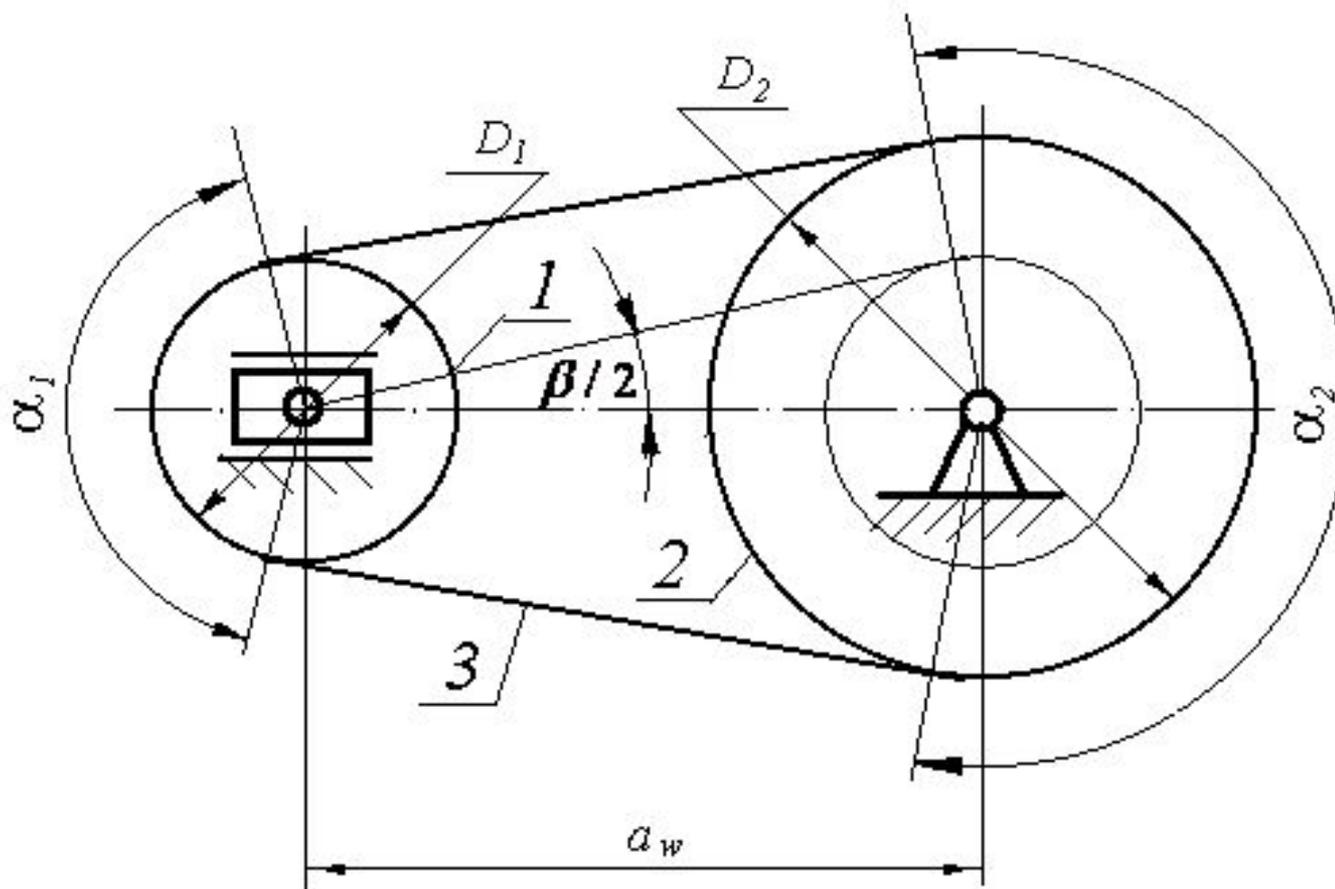


РЕМЕННЫЕ ПЕРЕДАЧИ



- 1 - ведущий шкив;
- 2 - ведомый шкив;
- 3 – ремень.

Рисунок 1 – Схема ременной передачи.

РЕМЕННЫЕ ПЕРЕДАЧИ

Для нормальной работы передачи необходимо предварительное натяжение ремня, обеспечивающее возникновение сил трения на участках контакта (ремень – шкив).

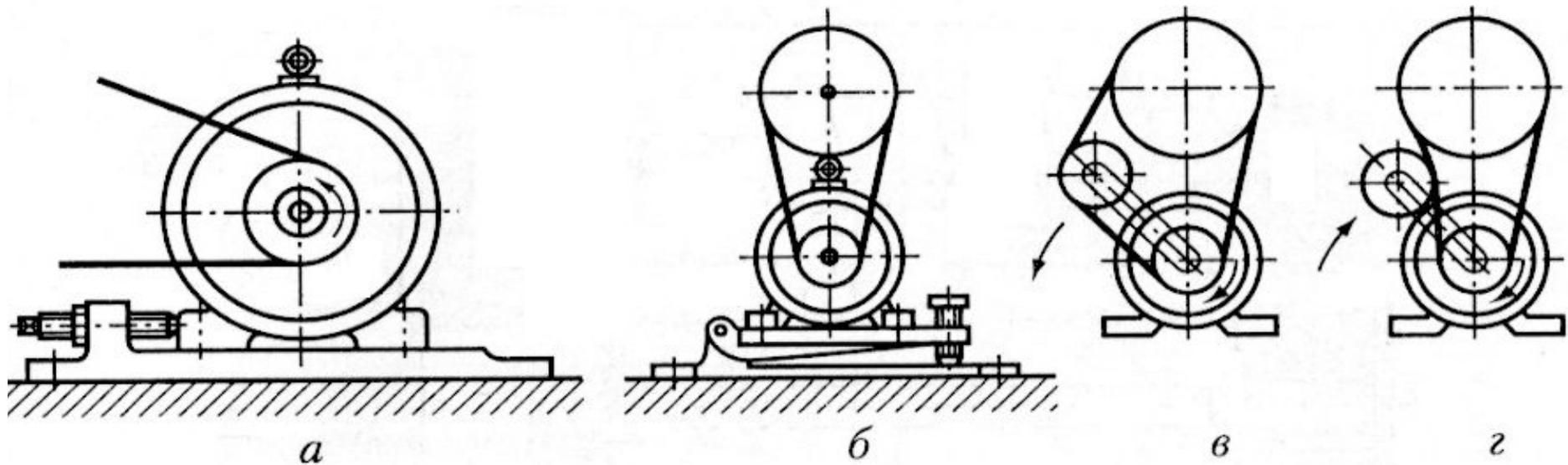


Рисунок 2 – Схемы натяжения ремня.

РЕМЕННЫЕ ПЕРЕДАЧИ

Классификация

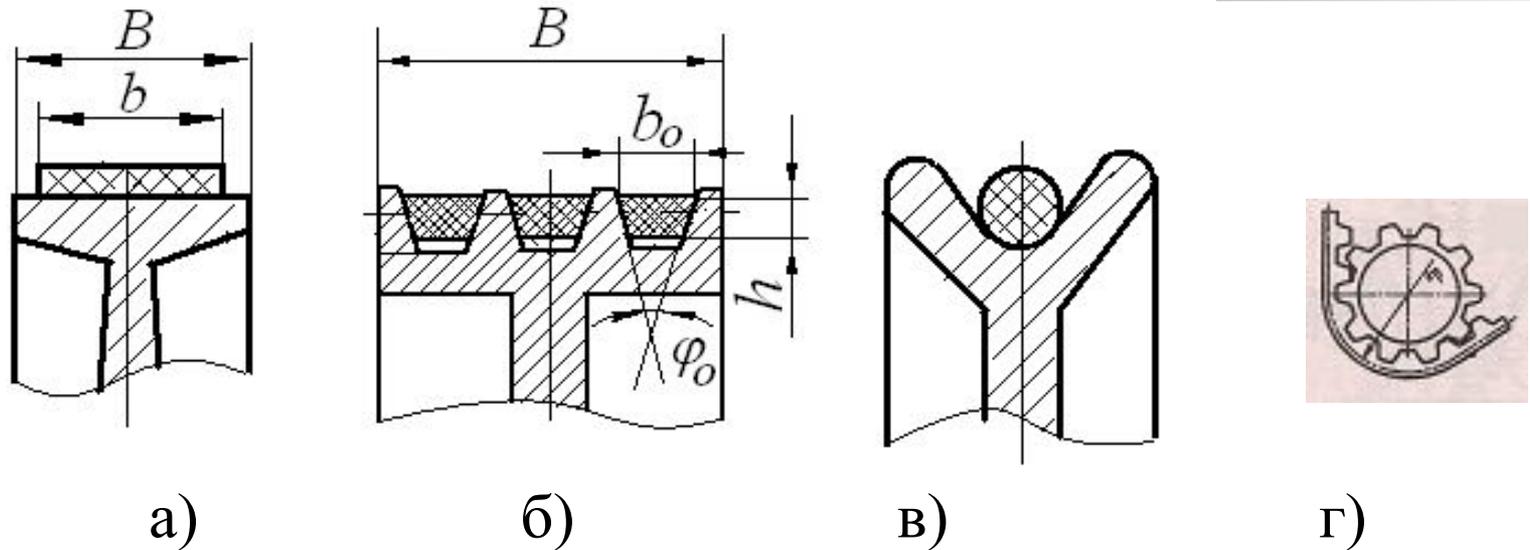


Рисунок 3 – Виды сечения ремня.

По форме сечения ремня:

- а) - плоскоременные;
- б) - клиноременные;
- в) - круглоременные;
- г) - зубчатые ремни.

РЕМЕННЫЕ ПЕРЕДАЧИ

По взаимному расположению осей валов:

- с параллельными осями;
- с перекрещивающимися валами - угловые;
- со скрещивающимися осями.

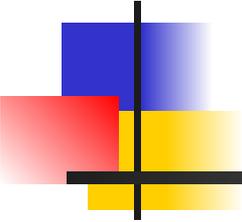
Достоинства:

- а) возможность расположения ведущего и ведомого шкивов на больших расстояниях (что важно, например, для сельскохозяйственного машиностроения);
- б) плавность хода;
- в) бесшумность работы передачи;
- г) способность предохранения передачи от поломок;
- д) возможность работы с большими угловыми скоростями;
- е) простота конструкции.

РЕМЕННЫЕ ПЕРЕДАЧИ

Недостатки:

- а) непостоянство передаточного отношения вследствие проскальзывания ремней;
- б) постепенное вытягивание ремней, их недолговечность;
- в) необходимость постоянного ухода (установка и натяжение ремней, замена при обрыве и т. п.);
- г) сравнительно большие габаритные размеры передачи;
- д) необходимость натяжного устройства.



РЕМЕННЫЕ ПЕРЕДАЧИ

Ремни

Плоские ремни имеют прямоугольное сечение, применяются в машинах, которые должны быть устойчивы к вибрациям. Их получают соединением (накладкой, склеиванием, сшиванием) концов полос ткани (прорезиненной, х/б, шерстяной, капроновой и др.) или кожи.

Промышленность изготавливает прорезиненные ремни трех типов: сечение А – нарезное (до 30 м/с); сечение Б – послойно завернутое (до 20 м/с); сечение В – спирально завернутое (до 15 м/с).

РЕМЕННЫЕ ПЕРЕДАЧИ

Клиновые ремни изготавливают бесконечными с углом клина $\varphi_0 = 40^\circ$ и отношением большого основания к высоте $\frac{b_0}{h} \approx 1,6$ (нормальные ремни) и $\frac{b_0}{h} \approx 1,2$ (узкие ремни). Размеры поперечного сечения (обозначаются *О, А, Б, В, Г, Д, Е* по мере увеличения площади) и длина нормальных ремней определены ГОСТ 12841-80.

Узкие ремни передают в 1,5...2 раза больше мощности, чем нормальные ремни. Выпускаются четыре сечения этих ремней: *УО, УА, УБ, УВ*.

РЕМЕННЫЕ ПЕРЕДАЧИ

Геометрические параметры (рисунок 1):

D_1 и D_2 – диаметры ведущего и ведомого шкивов;

a – межосевое расстояние;

B – ширина шкива;

L – длина ремня;

α – угол обхвата;

β – угол между ветвями.

$$\alpha_1 = 180^\circ - \beta; \quad \sin \frac{\beta}{2} = \frac{D_2 - D_1}{2 \cdot a}.$$

Учитывая, что $\frac{\beta}{2}$ практически не превышает 15° , приближенно принимаем значение синуса равным аргументу:

$$\beta = \frac{D_2 - D_1}{a} (\text{рад}) = 57 \cdot \frac{D_2 - D_1}{a} (\text{град}).$$

РЕМЕННЫЕ ПЕРЕДАЧИ

Тогда

$$\alpha_1 = 180^\circ - 57 \cdot \frac{D_2 - D_1}{a},$$

или

$$\alpha_1 = 180^\circ - 57 \cdot \frac{D_1 \cdot (u - 1)}{a}. \quad (1)$$

Длина ремня определяется как сумма прямолинейных участков и дуг обхвата:

$$L = 2 \cdot a + 0,5 \cdot \pi \cdot (D_2 - D_1) + \frac{(D_2 - D_1)^2}{4 \cdot a}. \quad (2)$$

При заданной длине ремня межосевое расстояние

$$a = \frac{2 \cdot L - \pi \cdot (D_2 - D_1) + \sqrt{[2 \cdot L - \pi \cdot (D_2 - D_1)]^2 - 8 \cdot (D_2 - D_1)^2}}{8}. \quad (3)$$

РЕМЕННЫЕ ПЕРЕДАЧИ

Кинематические параметры

Окружные скорости на шкивах

$$V_1 = \omega_1 \cdot \frac{D_1}{2} = \frac{\pi \cdot D_1 \cdot n_1}{60}; V_2 = \omega_2 \cdot \frac{D_2}{2} = \frac{\pi \cdot D_2 \cdot n_2}{60}. \quad (4)$$

Учитывая упругое скольжение ремня, можно записать $V_2 < V_1$, или

$$V_2 = V_1 \cdot (1 - \varepsilon), \quad (5)$$

где ε - коэффициент скольжения.

Передаточное отношение

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{V_1 \cdot D_2}{V_2 \cdot D_1} = \frac{D_2}{D_1 \cdot (1 - \varepsilon)}. \quad (6)$$

При нормальных рабочих нагрузках $\varepsilon = 0,01 \dots 0,02$. Небольшое значение ε позволяет приближенно принимать

$$u = \frac{D_2}{D_1}. \quad (7)$$

РЕМЕННЫЕ ПЕРЕДАЧИ

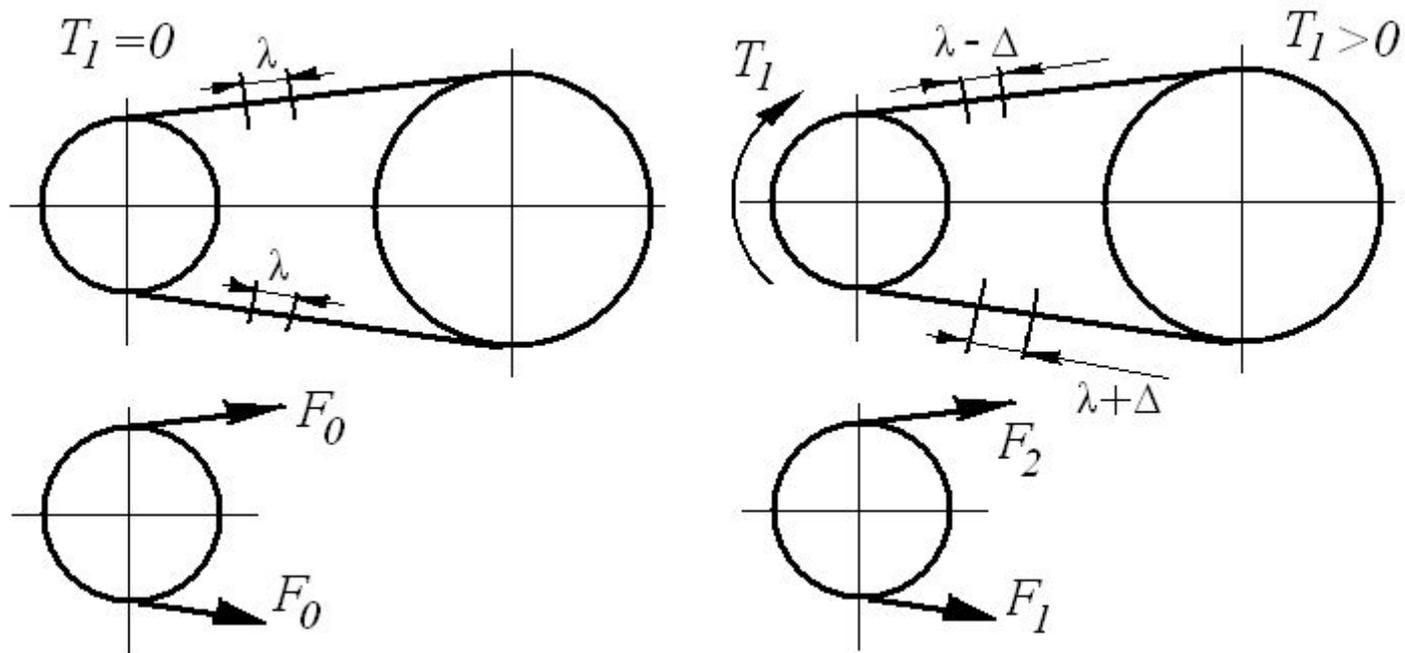


Рисунок 4— Силовое нагружение ветвей ремня.

F_0 - предварительное натяжение ремня;

F_1 и F_2 - натяжение ведущей и ведомой ветвей в нагруженной передаче.

РЕМЕННЫЕ ПЕРЕДАЧИ

По условию равновесия шкива получим

$$T_1 = 0,5 \cdot D_1 \cdot (F_1 - F_2) \text{ или } F_1 = F_0 + \Delta F. \quad (8)$$

Геометрическая длина ремня не зависит от нагрузки и остается неизменной как в ненагруженной, так и в нагруженной передаче (рисунок 5):

$$F_1 = F_0 + \Delta F, F_2 = F_0 - \Delta F$$

или

$$2 \cdot F_0 = F_1 + F_2. \quad (9)$$

Из равенств (8) и (9) следует:

$$F_1 = F_0 + \frac{F_t}{2}, F_2 = F_0 - \frac{F_t}{2}. \quad (10)$$

РЕМЕННЫЕ ПЕРЕДАЧИ

Получили систему двух уравнений с тремя неизвестными: F_0, F_1 и F_2 .

Соотношение натяжение ведущей и ведомой ветвей при работе передачи на границе буксования определяют по уравнению Л. Эйлера:

$$F_1 = F_2 e^{f\alpha}, \quad (11)$$

где e – основание натурального логарифма;

f – коэффициент трения;

α – угол обхвата.

$$F_1 = F_t \cdot \frac{e^{f\alpha}}{e^{f\alpha} - 1}; F_2 = F_t \cdot \frac{1}{e^{f\alpha} - 1}; F_0 = \frac{F_t}{2} \cdot \frac{e^{f\alpha} + 1}{e^{f\alpha} - 1}. \quad (12)$$

РЕМЕННЫЕ ПЕРЕДАЧИ

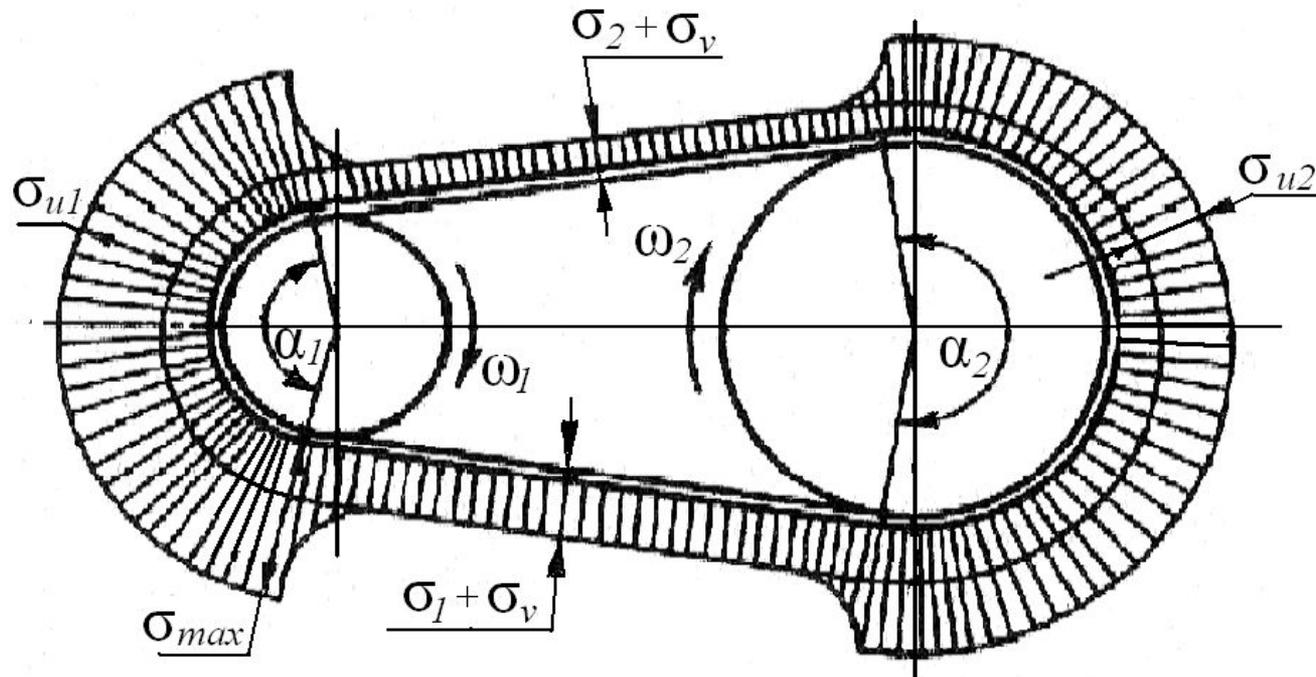


Рисунок 6 – Эпюры напряжений при изгибе ремня.

Максимальные напряжения в ремне равны

$$\sigma_{\max} = \sigma_1 + \sigma_v + \sigma_{1u}. \quad (13)$$

РЕМЕННЫЕ ПЕРЕДАЧИ

Напряжения σ_1 и σ_2 в ветвях ремня от рабочей нагрузки равны

$$\sigma_1 = \sigma_0 + \sigma_t / 2, \quad (14)$$

$$\sigma_2 = \sigma_0 - \sigma_t / 2, \quad (15)$$

где σ_0 - предварительное напряжение в ремне;

σ_t - полезное напряжение.

$$\sigma_0 = F_0 / A$$

где A – площадь поперечного сечения ремня.

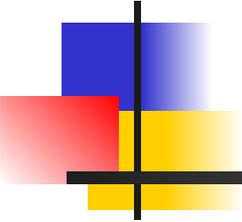
$$\sigma_t = F_t / A.$$

Напряжение σ_v в ремне от действия центробежных сил определяется по известной из сопротивления материалов формуле для напряжений в тонком вращающемся кольце, а именно:

$$\sigma_v = \rho \cdot V^2. \quad (16)$$

$$\sigma_u = E\varepsilon = E y_{\max} / \rho = \frac{E\delta / 2}{D/2 + \delta/2} \approx E\delta / D, \quad (17)$$

РЕМЕННЫЕ ПЕРЕДАЧИ



где σ_u - напряжения изгиба;
 E – модуль упругости материала ремня;
 ε – относительное удлинение ремня;
 ρ – радиус кривизны нейтрального слоя ремня;
 y_{\max} – расстояние от нейтральной оси до наиболее удаленного волокна.

РЕМЕННЫЕ ПЕРЕДАЧИ

Проектирование ременных передач

Расчет плоскоремennых передач

Исходные данные:

1. Мощность на валу ведущего шкива P_1 .
2. Угловые скорости шкивов ω_1 и ω_2 .
3. Условия работы.

Последовательность расчета:

1. В зависимости от условий работы выбирают тип ремня.
2. Определяют минимальный диаметр малого шкива по эмпирической формуле:

$$D_{\min} = (0.052 \dots 0.061) \cdot \sqrt[3]{\frac{P_1}{\omega_1}}, \quad (18)$$

Полученный диаметр округляют до ближайшего стандартного значения по ГОСТ 23831-79.

РЕМЕННЫЕ ПЕРЕДАЧИ

Проектирование ременных передач

3. Определяют окружную скорость ремня V по формуле

$$V = \omega_1 \cdot \frac{D_1}{2} \quad (19)$$

и сопоставляют ее с оптимальной скоростью для выбранного типа ремня. При неудовлетворительном результате изменяют D_1 .

4. Задаются коэффициентом ε и определяют D_2 по формуле (6). Полученный размер округляют до стандартного значения.

5. Уточняют передаточное отношение число по формуле (5).

6. Ориентировочно принимают межосевое расстояние a либо в соответствии с требованиями конструкции, либо в рекомендуемых пределах.

7. Определяют расчетную длину ремня L по формуле (2) и округляют до стандартного значения.

РЕМЕННЫЕ ПЕРЕДАЧИ

Проектирование ременных передач

8. Проверяют передачу на долговечность по числу пробегов ремня по формуле

$$U = \frac{V}{L} \leq [U], \quad (20)$$

где V - скорость ремня в $м/с$; L - длина ремня в $м$; $[U]$ - допустимое число пробегов в секунду.

Если оно выше допустимого, увеличивают длину ремня, т.е. принимают большее значение a .

9. Уточняют межосевое расстояние a по формуле (3).

10. Проверяют угол обхвата α_1 ремнем малого шкива по формуле (1) и при необходимости увеличивают межосевое расстояние a или применяют натяжной ролик.

РЕМЕННЫЕ ПЕРЕДАЧИ

Проектирование ременных передач

11. По рекомендациям задаются отношением δ / D_1 и определяют толщину ремня δ , округляя ее до ближайшего наименьшего стандартного значения.

12. Определяют полезное допускаемое напряжение по формуле:

$$[\sigma_t]_0 = \frac{2\varphi_0\sigma_0}{s}, \quad (21)$$

где φ_0 – оптимальный коэффициент тяги;

σ_0 – предварительное напряжение;

$s = 1, 2 \dots 1, 4$ - коэффициент запаса тяговой способности по буксованию.

РЕМЕННЫЕ ПЕРЕДАЧИ

Проектирование ременных передач

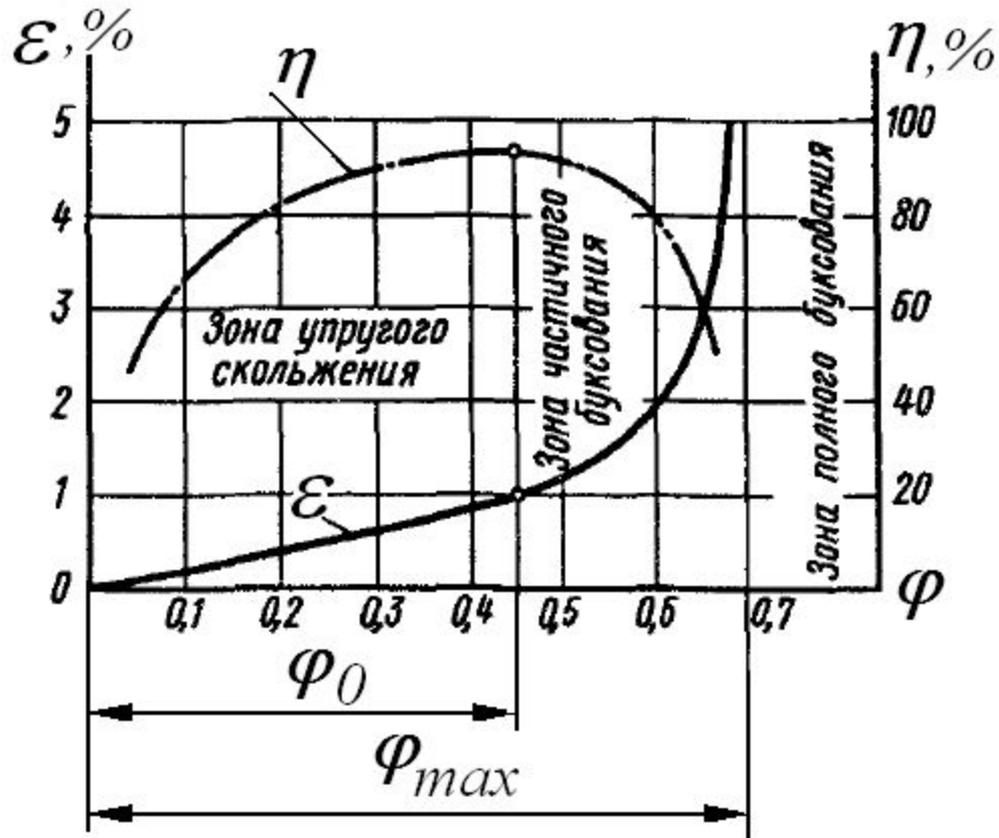


Рисунок 7 - Кривые скольжения.

РЕМЕННЫЕ ПЕРЕДАЧИ

Проектирование ременных передач

13. Вычисляют допускаемые полезные напряжения $[\sigma_t]$ для проектируемой передачи:

$$[\sigma_t] = [\sigma_t]_0 \cdot C_0 \cdot C_\alpha \cdot C_v / C_p, \quad (24)$$

где C_0 – коэффициент, учитывающий тип передачи и ее расположение;

C_α – коэффициент угла обхвата малого шкива;

C_v – коэффициент влияния центробежных сил, зависящий от скорости v ремня;

C_p – коэффициент динамичности и режима.

РЕМЕННЫЕ ПЕРЕДАЧИ

Проектирование ременных передач

14. Определяют окружное усилие $F_t = \frac{2 \cdot T_1}{D_1}$.

15. Из расчета по тяговой способности определяют требуемую площадь поперечного сечения ремня $A = \frac{F_t}{[\sigma_t]}$ и его ширину b , округляя до ближайшего большего стандартного значения.

16. Находят усилие предварительного натяжения ремня

$$F_0 = A \cdot \sigma_0 = \delta \cdot b \cdot \sigma_0.$$

РЕМЕННЫЕ ПЕРЕДАЧИ

Расчет клиноременных передач

1. Проектный расчет клиноременной передачи начинают с выбора сечения ремня по заданной передаваемой мощности и частоте вращения малого шкива с помощью графиков (рисунок 8): при мощностях до 2 кВт применяют сечение О, а сечение Е – при мощностях свыше 200 кВт.

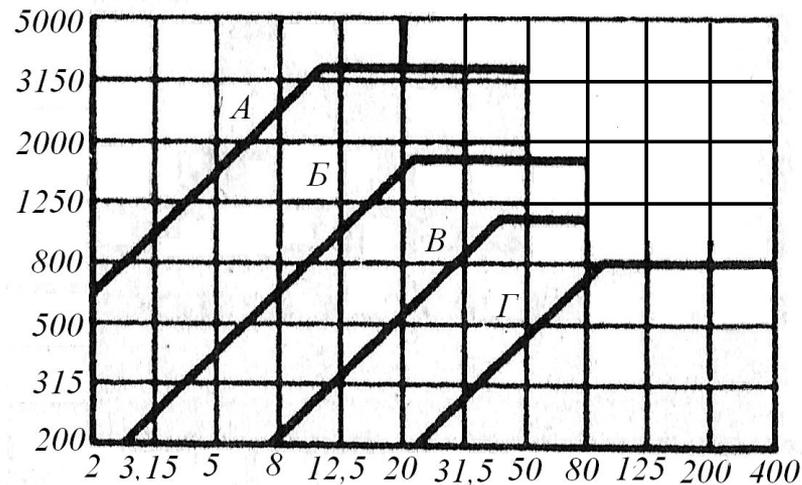


Рисунок 8 – К выбору сечения ремня

РЕМЕННЫЕ ПЕРЕДАЧИ

Далее определяется расчетный диаметр малого шкива. Минимальные значения диаметров D_{\min} малого шкива следующие:

Сечение ремня	О	А	Б	В	Г	Д	Е
D_{\min} , мм.....	63	90	125	200	315	500	800

Вышеприведенные значения расчетных диаметров малого шкива обеспечивают минимальные габариты передачи, но с увеличением этого диаметра возрастают тяговая способность и КПД передачи, а также долговечность ремней. При отсутствии жестких требований к габаритам передачи расчетный диаметр D_1 малого шкива следует принимать больше минимально допустимого значения. Диаметр D_2 большого шкива определяют из формулы (6).

РЕМЕННЫЕ ПЕРЕДАЧИ

2. Далее определяют окружную скорость V ремня по формуле (4).

3. Межосевое расстояние a предварительно определяют по условию

$$0.55 \cdot (D_1 + D_2) + h < a < 2 \cdot (D_1 + D_2), \quad (25)$$

где h – высота сечения ремня.

Следует помнить, что с увеличением межосевого расстояния долговечность ремней увеличивается.

4. Расчетная длина ремня L_p вычисляется по формуле

$$L_p = 2 \cdot a + \pi \cdot (D_1 + D_2) / 2 + (D_2 - D_1)^2 / (4a), \quad (26)$$

и округляют до ближайшей стандартной длины.

РЕМЕННЫЕ ПЕРЕДАЧИ

5. Определяют окончательное межосевое расстояние a в зависимости от принятой стандартной расчетной длины ремня:

$$a = 0.25 \left[(L - w) + \sqrt{(L - w)^2 - 8y} \right], \quad (27)$$
$$w = \pi(D_1 + D_2)/2, \quad y = (D_2 - D_1)^2 / 4.$$

6. Угол обхвата α_1 на малом шкиве вычисляют по формуле (1).

7. Мощность P_p , передаваемая одним ремнем, рассчитывается по формуле

$$P_p = P_0 C_\alpha C_L / C_p, \quad (28)$$

РЕМЕННЫЕ ПЕРЕДАЧИ

где P_0 – номинальная мощность, передаваемая одним ремнем (определяется по таблицам ГОСТа).

C_α – коэффициент угла обхвата:

α_1^0	180	160	140	120	90
--------------------	-----	-----	-----	-----	----

C_α	1,0	0,95	0,89	0,82	0,68;
------------------	-----	------	------	------	-------

C_L – коэффициент длины ремня, зависящий от отношения $\frac{L}{L_p}$.

8. Определяют число Z ремней по формуле

$$Z = P / (C_z P_p), \quad (29)$$

где P – передаваемая мощность на ведущем валу;

C_z – коэффициент, учитывающий число ремней в комплекте, вводится при $Z > 2$.

РЕМЕННЫЕ ПЕРЕДАЧИ

9. Нагрузка на вал клиноременной передачи

$$R = 2 \cdot F_0 \cdot z \cdot \sin(\alpha_1 / 2), \quad (30)$$

где F_0 – натяжение ветви одного ремня;

α – угол обхвата малого шкива.

Величину F_0 натяжения ветви одного ремня вычисляют по формуле

$$F_0 = \frac{0.85 \cdot P \cdot C_p \cdot C_z}{Z \cdot V \cdot C_\alpha} + F_v, \quad (31)$$

где V – окружная скорость ремня.