

ТЕМА 2. МЕХАНИЧЕСКИЕ ПЕРЕДАЧИ.

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

Вопросы, изложенные в лекции:

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

Учебная литература:

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

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

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

Общие сведения о передачах

Определение:

Передача – устройство, предназначенное для передачи энергии из одной точки пространства в другую, расположенную на некотором расстоянии от первой.

В зависимости от вида передаваемой энергии передачи: механические, электрические, гидравлические, пневматические и т.п.

***Механическая передача** – устройство (механизм, агрегат), предназначенное для передачи энергии механического движения, как правило, с преобразованием его кинематических и силовых параметров, а иногда и самого вида движения.*

Наибольшее распространение в технике получили механические передачи вращательного движения, которым в курсе деталей машин уделено основное внимание (далее под термином передача подразумевается, если это не оговорено особо, именно механическая передача вращательного движения).

Классификация механических передач вращательного движения (2 слайда):

1. По способу передачи движения от входного вала к выходному:

1.1. Передачи зацеплением:

1.1.1. с непосредственным контактом тел вращения – зубчатые, червячные, винтовые;

1.1.2. с гибкой связью – цепные, зубчато-ременные.

1.2. Фрикционные передачи:

1.2.1. с непосредственным контактом тел вращения – фрикционные;

1.2.2. с гибкой связью - ременные.

2. По взаимному расположению валов в пространстве:

2.1. с параллельными осями валов – зубчатые с цилиндрическими колесами, фрикционные с цилиндрическими роликами, цепные;

2.2. с пересекающимися осями валов - зубчатые и фрикционные конические, фрикционные лобовые;

2.3. с перекрещивающимися осями - зубчатые - винтовые и коноидные, червячные, лобовые фрикционные со смещением ролика.

3. По характеру изменения угловой скорости выходного вала по отношению к входному: редуцирующие (понижающие) и мультиплицирующие (повышающие).

4. По характеру изменения передаточного отношения (числа): передачи с постоянным (неизменным) передаточным отношением и передачи с переменным передаточным отношением, изменяемым или по величине, или по направлению или и то и другое вместе.

5. По подвижности осей и валов: с неподвижными осями валов – рядовые передачи (коробки скоростей, редукторы), передачи с подвижными осями валов (планетарные передачи, вариаторы с поворотными роликами).

6. По количеству ступеней преобразования движения: одно-, двух-, трех-, и многоступенчатые.

7. По конструктивному оформлению: закрытые и открытые (бескорпусные).

Главные характеристики передач (2 слайда):

мощности на входном и выходном валах - $P_{вх'}$ $P_{вых'}$;

и их скорости вращения $\omega_{вх'}$ $\omega_{вых}$ или частоты вращения - $n_{вх}$ и $n_{вых}$.

Соотношение между частотой вращения n (общепринятая размерность 1/мин) и угловой скоростью ω (размерность в системе *SI* 1/с) выражается следующим образом:

$$\omega = \frac{\pi \cdot n}{30} \quad \text{и} \quad n = \frac{30 \cdot \omega}{\pi} \quad (2.1)$$

Отношение мощности на выходном валу передачи $P_{вых}$ (полезной мощности) к мощности $P_{вх'}$ подведенной к входному валу (затраченной), называют коэффициентом полезного действия (КПД):

$$\eta = \frac{P_{вых}}{P_{вх}} \quad (2.2)$$

Отношение потерянной в механизме (машине) мощности $(P_{вх} - P_{вых})$ к ее входной мощности называют коэффициентом потерь:

$$\varphi = \frac{P_{вх} - P_{вых}}{P_{вх}} = 1 - \frac{P_{вых}}{P_{вх}} = 1 - \eta \quad (2.3)$$

Сумма коэффициентов полезного действия и потерь всегда равна единице:

$$\eta + \varphi = 1 \quad (2.4)$$

Для многоступенчатой передачи, включающей k последовательно соединенных ступеней, общий КПД равен произведению КПД отдельных ступеней:

$$\eta_{\text{общ}} = \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \dots \cdot \eta_{k-1} \cdot \eta_k \quad (2.5)$$

Следовательно КПД машины, содержащей ряд последовательных передач, всегда *будет меньше КПД любой из этих передач*.

Силовые показатели передачи определяются по известным из теории механизмов и машин (ТММ) формулам.

усилие, действующее по линии движения на поступательно движущейся детали $F=P/v$, где P – мощность, подведенная к этой детали, а v – ее скорость;

момент, действующий на каком-либо из валов передачи $T=P/\omega$, где P – мощность, подведенная к этому валу, а ω – скорость его вращения. Используя соотношение (2.1), получаем формулу, связывающую момент, мощность и частоту вращения:

$$T = \frac{30P}{\pi \cdot n} \approx 9,55 \frac{P}{n} \quad (2.6)$$

Окружная (касательная) скорость в любой точке вращающегося элемента (колеса, шкива, вала), лежащей на диаметре D этого элемента, будет равна:

$$v = \frac{\omega \cdot D}{2} = \frac{\pi \cdot n \cdot D}{60} \approx 5,24 \cdot 10^{-2} \cdot n \cdot D \quad (2.7)$$

(2.8)

Передаточное отношение - это отношение скорости входного звена к скорости выходного звена, что для вращательного движения выразится следующим образом:

$$i = \pm \frac{\omega_{вх}}{\omega_{вых}} = \pm \frac{n_{вх}}{n_{вых}} \quad (2.9)$$

где верхний знак (плюс) соответствует одинаковому направлению вращения входного и выходного звеньев (валов), а нижний - встречному.

В технических расчетах (особенно прочностных) направление вращения чаще всего не имеет решающего значения. В таких расчетах используется передаточное число, которое представляет собой абсолютную величину передаточного отношения:

$$u = |i| = \frac{\omega_{вх}}{\omega_{вых}} = \frac{n_{вх}}{n_{вых}} = \frac{T_{вых}}{T_{вх} \cdot \eta} \quad (2.10)$$

В многоступенчатой передаче с последовательным расположением k ступеней (что чаще всего наблюдается в технике) передаточное число и передаточное отношение определяются следующими выражениями:

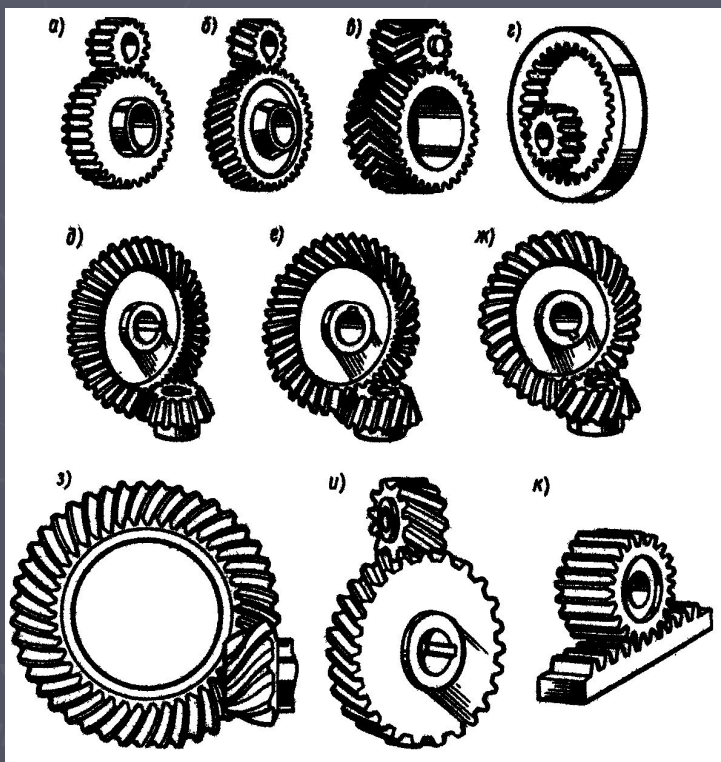
$$\begin{aligned} i &= i_1 \cdot i_2 \cdot \dots \cdot i_{k-1} \cdot i_k \\ u &= u_1 \cdot u_2 \cdot \dots \cdot u_{k-1} \cdot u_k \end{aligned} \quad (2.11)$$

Среди множества разнообразных передач вращательного движения достаточно простыми конструктивно (по устройству) являются передачи с гибкой связью, принцип работы которых строится на использовании сил трения или зубчатого зацепления – это ременные передачи.

Общие сведения..

Определение:

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



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

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

Рис. 4.1. Виды зубчатых передач.

Классификация зубчатых передач

По величине передаточного числа:

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

По взаимному расположению валов:

- с параллельными валами – цилиндрические (рис. 4.1, а...г);
- с пересекающимися осями валов – (рис. 4.1, д...ж);
- с перекрещивающимися осями валов - червячные, винтовые (рис. 4.1, и), гипоидные (рис. 4.1, з);
- с преобразованием движения – реечные (рис. 4.1, к).

По расположению зубьев относительно образующей поверхности колеса:

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

Продолжение: Классификация ЗП

По форме зацепляющихся звеньев:

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

По форме рабочего профиля зуба:

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

Достоинства зубчатых передач:

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

Недостатки зубчатых передач:

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

Конструктивные (геометрические) параметры цилиндрических ЗП:

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

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

Эти параметры передачи связаны между собой простым соотношением

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

где знак «+» относится к внешнему зацеплению (рис. 4.1, а...в, и), а знак «-» – к внутреннему (рис. 4.1, г).

Числа зубьев зубчатых колес z_1 и z_2 . Суммарное число зубьев колес, участвующих в передаче

$$z_{\Sigma} = z_1 + z_2 \quad (4.2)$$

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

есть $d_{w1} = d_1$ и $d_{w2} = d_2$. Так как делительные диаметры связаны с процессом изготовления зубчатого колеса, каждое из которых изготавливается отдельно, то делительный диаметр имеется у каждого отдельно взятого колеса.

Модуль зацепления m , – часть делительного диаметра, приходящаяся на один зуб колеса, следовательно для любого нормального зубчатого колеса

$$m = \frac{d}{z}. \quad (4.3)$$

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

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

$$p = \frac{\pi \cdot d}{z} = \pi \cdot m. \quad (4.4)$$

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

Кинематические параметры зубчатых передач – это **угловые скорости** ω_1 и ω_2 , **частоты вращения** n_1 , n_2 ведущего и ведомого зубчатых колес и **передаточное число** u зубчатой передачи, вычисляемое по соотношению

$$u = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{d_{w2}}{d_{w1}} = \frac{d_2}{d_1} = \frac{z_2}{z_1} \quad (4.5)$$

Учитывая вышеизложенное, нетрудно установить, что

$$a_w = d_1 \cdot (u + 1) / 2 \quad (4.6)$$

Для нормальной работы зубчатой передачи (обеспечение плавности работы, отсутствие излишних вибраций и инерционных сил, относительно высокий КПД зубчатого зацепления) форма рабочей поверхности профиля зубьев должна удовлетворять следующим требованиям:

- 1) в течение времени взаимодействия рабочих поверхностей двух сопряженных зубьев ведущего и ведомого колес передаточное отношение должно сохраняться постоянным (основная теорема зубчатого зацепления);
- 2) профиль зуба должен обеспечивать выполнение условия **1** при зацеплении данного колеса с любым другим колесом того же модуля;
- 3) профиль зуба должен обеспечивать возможность изготовления колеса любого диаметра одним инструментом;
- 4) инструмент для нарезания зубьев должен быть простым и легко доступным для изготовления и контроля.

Передачи с эвольвентным зацеплением.

Наиболее полно перечисленным требованиям удовлетворяет эвольвентное зацепление, предложенное Леонардом Эйлером (1760 или 65 г.) и широко применяемое в общепромышленной и военной технике.

Основные параметры эвольвентных цилиндрических зубчатых передач стандартизованы.

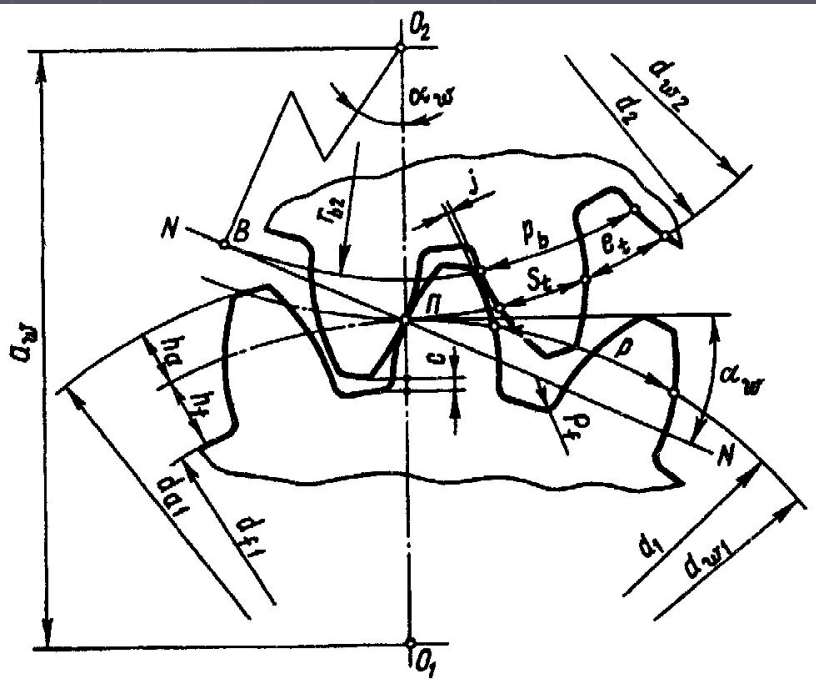


Рис. 4.2. Схема эвольвентного зацепления.

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

Причины неисправности зубчатых колес

При передаче крутящего момента, в зацеплении зубчатых колес возникают силы взаимодействия под влиянием которых в зубьях возникает сложное напряженное состояние.

Главное влияние на работоспособность зубчатых колес оказывают два основных вида напряжений:

- ▶ σ -контактные напряжения, $H / \text{мм}^2$;
- ▶ σ –напряжения изгиба, $H / \text{мм}^2$

Переменные напряжения являются причиной усталостного разрушения зубьев. Все виды разрушения зубьев сводятся либо к поломке зубьев либо к разрушению их контактных поверхностей.

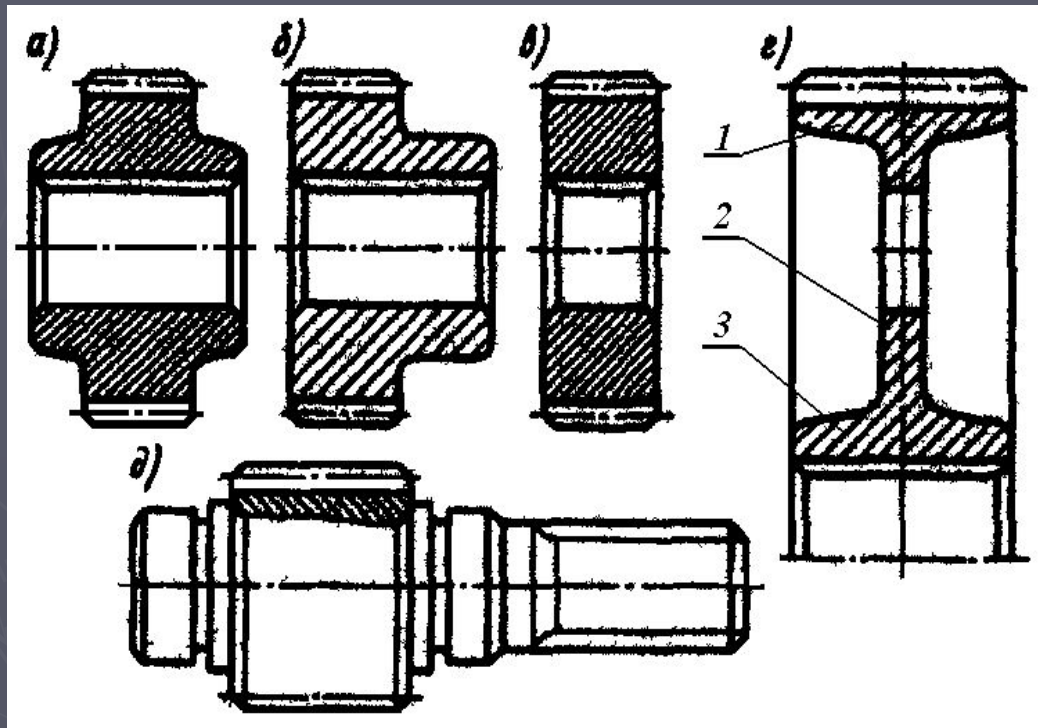
Поломка зубьев является наиболее опасным видом разрушения, приводящим к выходу из строя передачи и часто к разрушению других деталей и узлов машины.

Конструктивные особенности и параметры ЦКЗП.

В зубчатых колесах можно выявить **4** основных **элемента**:

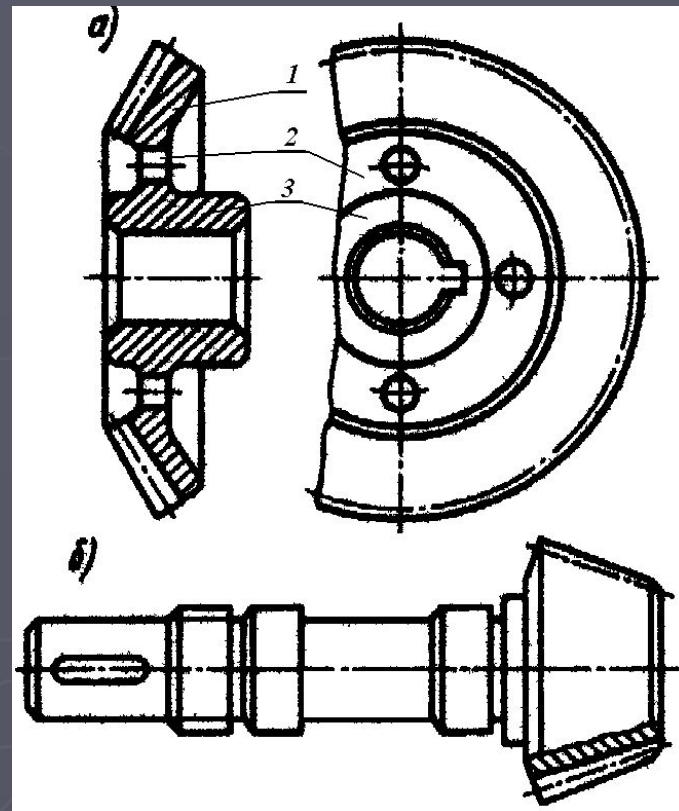
- ▶ **зубчатый венец**, включающий зубья, предназначенные для взаимодействия с сопряженным зубчатым колесом;
- ▶ **обод** – часть зубчатого колеса, несущая зубчатый венец (**1** на рис. 5.1, г и 5.2, а); наиболее часто обод совмещают с зубчатым венцом, но иногда их выполняют отдельными (например, из разных материалов);
- ▶ **ступица** – часть зубчатого колеса, соединяющая его с валом, несущим зубчатое колесо (**3** на рис. 5.1, г и 5.2, а); зубчатые колеса малого диаметра по сравнению с валом, несущим это колесо, выполняются, как правило, за одно целое с этим валом и называются **вал-шестерня** (рис. 5.1, д и 5.2, б);
- ▶ **диск** – часть зубчатого колеса, соединяющая обод со ступицей; в литых и сварных зубчатых колесах диск зачастую заменяется отдельными **спицами**

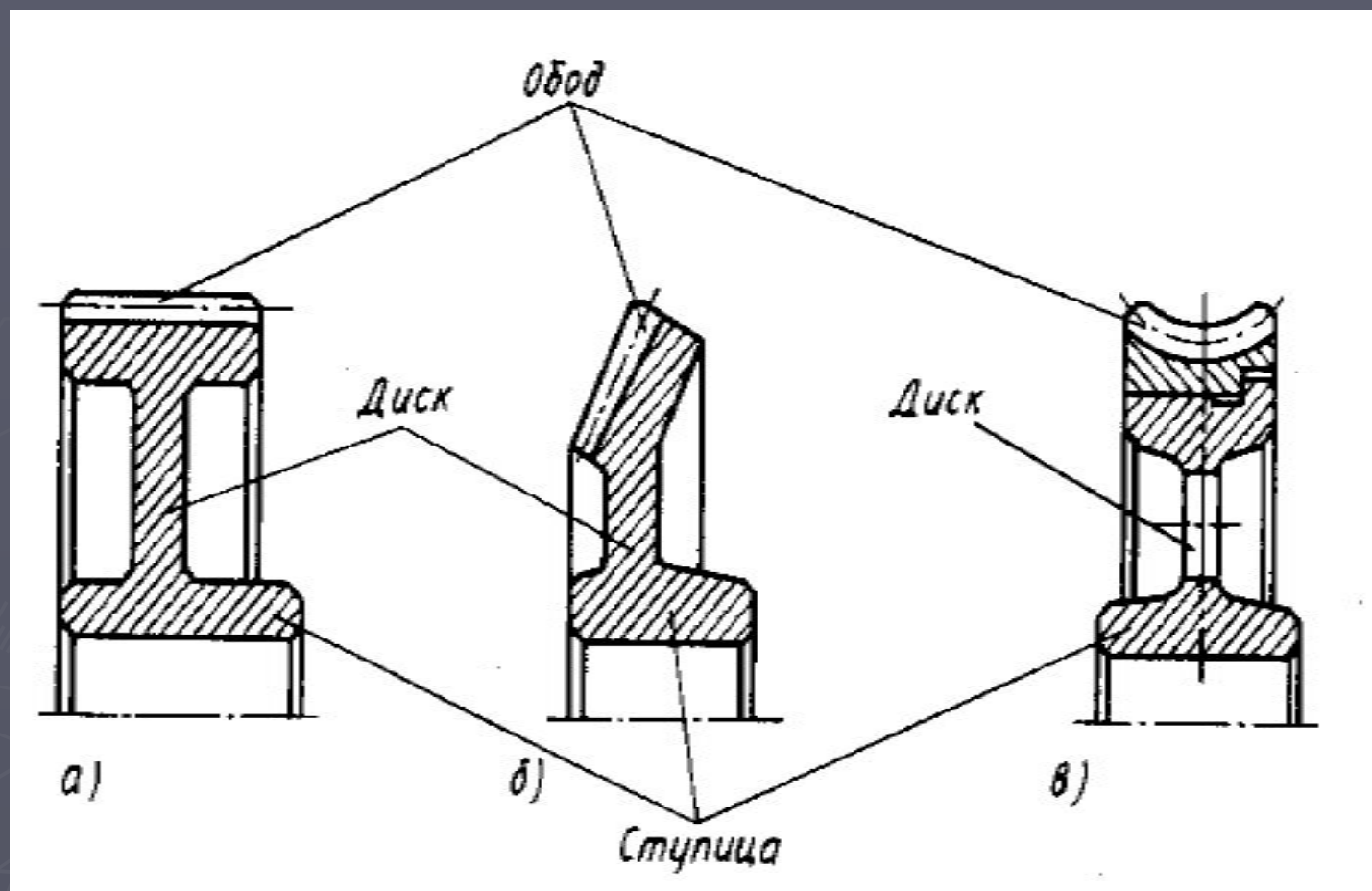
Цилиндрическая передача



- 1 – обод
- 2 - диск
- 3 – ступица

Коническая передача





Силы в зацеплении прямозубого колеса

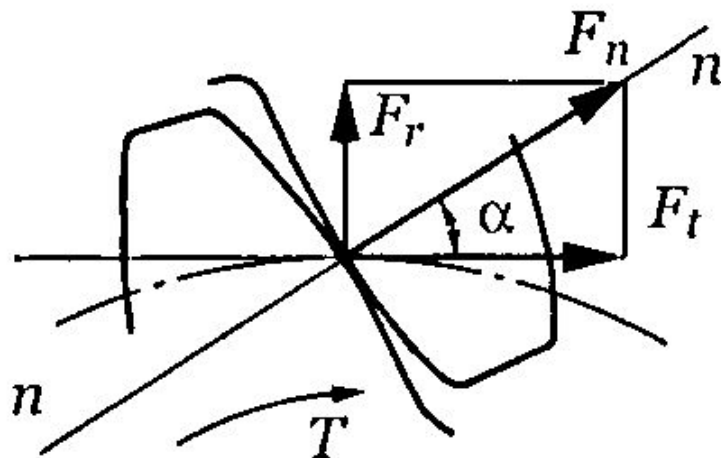


Рис. 4.1. Силы в зацеплении прямозубого колеса

Распределенную нагрузку на площадке контакта принято представлять в виде сосредоточенной силы, приложенной в точке зацепления и направленной по линии зацепления

Распределенную нагрузку на площадке контакта принято представлять в виде сосредоточенной силы, приложенной в точке зацепления и направленной по линии зацепления

Для расчетов силу F_n раскладывают на составляющие:

$$\vec{F}_n = \vec{F}_t + \vec{F}_r,$$

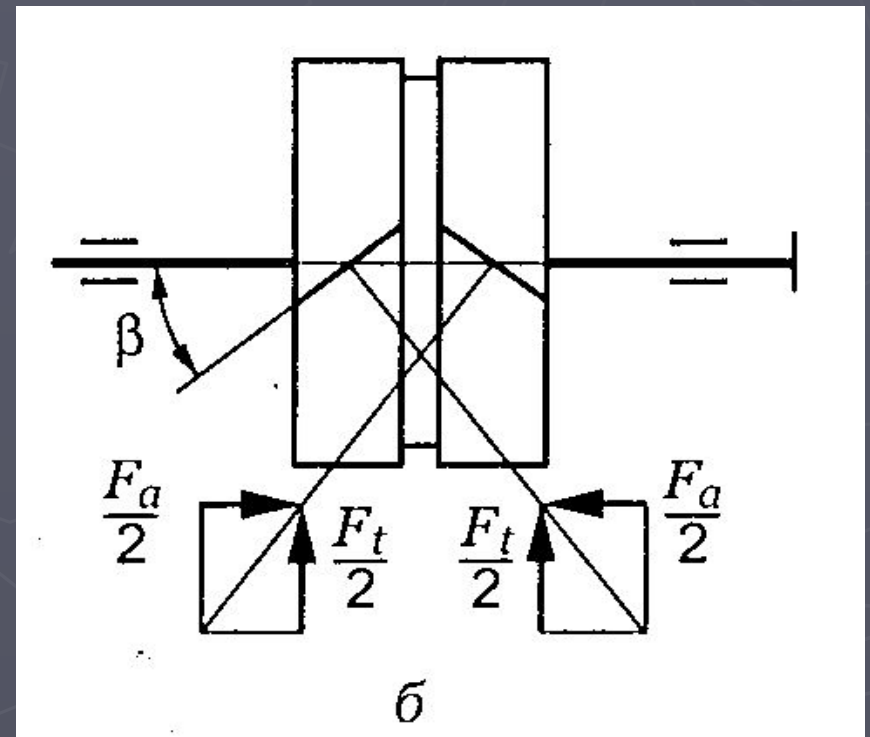
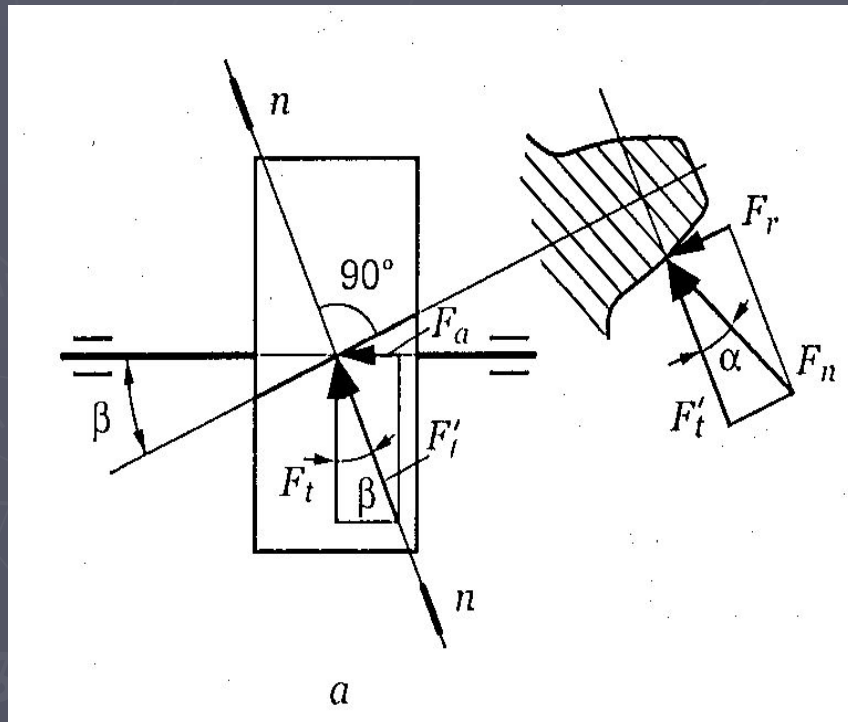
где F_t — окружная сила, $F_t = \frac{2T_1}{d_1} = \frac{2T_2}{d_2}$;

F_r — радиальная сила, $F_r = F_t \operatorname{tg} \alpha$.

Силы в зацеплении косозубой передачи

Косозубых колес

Шевронных колес



Силы в зацеплении косозубой передачи

- ▶ Нормальную силу F_n в зацеплении можно разложить на 3 составляющие

$$\vec{F}_n = \vec{F}_t + \vec{F}_r + \vec{F}_a,$$

где \vec{F}_t — окружная сила, $F_t = \frac{2T}{d}$;

\vec{F}_r — радиальная сила, $F_r = \frac{F_t \operatorname{tg} \alpha}{\cos \beta}$;

\vec{F}_a — осевая сила, $F_a = F_t \operatorname{tg} \beta$.

Лекция окончена.
Спасибо за внимание!

