

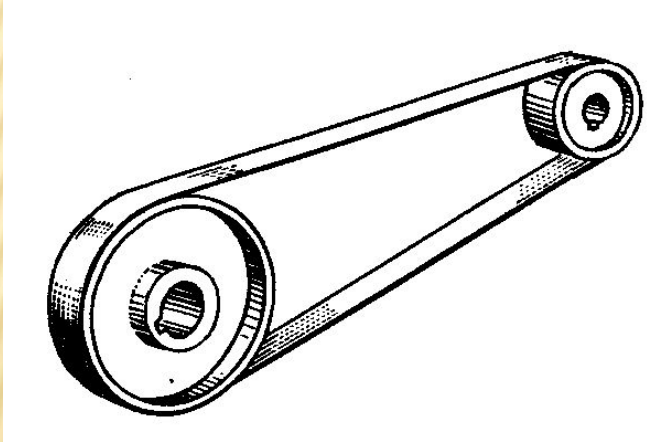
# РЕМЕННЫЕ ПЕРЕДАЧИ

Лекция №9

---

# ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

Ременная передача является одним из старейших типов механических передач, сохранивших свое значение до последнего времени. Она применяется почти во всех отраслях машиностроения. Ременные передачи относятся к передачам с гибкой связью. Передача состоит из ведущего и ведомого шкивов и охватывающего ремня. Нагрузка передается за счет сил трения, возникающих между ремнем и шкивами. Для натяжения ремня применяют различные натяжные устройства.



Передаваемая мощность передач не превышает 50 кВт (зубчатыми ремнями до 200кВт), скорость движения ремня  $V = 5...50$  м/с, в высокоскоростных передачах  $V \leq 75$  м/с. Ременную передачу обычно применяют в качестве быстроходной ступени привода и располагают сразу после электродвигателя.

## Достоинства и недостатки

### Достоинства:

□ возможность передачи движения на значительное расстояние ( до 15 м. и более );

### Недостатки:

- плавность и бесшумность работы, обусловленные эластичностью ремня и позволяющие работать при высоких скоростях;
- большие габариты ( для одинаковых условий диаметры шкивов примерно в 5 раз больше диаметров колес);
- предохранение механизмов от резких колебаний нагрузки вследствие упругости ремня;
- непостоянство передаточного отношения, вызванное проскальзыванием ремня на шкивах;
- предохранение механизмов от перегрузки за счет возможного проскальзывания ремня (ременная передача устраняет необходимость применения специальных предохранительных муфт);
- повышенная нагрузка на валы и опоры ( связанная предварительными напряжениями ремня (увеличение нагрузки на валы в 2- 3 раза по сравнению с зубчатой передачей);
- простота конструкции и эксплуатации.
- низкая долговечность ремней ( в пределах от 1000 до 5000 часов).

# КЛАССИФИКАЦИЯ

По форме поперечного сечения ремня

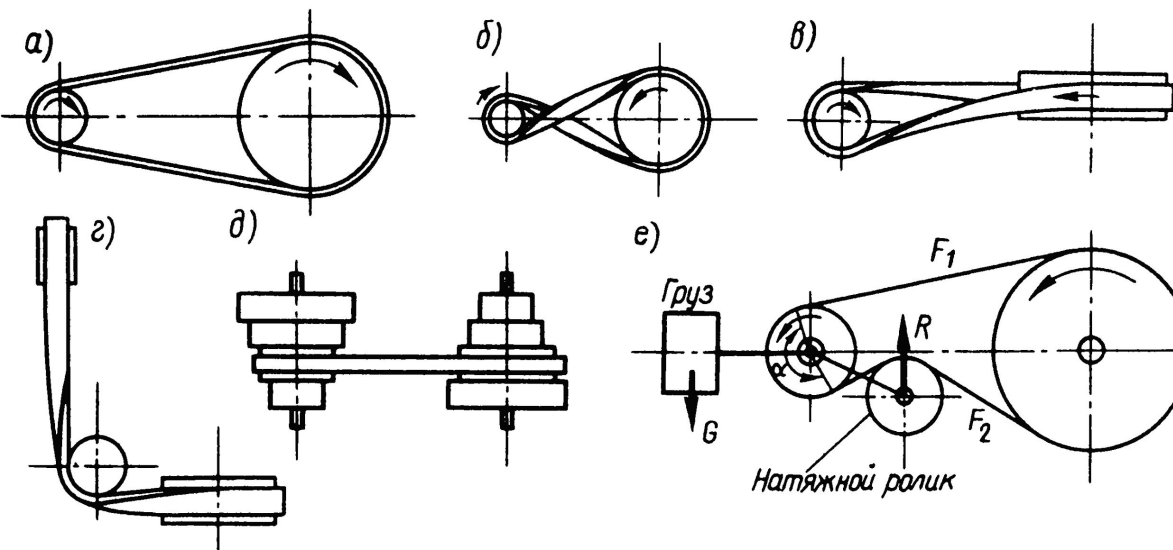
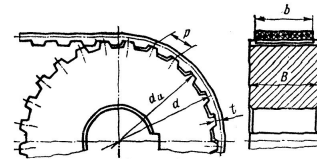
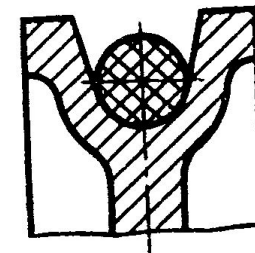
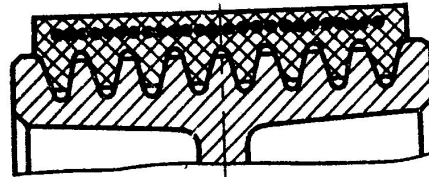
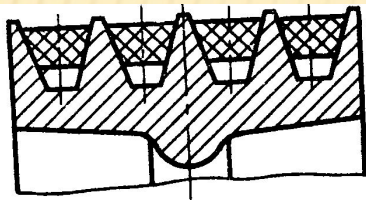
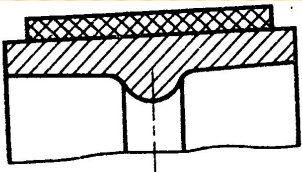
плоскоременные

клиноременные

поликлиноременные

круглоременные

зубчатые



По способу создания натяжения ремня различают передачи простые и с натяжным устройством.

Благодаря изгибной крутильной гибкости тягового органа в передачах допускается произвольное расположение осей ведущего и ведомого шкивов и различное их число.



# КОНСТРУКЦИЯ И МАТЕРИАЛЫ РЕМНЕЙ

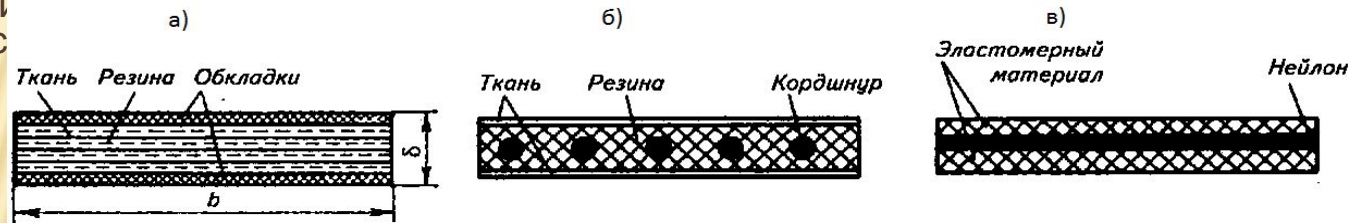
Ремни должны обладать высокой прочностью при переменных напряжениях, износостойкостью, максимальным коэффициентом трения на рабочих поверхностях, минимальной изгибной жесткостью. Конструкцию ремней отличает наличие высокопрочного несущего слоя, расположенного вблизи нейтральной линии сечения. Повышенный коэффициент трения обеспечивается пропиткой ремня или применением обкладок.

**Плоские ремни** отличаются большой гибкостью из-за малого отношения толщины ремня к его ширине. Наиболее перспективны синтетические ремни ввиду их высокой прочности и долговечности. Несущий слой этих ремней выполняется из капроновых тканей, полиэфирных нитей. Материал фрикционного слоя – полиамид или каучук.

## Основные типы плоских приводных ремней

**Кожаные ремни** обладают хорошей тяговой способностью и высокой долговечностью, хорошо переносят колебания нагрузки. Ограниченность применения – высокая стоимость и дефицитность.

**Прорезиненные ремни** изготавливают из нескольких слоев (прокладок) бельтинга – прочной технической ткани, идущей на изготовление транспортных лент, связанных вулканизированной резиной. Для большей гибкости между слоями ткани помещают резиновые прокладки. Прорезиненные ремни следует оберегать от попадания воды, так как они являются самыми рас



**Хлопчатобумажные ремни** ткут из х/б пряжи в несколько переплетающихся слоев. Они пропитаны составом озокерита (горного воска) и битума. Тяговая способность и долговечность у этих ремней меньше, чем у прорезиненных.

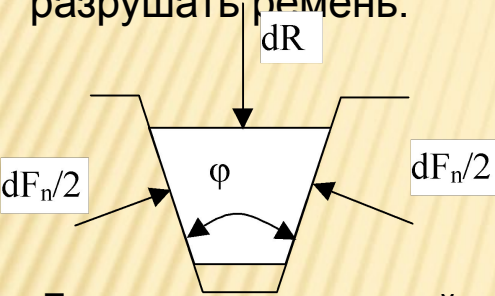
**Шерстяные ремни** ткут в несколько слоев из шерстяных и хлопчатобумажных нитей и пропитывают специальным составом (сурик на олифе). По сравнению с другими ремнями эти ремни менее чувствительны к воздействию повышенной температуры, влажности, паров кислот и щелочей.

**Синтетические ремни** – новый тип ремней из пластмасс на основе полиамидных смол, армированных кордом из капрона или лавсана. Для повышения коэффициента трения между ремнем и шкивами полиамидные ремни покрывают синтетической резиной или фрикционными обкладками из хромовой кожи или хлопчатобумажной ткани.

Все эти типы ремней стандартизированы. Иногда применяют прошивные прорезиненные, тканые

# Клиновые ремни

**Клиновые ремни** имеют трапецевидное сечение с боковыми рабочими сторонами, соприкасающимися с канавками на шкивах. Благодаря клиновому действию ремни этого типа обладают повышенным сцеплением со шкивами. Форма канавки выполняется так, чтобы между ее основанием и ремнем был гарантирован зазор  $\Delta$ . При этом рабочими являются боковые поверхности ремня. В то же время ремень не должен выступать за пределы наружного диаметра шкива  $D_H$ , т.к. в этом случае кромки канавок будут быстро разрушать ремень.



Положим, что вследствие натяжения ветвей ремня его элемент длиной  $dl$  прижимается к шкиву силой  $dR$ . При этом элементарная сила трения, действующая в направлении окружной силы

$$dF = 2 \cdot \frac{dF_n}{2} \cdot f = dR \cdot \frac{f}{\sin \frac{\varphi}{2}}$$

Для плоскоременной передачи  $dF = dR \cdot f$

Сравнивая, можно заключить, что в клиноременной передаче трение увеличивается с уменьшением угла клина  $\varphi$ .

Величину  $\frac{f}{\sin \frac{\varphi}{2}} = f'$  называют приведенным коэффициентом трения.

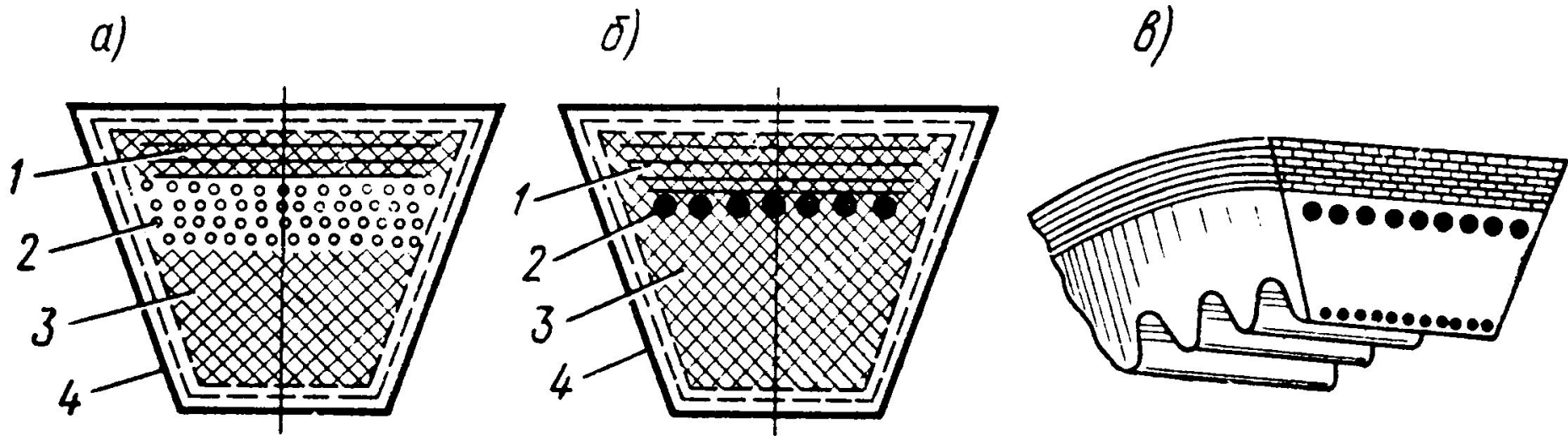
Для стандартных ремней  $\varphi$  принят равным  $40^\circ$ . При этом  $f' = \frac{f}{\sin 20^\circ} \approx 3 \cdot f$ .

**Таким образом, клиновая форма ремня увеличивает его сцепление со шкивом примерно в три раза.**

Дальнейшему увеличению сцепления путем уменьшения угла  $\varphi$  препятствует появление самозаклинивания ремня в канавках шкива.



Конструкция клинового приводного ремня должна обладать достаточной гибкостью для уменьшения напряжений изгиба и в то же время иметь значительную поперечную жесткость во избежание глубокого заклинивания в канавках шкивов.



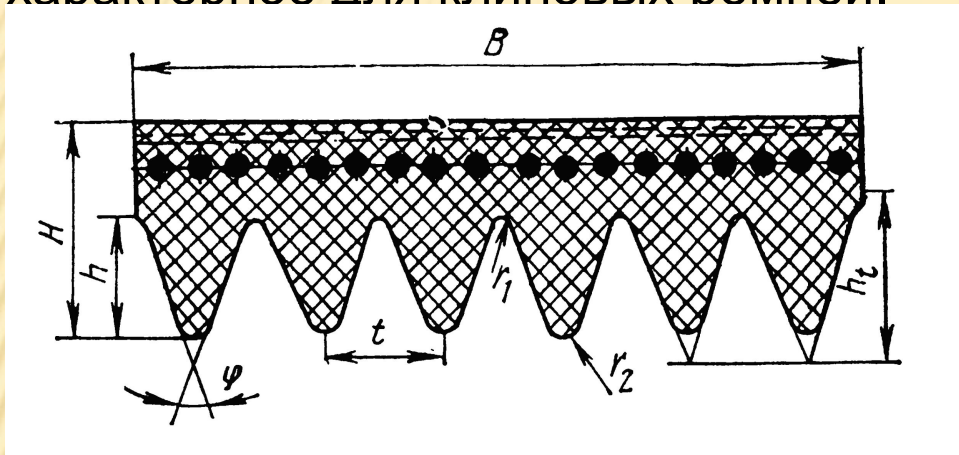
Клиновые ремни изготавливают в виде замкнутой бесконечной ленты по ГОСТ изготавливают нормального сечения 7 типов клиновых ремней: О, А, Б, В, Г, Д, Е отличающихся размерами поперечного сечения.  $\frac{b}{h} = 1.6$  Размеры поперечного сечения увеличиваются от типа А к Е.

$\frac{b}{h} = 1.2$  - узкие – четырех сечений УО, УА, УБ, УВ - корд повышенной прочности, тяговая способность в 1.5-2 раза больше, скорость до 40 м/с. В настоящее время узкие ремни становятся преобладающими.

Широкие для вариаторов.

Ремни применяют по несколько в одном комплекте. Это позволяет уменьшить диаметральные размеры передачи. Число ремней в комплекте обычно от 2 до 8 и ограничивается неравномерностью распределения передаваемой нагрузки между ремнями.

**Поликлиновые** ремни – бесконечные плоские ремни с продольными клиновыми ребрами на внутренней поверхности. Эти ремни сочетают гибкость плоских ремней и повышенное сцепление со шкивами, характерное для клиновых ремней.



Клиновые и поликлиновые ремни выпускаются прорезиненными с несущим слоем из синтетических шнуров. Для шнуров корда применяют полиамидные и полиэфирные волокна, для передач с особенно высокой нагрузкой - кевлар.

Ремни с кордом из кевлара имеют высокую прочность, практически не вытягиваются (модуль упругости при растяжении  $E=2500$  МПа, в отличие от  $E=300\dots600$  МПа для корда из других волокон). Выпускаются также кордтканевые клиновые ремни с несколькими слоями ткани, они имеют меньший модуль упругости.

**Многопрофильные** ремни состоят из двух – четырех клиновых, соединенных между собой тканевым слоем и применяются вместо комплектов клиновых ремней.

**Круглые** ремни выполняют резиновыми диаметром от 3 до 12 мм, используются для передачи небольших мощностей в приборах и бытовой технике.

Ремни **квадратного** сечения используют для передачи небольших мощностей с приборах.



# Шкивы ременных передач.

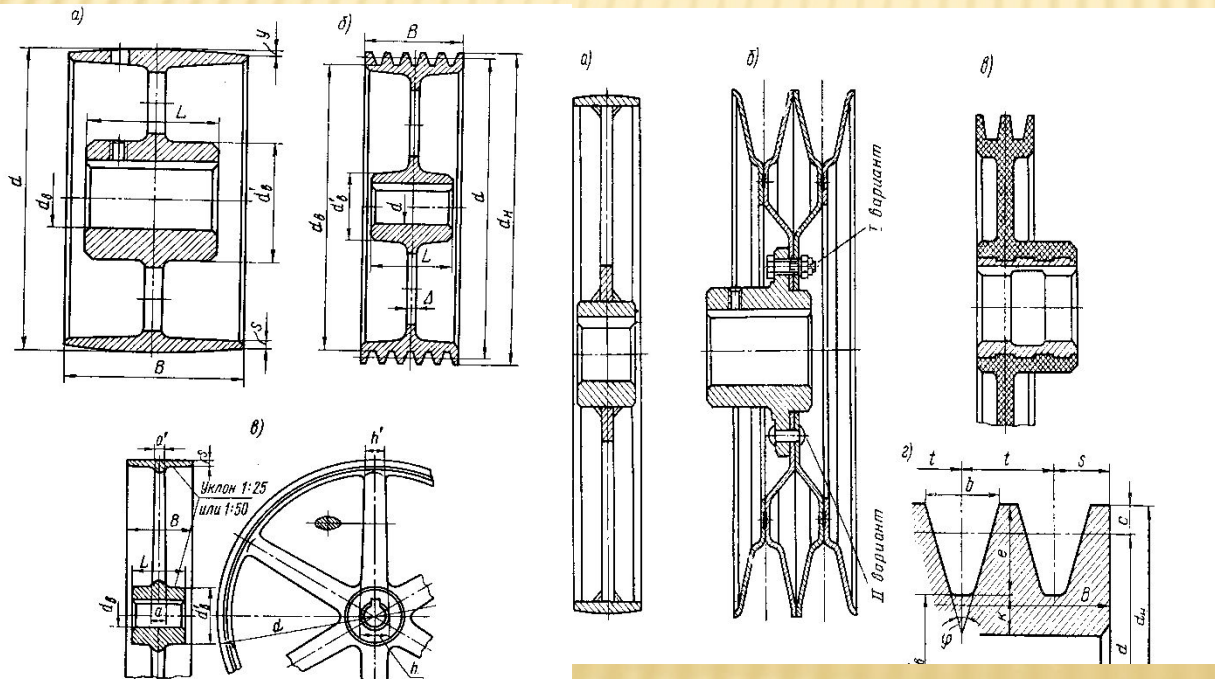
Ременный шкив состоит из обода, спиц или диска и спицы. Обод шкива плоскоременной передачи выполняют либо цилиндрическим, либо слегка выпуклым. Выпуклость на ободе делается с целью удержания ремня в средней плоскости шкива (для центрирования ремня).

Для клинового ремня рабочей поверхностью являются боковые стороны клиновидной канавки в ободе шкивов. Размеры и число канавок определяются выбранным профилем ремня и расчетным числом ремней.

Шкивы ременных передач изготавливают из чугуна, стали, легких сплавов, пластмасс и дерева. Чугунные шкивы самые распространенные.

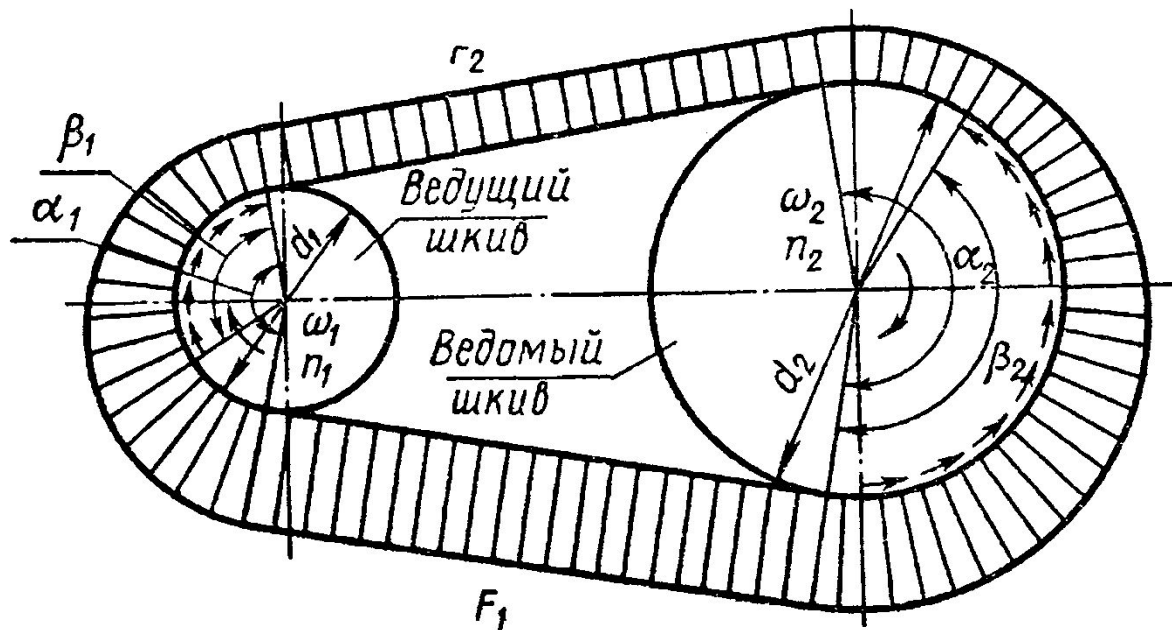
Стальные сварные и сборные шкивы применяют при окружной скорости до 60 м/с.

Шкивы из легких сплавов изготавливают преимущественно из алюминиевого литья.





# СКОЛЬЖЕНИЕ РЕМНЯ



Из диаграммы усилий, возникающих в поперечных сечениях ремня, следует, что на ведущем шкиве сила натяжения постепенно уменьшается, а на ведомом она постепенно увеличивается. А т.к. деформация ремня приближенно пропорциональна силе натяжения.

Следовательно на ведущем шкиве ремень укорачивается и проскальзывает по шкиву (отстает от шкива), а на ведомом удлиняется, что также приводит к проскальзыванию (ремень опережает шкив).

Поскольку на ведущий шкив ремень набегаёт со скоростью  $u_1$  и сходит со скоростью  $u_2$ , а скорость на ободе шкива постоянна ( $u_1$ ), то в тех местах, где скорости соприкасающихся поверхностей ремня и шкива неодинаковы, скольжение неизбежно. Оно является следствием упругости ремня и поэтому называется упругим скольжением ремня по шкиву. Упругое скольжение происходит не по всей длине дуги обхвата шкива ремнем  $\alpha$ . На каждом шкиве полная дуга обхвата  $\alpha$  разделяется на две части – дугу скольжения  $\beta$  и дугу покоя -  $(\alpha - \beta)$ .

$\xi$  - коэффициент упругого скольжения - равен разности относительных удлинений ведущей  $\lambda_1$  и ведомой  $\lambda_2$  ветвей  $\xi = 0.01 \div 0.02$

$$\xi = \lambda_1 - \lambda_2 = \frac{u_1 - u_2}{u_2}$$

# Кинематический, силовой и геометрический расчеты ременных передач

Теоретические основы расчета являются общими для всех типов ременных передач.

Окружные скорости на шкивах

$$v_1 = \omega_1 \cdot \frac{D_1}{2} = \frac{\pi \cdot D_1 \cdot n_1}{60}$$
$$v_2 = \omega_2 \cdot \frac{D_2}{2} = \frac{\pi \cdot D_2 \cdot n_2}{60}$$

Вследствие упругого скольжения ремня на шкивах  $v_2 < v_1$ . Зависимость между этими скоростями  $v_2 = v_1 \cdot (1 - \xi)$

При этом истинное передаточное число ременной передачи

$$U = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{d_2}{d_1 \cdot (1 - \xi)}$$

Небольшая величина относительного скольжения ремня  $\xi$  позволяет принимать

$$U = \frac{d_2}{d_1}$$

Передаточное число  $U$  рекомендуют принимать:

для открытой ременной передачи  $U \leq 6$ ,

для плоскоремной передачи с натяжным роликом и для

клиноремной передачи  $U \leq 10$ .

В большинстве случаев передаточное число ременной передачи  $U \leq 4$



# СИЛОВЫЕ ЗАВИСИМОСТИ

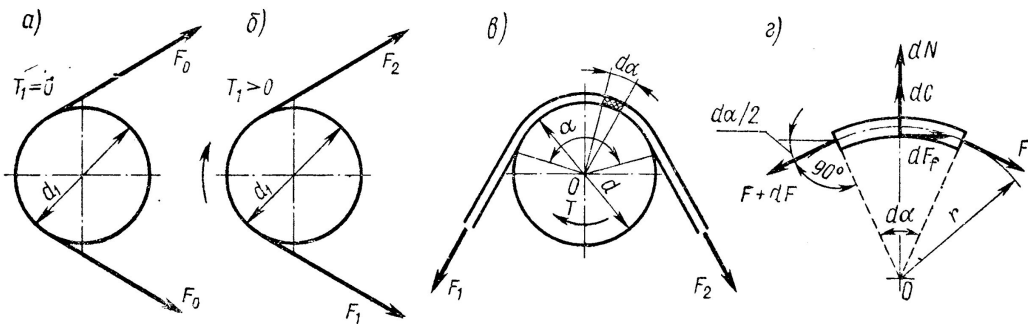
Окружная сила на ведущем шкиве  $F_t$  определяется из выражения

$$F_t = k_\beta \cdot \frac{P_1}{v}$$

где  $P_1$  - мощность на ведущем валу;  $v$  - скорость ремня;  $k_\beta$  - коэффициент динамичности нагрузки.

Начальную силу натяжения ремня (предварительное натяжение) принимают такой, чтобы ремень мог сохранять это натяжение достаточно долгое время, не подвергаясь большой вытяжке и не теряя требуемой долговечности.

$$F_0 = A \cdot [\sigma_t]_0$$



где  $A$  – площадь поперечного сечения ремня.

$\sigma_0$  – начальное напряжение в ремне:

( для плоских  $[\sigma_t]_0 = 18 \div 20$  кгс/см<sup>2</sup>,

для клиновых ремней  $[\sigma_t]_0 = 12 \div 15$  кгс/см<sup>2</sup>,

для полиамидных ремней  $[\sigma_t]_0 = 30 \div 40$  кгс/см<sup>2</sup> ).

В нагруженной передаче из условия равновесия шкива

$$T_1 = \frac{d_1}{2} \cdot (F_1 - F_2) \qquad F_t = \frac{2 \cdot T_1}{d_1}$$

где  $F_1$  и  $F_2$  натяжения соответственно в ведущей и ведомой ветви ремня.

Сумма сил натяжения ветвей ремня постоянна  $F_1 + F_2 = 2 \cdot F_0$

Решая совместно  $F_1 + F_2 = 2 \cdot F_0$

$$F_1 - F_2 = F_t$$

Получим  $F_1 = F_0 + 0.5 \cdot F_t$   $F_2 = F_0 - 0.5 \cdot F_t$

При обегании ремнем шкива в ремне возникает центробежная сила  $F_u = \rho \cdot A \cdot v^2$

Она отбрасывая ремень от шкива, уменьшая полезное действие предварительного натяжения  $F_0$ , понижая нагрузочную способность передачи. Т.о., натяжение в

ведущей и ведомой ветвях ремня при работе будет  $F_1 + F_u$ ,  $F_2 + F_u$  и для холостого хода  $F_0 + F_u$ . Эйлер установил зависимость между  $F_1$  и  $F_2$   $\frac{F_1}{F_2} = e^{f\alpha}$

Тогда

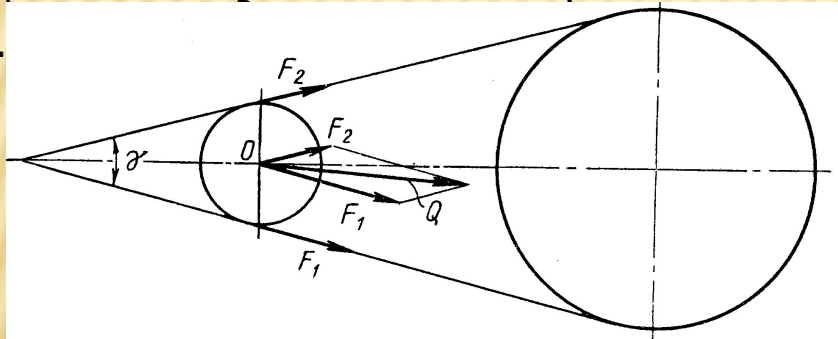
$$F_1 = F_t \cdot \frac{e^{f\alpha}}{e^{f\alpha} - 1}$$

$$F_2 = F_t \cdot \frac{1}{e^{f\alpha} - 1}$$

$$F_0 = \frac{F_t}{2} \cdot \left( \frac{e^{f\alpha} + 1}{e^{f\alpha} - 1} \right)$$

Где  $f$ -коэффициент трения ремня о шкив;  $\alpha$ - угол обхвата шкива ремнем.

Сила давления  $F_r$  на вал шкива равна геометрической сумме сил натяжений ветвей ремня.



$$F_r = 2 \cdot F_0 \cdot \sin \frac{\alpha}{2}$$

Направление силы  $F_r$  принимают по линии центров передачи. Обычно  $F_r$  в 2-3 раза больше окружной силы  $F_t$ , что является крупным недостатком ременных передач.

К.п.д. при нормальных условиях работы для плоскоремненной передачи  $\eta=0.96$ , для клиноремненной  $\eta=0.95$ .



# ГЕОМЕТРИЯ

Диаметр меньшего шкива плоскоременной передачи  $d_1 = (1100 \div 1300) \cdot \sqrt[3]{\frac{P_1}{n_1}}$

Диаметр меньшего шкива клиноременной передачи принимают по ГОСТ в зависимости от выбранного профиля ремня.

Угол обхвата ремня меньшего шкива  $\alpha = 180 - \gamma$ .

$\alpha$  в градусах  $\alpha = 180 - 57 \frac{d_2 - d_1}{l}$   
где  $l$  – межосевое расстояние.

Рекомендуется принять для плоскоременной передачи  $\alpha \geq 150^\circ$  и для клиноременной  $\alpha \geq 120^\circ$ .

Длина ремня определяется как сумма прямолинейных участков и дуг обхвата.

Приближенно это выражение для  $L$  равно  $L = 2 \cdot l_0 + 1.57 \cdot (d_2 + d_1) + \frac{(d_2 - d_1)^2}{4 \cdot l_0}$

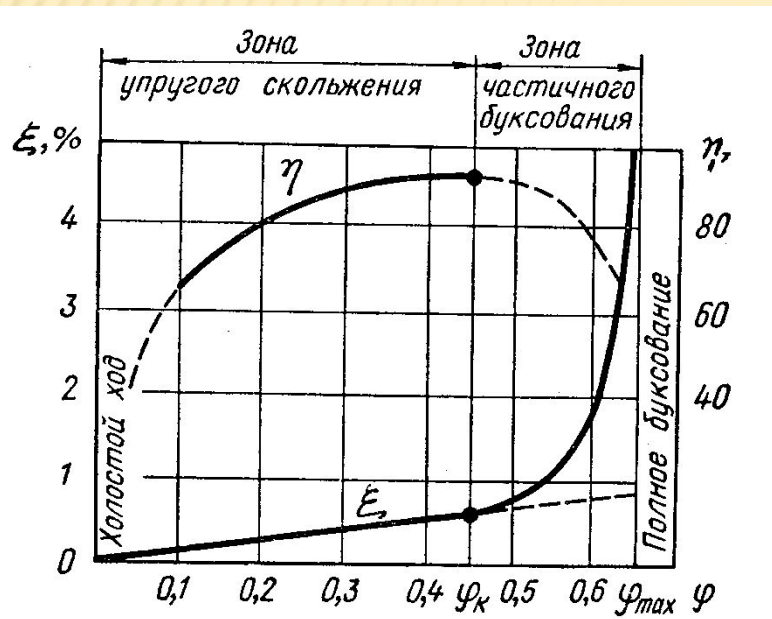
где  $d_1 < d_2$ ,  $l_0$  – невыгоднейшее межосевое расстояние; для открытой плоскоременной передачи  $l_0 = 2 \cdot (d_1 + d_2)$

$L$  согласовывают окончательно с ГОСТом затем определяют действительное межосевое расстояние  $l$

$$l = \frac{2 \cdot L - \pi \cdot (d_2 + d_1) + \sqrt{[2 \cdot L - \pi \cdot (d_2 + d_1)]^2 - 8 \cdot (d_2 - d_1)^2}}{8}$$

# РАСЧЕТ РЕМЕННЫХ ПЕРЕДАЧ ПО ТЯГОВОЙ СПОСОБНОСТИ

Основным расчетом ремней является расчет по тяговой способности. Тяговая способность ремня характеризуется экспериментальными кривыми скольжения.



$\phi$  - коэффициент тяги передачи; , который представляет собой относительную нагрузку передачи.

$$\phi = \frac{F_t}{F_0}$$

Из кривых скольжения к.п.д. следует, что наивыгоднейшая тяговая способность ремня соответствует критическому значению  $\phi_k$ . Экспериментально установлено, что для плоских ремней  $\phi_k = 0.4 \div 0.6$ , для клиновых  $\phi_k = 0.7 \div 0.9$ .

допускаемое полезное напряжение  $[\sigma_t]$  в

$$[\sigma_t]_0 = c - \omega \cdot \frac{\delta}{d_1}$$

где  $c$  и  $\omega$  - постоянные коэф-ты, зависящие от типа и материала ремня и имеющие размерность напряжения;  $\delta$  - толщина ремня;  $d_1$  - диаметр меньшего шкива.

Расчетное допускаемое полезное напряжение для плоского ремня  $[\sigma_t]$

$$[\sigma_t] = [\sigma_t]_0 \cdot C_v \cdot C_\alpha \cdot C_B \cdot C_p$$

где  $C_v$  - скоростной коэф-нт, учитывающий ослабление сцепления ремня со шкивом под действием центробежной силы ;



$C_\alpha$  - коэф-т, учитывающий способ натяжения ремня и наклон линий центров к горизонту;

$C_p$  - коэф-т режима нагрузки.

Значения  $[\sigma_t]_0$ ,  $C_u$ ,  $C_\alpha$ ,  $C_B$ ,  $C_p$  приводятся в справочных таблицах.

При расчете плоского ремня по тяговой способности требуемую площадь поперечного сечения ремня определяют

$$A = \frac{F_t}{[\sigma_t]}$$

и окончательно согласовывают с соответствующим ГОСТом для ремня, откуда принимают толщину  $\delta$  и ширину  $b$  ремня.

Расчет ремней на долговечность ограничивается проверкой числа пробегов ремня (ремней) на шкивах по формуле:

$$i = \frac{v}{L} \leq [i]$$

где  $i$  - действительное число пробегов ремня в секунду;  $[i]$  - допускаемое число пробегов ремня в секунду;  $v$  - скорость ремня.

допускаемое число пробегов ремня принимают для обыкновенных плоских ремней  $[i] \leq 5$  1/с, для специальных быстроходных плоских ремней и клиновых  $[i] \leq 10$  1/с.

# ЗУБЧАТО-РЕМЕННЫЕ ПЕРЕДАЧИ

Зубчато-ременные передачи работают по принципу зацепления.

**Достоинства :**

постоянное передаточное число;

небольшие нагрузки на валы;

малое межосевое расстояние;

низкий уровень шума;

большие передаточные числа ( $U \leq 12$ ).

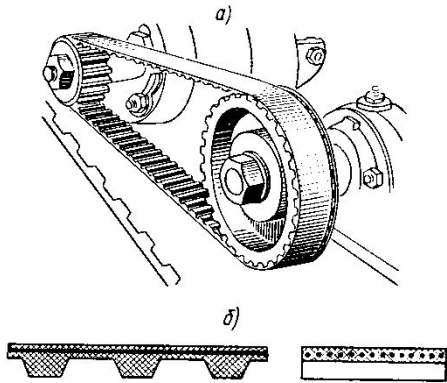


Рис. 11.5

**Недостатки:**

сравнительно высокая стоимость;

повышенная чувствительность к непараллельности валов.

**Применение:** в ЭВМ, телевизионной аппаратуре, приводах металлорежущих станков, автомобилях, швейных машинах и т.д..  $P \leq 30$  кВт,  $u \leq 60$  м/с,  $\eta = 0.94 \div 0.97$

Зубчатый ремень - бесконечная лента с зубьями на внутренней поверхности. Зубья трапецеидальной формы с углом профиля  $50^\circ$  или  $40^\circ$ .



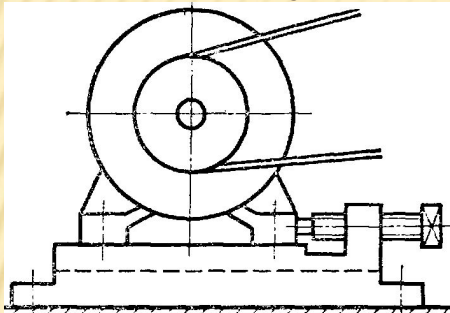
# Сравнение габаритных размеров ременных передач по данным одного и того же привода.

Ремень передачи	Параметры передачи			
	a, мм	$d_1$ , мм	$F_0$ , Н	$F_n$ , Н
Плоский кордшнуровой	1331	200	280	583
Клиновой нормальный	278	100	346	642
Узкий клиновой	224	71	454	853
Поликлиновой	252	90	393	731
Зубчатый	166	64	26	596

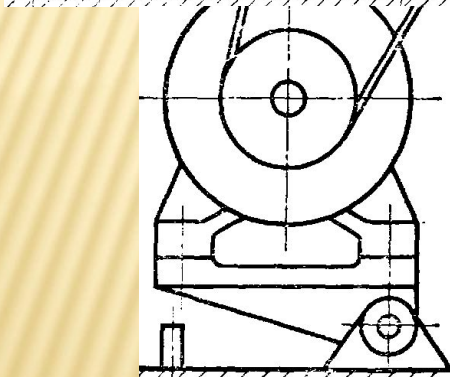
Из таблицы следует, что межосевое расстояние плоских ремней в 6 раз больше узких клиновых ремней и в 8 раз зубчатых. Диаметры шкивов соответственно в 2.8 и 3.2 раза.

# НАТЯЖНЫЕ УСТРОЙСТВА

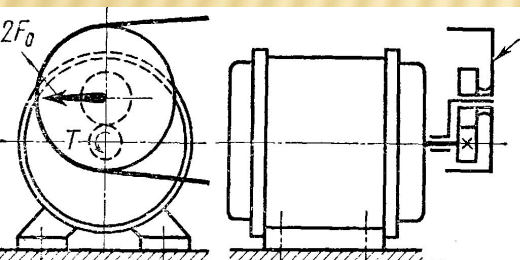
Натяжение ремня существенно влияет на долговечность, тяговую способность и к.п.д. передачи. Чем выше предварительное натяжение ремня  $F_0$ , тем больше тяговая способность и к.п.д., но меньше долговечность ремня. Натяжение ремня в передачах осуществляется:



Устройствами периодического действия, где ремень натягивается винтами. Ремень периодически подтягивается по мере вытяжки. Требуется систематическое наблюдение за передачей, иначе возможно буксование и быстрый износ ремня.



Устройствами постоянного действия, где натяжение создаётся грузом, весом двигателя или пружиной. Часто натяжение происходит за счёт массы двигателя на качающейся плите. К таким устройствам относятся натяжные ролики. Натяжение ремня автоматически поддерживается постоянным.



Устройствами, автоматически регулирующими натяжение в зависимости от нагрузки с использованием сил и моментов, действующих в передаче. Шкив 1 установлен на качающемся рычаге, который также является осью ведомого колеса зубчатой передачи. Натяжение ремня  $2F_0$  равно окружной силе на шестерне и пропорционально передаваемому моменту.