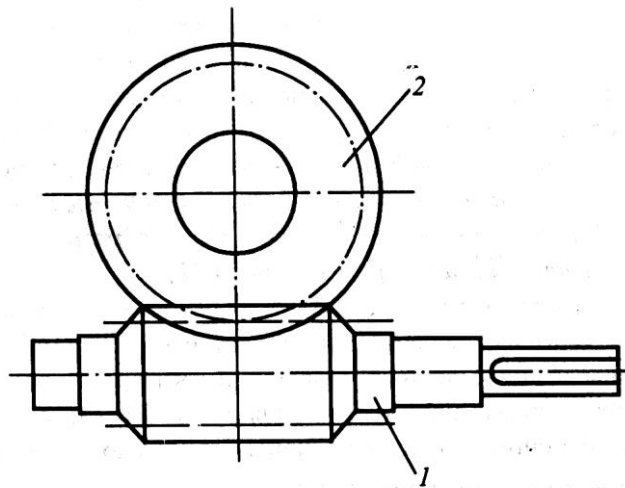


Рисунок – Схема червячной передачи

Червяк 1 – это винт с трапецидальной или близкой к ней по форме резьбой. Червячное колесо 2 является косозубым зубчатым колесом с зубьями особой дуговой формы. Также червячное колесо подобно сектору, вырезанному из длинной гайки и изогнутому по окружности. Такая форма зубьев обеспечивает увеличение длины и прочности зубьев на изгиб.

Применение

Червячные передачи применяют при необходимости передачи движения между перекрещивающимися (как правило, взаимно перпендикулярными)

валами. При вращении червяка его витки плавно входят в зацепление с зубьями колеса и приводят его во вращение.

Червячные передачи применяют при небольших и средних мощностях, обычно не превышающих 50 кВт. Рекомендуется применять в качестве быстроходных ступеней, т.к. при увеличении окружной скорости червяка создаются более хорошие условия для образования устойчивого масляного клина в червячном зацеплении. При этом уменьшаются потери на трение.

Червячные передачи широко используют в станках, автомобилях, подъемно-транспортных и других машинах.

Достоинства

1. Плавность и малошумность работы.
2. Возможность получения большого передаточного числа в одной ступени (от 8 до 80, иногда до 1000 – в кинематических передачах).
3. Компактность и сравнительно небольшая масса.
4. Повышенная кинематическая точность.
5. Возможность получения самотормозящей передачи, т.е. допускающей передачу движения только от червяка к колесу.

Недостатки

1. Сравнительно низкий КПД как следствие скольжения витков червяка по зубьям колеса.
2. Необходимость изготовления зубьев колеса из дорогих антифрикционных материалов.
3. Значительное выделение теплоты в зоне зацепления червяка с колесом и, следовательно, необходимость принятия специальных мер по интенсификации теплоотвода.
4. Повышенные требования к точности сборки, необходимость регулировки.
5. Повышенный износ и склонность к заеданию.

Классификация червячных передач

- 1) в зависимости от формы внешней поверхности червяка:
 - с цилиндрическим червяком;
 - с глобоидным червяком;
 - с тороидным червяком.
- 2) в зависимости от направления линии витка червяка:
 - с правым направлением;
 - с левым направлением.
- 3) в зависимости от расположения червяка относительно колеса:
 - с нижним червяком (при скоростях не более 4 м/с);
 - с боковым червяком;
 - с верхним червяком.

- 4) в зависимости от формы винтовой поверхности резьбы червяка:
- с архимедовым червяком (обозначение ZA);
 - с конволютным червяком (обозначение ZN);
 - с эвольветным червяком (обозначение ZI);
 - с нелинейчатым конусообразным червяком (обозначение ZK);
 - с вогнутым профилем витка (обозначение ZT).

Геометрия червяков

В связи с изготовлением червячных колес инструментом, имеющим формы и размеры червяка, сопряженный с червяком профиль колеса получается автоматически. Поэтому профиль витков червяка можно варьировать. Выбор профиля определяется технологическими факторами.

При невысоких требованиях к нагрузочной способности и ресурсу в условиях мелкосерийного производства применяют архимедовы и конволютные червяки (рис. ___).

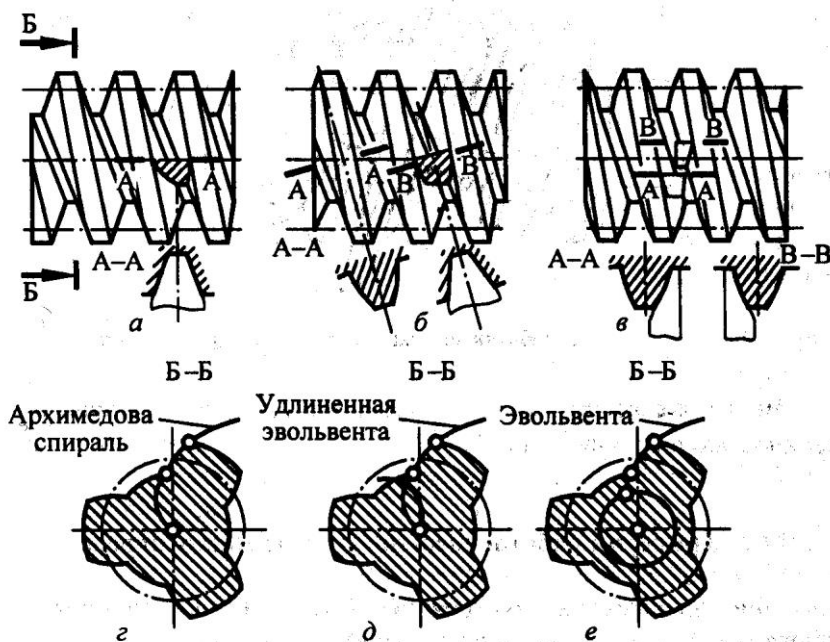


Рисунок – Основные типы червяков

Витки **архимедовых червяков** имеют прямолинейный профиль в осевом сечении, в торцевом сечении витки очерчены архимедовой спиралью (рис. ___, а, г).

Витки **конволютных червяков** имеют прямолинейный профиль в сечении, нормальном к направлению витка, в торцевом сечении витки очерчены удлиненной эвольвентой (рис. ___, б, д).

Нарезают архимедовы и конволютные червяки на универсальных токарно-винторезных станках. Шлифование архимедовых червяков осуществляется кругом, очерченным сложной кривой в осевом сечении, что ограничивает их применение. Шлифование конволютных червяков конусными кругами с прямолинейными образующими на обычных резьбошлифовальных станках

приводит к небольшому искривлению прямолинейного профиля витка, поэтому такие червяки называют **нелинейчатыми**.

Эвольветные червяки представляют собой косозубые колеса с малым числом зубьев и очень большим их углом наклона (рис. __, в, е). Профиль зуба в торцевом сечении очерчен эвольвентой.

Эвольветные червяки с высокой твердостью поверхности шлифуют плоской стороной шлифовального круга.

2. Основные геометрические параметры червяка и червячного колеса

Мощность P_1 на червяке при длительной работе обычно составляет около 30 кВт, при повторно-кратковременном режиме – до 200 кВт. Передаточные отношения выбирают от 8 до 80, в кинематических передачах – до 1000.

Основные геометрические параметры червяка представлены на рис. __.

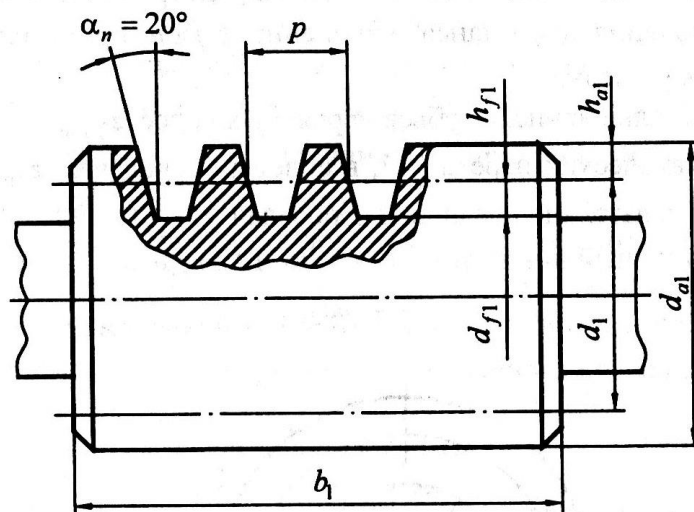


Рисунок – Геометрические параметры червяка

В червячной передаче расчетным является **осевой модуль червяка** $m = \frac{p}{\pi}$, равный торцевому модулю червячного колеса. В соответствии с ГОСТ 19672-74 модуль берется из ряда {1; 1,25; 1,6; 2; 2,5; 3,15; 4; 5; 6,3; 8; 10; 16; 20}.

1) Угол профиля витка $\alpha = 20^\circ$.

У архимедовых червяков его определяют в осевом сечении, у конволютных и эвольветных – в нормальном сечении. У нелинейчатых червяков находят как угол конуса производящей поверхности. Для передач с вогнутым червяком угол профиля в осевом сечении витка червяка, измеренный на делительном диаметре, равен 22° .

2) Расчетный шаг p червяка – расстояние между одноименными точками боковых сторон смежных витков червяка, измеренное относительно оси.

3) Ход винта $p_z = pz_1$, где z_1 - число заходов червяка (выбирают из установленных ГОСТ значений 1, 2 или 4; для передач большой мощности – 2 или 4).

4) Коэффициент диаметра червяка $q = \frac{d_1}{m}$ в целях сокращения номенклатуры зуборезного инструмента в соответствии с ГОСТ 19672-74 выбирается из ряда {8; 10; 12,5; 16; 20; 25}.

5) Делительный диаметр червяка $d_1 = qm$.

6) Угол подъема витка червяка на делительном диаметре

$$\operatorname{tg} \gamma = \frac{p_{z1}}{\pi d_1} = \frac{pz_1}{\pi d_1} = \frac{mz_1}{d_1} = \frac{z_1}{q}.$$

Угол подъема витка червяка на начальном диаметре (в передаче со смещением)

$$\gamma_w = \operatorname{arctg} \left(\frac{z_1}{q + 2x} \right),$$

где x - коэффициент смещения инструмента (описано ниже).

7) Высота головки h_{a1} и ножки h_{f1} витка

$$h_{a1} = h_{a1}^* m; \quad h_{f1} = h_{f1}^* m,$$

где $h_{a1}^* = 1$ - коэффициент высоты головки;

$h_{f1}^* = 1 + 0,2 \cos \gamma$ - коэффициент высоты ножки для эвольвентных червяков; $h_{f1}^* = 1,2$ - для остальных червяков.

8) Диаметр вершин и впадин

$$d_{a1} = d_1 + 2h_{a1} = m(q + 2);$$

$$d_{f1} = d_1 - 2h_{f1} = m(q - 2,4).$$

9) Длина нарезанной части червяка

$$\text{при } z_1 = 1; 2 \quad b_1 = m(11 + 0,06z_2);$$

$$\text{при } z_1 = 4 \quad b_1 = m(12,5 + 0,09z_2).$$

Основные геометрические параметры червячного колеса представлены на рис. ____.

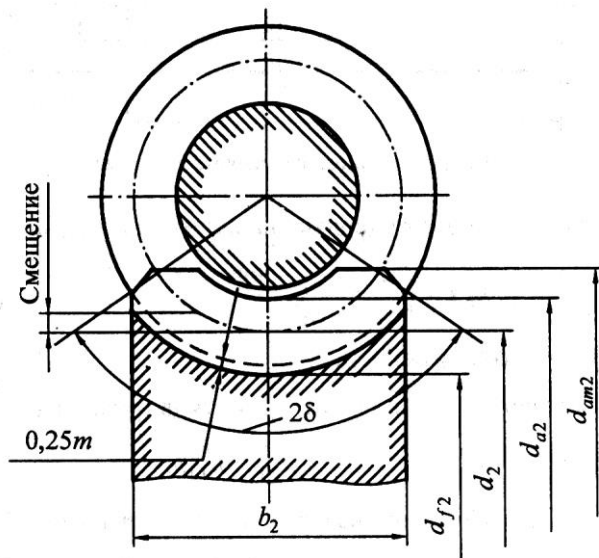


Рисунок – Геометрические параметры червячного колеса

1) Минимальное число зубьев червячных колес составляет:

- для кинематических передач $z_{2\min} = 17$;

- для силовых передач $z_{2\min} = 28$, оптимально $z_2 = 30 \dots 90$.

2) Делительный диаметр колеса $d_2 = mz_2$.

3) Диаметр вершин d_{a2} и впадин d_{f2} определяют в среднем сечении колеса; для колес, нарезанных без смещения режущего инструмента, они равны

$$d_{a2} = d_2 + 2h_{a1}^*m = m(z_2 + 2);$$

$$d_{f2} = d_2 - 2h_{f1}^*m = m(z_2 - 2,4).$$

Для колес, нарезанных со смещением (для всех передач, кроме передач с эвольвентным червяком)

$$d_{a2} = m(z_2 + 2 + 2x);$$

$$d_{f2} = m(z_2 - 2,4 + 2x),$$

для передач с эвольвентным червяком

$$d_{f2} = m(z_2 - 2 - 0,4\cos\gamma + 2x),$$

где $x = \frac{a_w}{m} - 0,5(q + z_2) = -1 \dots 1$ - коэффициент смещения инструмента.

Предпочтительно использовать положительные смещения, при которых несколько повышается нагрузочная способность передачи.

Нарезание колес со смещением выполняют тем же инструментом, что и без смещения. В передачах без смещения изменяется диаметр заготовки червячного колеса при неизменном диаметре заготовки червяка.

Для червяка передачи со смещением изменяются начальный диаметр $d_{w1} = m(q + 2x)$ и длина нарезанной части при неизменных d_1, d_{a1}, d_{f1}, p .

У червячного колеса, нарезанного со смещением инструмента, все размеры, кроме делительного диаметра, отличаются от размеров колеса, нарезанного без смещения.

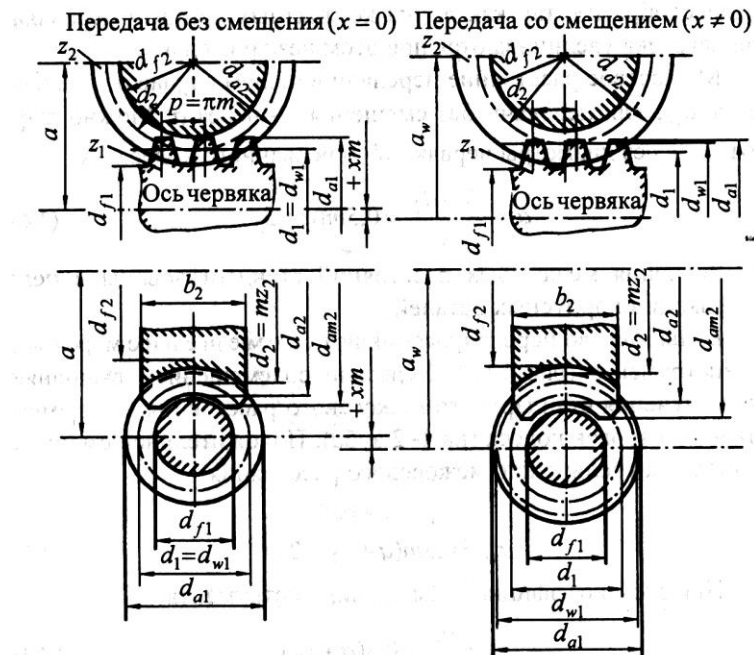


Рисунок – Червячные передачи, изготовленные без смещения и со смещением инструмента

4) Наибольший диаметр колеса $d_{am2} \leq d_{a2} + \frac{6m}{z_1 + k}$, где $k = 4$ для передач ZT ,

$k = 2$ - для остальных передач.

5) Ширина венца колеса

$$\text{при } z_1 = 1;2 \quad b_2 \leq 0,75d_{a1};$$

$$\text{при } z_1 = 4 \quad b_2 \leq 0,87d_{a1}.$$

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

6) Угол обхвата червяка колесом $\sin \delta = \frac{b_2}{d_{a1} - 0,5m}$.

7) Межосевое расстояние $a_w = \frac{d_1 + d_2}{2} = 0,5m(q + z_2)$.

Значение межосевых расстояний стандартизированы в целях унификации корпусных деталей.

3. Силы в зацеплении червячных передач

Силы в зацеплении принимают положительными в полюсе зацепления и направляют по трем взаимно перпендикулярным осям (рис. ____).

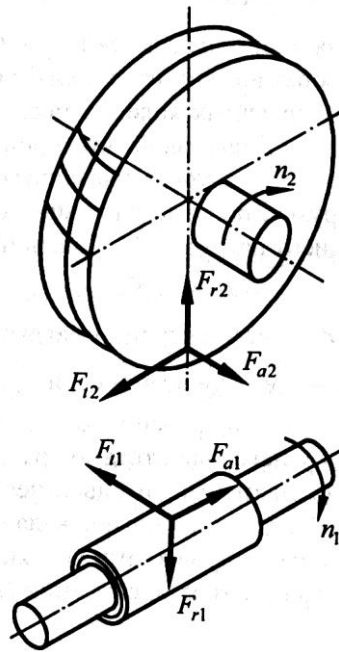


Рисунок – Силы в червячном зацеплении

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

$$F_{t2} = F_{a1} = \frac{2000T_2}{d_2}.$$

Окружная сила на червяке равна осевой силе на колесе

$$F_{t1} = F_{a2} = \frac{2000T_1}{d_{w1}}.$$

Радиальная сила, раздвигающая червяк и колесо,

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

Где T_2, T_1 - вращающие моменты на валах колеса и червяка соответственно, Нм; α - угол профиля витка червяка; d_2, d_{w1} - линейные размеры, мм.

4. Критерии работоспособности и причины выхода из строя

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

1. **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.

2. **Заедание** при твердых материалах колес происходит в ярко выраженной форме со значительными повреждениями поверхностей и последующим быстрым изнашиванием зубьев частицами колеса, приварившимися к червяку.

Если применяются легкие материалы, то заедание проявляется в менее опасной форме – возникает перенос («намазывание») материала колеса на рабочую поверхность червяка.

3. *Усталостное выкрашивание* наблюдается только на поверхности зубьев колес, изготовленных из материалов, стойких к заеданию.

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

5. *Усталостная поломка зубьев колеса* происходит в результате значительного их износа.

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

5. 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, хорошо сопротивляющегося заеданию и износу.

Материалы червяка

Для червяка характерны относительно малый диаметр и значительное расстояние между опорами. Поэтому жесткость и прочность червяка обеспечивают изготовлением его из стали. Поскольку при приработке червяк служит в качестве формообразующего элемента, прочность и твердость его поверхности должны быть выше соответствующих свойств колеса.

Материалы червяка делят на группы:

1) нетермообрабатываемые; 2) улучшаемые; 3) поверхностно-закаливаемые; 4) цементуемые под закалку; 5) подвергаемые азотированию и хромированию.

Наиболее применяемый материал – сталь 18ХГТ, твердость поверхности после цементации и закалки 56...63 HRC. Необходимо шлифование и полирование червяка.

Ко второй группе материалов относят стали 40Х, 40ХН, 35ХГСА с поверхностной закалкой до твердости 45...55 HRC. Необходимо шлифование и полирование червяка.

К третьей группе относят азотируемые стали 38Х2МЮА, 38Х2Ю. Шлифование червяка не требуется.

Червяки улучшенные и без термообработки применяют лишь во вспомогательных малонагруженных передачах.

Материалы червячного колеса

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 следующие группы (в порядке снижения сопротивляемости заеданию и усиленному износу):

1) оловянистые бронзы БрО10Ф1, БрО10Н1Ф1, БрО5Ц5С6 (при окружных скоростях больше 5 м/с);

2) безоловянистые бронзы и латуни БрА9Ж3Л, БрФ10Ж4Н4Л, ЛАЖМц66-6-3-2 (при окружных скоростях от 2 до 5 м/с);

3) чугуны СЧ15, СЧ20 (при окружных скоростях меньше 2 м/с).

Чем выше содержание олова в бронзе, тем она дороже, но тем выше сопротивление заеданию.

6. Скольжение в червячных передачах. КПД

Для червячных передач характерны большая скорость скольжения $\overline{v_{ск}}$ и неблагоприятное направление ее относительно линии контакта (рис. ___).

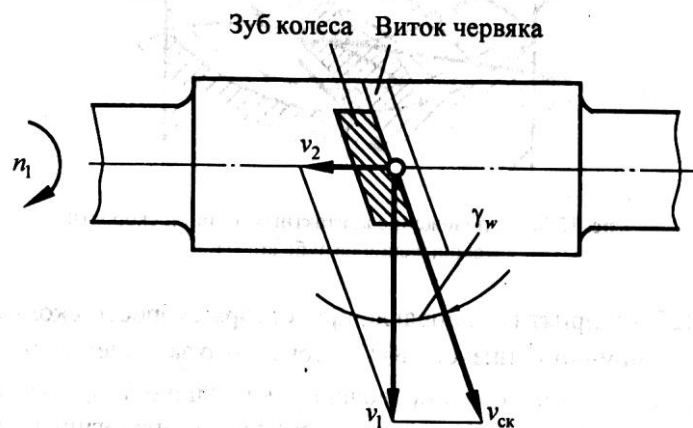


Рисунок – Определение скорости скольжения

Скорость скольжения направлена по касательной к линии витка червяка и определяется по следующим формулам.

$$\overline{v_{ск}} = \overline{v_1} - \overline{v_2}; \quad v_{ск} = \frac{v_1}{\cos \gamma_w},$$

где $v_1 = \frac{\pi d_{w1} n_1}{60000}$ - окружная скорость, м/с, на начальном диаметре червяка;

$v_2 = \frac{\pi d_2 n_2}{60000}$ - окружная скорость, м/с, на делительном диаметре колеса.

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 слой образовываться не может.

Неблагоприятное направление вектора скорости скольжения является причиной низкого КПД червячного зацепления, который определяют

аналогично КПД резьбовой пары, которая по кинематическим свойствам аналогична червячной передаче.

$$\eta_z = \frac{\operatorname{tg} \gamma_w}{\operatorname{tg}(\gamma_w + \varphi_1)},$$

где φ_1 - приведенный угол трения, уменьшающийся с увеличением скорости скольжения, т.к. при этом улучшаются условия образования масляного слоя.

С увеличением числа заходов червяка z_1 возрастает КПД передачи, но уменьшается передаточное число.

7. Расчетная нагрузка. Допускаемые напряжения

В реальной червячной передаче силы, действующие в зацеплении, превышают теоретические из-за неизбежных ошибок изготовления червяков и червячных колес, а также из-за прогибов валов червяка и колеса под нагрузкой, что приводит к увеличению межосевого расстояния.

Для учета указанных факторов используют **расчетную нагрузку**, получаемую, как и в случае цилиндрических передач, умножением номинальной нагрузки (момента или силы) на коэффициент нагрузки K , больший единицы,

$$K = K_\beta K_v,$$

где K_β - коэффициент концентрации нагрузки по длине зубьев колеса;

K_v - коэффициент динамичности.

Концентрация нагрузки, в основном, вызывается прогибом вала червяка, т.к. у него значительное расстояние между опорами, а диаметр выполняют относительно небольшим во избежание снижения КПД. Вследствие прогиба вала червяка нарушается правильное зацепление между витками червяка и зубьями колеса.

Начальный коэффициент концентрации (до приработки) с учетом, что упругие перемещения оси вала червяка пропорциональны нагрузкам, вычисляют по формуле

$$K_\beta^0 = 1 + \frac{\delta_\beta}{\delta_{\text{cp}}},$$

где δ_{cp} - среднее по длине зуба упругое перемещение;

δ_β - дополнительное упругое перемещение от прогиба червяка, пропорциональное кубу расстояния между опорами червяка $l_1 = 0,9d_2 = 0,9mz_2$.

Зубья червячного колеса, изготовленные из антифрикционных материалов, хорошо прирабатываются. **Приработка** – это износ наиболее нагруженных участков зубьев, после чего нагрузка перераспределяется по зубу и становится более равномерной. *При постоянной внешней нагрузке* происходит полная

приработка и концентрация нагрузки исчезает, *при переменной нагрузке* имеет место частичная приработка и зубья приобретают бочкообразную форму.

Коэффициент концентрации нагрузки после приработки описывается выражением

$$K_{\beta} = 1 + \left(\frac{z_2}{\theta} \right)^3 (1 - X),$$

где z_2 - число зубьев червячного колеса;

θ - коэффициент деформации червяка, зависящий от q и z_1 ;

X - коэффициент, учитывающий режим нагружения передачи.

$$X = \frac{\sum_{i=1}^k T_i t_i n_i}{T_{\max} \sum_{i=1}^k t_i n_i},$$

где T_i, n_i, t_i - вращающий момент на колесе, частота вращения колеса и время работы соответственно при режиме i ;

T_{\max} - максимальный длительно действующий вращающий момент;

k - число ступеней на графике нагрузки.

При постоянной нагрузке $X = 1$ и $K_{\beta} = 1$.

Коэффициент динамичности K_v учитывает ошибки изготовления червяка и червячного колеса, а также зависит от окружной скорости v_2 колеса.

В связи с плавностью работы червячной передачи и невысокой окружной скоростью колеса (обычно $v_2 \leq 3$ м/с) принимают $K_v = 1$.

При большей окружности скорости колеса K_v определяют как для косозубых цилиндрических колес с твердостью поверхности $HB \leq 350$.

Допускаемые контактные напряжения при длительной работе

Определяют для червячных колес в зависимости от основной причины выхода из строя.

Для материалов первой группы – оловянистых бронз – определяющим условием является сопротивление контактной усталости. В этом случае

$$[\sigma]_H = 0,9\sigma_s C_v \sqrt{\frac{10^7}{N_{HE}}},$$

где $0,9\sigma_s$ - допускаемое напряжение при 10^7 циклов;

σ_s - временное сопротивление для бронзы при растяжении;

C_v - коэффициент, учитывающий интенсивность износа и зависящий от скорости скольжения в зацеплении.

Эквивалентное число циклов нагружения

$$N_{HE} = 60 \sum_{i=1}^k \left(\frac{T_i}{T_{\max}} \right)^4 t_i n_i \leq 25 \cdot 10^7,$$

где T_i, n_i, t_i - вращающий момент на колесе, Нм, частота вращения колеса, мин⁻¹, и время работы, ч, соответственно при режиме i ;

T_{\max} - максимальный длительно действующий вращающий момент;

k - число ступеней на графике нагрузки.

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

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

Для безоловянистых бронз

$$[\sigma]_H = 300 - 25v_{ск},$$

для чугунов

$$[\sigma]_H = 175 - 35v_{ск}.$$

Из представленных зависимостей следует, что материалы второй и третьей групп венца колеса невозможно применять при высоких скоростях скольжения.

Предельные допускаемые контактные напряжения:

- для оловянистых бронз $[\sigma]_{H \max} = 4\sigma_T$;

- для безоловянистых бронз $[\sigma]_{H \max} = 2\sigma_T$;

- для чугунов $[\sigma]_{H \max} = 1,65\sigma_B$.

Допускаемые напряжения изгиба при длительной работе

Для бронзовых колес неревесивных передач

$$[\sigma]_F = (0,25\sigma_T + 0,08\sigma_B) \sqrt{\frac{10^6}{N_{HE}}},$$

где σ_T и σ_B - пределы текучести и прочности бронзы при растяжении;

N_{FE} - эквивалентное число циклов нагружения при расчете на изгиб

$$N_{HE} = 60 \sum_{i=1}^k \left(\frac{T_i}{T_{\max}} \right)^9 t_i n_i.$$

Для чугунных колес при неревесивной работе $[\sigma]_F = 0,1\sigma_B$.

$$[\sigma]_F = 0,1\sigma_B.$$

При реверсивной работе передачи допускаемые напряжения снижают на 20%.

Предельные допускаемые напряжения изгиба:

- для бронз $[\sigma]_{F_{\max}} = 0,8\sigma_T$;

- для чугунов $[\sigma]_{F_{\max}} = 0,6\sigma_B$

8. Расчет на прочность. Тепловой расчет

Расчет по контактным напряжениям

Основное значение для червячных передач имеют расчеты на сопротивление контактной усталости, усиленному износу и заеданию. Расчет передачи проводят по контактным напряжениям, причину выхода из строя учитывают при определении допускаемых напряжений.

Наибольшее контактное напряжение в зоне зацепления определяют по одной из формул

$$\sigma_H = \sqrt{\frac{E_{np}}{2\pi(1-\mu^2)} \frac{q}{\rho_{np}}};$$
$$\sigma_H = 340 \sqrt{\frac{F_{t2}}{d_1 d_2}} K_H \leq [\sigma]_H,$$

где $E_{np} = \frac{2E_1 E_2}{E_1 + E_2}$ - приведенный модуль упругости (для стального червяка

$E_1 \approx 210$ ГПа, для бронзового или чугунного колеса $E_2 \approx 98$ ГПа);

$\mu = 0,3$ - коэффициент Пуассона для стали, бронзы и чугуна;

$\rho_{np} = \rho_2 = \frac{d_2}{2} \sin \alpha$ - приведенный радиус кривизны профилей витков

червяка и зубьев колеса в полюсе зацепления;

$q = \frac{F_n}{l_\Sigma} = \frac{2T_2}{1,3d_1 d_2 \cos \alpha} K_H$ - нормальная нагрузка на единицу длины

контактных линий, распределяющаяся неравномерно вследствие деформаций валов червяка и колеса ($F_n = \frac{F_{a1}}{\cos \alpha \cos \gamma} = \frac{F_{t2}}{\cos \alpha \cos \gamma} = \frac{2T_2}{d_2 \cos \alpha \cos \gamma}$ - нормальная

нагрузка, приложенная в полюсе зацепления; $l_\Sigma \approx \frac{1,3d_1}{\cos \gamma}$ - суммарная длина контактных линий);

K_H - коэффициент нагрузки при контактных напряжениях;

T_2, F_{t2} - вращающий момент и окружная сила на колесе соответственно;

d_1, d_2 - делительный диаметр червяка и червячного колеса соответственно.

При действии пиковой нагрузки проверяют статическую прочность рабочих поверхностей зубьев колеса. **Максимальные контактные напряжения**

$$\sigma_{H \max} = \sigma_H \sqrt{\frac{T_{2 \max}}{T_2}},$$

где $T_{2 \max}$ - максимальный вращающий момент на валу колеса.

Расчет по напряжениям изгиба зубьев колеса

В большинстве случаев напряжения изгиба не определяют размеры передачи и являются значимыми только при больших числах зубьев колес ($z_2 > 90$).

Расчет ведут для зубьев колеса, т.к. витки червяка значительно прочнее. Повышенная прочность зубьев червячных колес связана с их дуговой формой и естественным смещением во всех сечениях, кроме среднего.

Проверочный расчет по напряжениям изгиба осуществляют по формуле

$$\sigma_F = 0,7Y_{FS2} \frac{F_{t2}}{b_2 m} K_F \leq [\sigma]_F,$$

где Y_{FS2} - коэффициент формы зуба червячного колеса (определяют в зависимости от эквивалентного числа зубьев колеса аналогично цилиндрическим передачам);

K_F - коэффициент нагрузки при напряжениях изгиба.

Максимальные напряжения изгиба при действии пиковой нагрузки определяют по формуле

$$\sigma_{F \max} = \sigma_F \frac{T_{2 \max}}{T_2} \leq [\sigma]_{F \max}.$$

Тепловой расчет червячной передачи

Значительное тепловыделение при работе червячной передачи приводит к нагреву масла. Превышение предельной для масла температуры приводит к потере им защитных свойств и опасности заедания в передаче. Современные смазочные материалы сохраняют свои свойства до 110°C.

Количество тепла, выделяющегося в передаче, ккал/ч

$$Q = 860(1 - \eta)P_1,$$

где P_1 - мощность на входном валу передачи, кВт.

Количество тепла, отдаваемого через стенки корпуса редуктора при естественном охлаждении

$$Q_1 = K_t(t_1 - t_0)S,$$

где S - поверхность охлаждения, м²;

t_1, t_0 - внутренняя температура редуктора и окружающего воздуха соответственно, °С;

$K_t \approx 7...15$ - коэффициент теплоотдачи, ккал/м²*ч*град.

Если $Q \leq Q_1$, то естественного охлаждения достаточно.

В противном случае применяют искусственное охлаждение (оребрение корпуса, искусственное охлаждение в виде вентилятора на валу червяка, водяное охлаждение) или снижают мощность.