

# Тема 5

## Механические передачи трением

# ПЛАН ЛЕКЦИИ

## ТЕМА 5

**Классификация механических передач и их назначение. Передаточное число и передаточное отношение. Фрикционные передачи. Назначение и особенности фрикционных передач. Расчет фрикционных тел на контактную прочность. Силовые соотношения в цилиндрической фрикционной передаче и расчет ее на прочность.**

**Ременные передачи. Общие сведения. Характеристика передачи и видов ремней. Виды натяжения ремней. Основы теории и расчета ременных передач. Межосевое расстояние, длина ремня, угол наклона ветвей ремня к линии центров, углы обхвата шкивов. Предварительное натяжение ремня, окружное усилие, натяжение в ремне от центробежных сил. Материалы, конструкции и расчет шкивов. Ременные вариаторы.**

## Классификация механических передач

- Передача вращательного движения производится одним из следующих способов:
- непосредственным соприкосновением двух тел, одно из которых связано жестко с ведущим, а другое — с ведомым валом;
- посредством гибких тел, сцепляющихся с телами, жестко связанными с ведущим и ведомым валами.
- Первый из этих способов осуществляется в передачах фрикционной, зубчатой и червячной, второй — в передачах ременной и цепной.
- Передача вращательного движения может производиться с увеличением или уменьшением угловой скорости вращения, а также без ее изменения.

# Классификация механических передач и их назначение

- Передачи по принципу работы разделяются на:
- Передачи зацеплением:
  - с непосредственным контактом (зубчатые и червячные);
  - с гибкой связью (цепные, зубчато-ременные).
- Передачи трением (сцеплением трущихся поверхностей):
  - с непосредственным контактом поверхностей (фрикционные);
  - с гибкой связью (ременные).
-

## Передаточное число и передаточное отношение

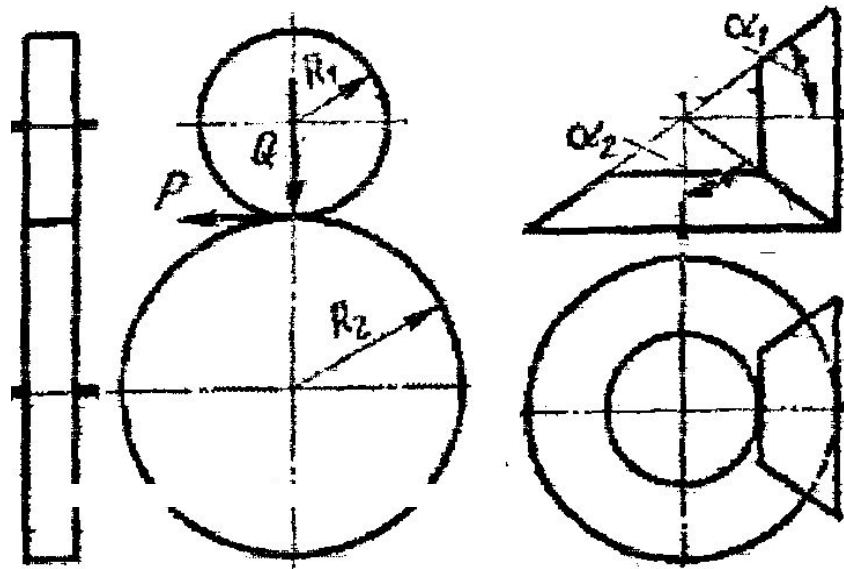
- **Отношение угловых скоростей вращения обоих валов называется передаточным отношением.** Передаточное отношение **МОЖЕТ БЫТЬ**, следовательно, выражено отношением угловой скорости ведущего вала к угловой скорости ведомого вала или наоборот.
- Передаточное отношение в направлении силового потока, т. е. **отношение угловой скорости ведущего вала к угловой скорости ведомого, называется передаточным числом.**

## Фрикционные передачи

---

- Передают движение за счёт сил трения (*лат. **frictio** – трение*). Простейшие передачи состоят из двух цилиндрических или конических роликов - катков.
- Главное условие работы передачи состоит в том, что момент сил трения между катками должен быть больше передаваемого вращающего момента. Передаточное отношение цилиндрической фрикционной передачи определяют как отношение частот вращения или диаметров тел качения.
  - $$U = n_1/n_2 = D_2/[D_1(1-\varepsilon)],$$
- где  $\varepsilon$  – коэффициент скольжения (**0,05** - для передач "всухую"; **0,01** – для передач со смазкой и большими передаточными отношениями).

# Схема фрикционной передачи



выполняется расчёт по допускаемым контактным напряжениям [29]. Здесь применяется формула Герца-Беляева, которая, собственно говоря, и была выведена для этого случая. Исходя из допускаемых контактных напряжений, свойств материала и передаваемой мощности определяются диаметры фрикционных колёс

## Расчет фрикционных передач

- Поскольку всё это следствие высоких контактных напряжений сжатия, то в качестве проектировочного выполняется расчёт по допускаемым контактным напряжениям . Здесь применяется формула Герца-Беляева, которая, собственно говоря, и была выведена для этого случая. Исходя из допускаемых контактных напряжений, свойств материала и передаваемой мощности определяются диаметры фрикционных колёс:

$$D_1 = 2 * \sqrt[3]{E \frac{\beta}{\psi f} * \frac{N_1}{n_2} \left( \frac{1292}{U[\sigma]_K} \right)^2}; \quad D_2 = UD_1.$$



## Фрикционные передачи

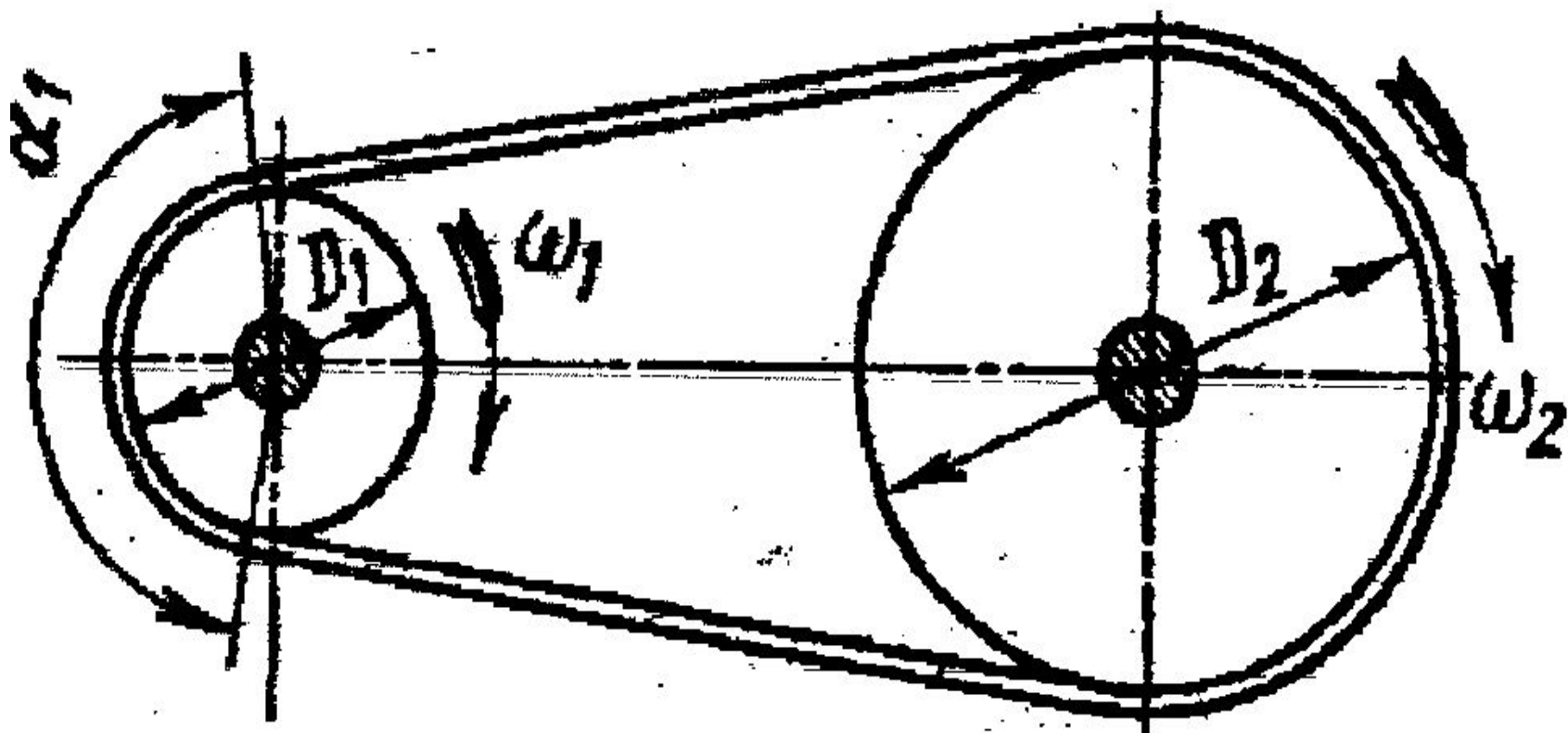
- Основные требования к материалам фрикционных колёс:
- высокая износостойкость и поверхностная прочность;
- высокий коэффициент трения (во избежание больших сил сжатия);
- высокий модуль упругости (чтобы площадка контакта, а значит и потери на трение были малы).

- **Достоинства фрикционных передач:**
- простота тел качения;
- равномерность вращения, что удобно для приборов;
- возможность плавного регулирования скорости;
- отсутствие мёртвого хода при реверсе передачи.
- **Недостатки фрикционных передач:**
- потребность в прижимных устройствах;
- большие нагрузки на валы, т.к. необходимо прижатие дисков;
- большие потери на трение;
- повреждение катков при пробуксовке;
- неточность передаточных отношений из-за пробуксовки.

## Ременные передачи

Являются разновидностью фрикционных передач, где движение передаётся посредством специального кольцевого замкнутого ремня. Ременные передачи применяются для привода агрегатов от электродвигателей малой и средней мощности; для привода от маломощных двигателей внутреннего сгорания.

## Схема ременной передачи



# ОСНОВНЫЕ СЕЧЕНИЯ РЕМНЕЙ

- Ремни имеют различные сечения:
- а) плоские, прямоугольного сечения;
- б) трапециевидные, клиновыые;
- в) круглого сечения;
- г) поликлиновыые.

- **Достоинства ременных передач:**
  - передача движения на средние расстояния;
  - плавность работы и бесшумность;
  - возможность работы при высоких оборотах;
  - дешевизна.
- **Недостатки ременных передач:**
  - большие габариты передачи;
  - неизбежное проскальзывание ремня;
  - высокие нагрузки на валы и опоры из-за натяжения ремня;
  - потребность в натяжных устройствах;
  - опасность попадания масла на ремень;
  - малая долговечность при больших скоростях.

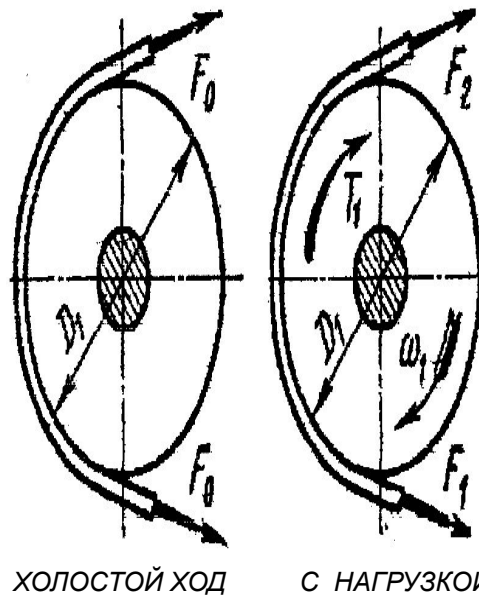
## Виды натяжения ремней

- Для создания трения ремень надевают с предварительным натяжением  $F_0$ . В покое или на холостом ходу ветви ремня натянуты одинаково. При передаче вращающего момента  $T_1$  натяжения в ветвях перераспределяются: ведущая ветвь натягивается до силы  $F_1$ , а натяжение ведомой ветви уменьшается до  $F_2$ . Составляя уравнение равновесия моментов относительно оси вращения имеем  $-T_1 + F_1 D_1 / 2 - F_2 D_2 / 2 = 0$  или  $F_1 - F_2 = F_t$ , где  $F_t$  – окружная сила на шкиве  $F_t = 2T_1 / D_1$ .

# Силы в ветвях ремня

- При холостом ходе и с нагрузкой

СИЛЫ В ВЕТВЯХ РЕМНЯ

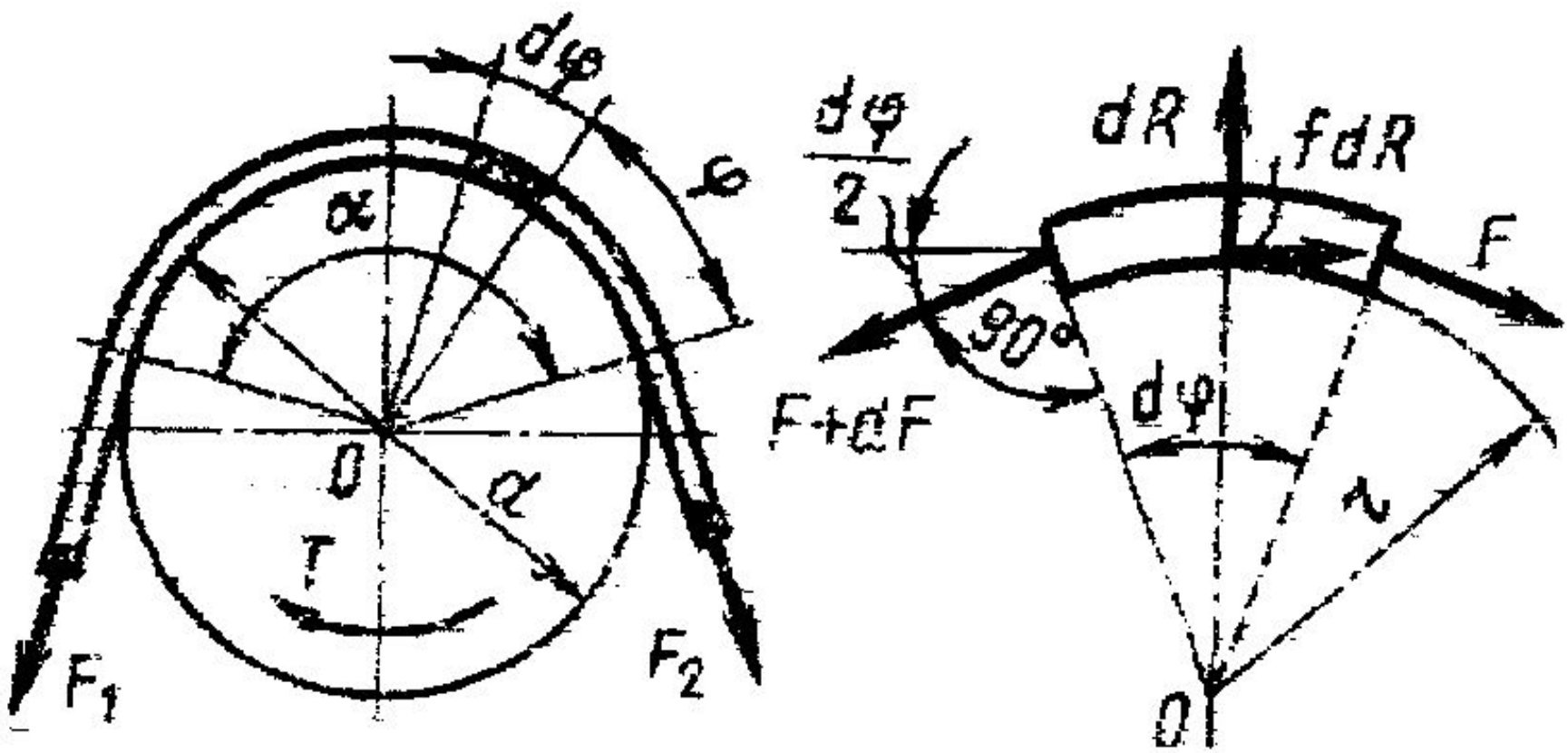




Общая длина ремня не зависит от нагрузки , следовательно, суммарное натяжение ветвей остаётся постоянным:  $F_1 + F_2 = 2F_0$ . Таким образом, получаем систему двух уравнений с тремя неизвестными:

- $$F_1 = F_0 + F_t/2; \quad F_2 = F_0 - F_t/2.$$
- Эти уравнения устанавливают изменение натяжения ветвей в зависимости от нагрузки  $F_t$ , но не показывают нам тяговую способность передачи, которая связана с силой трения между ремнём и шкивом. Такая связь установлена Л. Эйлером с помощью дифференциального анализа.

Основы теории и расчета ременных передач  
К определению сил в ремне:



Рассмотрим элементарный участок ремня  $d\varphi$ . Для него  $dR$  – нормальная реакция шкива на элемент ремня,  $fdR$  – элементарная сила трения. По условию равновесия суммы моментов

$$rF + rfdR - r(F + dF) = 0.$$

- Сумма горизонтальных проекций сил:
- $dR - F\sin(d\varphi/2) - (F+dF)\sin(d\varphi/2) = 0.$
- Отбрасывая члены второго порядка малости и помня, что синус бесконечно малого угла равен самому углу, Эйлер получил простейшее дифференциальное уравнение:  $dF/F = f d\varphi.$

- Интегрируя левую часть этого уравнения в пределах от  $F_1$  до  $F_2$ , а правую часть в пределах угла обхвата ремня получаем:  $F_1 = F_2 e^{f\alpha}$ .
- Теперь стало возможным найти все неизвестные силы в ветвях ремня:
  - $F_1 = F_t e^{f\alpha} / (e^{f\alpha} - 1); \quad F_2 = F_t / (e^{f\alpha} - 1);$
  - $F_o = F_t (e^{f\alpha} + 1) / 2(e^{f\alpha} - 1).$
- При круговом движении ремня на него действует **центробежная сила**
- $F_v = \rho S v^2$ , где  $S$  - площадь сечения ремня.

## Напряжения в ремне

- **В ремне действуют следующие напряжения:**
  - предварительное напряжение (от силы натяжения  $F_o$ )  $\sigma_o = F_o / S$ ;
  - "полезное" напряжение (от полезной нагрузки  $F_t$ )  $\sigma_n = F_t / S$ ;
  - напряжение изгиба  $\sigma_u = \delta E / D$   
( $\delta$  – толщина ремня,  $E$  – модуль упругости ремня,  $D$  – диаметр шкива);
  - напряжения от центробежных сил  
 $\sigma_v = F_v / S$ .

- **Наибольшее суммарное напряжение** возникает в сечении ремня в месте его набегания на малый ШКИВ

- 

$$\sigma_{\max} = \sigma_o + \sigma_{\text{п}} + \sigma_u + \sigma_v.$$

- При этом напряжения изгиба не влияют на тяговую способность передачи, однако являются главной причиной усталостного разрушения ремня.

## Силы натяжения ветвей ремня

- Силы натяжения ветвей ремня (кроме центробежных) воспринимаются опорами вала. Равнодействующая нагрузка на опору
- $$F_r \approx 2 F_o \cos(\beta/2).$$
- Обычно эта радиальная нагрузка на опору в 2 ... 3 раза больше передаваемой ремнём вращающей силы.

## Порядок проектного расчета плоскоременной передачи

- 1.Выбирают тип ремня.
- 2.Определяют диаметр малого шкива  
 $D_1=(110...130)(N/n)^{1/3}$ , где  $N$ —мощность,  $KBT$ ,  $n$ —частота вращения, **об/мин.**
- 3.Выбирают межосевое расстояние, подходящее для конструкции машины  $2(D_1+D_2) \leq a \leq 15m$ .
- 4.Проверяют угол обхвата на малом шкиве:  
 $\alpha_1=180^\circ-57^\circ(D_2-D_1)/a$ , рекомендуется  $[\alpha_1] \geq 150^\circ$ , при необходимости на ведомой нити ремня применяют натяжной ролик, который позволяет даже при малых межосевых расстояниях получить угол обхвата более **180°**.



- 5. По передаваемой мощности  $N$  и скорости  $v$  ремня определяют ширину  $b \geq N / (vz[p])$  и площадь ремня  $F \geq N / (v[k])$ , где  $[p]$  – допускаемая нагрузка на 1мм ширины прокладки,  $[k]$  – допускаемая нагрузка на единицу площади сечения ремня.
- 6. Подбирают требуемый ремень по ГОСТ .
- 7. Проверяют ресурс передачи
- $$N = 3600 v z_{\text{ш}} T.$$
- 8. Вычисляют силы, действующие на валы передачи
- $$F_R = F_o \cos(\beta/2).$$

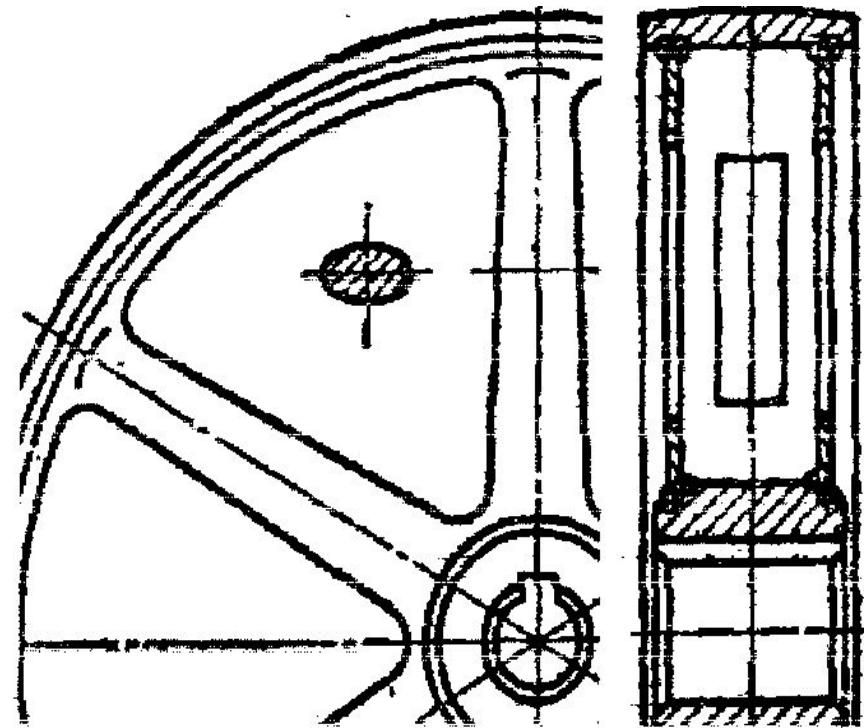
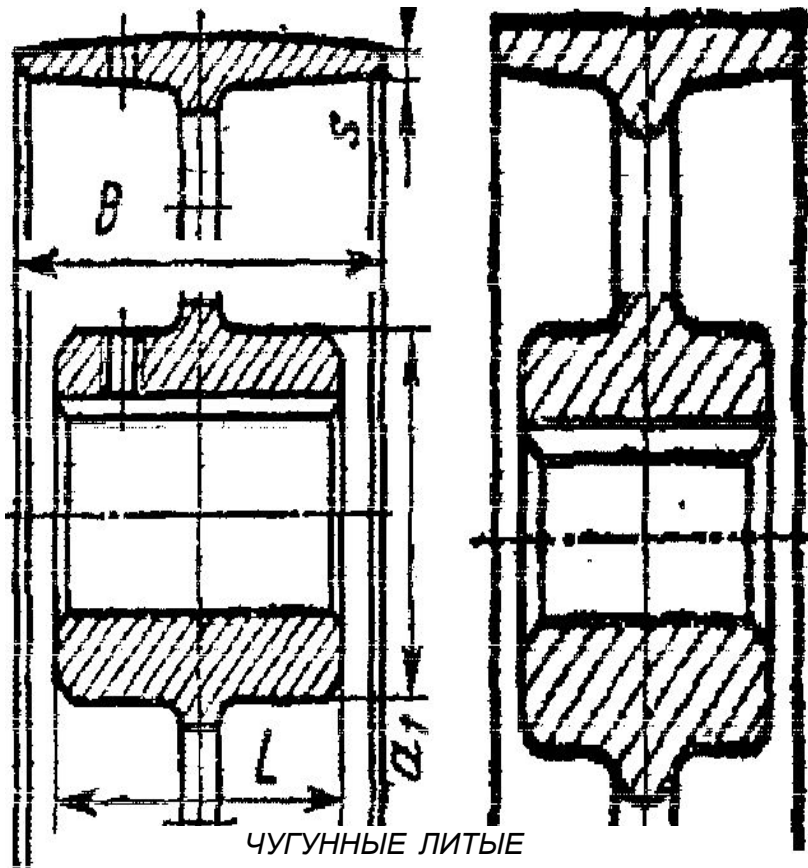
## Порядок проектного расчета клиноременной передачи

- 1.Выбирают по ГОСТ профиль ремня. Большие размеры в таблицах ГОСТ соответствуют тихоходным, а меньшие – быстроходным передачам.
- 2.Определяют диаметр малого шкива.
- 3.Выбирают межосевое расстояние, подходящее для конструкции машины  $0,55(D_M + D_6) + h \leq a \leq 2(D_1 + D_2)$ , где  $h$  – высота сечения ремня.
- 4.Находят длину ремня и округляют её до ближайшего стандартного значения.
- 5.Проверяют частоту пробегов ремня и если она выше допустимой, то увеличивают диаметры шкивов или длину ремня.

- 6. Окончательно уточняют межосевое расстояние.
- 7. Определяют угол обхвата на малом шкиве
- $\alpha_1 = 180^\circ - 57^\circ (D_2 - D_1)/a$ , рекомендуется  $[\alpha_1] \geq 120^\circ$ .
- 8. По тяговой способности определяют число ремней.
- 9. При необходимости проверяют ресурс.
- 10. Вычисляют силы, действующие на валы передачи.

# Материалы и конструкции шкивов

## ПЛОСКОРЕМЕННЫЕ ШКИВЫ

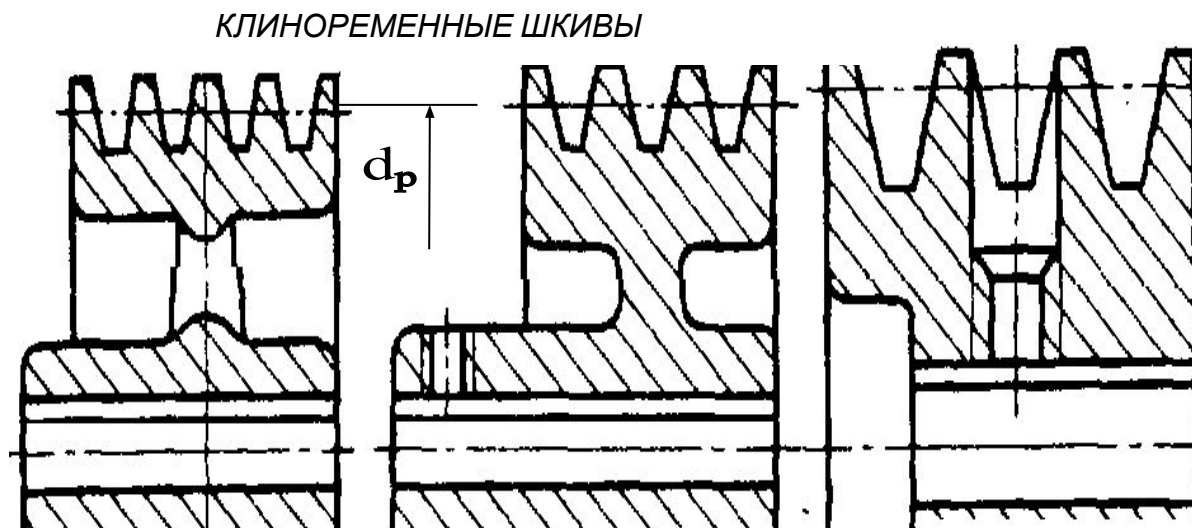


- Шкивы плоскоременных передач имеют: обод, несущий ремень, ступицу, сажаемую на вал и спицы или диск, соединяющий обод и ступицу.
- Шкивы обычно изготавливают чугунными литыми, стальными, сварными или сборными, литыми из лёгких сплавов и пластмасс.  
Диаметры шкивов определяют из расчёта ременной передачи, а потом округляют до ближайшего значения из ряда *R40* . Ширину шкива выбирают в зависимости от ширины ремня.

- Чугунные шкивы применяются при скоростях до
- 30 - 45 м/с.
- Стальные сварные шкивы применяются при скоростях 60 – 80 м/с.
- Шкивы из легких сплавов перспективны для быстроходных передач до 100 м/с.
- Шкивы малых диаметров до 350 мм имеют сплошные диски.
- Шкивы больших диаметров – ступицы переменного сечения.

## Клиноременные шкивы

Клиноременные шкивы выполняются из тех же материалов, что и плоскоременные.



## Материалы клиновых ремней

- Материалы клиновых ремней в основном те же, что и для плоских. Выполняются прорезиненные ремни с тканевой обёрткой для большего трения, кордотканевые (многослойный корд) и кордошнуровые ремни (шнур, намотанный по винтовой линии), ремни с несущим слоем из двух канатиков. Иногда для уменьшения изгибных напряжений применяют гофры на внутренней и наружных поверхностях ремня. Клиновые ремни выпускают бесконечными (кольца). Угол клина ремня **40°**.



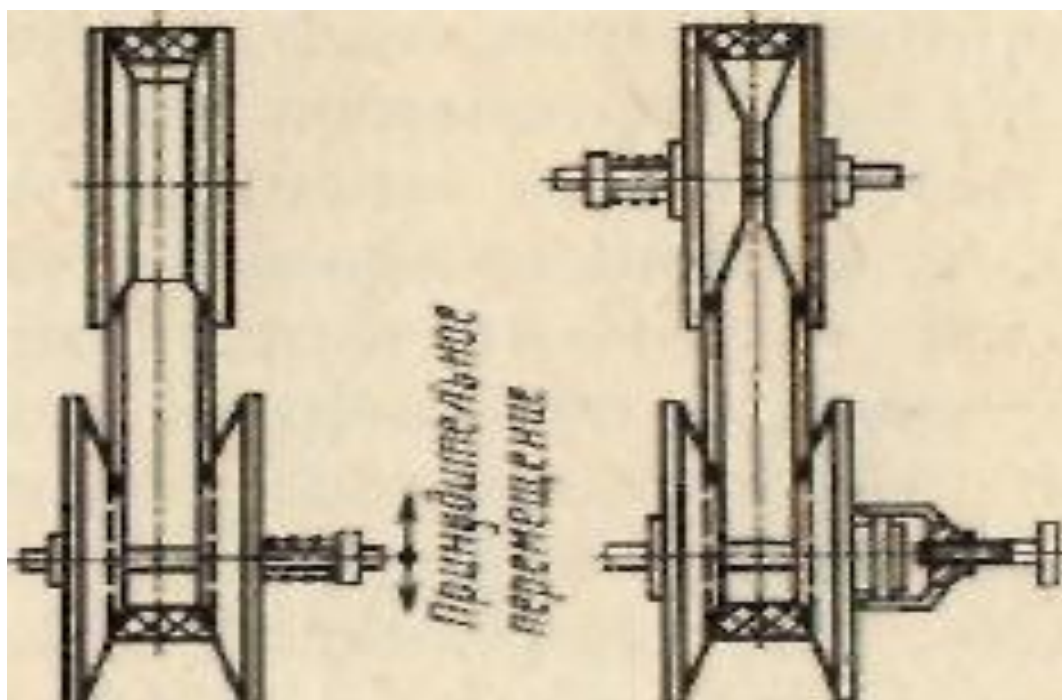
## Ременные вариаторы

- **Ременные вариаторы получили широкое применение (сельхозмашины, станки и др.) благодаря простой конструкции и невысокой стоимости.**
- **Промышленность выпускает мотор-вариаторы и автономные вариаторы. Их недостатки обусловлены значительными габаритами и сравнительно небольшим диапазоном регулирования.**

- ***В вариаторах с плоским ремнем скорость регулируется в узких пределах" за счет осевого перемещения ремня.***
- **Они имеют невысокую тяговую способность, большие габариты, поэтому применяются редко.**
- ***Клиноременные вариаторы более компактны, надежны в эксплуатации и имеют больший диапазон регулирования.***

- На рис. 1 показаны типичные схемы вариаторов, состоящих из двух раздвижных конусов {раздвижных шкивов) и клинового ремня (обычного или специального, вариаторного).
- Скорость регулируют путем изменения диаметров одного (рис. 1, а) или одновременно двух (рис. 1, б) шкивов при осевом смещении конических дисков.
- Если в передаче регулируется один шкив, то при этом принудительно изменяется межосевое расстояние.

## Схемы клиноременных вариаторов (рис1,а,б)



## Контрольные вопросы

- За счёт каких сил передают движение фрикционные передачи ?
  - Каковы достоинства и недостатки фрикционных передач ?
  - Какой деталью выделяются ременные передачи среди фрикционных ?
  - Какие силы действуют в ремне ?
  - Какие нагрузки действуют на опоры валов колёс ременной передачи ?
- В чем преимущество клиноременных вариаторов перед плоскоременными?
-