



Д.А. Китаева

ЛЕКЦИЯ 15

МЕХАНИКА МАТЕРИАЛОВ (СОПРОТИВЛЕНИЕ МАТЕРИАЛОВ)

*Слайды видеолекций
для бакалавров технических направлений*

**Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого
2018**

ЭЛЕМЕНТЫ ТЕОРИИ ДЕТАЛЕЙ МАШИН

Машины, механизмы, приборы, аппараты, приспособления, инструменты и другие конструкции состоят из деталей. **Деталь** – это элемент (часть) конструкции, изготовленный из одного материала без применения сборочных операций (вал, болт, гайка и др.).

Совокупность деталей, соединенных посредством сборочных операций (завинчиванием, сваркой и др.) и предназначенных для совместной работы, называют **сборочной единицей (узлом)**. Простейший узел включается как составная часть в более сложный узел. Например, подшипник включается в узел опоры, а последний – в редуктор и т.д.

Несмотря на различное конструктивное оформление и назначение машин, большинство деталей и узлов в них является **ТИПОВЫМИ** (стандартными): различные соединения (резьбовые, сварные, шлицевые и др.), передачи (зубчатые, ременные), валы, муфты и опоры, корпуса и др.

Валы относятся к числу наиболее ответственных деталей машин. Зачастую в конструкциях используют прямые валы в форме тел вращения (гладкие или ступенчатые, сплошные или полые), устанавливаемые в подшипниковых опорах.

Различают:

- **простые валы** – применяют в передачах (зубчатых, ременных), они передают вращающий момент и воспринимают осевые и радиальные (поперечные) силы, вызывающие изгиб;
- **оси** – используются для поддержания вращающихся деталей;
- **торсионные и трансмиссионные валы** – для соединения узлов и деталей и передачи только вращающего момента.



Расчетная схема вала обычно представляет собой балку, шарнирно закрепленную в двух жестких опорах (рис.1). Таким образом, вал работает на изгиб с растяжением-сжатием и кручением.

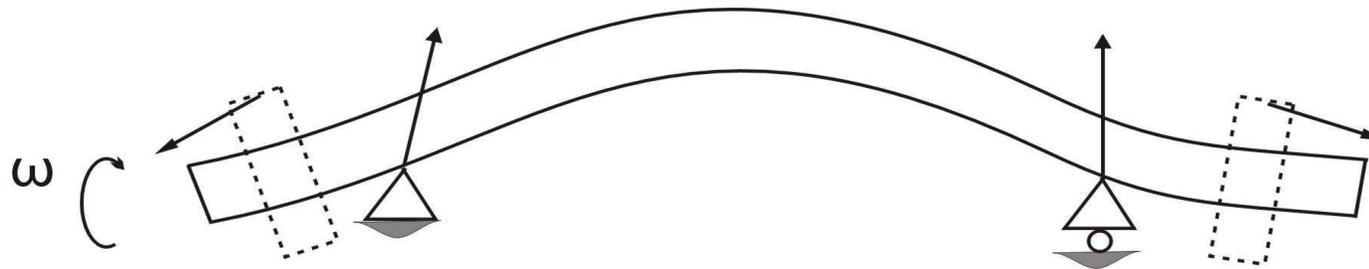


Рис. 1

Для обеспечения работоспособности валы и оси должны удовлетворять условиям прочности и жесткости. Для таких расчетов необходимо уметь вычислять внутренние усилия, возникающие в сечениях вала от внешних нагрузок (постоянных и переменных), которые передаются от сопряженных деталей (зубчатых колес, шкивов и др.).

В качестве опорных узлов чаще всего применяют подшипники качения. Они имеют широкое распространение вследствие их низкой стоимости, взаимозаменяемости, небольших размеров и низкого сопротивления пуску и вращению под нагрузкой.

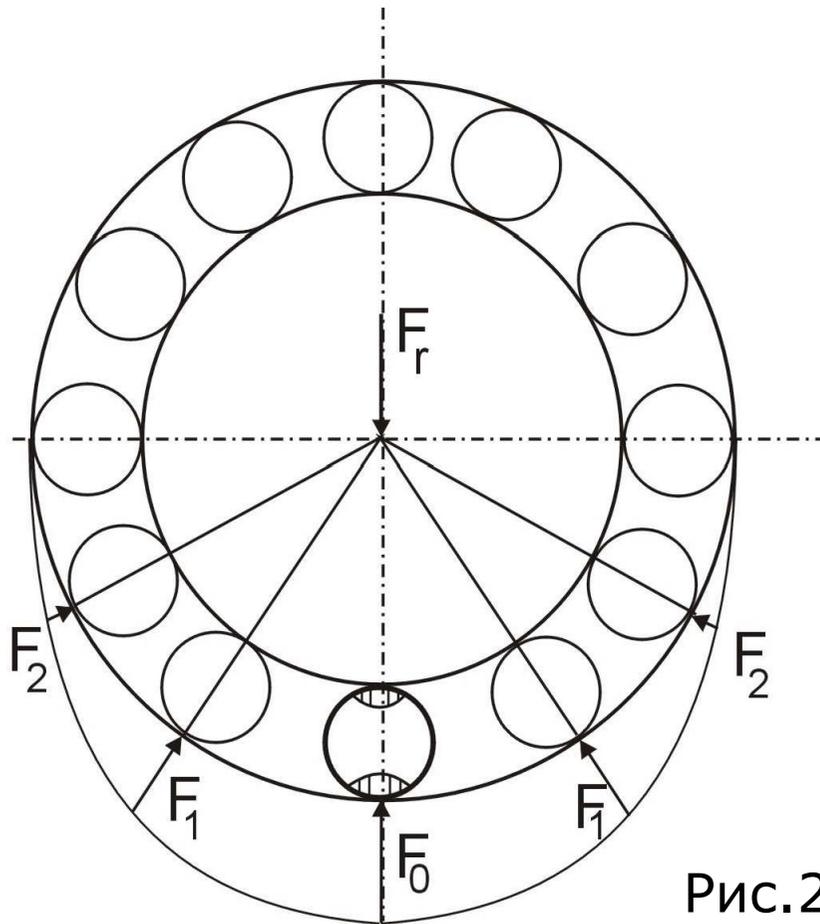


Рис.2

Подшипники качения (рис.2) состоят из наружного и внутреннего колец, между которыми расположены тела качения – шарики или ролики.

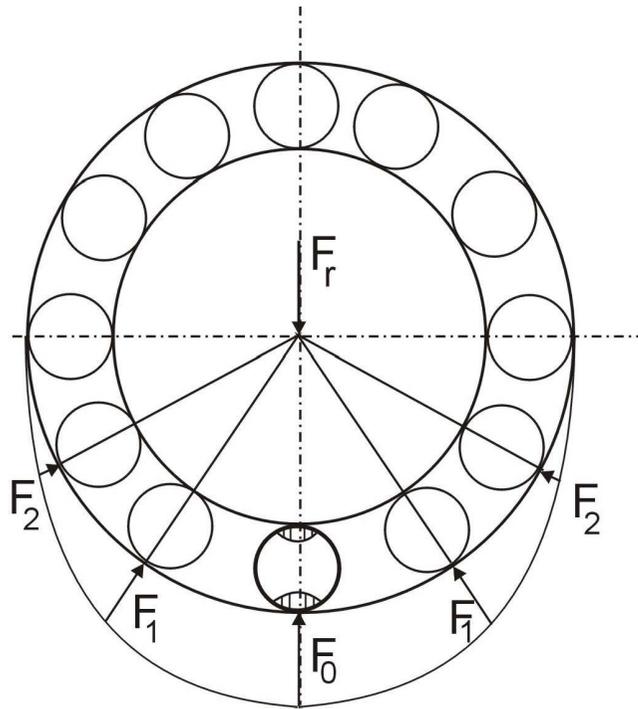
По направлению воспринимаемых сил относительно оси вала подшипники делят на:

- **радиальные** (воспринимают только радиальные нагрузки, действующие перпендикулярно оси вала, модель – шарнирно-подвижная опора);
- **радиально-упорные** (воспринимающие одновременно осевые нагрузки, модель – шарнирно- неподвижная опора);
- **упорные.**

Поскольку конструкция опорных узлов должна исключать заклинивания тел качения при действии осевой нагрузки, теплового расширения валов или погрешности изготовления, одна опора вала обычно делается фиксирующей (радиально-упорной), а другая – плавающей (радиальной) (рис.1).



При взаимодействии тела качения и кольца подшипника качения возникают значительные переменные контактные напряжения (рис.2).



Зона контакта тела качения о кольца имеет некоторую площадь, по ней неравномерно распределяется сила взаимодействия, от величины которой зависит и площадь зоны контакта. Эта зона представляет собой **концентратор напряжений**.

Поэтому **основной вид повреждения подшипников** – усталостное выкрашивание беговых дорожек и тел качения под действием переменных контактных напряжений.

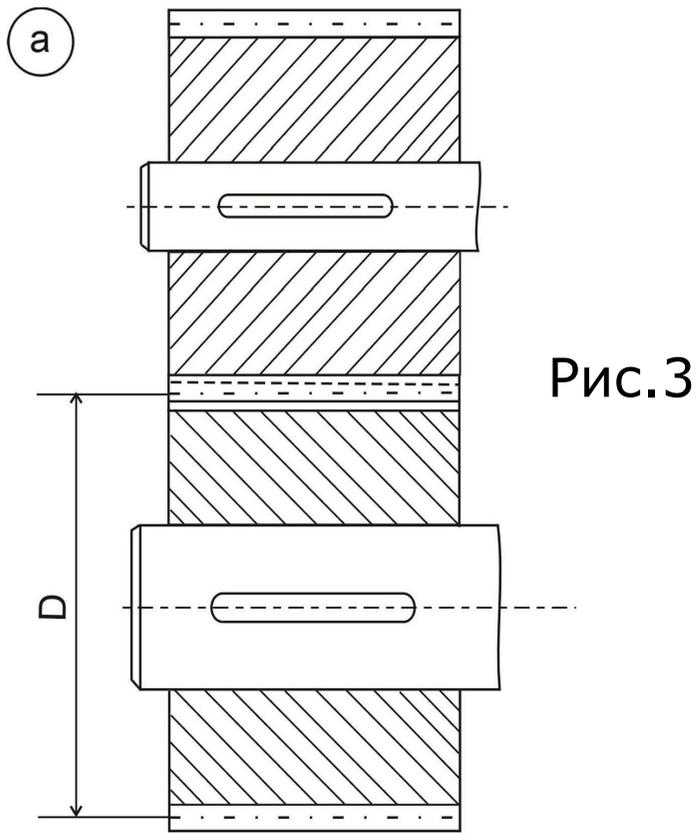
Узел подшипника должен обеспечивать восприятие осевых и радиальных сил, а также исключать осевое смещение вала, нарушающее нормальную работу сопряженных деталей. Это достигается за счет крепления подшипников на валах и фиксированием их в корпусе. При этом наружное кольцо устанавливается в корпус **по посадке с зазором**, а соединение вала с внутренним кольцом подшипника осуществляется **по посадке с натягом** (механической напрессовкой или тепловым способом, при котором при сборке создается значительная разница температур вала и кольца). Такая посадка – сильный концентратор напряжений, являющийся причиной пониженной усталостной прочности.

Для передачи механической энергии (движения) от двигателя к исполнительному органу машины или прибора обычно применяют **передаточные механизмы**.

Среди них ведущее место занимают **механические передачи**. В зависимости от метода силового «замыкания» звеньев различают передачи **зацеплением** и **трением**.

В число передач зацеплением входят **зубчатые передачи**, в которых движение между звеньями (зубчатыми колесами) передается с помощью последовательно зацепляющихся зубьев.

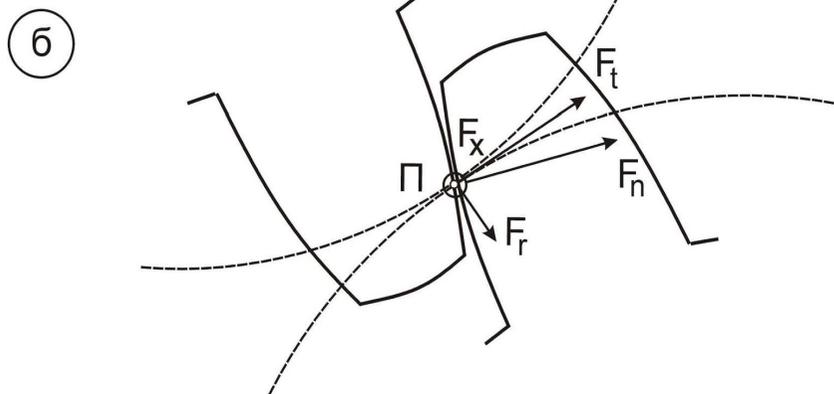




Рассмотрим **косозубую (линии зубьев наклонны) цилиндрическую (оси колес параллельны) зубчатую передачу** (рис.3, а).

Колесо, насаженное на вал (здесь также возможна посадка с натягом или иной способ стопорения), зацепляется с другим, входящим в другой узел.

Колеса вращаются в разных направлениях, передаточное отношение угловых скоростей вращения обратно отношению количества зубьев на колесах.



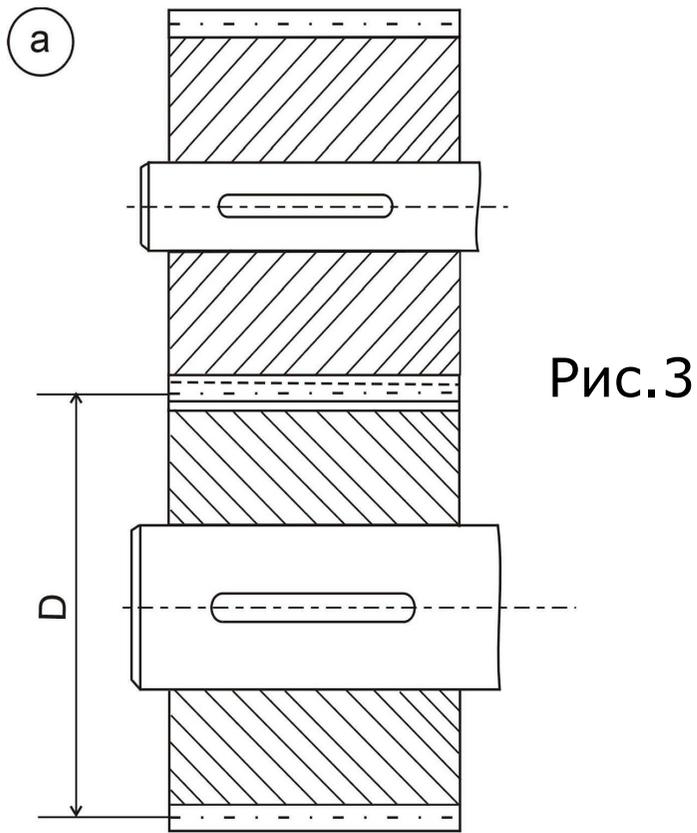


Рис.3

В каждый момент контактирует между собой только пара зубьев, принадлежащих разным колесам.

На рис.3, б показано плоское сечение зоны контакта, в котором точка касания контуров рабочих поверхностей зубьев обозначена буквой П (в реальности касание происходит по отрезку прямой, перпендикулярной плоскости чертеже).

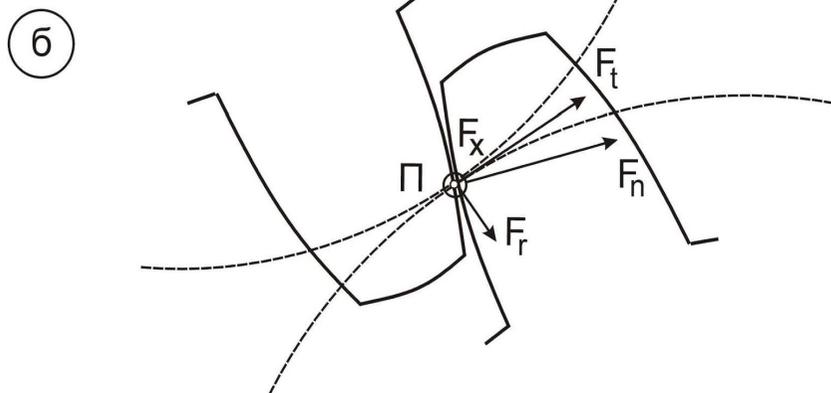
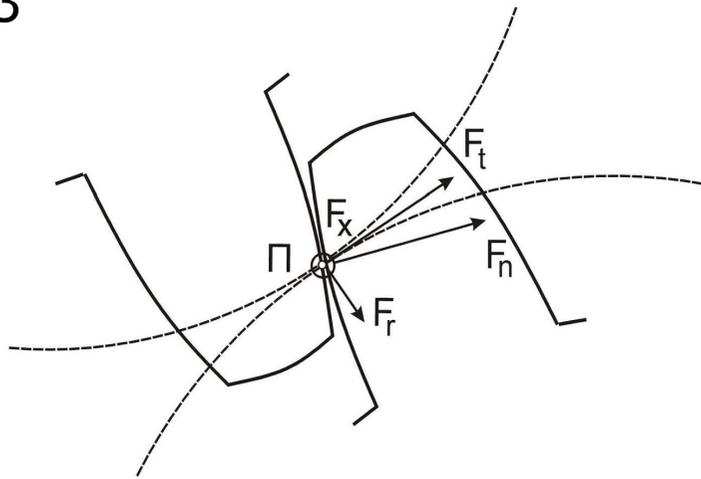


Рис.3

б



В точке П приложена нормальная сила взаимодействия между парой зубьев F_n - равнодействующая контактных усилий, в реальности распределенных по небольшой площадке.

В плоскости чертежа она направлена по общей нормали к контурам рабочих поверхностей зубьев в точке П. Поэтому ее момент относительно оси колеса численно равен передаваемому им внешнему моменту M .

Силу F_n раскладывают на составляющие – **окружную (тангенциальную) F_t , радиальную F_r и осевую F_x .**

Сила F_t направлена по касательной к расположенной в плоскости чертежа так называемой начальной окружности, имеющей центр в центре колеса и проходящей через точку зацепления П, сила F_r - по радиусу этой окружности, а сила F_x - перпендикулярно плоскости чертежа вдоль оси вала.

Для косозубых передач имеются формулы, с помощью которых можно выразить эти силы через момент M :

$$F_t = \frac{2M}{D} = F_n \cdot \cos \alpha_n \cdot \cos \beta ,$$

$$F_r = F_t \cos \beta ,$$

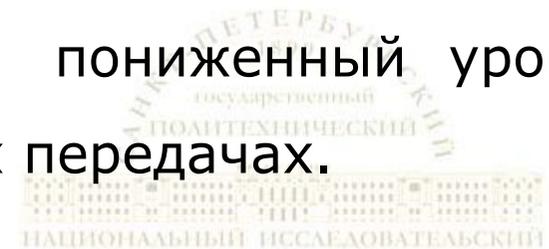
$$F_x = F_t \cdot \operatorname{tg} \beta .$$

α_n – угол зацепления косозубой передачи в нормальном сечении,

β – угол наклона зуба.

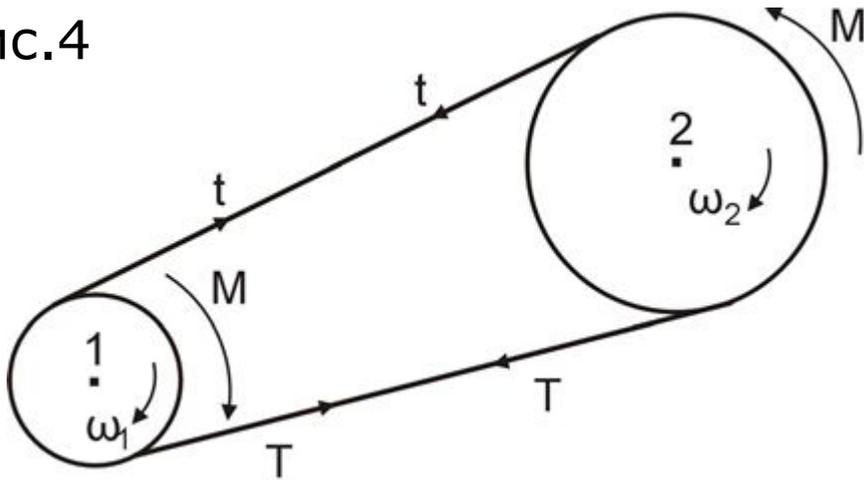
Недостаток косозубых передач: наличие осевой силы F_x (отсутствующей в прямозубых передачах), дополнительно нагружающей радиально-упорные опоры валов.

Преимущество косозубых передач: зубья входят в контакт постепенно, что обеспечивает плавность хода, пониженный уровень шума и отсутствие динамических нагрузок в таких передачах.



К передачам трением относится, например, **ремённая передача**. Обычно она **состоит из двух шкивов – ведущего 1 и ведомого 2, соединённых между собой ремнем** (рис.4).

Рис.4



При монтаже передачи создается начальное натяжение ремня, создающее контактное давление между ремнем и шкивами и обеспечивающее передачу вращения за счет сил трения.

Как правило, таким способом передается вращение между параллельными валами, вращающимися в одну сторону.

По форме ремня различают **плоско-, клино- и круглоремённую передачи** (рис.5).

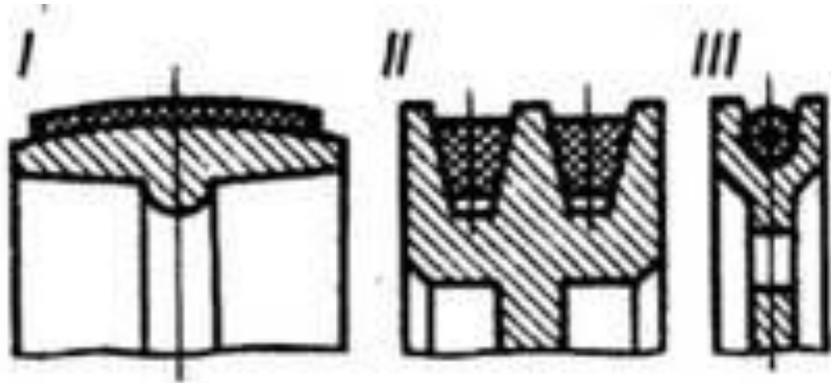


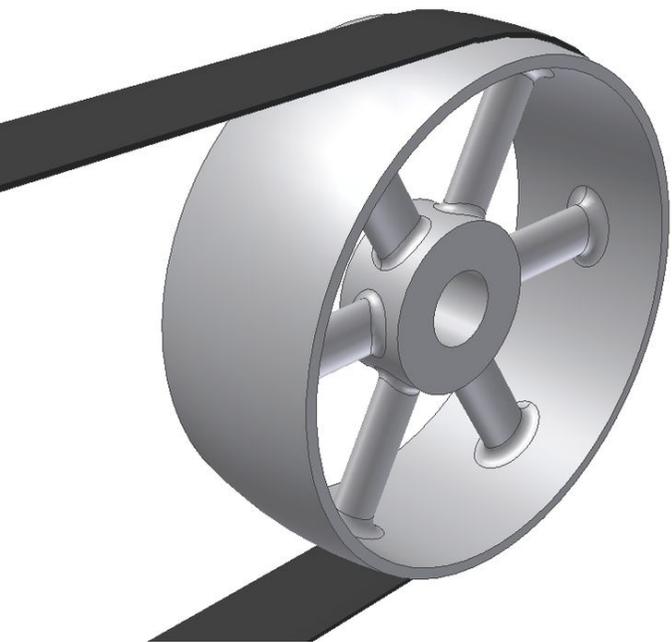
Рис.5

Наибольшее распространение в машиностроении получили плоские и клиновидные ремни.

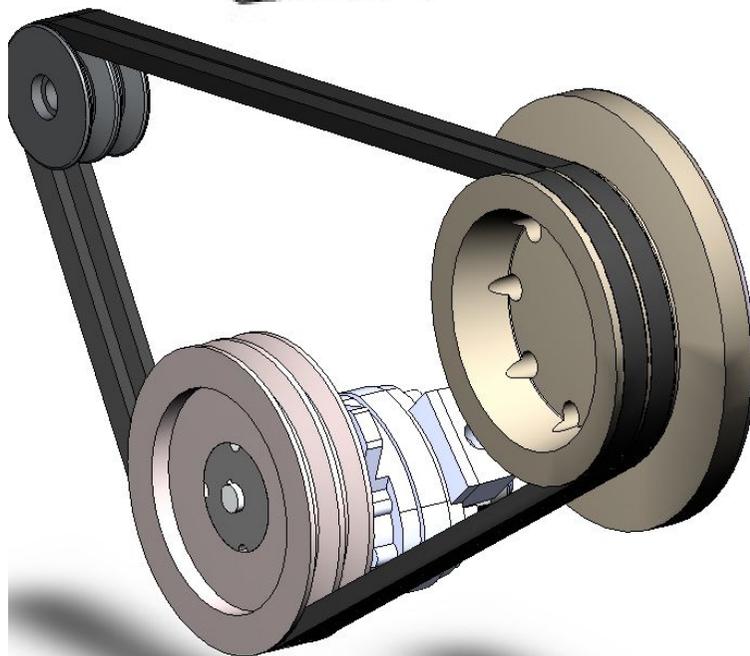
Плоские ремни (рис.5, I) испытывают минимальное напряжение изгиба на шкивах. Плоские ремни из синтетических материалов используют в высокоскоростных передачах.

Клиновидные (рис.5, II) благодаря клиновому воздействию со шкивами обеспечивают бóльшую тяговую способность и меньшие габариты, однако менее быстроходны и могут применяться лишь как открытые.

Круглые ремни применяют в небольших машинах малой мощности (в машинах швейной и пищевой промышленности, настольных станках и приборах).



Плоские ремни



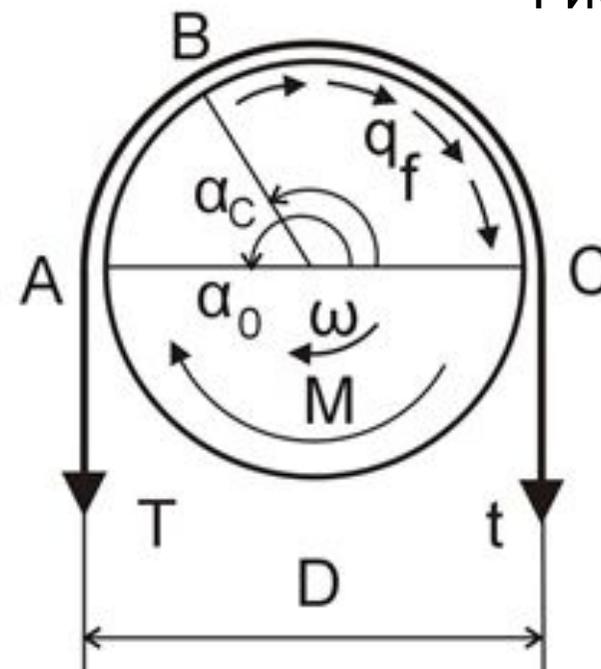
клиновидные



Круглые ремни

На дуге AB ремень находится в покое, на дуге BC , определяемой углом α_c , скользит.

Это происходит вследствие разницы деформаций $\varepsilon(T) - \varepsilon(t)$, которая распространяется вдоль ремня по дуге обхвата.



Соотношение сил натяжения определяется через f^* - приведенный коэффициент трения ремня по шкиву на дуге BC по формуле

$$T = t \cdot \exp(f^* \alpha_c),$$

как правило $T=2t$. Кроме того, при равномерном вращении шкивов выполняется уравнение равновесия

$$T \frac{D}{2} - t \frac{D}{2} = M$$

Это позволяет выразить силы натяжения T и t через передаваемый момент M .

В зоне контакта со шкивом ремень испытывает изгиб, и при движении ремня эта зона перемещается по нему. На свободных участках действуют растягивающие напряжения от сил T и t . Таким образом, создаются переменные напряжения, вызывающие усталостные повреждения ремня.

