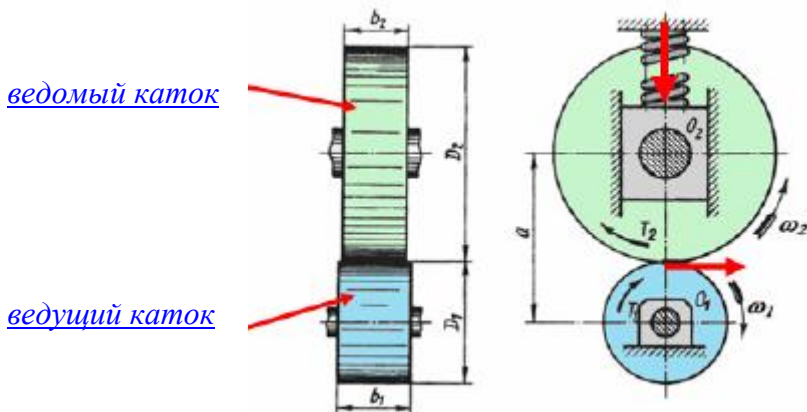


ПЕРЕДАЧИ ТРЕНИЕМ

Фрикционные передачи.

ПРИНЦИП ДЕЙСТВИЯ ФРИКЦИОННЫХ ПЕРЕДАЧ.

Во фрикционной передаче вращающее движение от ведущего катка к ведомому передается силам трения, возникшими в месте их контакта.



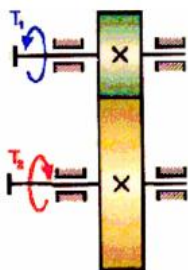
R_f – сила трения в месте контакта $R_f = f \cdot F_r$

Условие передачи вращающего момента $R_f > F_t$

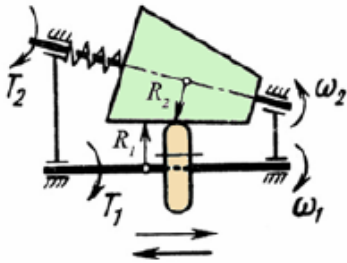
Для создания требуемой силы трения R_f катки прижимают друг друга с силой F_r , которая во много раз превышает передаваемую силу F_t (до 20 раз). Фрикционные передачи работают с упругим скольжением, вызываемым упругими деформациями поверхностных слоев катков.

КЛАССИФИКАЦИЯ И ХАРАКТЕРИСТИКИ ПЕРЕДАЧ

Виды фрикционных передач:



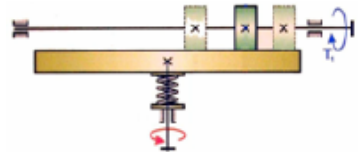
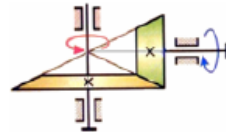
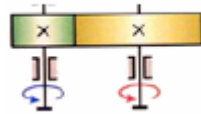
с нерегулируемым передаточным числом
(передача с цилиндрическими катками)



с регулируемым передаточным числом
(конусный вариант)

В зависимости от расположения осей валов фрикционные передачи бывают:

1. цилиндрические
(при параллельных осях)
2. конические
(при пересекающихся осях)
3. лобовые
(при перекрещивающихся осях)



В зависимости от условий работы:

1. открытые (работают без смазки)
2. закрытые (работают в масляной ванне)

ДОСТОИНСТВА ФРИКЦИОННЫХ ПЕРЕДАЧ:

- простая форма рабочих тел
- плавность и бесшумность работы даже на больших скоростях
- возможность бесступенчатого регулирования передаточного числа
- возможность пробуксировки при перегрузке

НЕДОСТАТКИ ФРИКЦИОННЫХ ПЕРЕДАЧ:

- необходимость специальных прижимных устройств
- большая нагрузка на валы и опоры
- непостоянство передаточного числа из-за проскальзывания катков
- изнашивание рабочих поверхностей вследствие проскальзывания

Материалы фрикционных катков должны быть:

- высокий коэффициент трения f для уменьшения силы прижатия F_r
- высокий модуль упругости E для уменьшения упругого скольжения и потерь при перекачивании
- высокую износостойкость и влагостойкость

РАЦИОНАЛЬНОЕ СОЧЕТАНИЕ МАТЕРИАЛОВ:

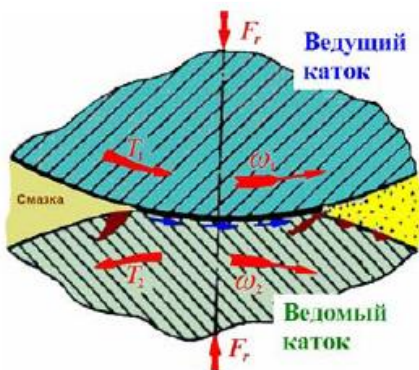
закаленная сталь $f = 0.15 \dots 0.18$ по закаленной стали

текстолит, фибра $f = 0.30 \dots 0.35$ по стали

металлокерамика $f = 0.30 \dots 0.35$ по закаленной стали

ВИДЫ РАЗРУШЕНИЙ РАБОЧИХ ПОВЕРХНОСТЕЙ КАТКОВ

УСТАЛОСТНОЕ ВЫКРАШИВАНИЕ



Характерно для закрытых передач, работающих в условиях хорошего смазывания. Прижимная сила F_r вызывает в месте касания катков контактного напряжения. Зона контакта при вращении нагружается циклически что приводит:

- к появлению усталостных микротрещин;
- выкрашиванию частиц;
- образованию мелких раковин.

ЗАЕДАНИЕ

Наблюдается в быстроходных тяжело нагруженных передачах при разрыве масляной пленки в зоне контакта. В результате возникновения высокой температуры в зоне контакта происходит местное схватывание частиц материала катков и повреждение рабочих поверхностей; затрудняется вращение.

ИЗНАШИВАНИЕ

Происходит в результате упругого скольжения в месте касания катков. Характерно для открытых передач и передач, работающих без смазки.

ОСНОВНЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ФРИКЦИОННЫХ ПЕРЕДАЧ

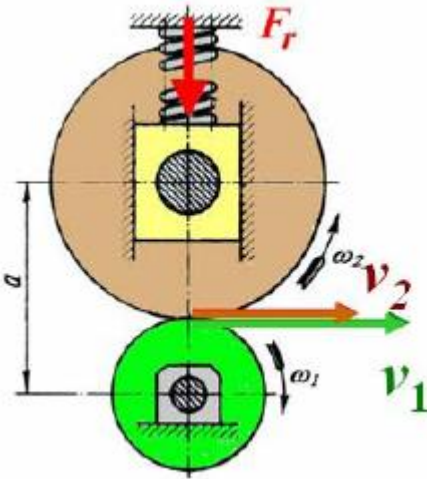
Скольжение и буксование

Окружная скорость v_1 ведущего катка несколько больше скорости v_2 ведомого катка вследствие скольжения.

коэффициент скольжения:

$$\varepsilon = (v_1 - v_2) / v_1$$

обычно $\varepsilon = 0.005 \dots 0.05$



Скольжение приводит к уменьшению угловой скорости ведомого вала ω_2 , поэтому передаточное число фрикционной передачи определяют с учетом скольжения.

передаточное число: $U = \omega_1 / \omega_2 = D_2 / D_1(1-\varepsilon) \approx D_2 / D_1$

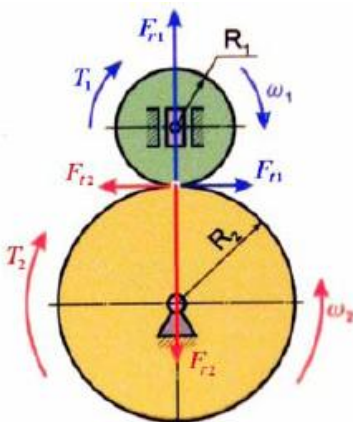
ω_1, ω_2 – угловые скорости катков

межосевое расстояние: $a = (D_1 + D_2) / 2 = D_1(U+1) / 2$

диаметр ведущего катка: $D_1 = 2a / (U+1)$

диаметр ведомого катка: $D_2 = D_1 \cdot U$

СИЛЫ В ПЕРЕДАЧЕ



окружная сила: $F_{t1} = 2T_1 / D_1 = F_{t2}$

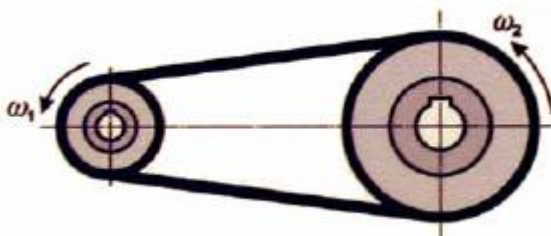
T_1 – вращ. момент на ведущем катке
 D_1 – диаметр катка

прижимная сила: $F_r = K \cdot F_t / f$

K – запас сцепления, гарантирующий отсутствие пробуксования при эксплуатации в заданных режимах.
 f – коэффициент трения

Ременные передачи.

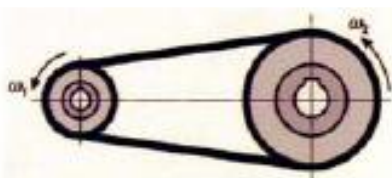
Ременные передачи – это передачи трением с гибкой связью.



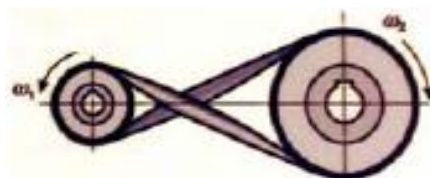
Нагрузку передают силы трения между шкивами и ремнем. Для обеспечения необходимы силы трения, ремень должен быть натянут.

Натяжение ремня – основное условие работы ременных передач.

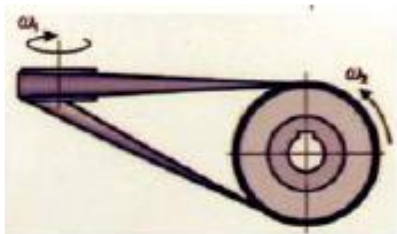
В зависимости от схемы передачи движения ременные передачи бывают:



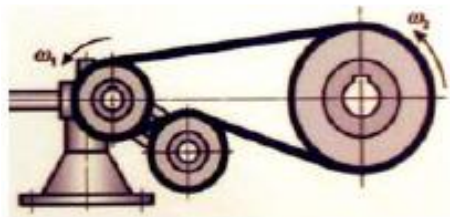
открытые



перекрестные

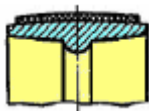


полуперекрестные



с натяжным роликом

В зависимости от формы поперечного сечения ремня различают передачи:



плоским ремнем



клиновым ремнем



круглым ремнем



поликлиновым ремнем

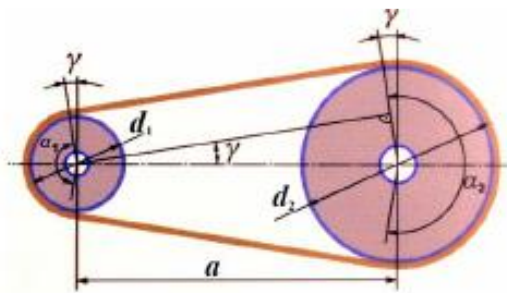
ДОСТОИНСТВА РЕМЕННЫХ ПЕРЕДАЧ:

- простота конструкции
- возможность передачи движения на большие расстояния (до 15 м)
- возможность работы с высокими частотами вращения
- плавность и бесшумность работы
- смягчение вибраций и толчков
- предохранение механизмов от перегрузок за счет проскальзывания ремня

НЕДОСТАТКИ РЕМЕННЫХ ПЕРЕДАЧ:

- большие радиальные размеры
- малая долговечность ремня
- непостоянное передаточное число из-за проскальзывания ремня
- большие нагрузки на валы и подшипники
- чувствительность к состоянию окружающей среды (нефтепродуктам, жирам, влаги и т.д.)

ОСНОВНЫЕ ГЕОМЕТРИЧЕСКИЕ СООТНОШЕНИЯ



Основными геометрическими параметрами ременных передач являются:

- диаметры шкивов d_1 и d_2
- межосевое расстояние a
- расчетная длина ремня L_p
- угол обхвата на малом шкиве α_1

Межосевое расстояние a определяет конструкция привода.

Рекомендуют:

- для плоскоремennых передач $a \geq 1,5 (d_1 + d_2)$
- для клиноремennых передач $a \geq 0,55 (d_1 + d_2) + h$, где h – высота сечения ремня.

Расчетную длину ремня находят как сумму длин дуг обхвата шкивов и прямолинейных участков ремня:

$$L_p = 2a + 0.5\pi(d_1 + d_2) + 0.25(d_2 - d_1)^2/a$$

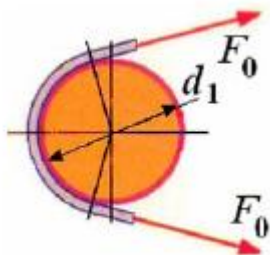
По найденному значению из стандартного ряда выбирают ближайшую большую расчетную длину ремня, после выбора длины ремня корректируют межосевое расстояние.

Угол обхвата ремнем малого шкива:

$$\alpha_1 = 180^\circ - 2\gamma$$

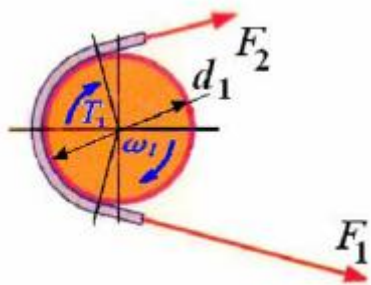
- для плоскоремennых передач $\alpha_1 \geq 150^\circ$
- для клиноремennых передач $\alpha_1 \geq 110^\circ$

При меньших значениях угла обхвата возможно снижение КПД из-за частичного буксования ремня под нагрузкой.



Для создания трения между ремнем и шкивом необходимо предварительное натяжение ремня силой F_0 . Чем больше F_0 , тем выше тяговая способность передачи. В состоянии покоя или холостого хода на каждую ветвь ремня действует только сила предварительного натяжения F_0 .

При передаче полезного вращающего момента T_1 натяжение в ветвях ремня изменится. В ведущей ветви натяжение увеличивается до силы F_1 , а в ведомом уменьшается до F_2 .



окружная сила на шкиве:

$$f_1 - F_2 = F_t$$

$$F_t = 2T_1/d_1$$

следовательно:

$$F_1 = F_0 + F_t/2$$

$$F_2 = F_0 - F_t/2$$

При обегании ремнем шкивов в ремне возникает центробежная сила F_v :

$$F_v = \rho \cdot A \cdot v^2$$

ρ – плотность материала ремня

A – площадь сечения ремня

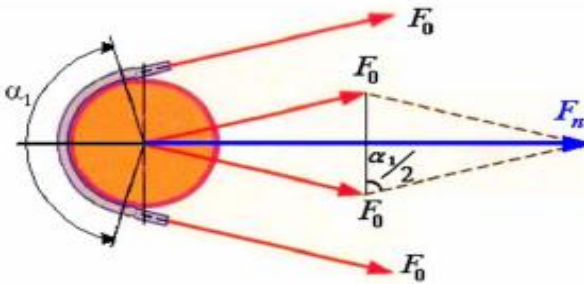
v – скорость движения ремня

Сила F_v отбрасывает ремень от шкива, уменьшает силу натяжения F_0 , снижает силу трения и нагрузочную скорость передачи.

НО увеличивает нагрузку на сам ремень!!!

→ ведущая ветвь $F_1 + F_v$

→ ведомая ветвь $F_2 + F_v$



Силы натяжения ветвей ремня создают нагрузку на валы и подшипники равнодействующей силой F_n .

$$F_n = 2F_0 \cdot \sin(\alpha_1/2)$$

Обычно сила F_n в 2 . . . 3 раза больше полезной окружной силы F_t . Это является существенным недостатком ременных передач.

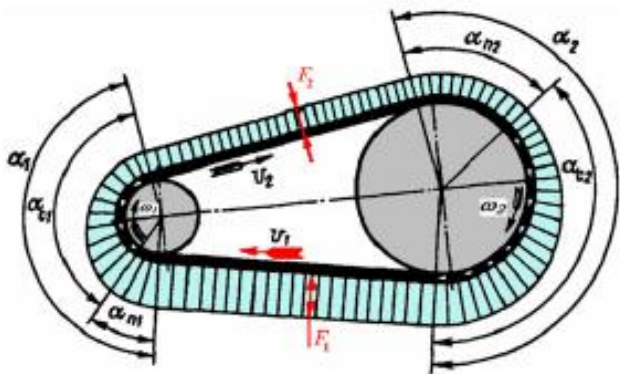
ПЕРЕДАТОЧНОЕ ЧИСЛО РЕМЕННЫХ ПЕРЕДАЧ.

Передаточное число ременных передач непостоянно из-за скольжения ремня по шкивам.

Виды скольжения:

1. упругое (неизбежно при нормальной работе передачи)
2. буксование (полная потеря сцепления ремня со шкивом при нагрузке)

При обегании ведущего шкива сила натяжения ремня уменьшается от F_1 до F_2 . Под действием силы упругости ремень укорачивается, преодолевая сопротивление силы трения и отстаёт от



шкива- возникает упругое скольжение. На ведомом шкиве наоборот – сила натяжения возрастает от F_2 до F_1 , ремень удлиняется и опережает шкив. В ременной передаче упругое скольжение ремня неизбежно, оно возникает из-за разности F_1 и F_2 , нагружающих ведущую и ведомую ветви ремня.

Упругое скольжение ремня характеризуют:

- коэффициент скольжения ξ

$$\xi = (v_1 - v_2)/v_1, \text{ отсюда } v_2 = v_1(1 - \xi)$$

v_1, v_2 – окружные скорости шкивов

- передаточное число

$$U = \omega_1 / \omega_2; U = v_1 d_2 / v_2 d_1; U = d_2 / d_1(1 - \xi)$$

НАПРЯЖЕНИЕ В РЕМНЕ.

При работе ременных передач напряжения по длине ремня распределены неравномерно.

Виды напряжений в ремне:

1. напряжение от силы предварительного натяжения

$$\sigma_0 = F_0 / A$$

2. напряжение от полезной нагрузки

$$\sigma_t = F_t / A; \sigma_t = \sigma_1 - \sigma_2$$

3. напряжение изгиба (при огибании шкивов)

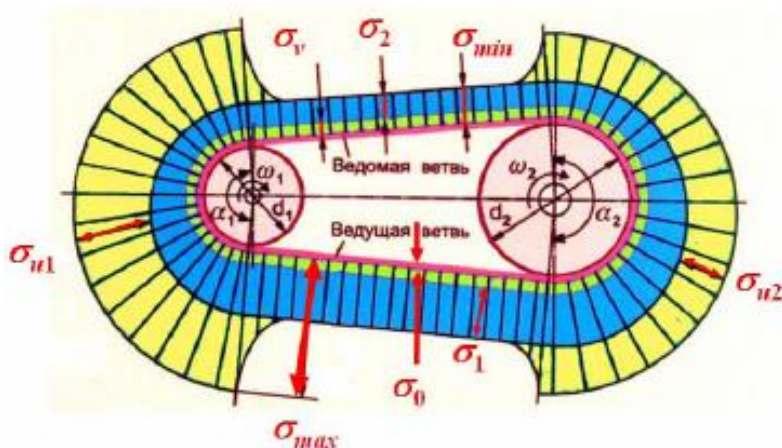
$$\sigma_u = \delta E / d, \delta - \text{толщина ремня; } E - \text{модуль упругости.}$$

4. напряжение от центробежной силы

$$\sigma_v = F_v / A$$

Напряжение изгиба, изменяясь по отнулевому циклу, является главной причиной усталостного разрушения ремня.

ЭПЮРА НАПРЯЖЕНИЙ В РЕМНЕ ПРИ РАБОТЕ ПЕРЕДАЧИ



Максимальное напряжение действует в поперечном сечении ремня в месте его набегания на малый шкив.

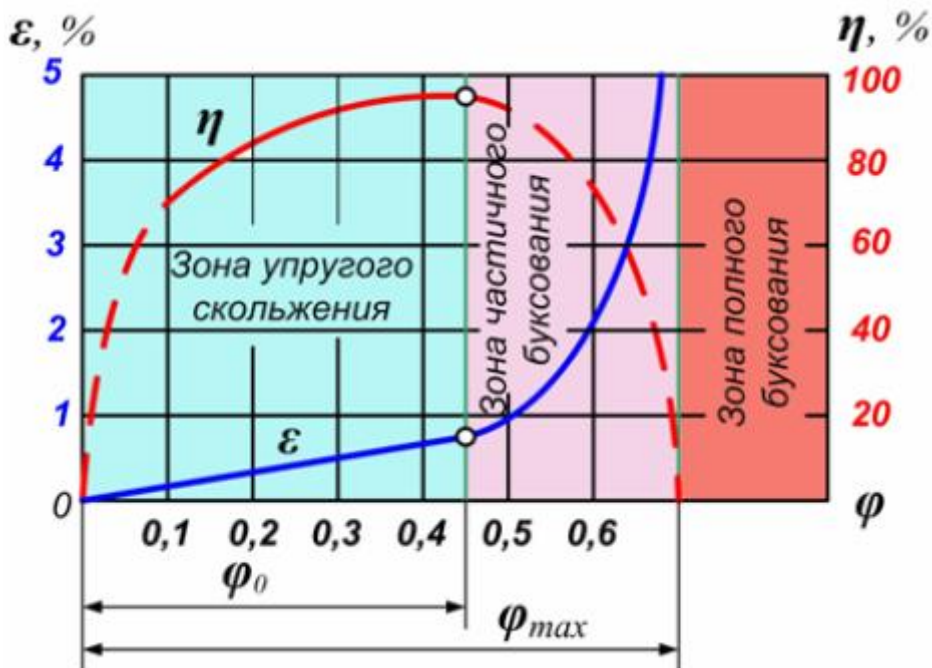
$$\sigma_{max} = \sigma_{u1} + \sigma_1 + \sigma_v; \quad \sigma_{max} = \sigma_{u1} + \sigma_o + \sigma_i/2 + \sigma_v$$

КРИТЕРИИ РАБОТОСПОСОБНОСТИ РЕМЕННЫХ ПЕРЕДАЧ

Основные критерии работоспособности ременных передач:

- тяговая способность (способность передачи передавать заданную нагрузку без буксования)
- долговечность ремня (свойство ремня сопротивляться усталостному разрушению)

тяговая способность



Тяговую способность характеризуют экспериментальными кривыми относительного скольжения $\varepsilon(\%)$, совмещенными с кривыми КПД $\eta(\%)$, в зависимости от степени загрузки передачи.

Степень загруженности характеризуют коэффициентом тяги φ :

$$\varphi = F_t / 2F_o$$

При увеличении φ до 40 происходит только упругое скольжения ремня, КПД передачи η возрастает, а при $\varphi = \varphi_o$ достигается максимальное значение. В диапазоне от φ_o до φ_{max} появляется частое буксование, КПД резко возрастает. При $\varphi_o = \varphi_{max}$ наступает полное буксование – передача мощности прекращается.

Оптимальные значения коэффициента тяги:

- для плоскоремennых передач $\varphi_o = 0.4 \dots 0.6$
- для клиноремennых передач $\varphi_o = 0.6 \dots 0.75$

долговечность ремня

Долговечность ремня определяется его сопротивлением усталости и зависит от величины напряжений изгиба σ_u и числа циклов нагружения, пропорциональных числу пробегов ремня Π :

$$\Pi = v/L_p$$

v -скорость ремня, L_p –расчетная длина ремня

Долговечность приводных ремней в 2000. . . 3000 ч. обеспечивают, ограничивая число пробегов по условию:

$$\Pi \leq [\Pi]$$

$[\Pi]$ – допускаемое число пробегов ремня.

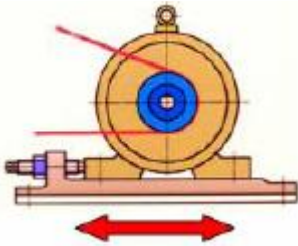
- для плоских ремней $[\Pi] \leq 10 \text{ с}^{-1}$

- для клиновых ремней $[\Pi] \leq 20 \text{ с}^{-1}$

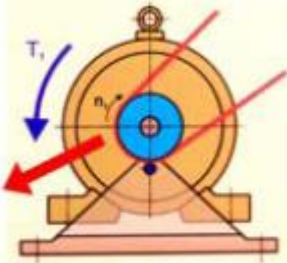
УСТРОЙСТВА ДЛЯ НАТЯЖЕНИЯ РЕМНЕЙ.

Конструкция ремennых передач должна допускать изменение межосевое расстояние для установки и натяжения ремня.

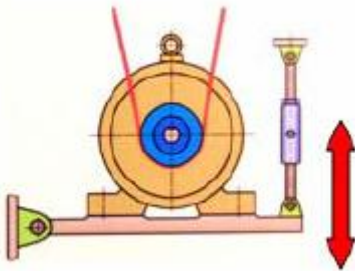
1. перемещение двигателя по салазкам



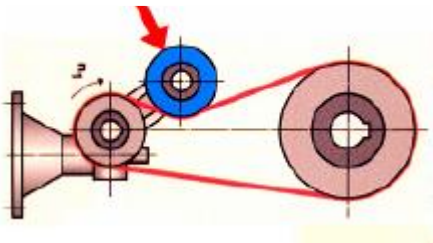
2. автоматическое натяжение ремня



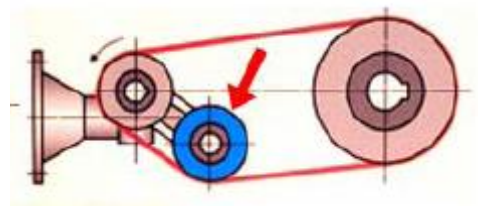
3. поворот двигателя на качающейся плите



4. натяжение натяжным роликом



5. натяжение оттяжным роликом



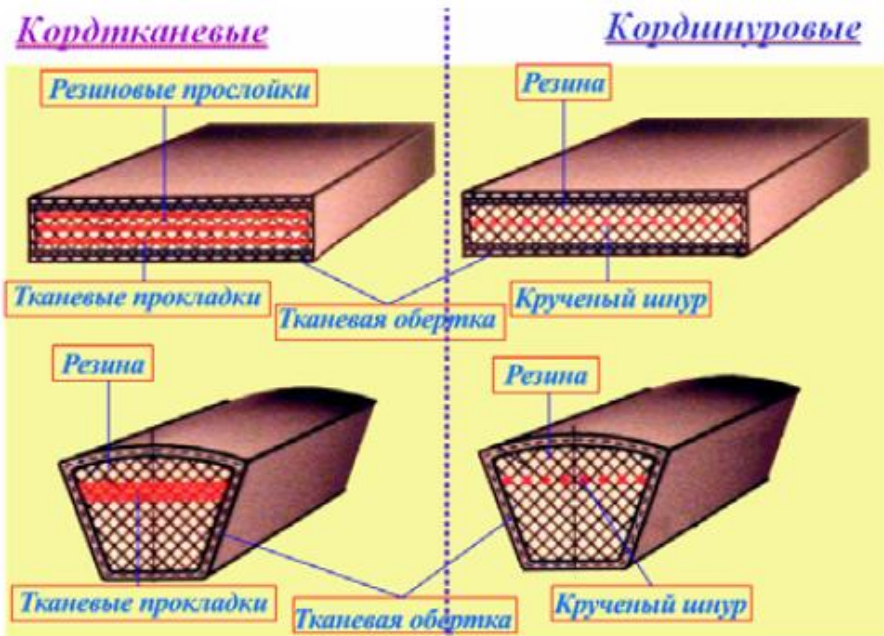
ПРИВОДНЫЕ РЕМНИ

Ремень – важнейший элемент передачи, определяющий ее работоспособность.

Требования к материалам ремней:

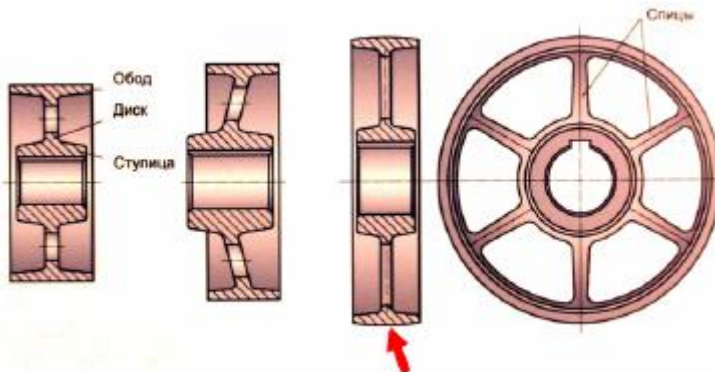
- прочность при переменных напряжениях
- износостойкость
- эластичность
- надежность сцепления со шкивом
- невысокая стоимость

Наиболее распространены прорезиновые ремни с несущими элементами из ткани (кордтканевые) или шнуров(кордшнуровые).



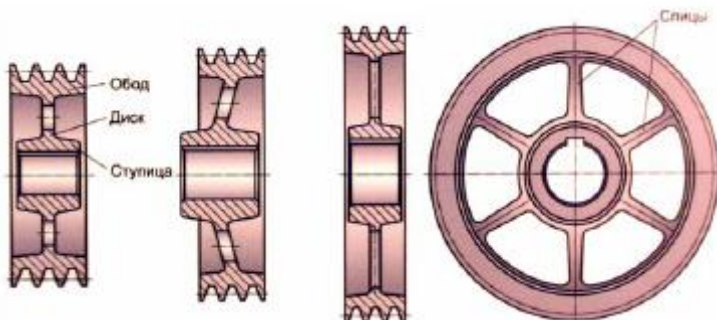
Кордшнуровые ремни обеспечивают более высокий КПД передачи, более гибки и долговечны.

ШКИВЫ РЕМЕННЫХ ПЕРЕДАЧ.



(плоскоременная передача)

Форма рабочей поверхности обода определяется видом ремня. Для предупреждения спадания плоского ремня со шкивов ведомый шкив выполняется с выпуклым ободом.



(клиноременная передача)

Диаметры шкивов ременных передач стандартизованы по ряду предпочтительных чисел **R20**.

Материалы шкивов:

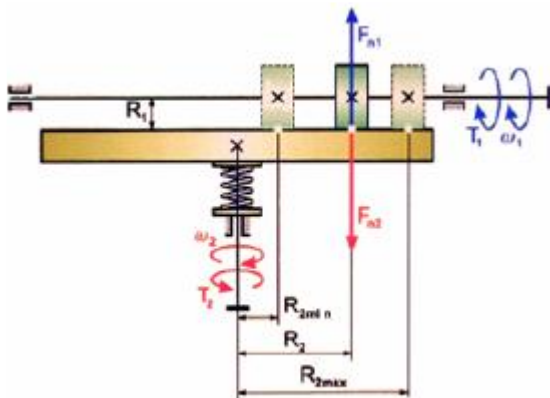
- чугун
- сталь
- алюминиевые сплавы
- пластмассы и т.д.

Шкивы быстроходных передач балансируют.

Вариаторы.

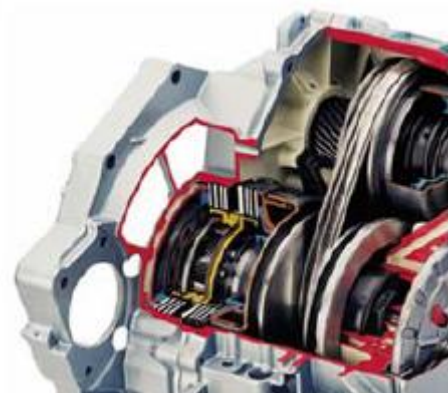
Вариатор – механизм, служащий для плавного(бесступенчатого) изменения на ходу частоты вращения ведомого вала при постоянной частоте вращения ведущего вала.

ВИДЫ ВАРИАТОРОВ



фрикционные

ременные



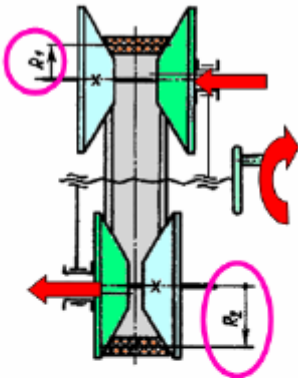
Одна из основных характеристик вариатора – диапазон регулирования

$$\mathcal{D} = \omega_{2max} / \omega_{2min} = U_{max} / U_{min} \leq 5$$

Передаваемая мощность 50кВт (и более)

$$КПД = 0.8 \dots 0.9$$

ПРИНЦИП ДЕЙСТВИЯ РЕМЕННЫХ ВАРИАТОРОВ



Плавное изменение частоты вращения ведомого вала достигается синхронным *сдвижением* – *раздвижением* подвижных половин конических шкивов.

При этом радиусы ведущего R_1 и ведомого R_2 шкивов изменяются, что приводит к изменению *передаточного числа*:

$$U = R_2 / R_1$$

Максимальные и минимальные значения передаточного числа:

$$U_{max} = \omega_1 / \omega_{2min} = R_{2max} / R_{1min}$$

$$U_{min} = \omega_1 / \omega_{2max} = R_{2min} / R_{1max}$$

