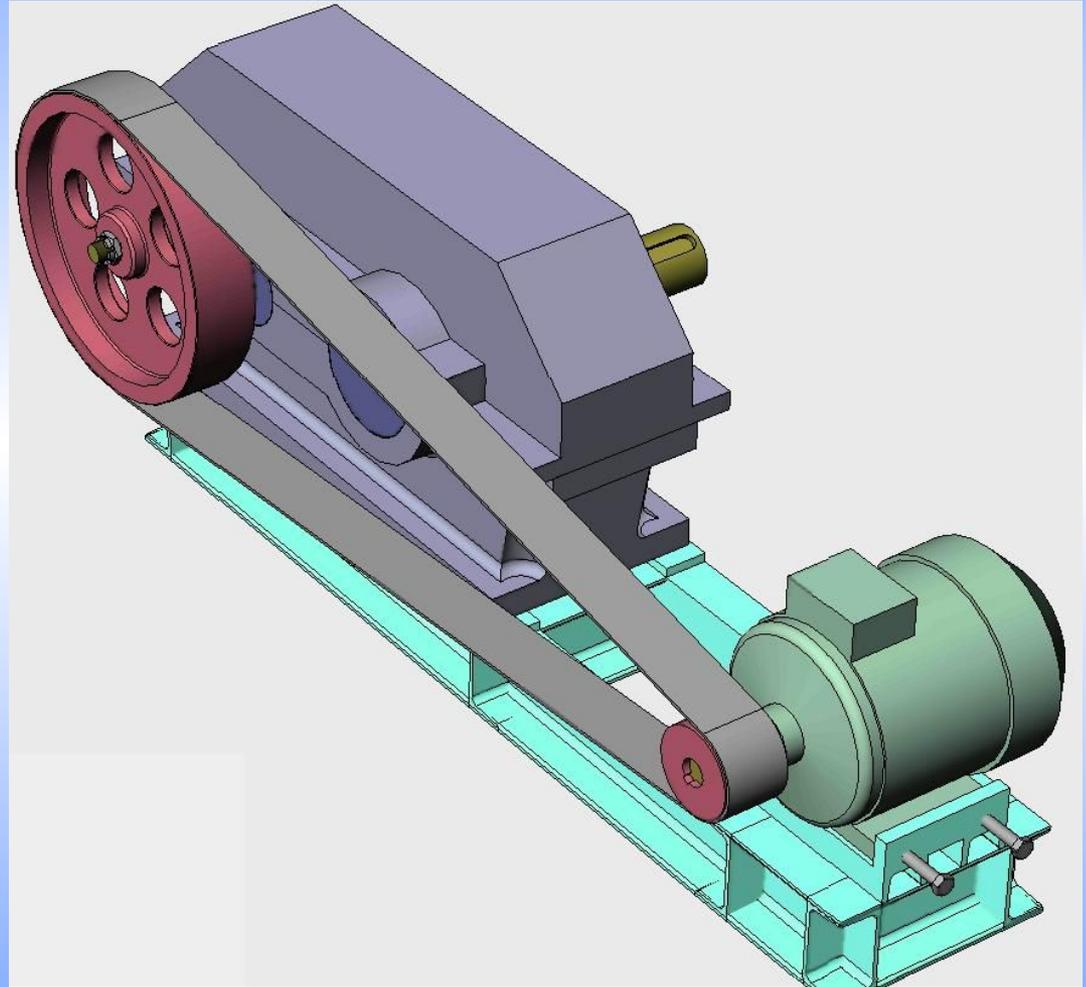


2 РАСЧЕТ И КОНСТРУИРОВАНИЕ КЛИНОРЕМЕННОЙ ПЕРЕДАЧИ

* Ременная передача относится к передачам трением с гибкой связью

* Нагрузка передается силами трения, возникающим между шкивом и ремнем вследствие натяжения ремня



Достоинства передач:

- Простота конструкции и малая стоимость
- Возможность передачи мощности на значительные расстояния (д 15 м)
- Плавность и бесшумность
- Малая чувствительность к толчкам, ударам и перегрузкам
- Отсутствие смазочной системы
- Возможность работы с высокими частотами вращения

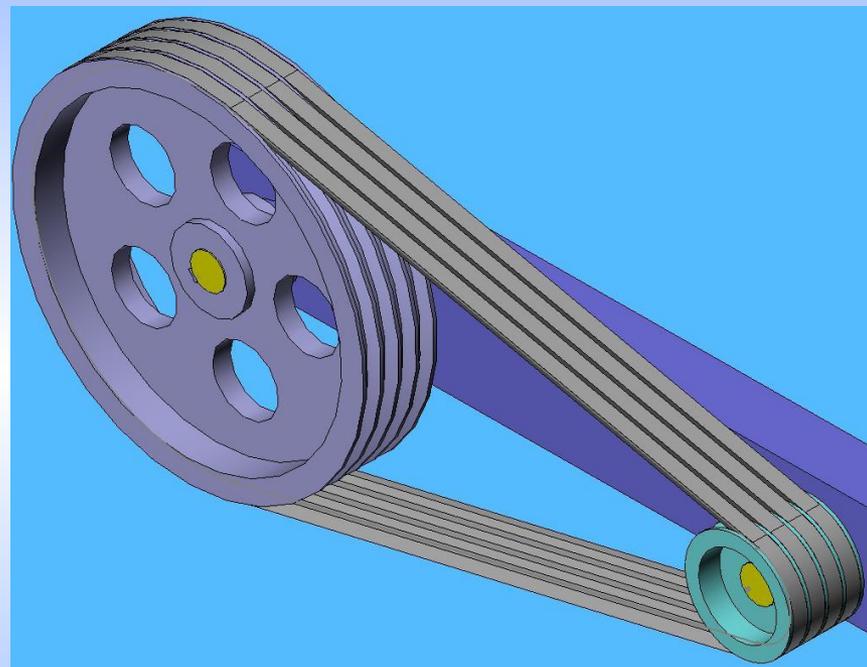
Недостатки передач

- Непостоянство передаточного отношения
- Значительные нагрузки на валы и опоры
- Большие радиальные габариты
- Невысокая долговечность ремня
- Необходимость применения устройств для натяжения ремня
- неприменимость во взрывоопасных местах вследствие электризации ремня

3. Клиноременная передача



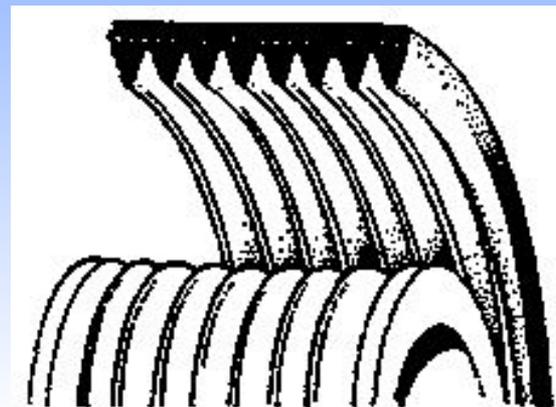
- Применяются для приводов общего назначения
- Обладает повышенной тяговой способностью по сравнению с плоскорременной
- Имеет меньшие габаритные размеры
- Может передавать вращение одновременно на несколько валов
- Допускают передаточное отношение 6...8 без натяжного ролика



- Менее быстроходны (скорость до 30 м/с)
- Имеют более низкий КПД (на 1-2%)

Сравнение клинового и поликлинового ремней

- Самые компактные
- Работают со скоростью до 40 м/с
- Передаточные числа до 10
- Чувствительны к непараллельности валов и осевому смещению шкивов



Поликлиновые ремни

- Бесконечные плоские ремни с продольными клиновыми выступами на внутренней поверхности
Несущий слой выполняют в виде кордшнура из химических волокон
- Выпускают сечений К, Л, М
- Сочетают достоинства плоских (монолитность, гибкость) и клиновых (повышенное сцепление со шкивами) ремней

Ремень 4000-Л-12-ТУ 38105.763-84

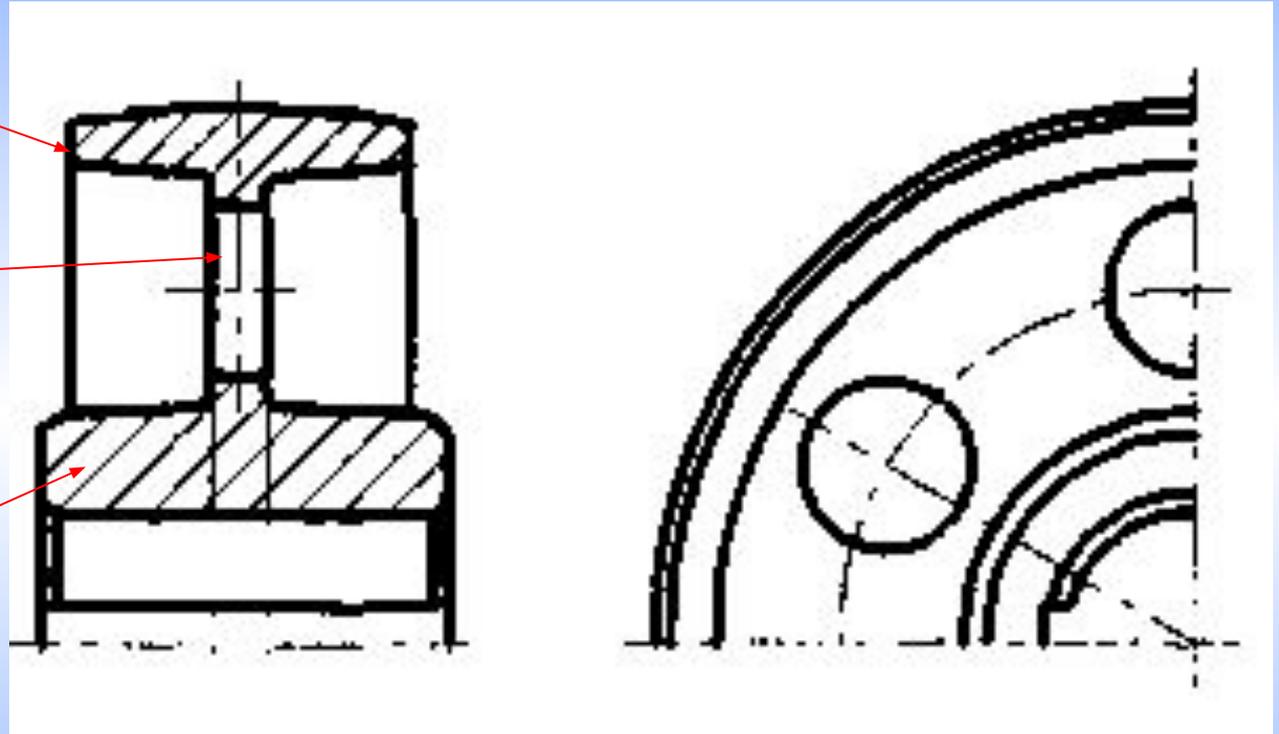
*Поликлиновой ремень с расчетной длиной 4000 мм,
сечением Л, с числом клиньев 12*

Сравнение основных характеристик поликлинового ремня и клинового ремня

	Клиновой ремень	Поликлиновой ремень	Сравнение характеристик
1 Диаметр ведущего шкива, мм	140	100	Характеристики 1,2,3,4 влияют на габаритные размеры и исходя из этого стоит выбрать поликлиновой ремень
2 Диаметр ведомого шкива, мм	315	224	
3 Длина ремня, мм	2000	1400	
4 Межосевое расстояние, мм	584	441,3	
5 Скорость ремня, м/с	5,3	3,76	По данной характеристике стоит выбрать поликлиновой ремень
6 Сила давления на вал, Н	1580	2181	Меньшую силу давления на вал имеет клиновой ремень
7 Угол обхвата ремнём меньшего шкива, град	162	164	Предпочтительнее Будет поликлиновой ремень
8 Частота пробегов, с ⁻¹	2,65	2,69	

Шкивы ременных передач

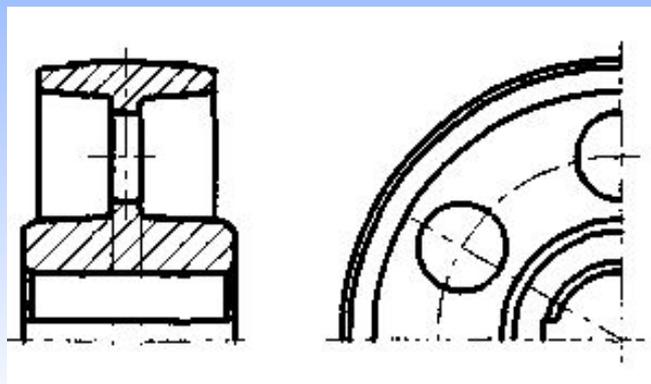
обод
ДИСК
ступица



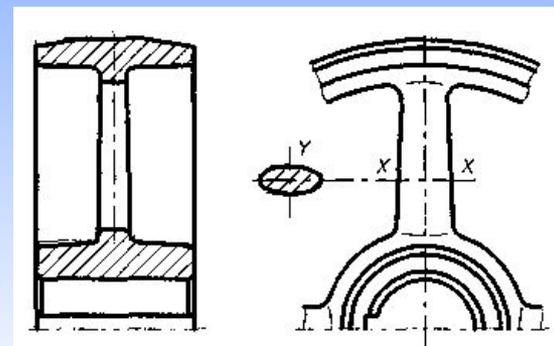
Конструкции шкивов



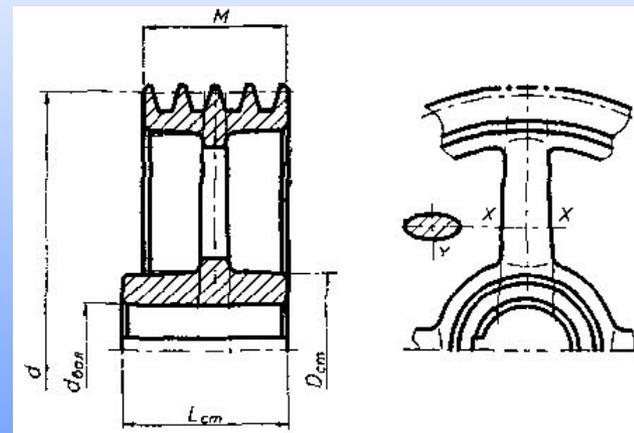
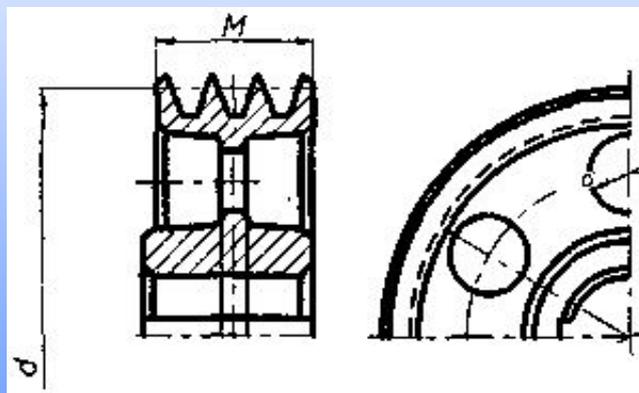
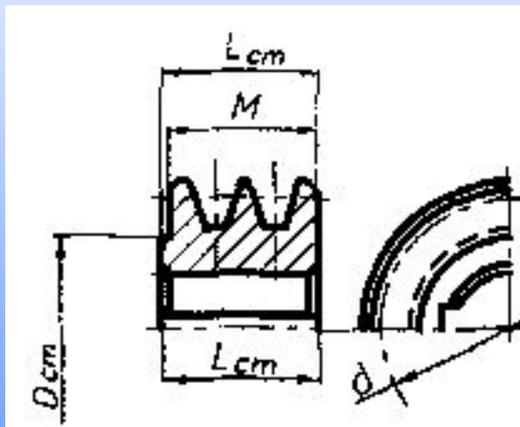
Без диска



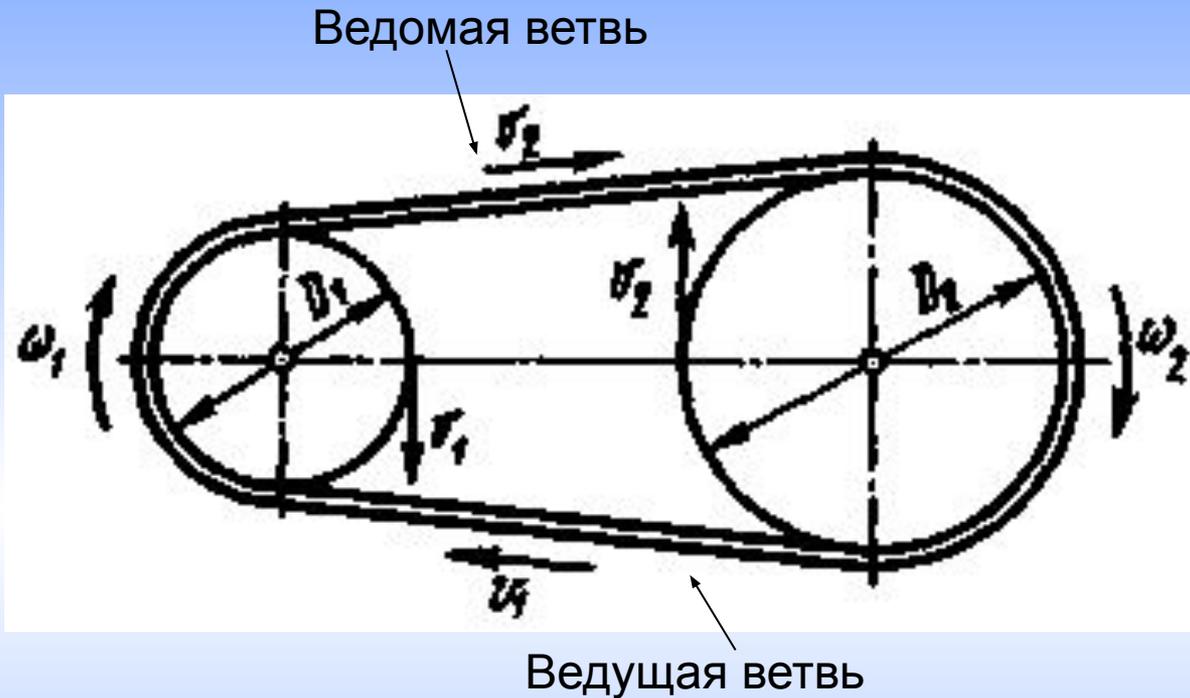
С диском



Со спицами



Кинематика ременных передач



Передаточное отношение

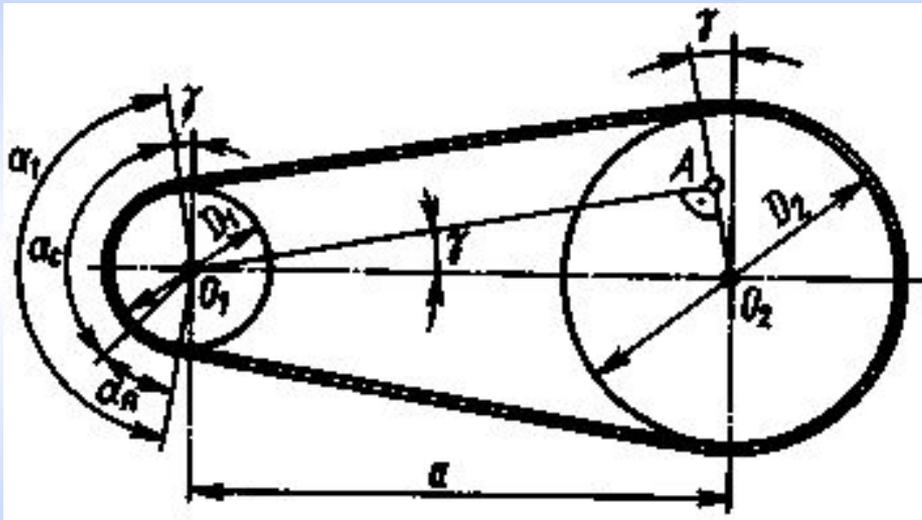
$$u = \omega_1 / \omega_2 = n_1 / n_2$$

Окружные скорости шкивов

$$V_1 = \omega_1 D_1 / 2 = \pi n_1 D_1 / 60$$

$$V_2 = \omega_2 D_2 / 2 = \pi n_2 D_2 / 60$$

Геометрические характеристики ременных передач



Основные геометрические характеристики

Диаметры шкивов,
 $D_1, D_2 (d_1, d_2)$

Межосевое расстояние, a

Расчетная длина ремня, L_p

Угол обхвата на малом шкиве, α

- Длина ремня определяется как сумма длин дуг шкивов на углах обхвата и длин прямолинейных участков ремня

Клинового и поликлинового
$$l_p = 2a + \pi(d_1 + d_2)/2 + (d_2 - d_1)^2 / 4a$$

Принимается стандартное значение длины по таблице

Угол обхвата на малом шкиве в град.:

$$\alpha_1 = 180^\circ - \gamma^\circ \approx 180^\circ - 57^\circ \frac{(D_2 - D_1)}{a}$$

Для клиноременной передачи: $\alpha_1 \geq 110^\circ$

13. Силы и напряжения в ремнях

Окружная сила на шкивах

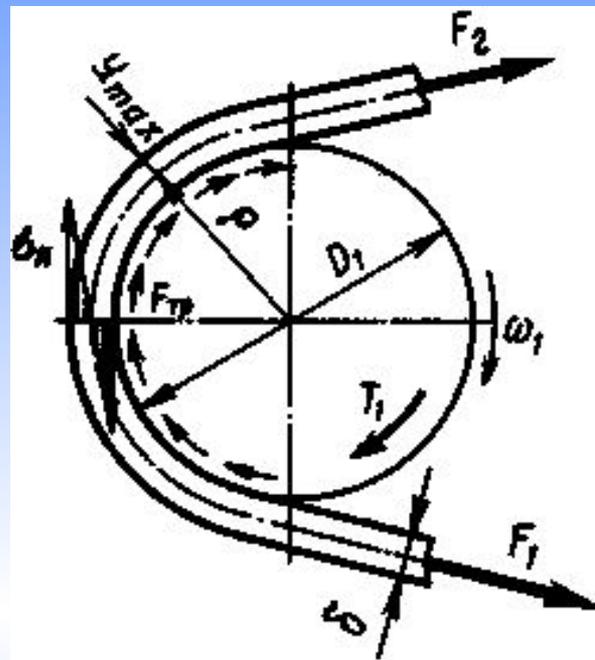
$$F_t = \frac{2 \cdot 10^3 \cdot T_1}{d_1} = \frac{10^3 \cdot P_1}{v_1}$$

Из условий равновесия ремня при передаче T :

$$F_t = F_{mp} = F_1 - F_2$$

Соотношение натяжений ветвей ремня:

$$F_1 = F_2 e^{f\alpha}$$



Нагрузочная способность ременной передачи понижается в результате действия центробежных сил, которые уменьшают силы нормального давления ремня на шкив и, следовательно, понижают максимальную силу трения, одновременно увеличивая натяжение ветвей

$$F_1 = F_0 + (F_t/2)$$

$$F_2 = F_0 - (F_t/2)$$

- Предварительное напряжение в ремне от предварительного натяжения:

$$\sigma_0 = F_0 / A$$

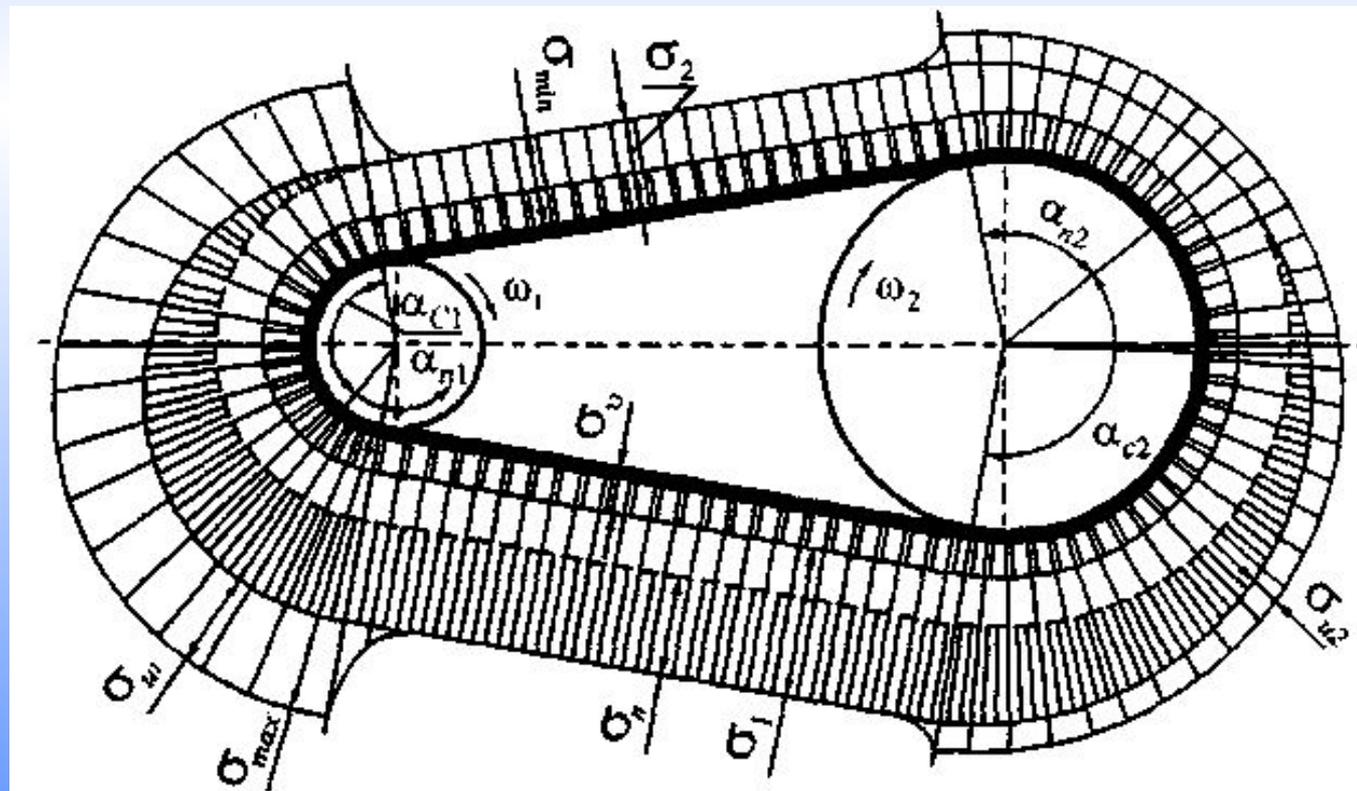
- Отношение окружного усилия к площади поперечного сечения ремня называется полезным напряжением

$$\sigma_{\Pi} = F_t / A$$

- Напряжения в ветвях ремня от рабочей нагрузки:

$$\sigma_1 = \sigma_0 + \sigma_{\Pi} / 2$$

$$\sigma_2 = \sigma_0 - \sigma_{\Pi} / 2$$



Напряжение в ремне от действия центробежных сил:

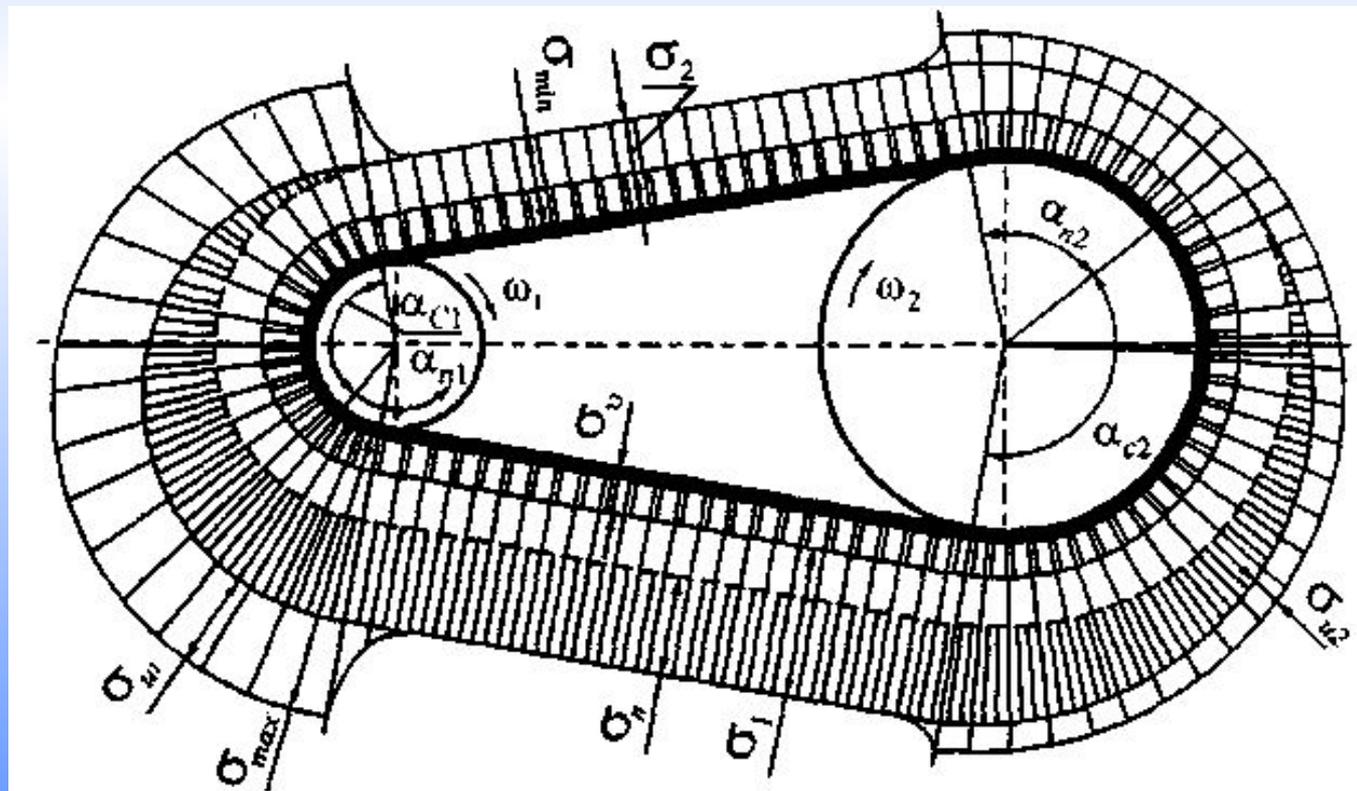
$$\sigma_v = \rho v^2$$

$\rho = 1100 \dots 1200 \text{ кг} / \text{м}^3$ - плотность ремня

Напряжения изгиба: $\sigma_u = E\varepsilon = E y_{\text{max}} / \rho \approx E\delta / D$

Максимальные напряжения в ремне:

$$\sigma_{\text{max}} = \sigma_1 + \sigma_v + \sigma_{1u}$$



Допускаемое полезное напряжение* при $\varphi = \varphi_k$

$$[\sigma_{\Pi}] = 2\varphi_k \sigma_0$$

* *полезное напряжение* соответствует определенным условиям испытания:

$\alpha_1 = 180^\circ$; $v = 10$ м/с; передача открытая горизонтальная; нагрузка равномерная, спокойная

Условие работоспособности:

$$\sigma_{\Pi} = F_t / A = 2F_0 \varphi_k / A = 2\varphi_k \sigma_0 \leq [\sigma_{\Pi}]_p$$

Расчетное допускаемое полезное напряжение в ремне с учетом фактических параметров передачи и условий ее работы:

$$[\sigma_{\Pi}]_p = [\sigma_{\Pi}] C_{\alpha} C_V C_{\gamma} / C_p$$

$C_{\alpha}, C_V, C_{\gamma}, C_p$ - коэффициенты, учитывающие влияние соответственно угла обхвата ремнем малого шкива, скорости ремня, угла наклона передачи, характера нагрузки на тяговую способность ремня

Расчет клиноременных ременных передач по тяговой способности

Требуемое количество ремней

$$z = \frac{F_t}{A[\sigma_{\Pi}]_p C_z}$$

C_z - коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки между ремнями в комплекте 0,85...1

$$z = \frac{P_1 C_p}{P_0 C_{\alpha} C_K C_L}$$

P_1 - мощность на ведущем шкиве, кВт

P_0 - мощность, передаваемая одним ремнем, кВт

$C_{\alpha}, C_K, C_L, C_p$ - коэффициенты, учитывающие влияние соответственно угла обхвата ремнем малого шкива, числа ремней в передаче, длины ремня, динамической нагрузки и режима работы

14.2. Долговечность ремня – способность сопротивляться усталостному разрушению

Частота пробегов ремня в секунду, c^{-1}

$$\lambda = \frac{v}{l_p} \leq [\lambda]$$

v - скорость ремня, м/с

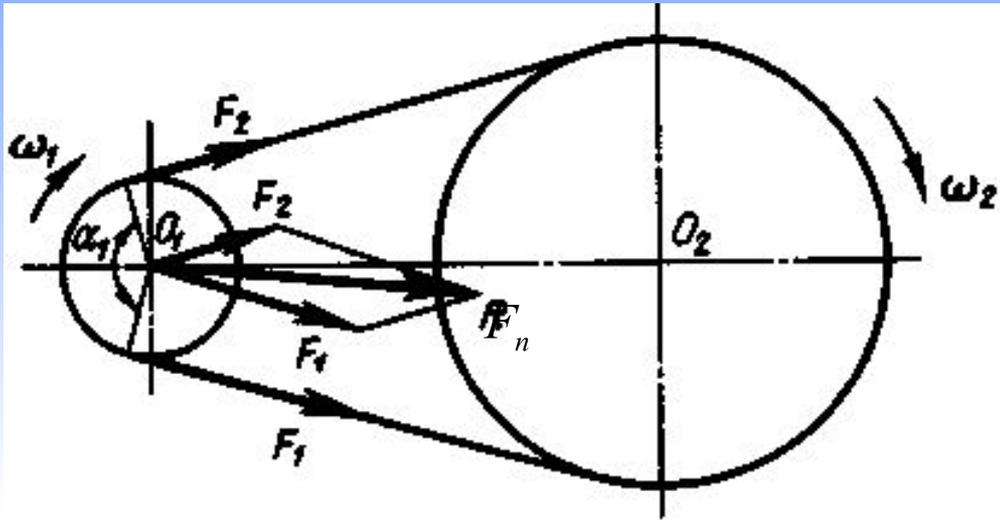
l_p - расчетная длина плоского ремня, м; для клиновых и поликлиновых передач – стандартная длина ремня

$[\lambda]$ - допускаемая частота пробега ремня, c^{-1}

Для плоских резинотканевых и кожаных ремней $[\lambda] = 5c^{-1}$

Для клиновых, поликлиновых и синтетических плоских $[\lambda] = 10c^{-1}$

15. Нагрузка на валы и опоры



Равнодействующая
натяжения ветвей:

$$F_n = \sqrt{F_1^2 + F_2^2 + 2F_1F_2 \cos(180^\circ - \alpha_1)}$$

Приближенно: $F_n \approx 2F_0 \sin(\alpha_1/2)$

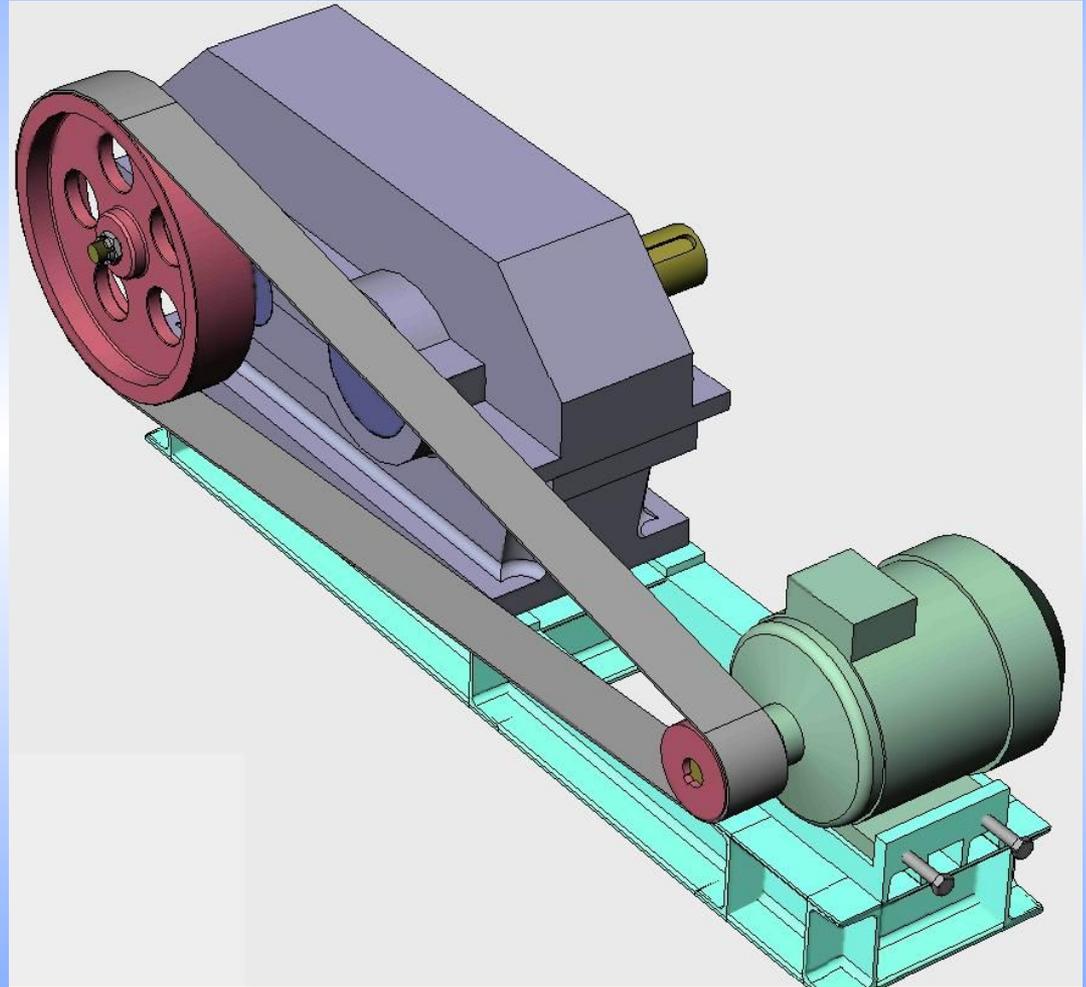
У передач трением нагрузка на валы в 2...3 раза больше окружного усилия.

У зубчатременных передач требуется незначительное начальное натяжение ремня, поэтому нагрузка на валы немного больше окружного усилия, что является существенным достоинством этих передач

2 РАСЧЕТ И КОНСТРУИРОВАНИЕ КЛИНОРЕМЕННОЙ ПЕРЕДАЧИ

* Ременная передача относится к передачам трением с гибкой связью

* Нагрузка передается силами трения, возникающим между шкивом и ремнем вследствие натяжения ремня



Достоинства передач:

- Простота конструкции и малая стоимость
- Возможность передачи мощности на значительные расстояния (д 15 м)
- Плавность и бесшумность
- Малая чувствительность к толчкам, ударам и перегрузкам
- Отсутствие смазочной системы
- Возможность работы с высокими частотами вращения

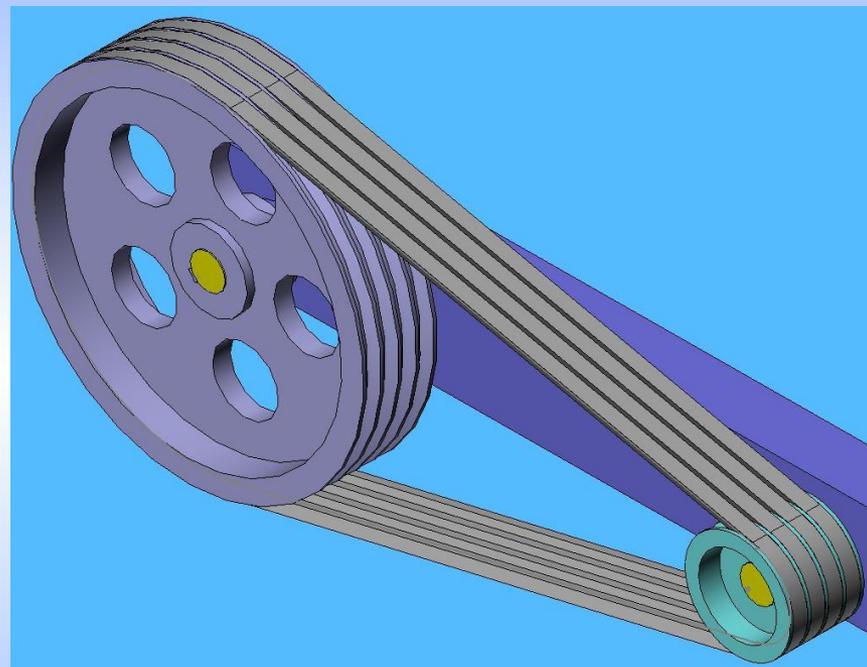
Недостатки передач

- Непостоянство передаточного отношения
- Значительные нагрузки на валы и опоры
- Большие радиальные габариты
- Невысокая долговечность ремня
- Необходимость применения устройств для натяжения ремня
- неприменимость во взрывоопасных местах вследствие электризации ремня

3. Клиноременная передача



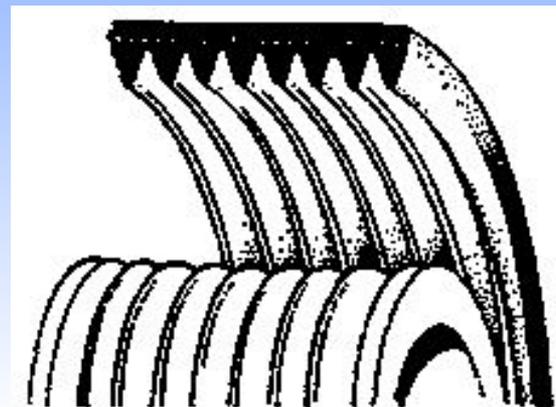
- Применяются для приводов общего назначения
- Обладает повышенной тяговой способностью по сравнению с плоскорременной
- Имеет меньшие габаритные размеры
- Может передавать вращение одновременно на несколько валов
- Допускают передаточное отношение 6...8 без натяжного ролика



- Менее быстроходны (скорость до 30 м/с)
- Имеют более низкий КПД (на 1-2%)

Сравнение клинового и поликлинового ремней

- Самые компактные
- Работают со скоростью до 40 м/с
- Передаточные числа до 10
- Чувствительны к непараллельности валов и осевому смещению шкивов



Поликлиновые ремни

- Бесконечные плоские ремни с продольными клиновыми выступами на внутренней поверхности
Несущий слой выполняют в виде кордшнура из химических волокон
- Выпускают сечений К, Л, М
- Сочетают достоинства плоских (монолитность, гибкость) и клиновых (повышенное сцепление со шкивами) ремней

Ремень 4000-Л-12-ТУ 38105.763-84

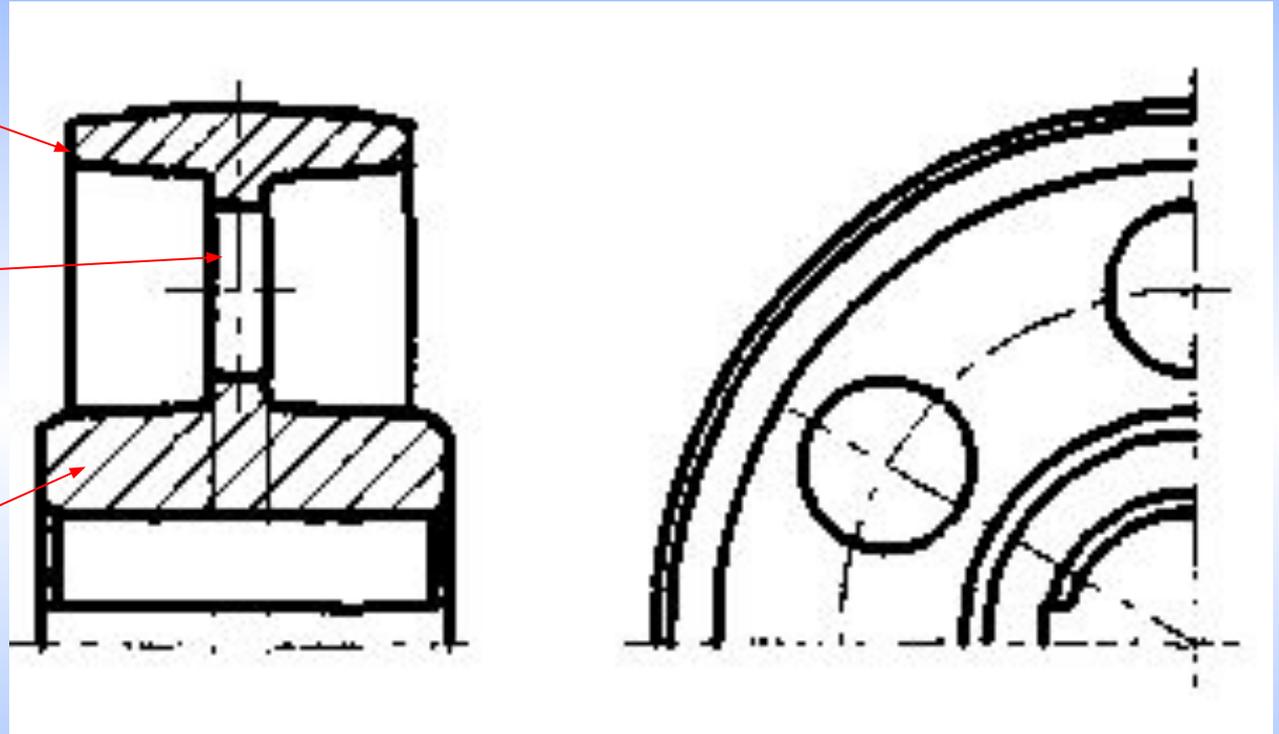
*Поликлиновой ремень с расчетной длиной 4000 мм,
сечением Л, с числом клиньев 12*

Сравнение основных характеристик поликлинового ремня и клинового ремня

	Клиновой ремень	Поликлиновой ремень	Сравнение характеристик
1 Диаметр ведущего шкива, мм	140	100	Характеристики 1,2,3,4 влияют на габаритные размеры и исходя из этого стоит выбрать поликлиновой ремень
2 Диаметр ведомого шкива, мм	315	224	
3 Длина ремня, мм	2000	1400	
4 Межосевое расстояние, мм	584	441,3	
5 Скорость ремня, м/с	5,3	3,76	По данной характеристике стоит выбрать поликлиновой ремень
6 Сила давления на вал, Н	1580	2181	Меньшую силу давления на вал имеет клиновой ремень
7 Угол обхвата ремнём меньшего шкива, град	162	164	Предпочтительнее Будет поликлиновой ремень
8 Частота пробегов, с ⁻¹	2,65	2,69	

Шкивы ременных передач

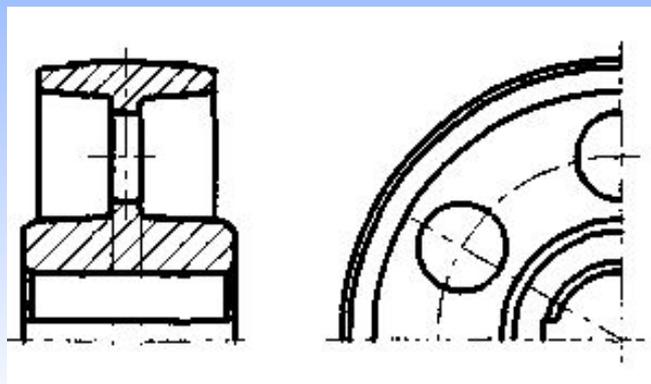
обод
ДИСК
ступица



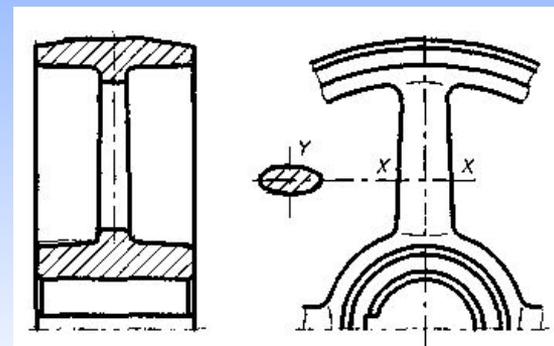
Конструкции шкивов



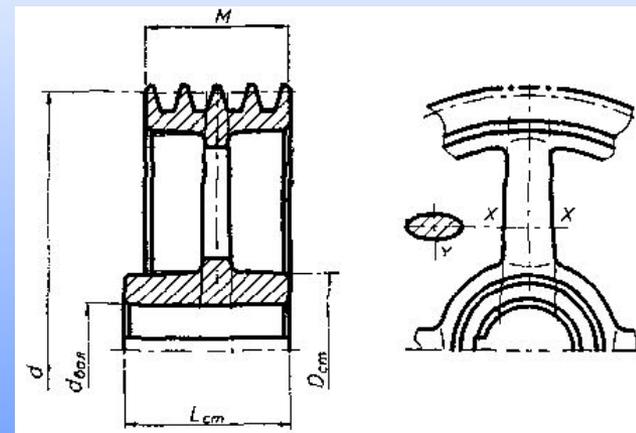
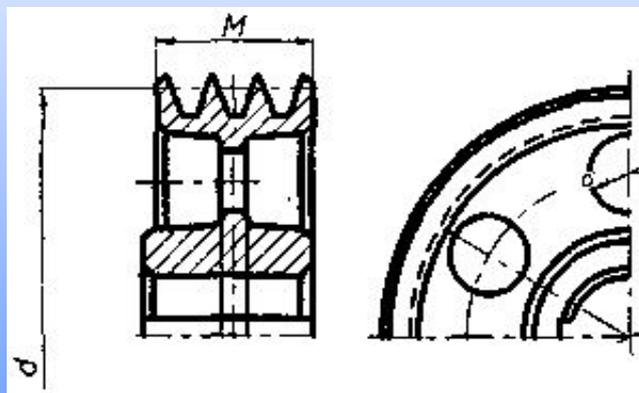
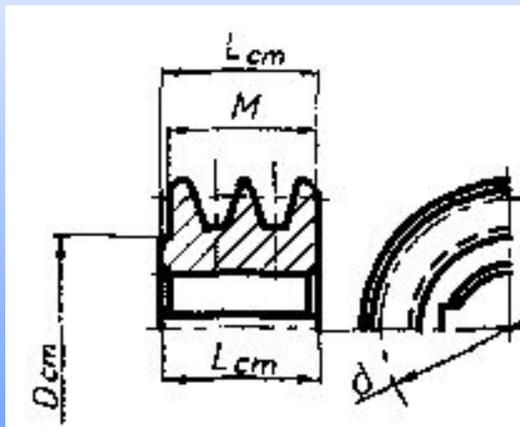
Без диска



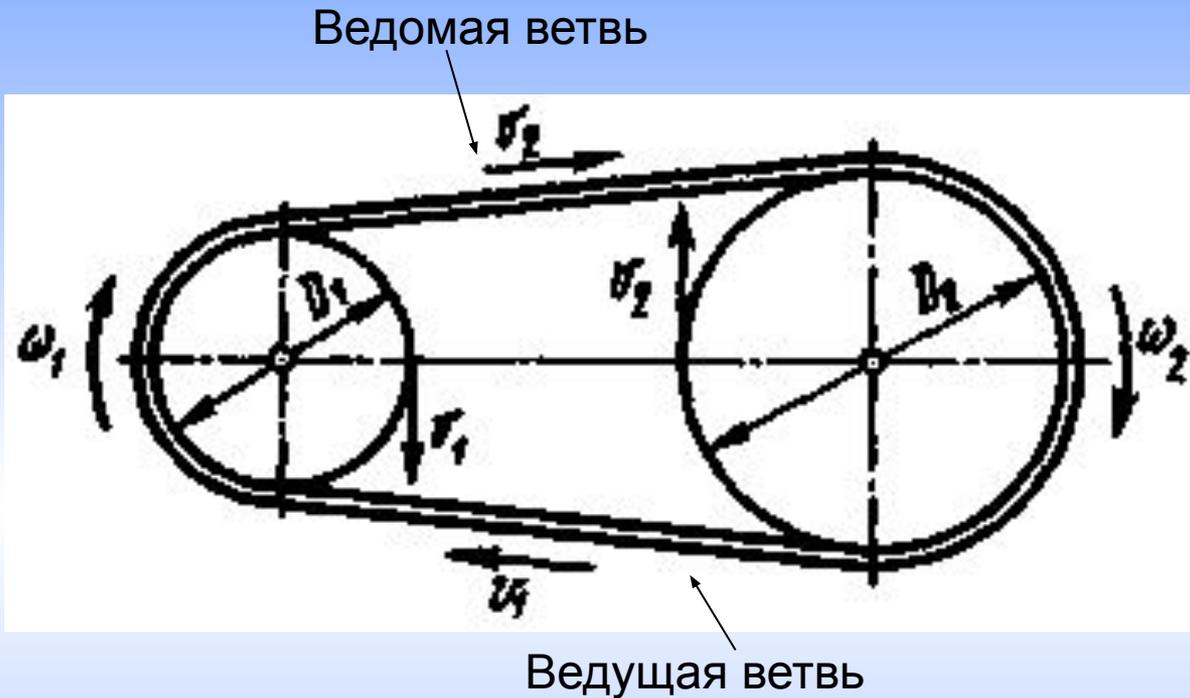
С диском



Со спицами



Кинематика ременных передач



Передаточное отношение

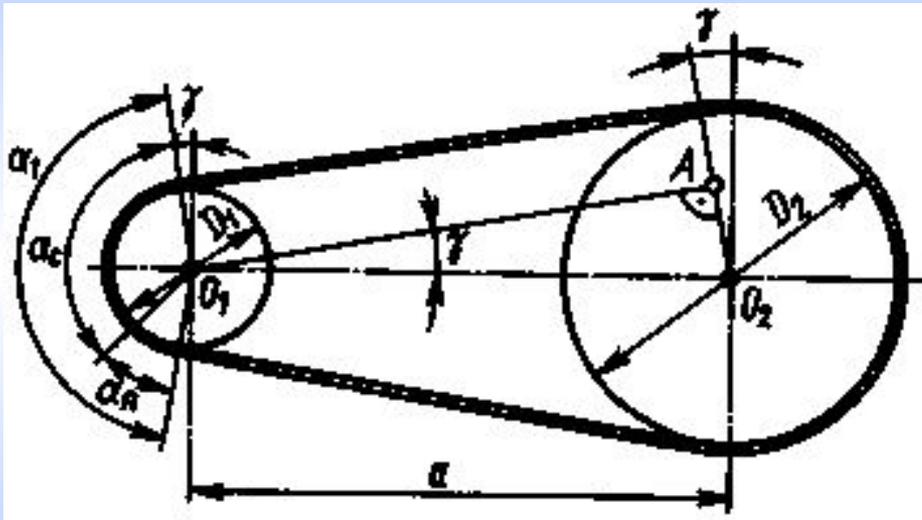
$$u = \omega_1 / \omega_2 = n_1 / n_2$$

Окружные скорости шкивов

$$V_1 = \omega_1 D_1 / 2 = \pi n_1 D_1 / 60$$

$$V_2 = \omega_2 D_2 / 2 = \pi n_2 D_2 / 60$$

Геометрические характеристики ременных передач



Основные геометрические характеристики

Диаметры шкивов,
 $D_1, D_2 (d_1, d_2)$

Межосевое расстояние, a

Расчетная длина ремня, L_p

Угол обхвата на малом шкиве, α

- Длина ремня определяется как сумма длин дуг шкивов на углах обхвата и длин прямолинейных участков ремня

Клинового и поликлинового
$$l_p = 2a + \pi(d_1 + d_2)/2 + (d_2 - d_1)^2 / 4a$$

Принимается стандартное значение длины по таблице

Угол обхвата на малом шкиве в град.:

$$\alpha_1 = 180^\circ - \gamma^\circ \approx 180^\circ - 57^\circ \frac{(D_2 - D_1)}{a}$$

Для клиноременной передачи: $\alpha_1 \geq 110^\circ$

13. Силы и напряжения в ремнях

Окружная сила на шкивах

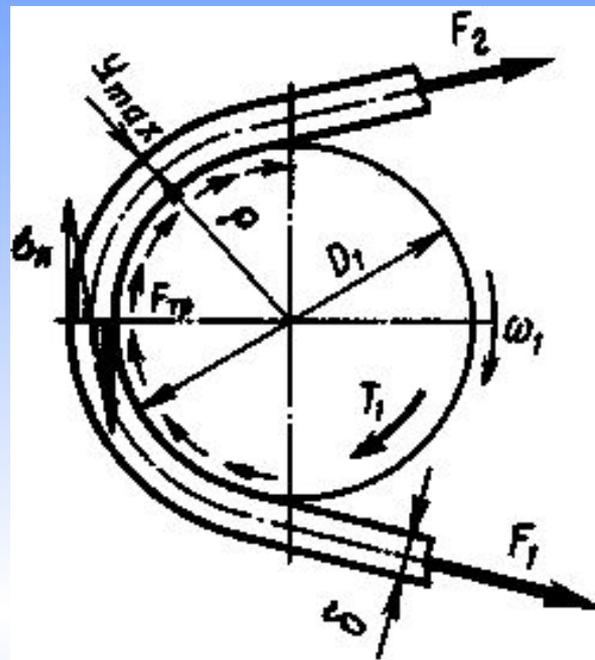
$$F_t = \frac{2 \cdot 10^3 \cdot T_1}{d_1} = \frac{10^3 \cdot P_1}{v_1}$$

Из условий равновесия ремня при передаче T :

$$F_t = F_{mp} = F_1 - F_2$$

Соотношение натяжений ветвей ремня:

$$F_1 = F_2 e^{f\alpha}$$



Нагрузочная способность ременной передачи понижается в результате действия центробежных сил, которые уменьшают силы нормального давления ремня на шкив и, следовательно, понижают максимальную силу трения, одновременно увеличивая натяжение ветвей

$$F_2 = F_0 - (F_t / 2)$$

- Предварительное напряжение в ремне от предварительного натяжения:

$$\sigma_0 = F_0 / A$$

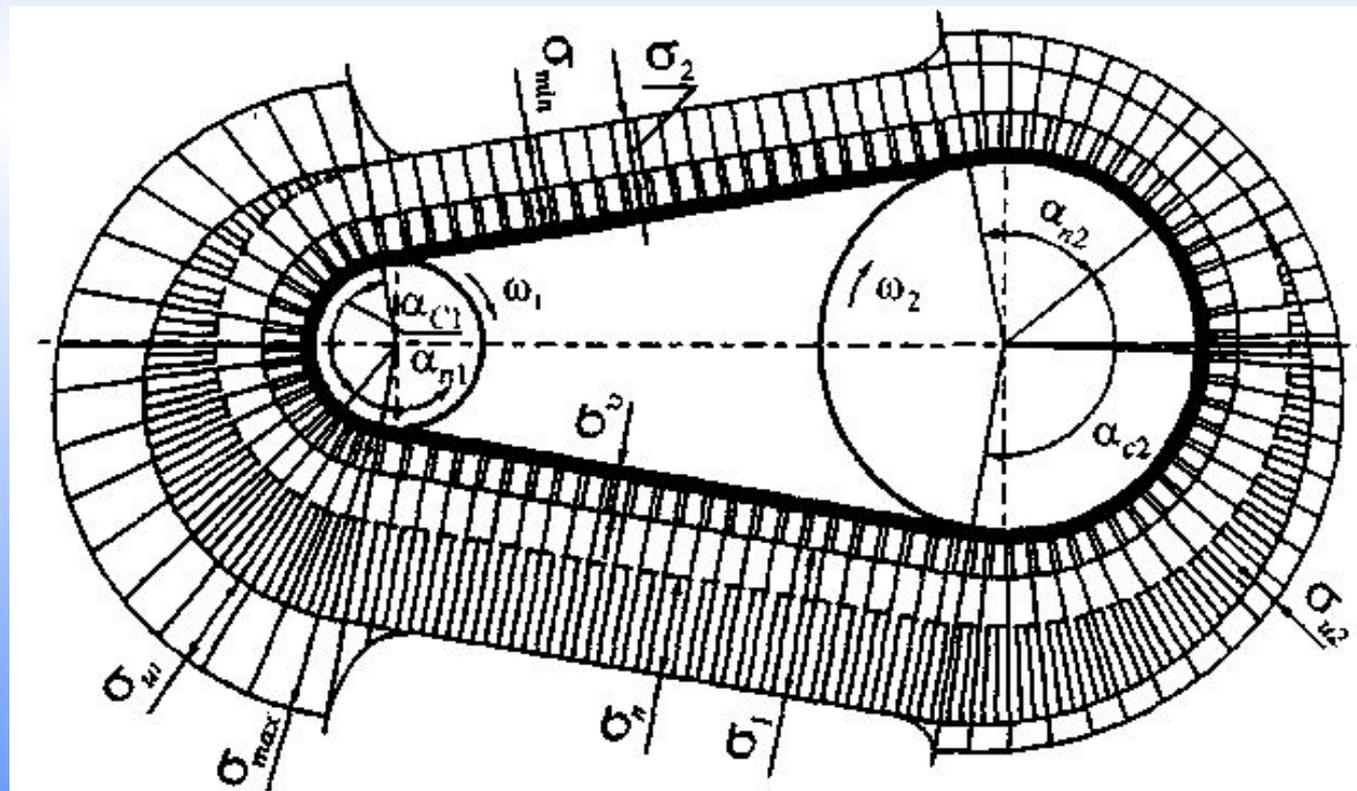
- Отношение окружного усилия к площади поперечного сечения ремня называется полезным напряжением

$$\sigma_{\Pi} = F_t / A$$

- Напряжения в ветвях ремня от рабочей нагрузки:

$$\sigma_1 = \sigma_0 + \sigma_{\Pi} / 2$$

$$\sigma_2 = \sigma_0 - \sigma_{\Pi} / 2$$



Напряжение в ремне от действия центробежных сил:

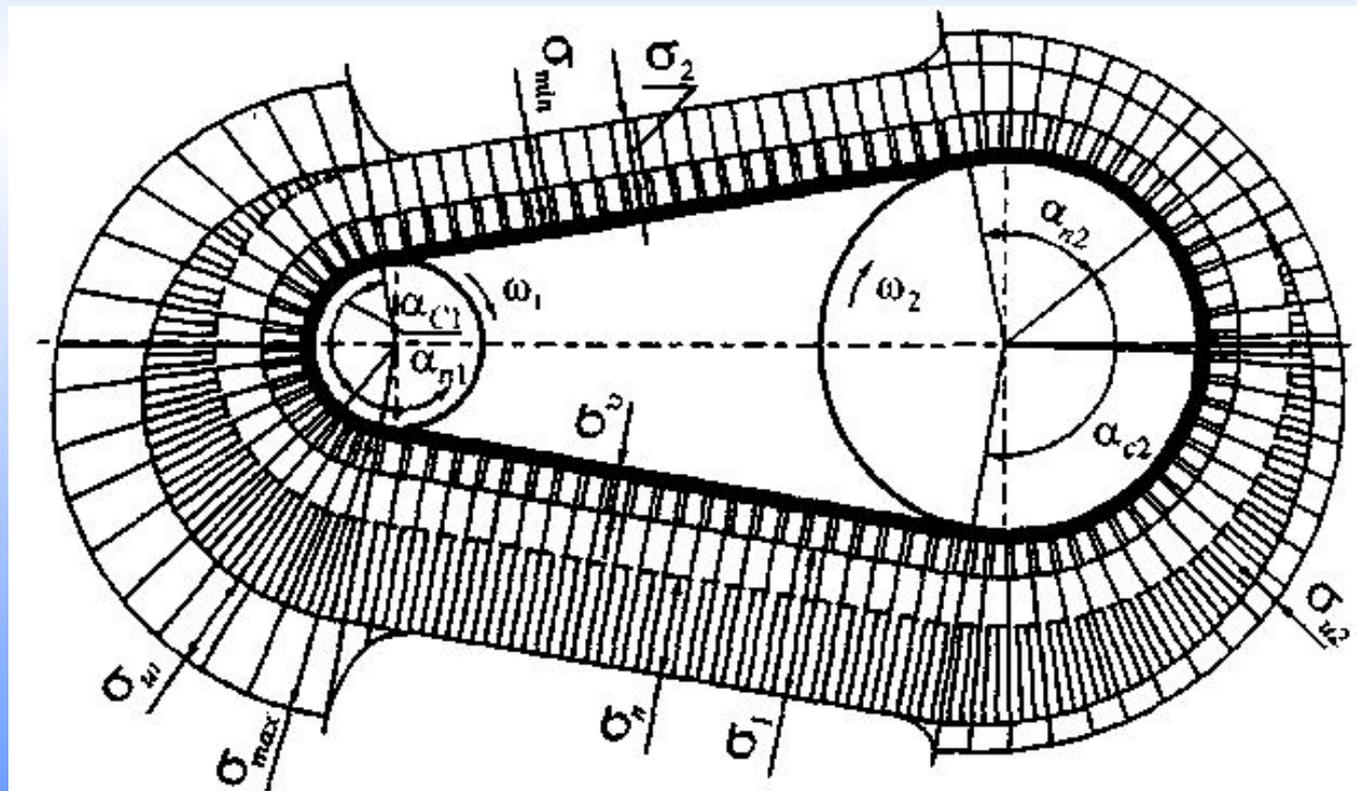
$$\sigma_v = \rho v^2$$

$\rho = 1100 \dots 1200 \text{ кг} / \text{м}^3$ - плотность ремня

Напряжения изгиба: $\sigma_u = E\varepsilon = E y_{\text{max}} / \rho \approx E\delta / D$

Максимальные напряжения в ремне:

$$\sigma_{\text{max}} = \sigma_1 + \sigma_v + \sigma_{1u}$$



Допускаемое полезное напряжение* при $\varphi = \varphi_k$

$$[\sigma_{\Pi}] = 2\varphi_k \sigma_0$$

* *полезное напряжение* соответствует определенным условиям испытания:

$\alpha_1 = 180^0$; $v = 10$ м/с; передача открытая горизонтальная; нагрузка равномерная, спокойная

Условие работоспособности:

$$\sigma_{\Pi} = F_t / A = 2F_0 \varphi_k / A = 2\varphi_k \sigma_0 \leq [\sigma_{\Pi}]_p$$

Расчетное допускаемое полезное напряжение в ремне с учетом фактических параметров передачи и условий ее работы:

$$[\sigma_{\Pi}]_p = [\sigma_{\Pi}] C_{\alpha} C_V C_{\gamma} / C_p$$

$C_{\alpha}, C_V, C_{\gamma}, C_p$ - коэффициенты, учитывающие влияние соответственно угла обхвата ремнем малого шкива, скорости ремня, угла наклона передачи, характера нагрузки на тяговую способность ремня

Расчет клиноременных ременных передач по тяговой способности

Требуемое количество ремней

$$z = \frac{F_t}{A[\sigma_{\Pi}]_p C_z}$$

C_z - коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки между ремнями в комплекте 0,85...1

$$z = \frac{P_1 C_p}{P_0 C_{\alpha} C_K C_L}$$

P_1 - мощность на ведущем шкиве, кВт

P_0 - мощность, передаваемая одним ремнем, кВт

$C_{\alpha}, C_K, C_L, C_p$ - коэффициенты, учитывающие влияние соответственно угла обхвата ремнем малого шкива, числа ремней в передаче, длины ремня, динамической нагрузки и режима работы

14.2. Долговечность ремня – способность сопротивляться усталостному разрушению

Частота пробегов ремня в секунду, c^{-1}

$$\lambda = \frac{v}{l_p} \leq [\lambda]$$

v - скорость ремня, м/с

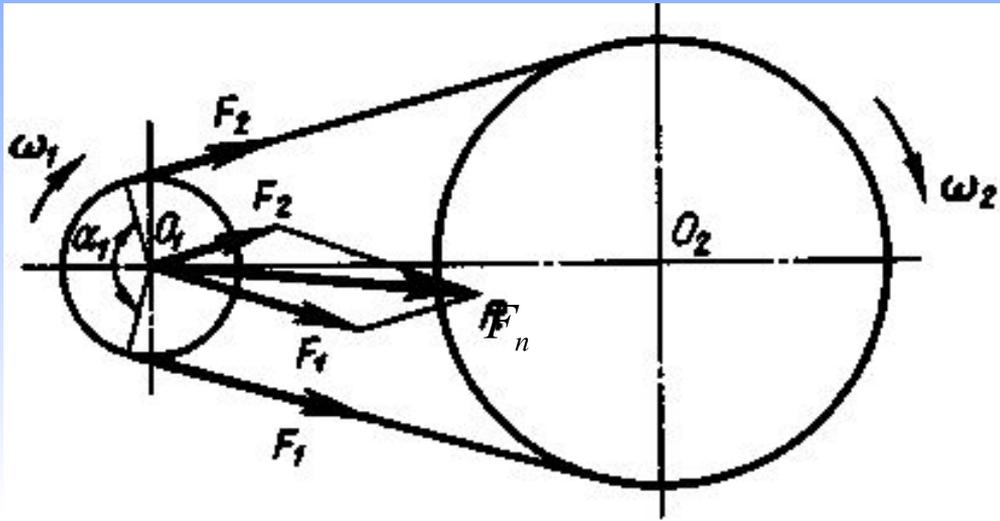
l_p - расчетная длина плоского ремня, м; для клиновых и поликлиновых передач – стандартная длина ремня

$[\lambda]$ - допускаемая частота пробега ремня, c^{-1}

Для плоских резинотканевых и кожаных ремней $[\lambda] = 5c^{-1}$

Для клиновых, поликлиновых и синтетических плоских $[\lambda] = 10c^{-1}$

15. Нагрузка на валы и опоры



Равнодействующая
натяжения ветвей:

$$F_n = \sqrt{F_1^2 + F_2^2 + 2F_1F_2 \cos(180^\circ - \alpha_1)}$$

Приближенно: $F_n \approx 2F_0 \sin(\alpha_1/2)$

У передач трением нагрузка на валы в 2...3 раза больше окружного усилия.

У зубчатременных передач требуется незначительное начальное натяжение ремня, поэтому нагрузка на валы немного больше окружного усилия, что является существенным достоинством этих передач