

Содержание:

1. Критерии работоспособности и расчета ременных передач
2. Кинематика ременной передачи.
3. Основные геометрические зависимости в ременных передачах.
4. Силы и напряжения в ремнях.
5. Суммарные напряжения в ремне.
6. Контрольные вопросы.

1. Критерии работоспособности и расчета ременных передач

Основные критерии расчета ременных передач:

- 1) Тяговая способность или прочность сцепления ремня со шкивом.
- 2) Долговечность ремня.

В настоящее время основным является расчет ременных передач по тяговой способности. Ремни, рассчитанные по этому критерию – в обычных условиях эксплуатации обеспечивают минимально необходимую долговечность работы.

Расчет на долговечность находится в стадии формирования и уточнения.

2. Кинематика ременной передачи

Работа упругого ремня – вызывает упругие скольжения. Ведущая и ведомая ветвь различно растянуты.

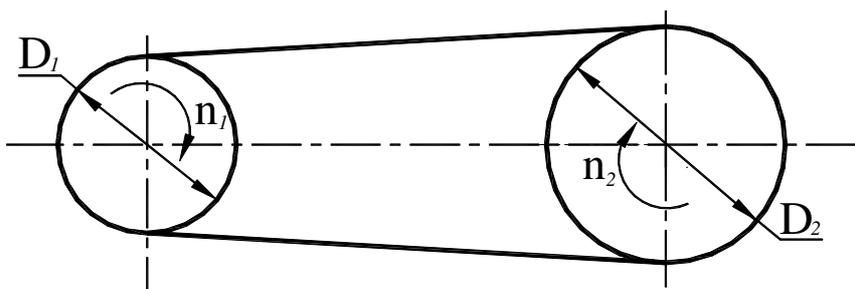


Рис. 5.1 Схема ременной передачи

скольжение по шкиву.

При переходе участков ремня от одной ветви к другой по шкивам – происходит изменение их удлинения, а следовательно – упругое

Скольжение происходит не по всей дуге обхвата α , а на некоторой дуге скольжения $\beta \leq \alpha$. По мере роста нагрузки дуга скольжения β растет от 0 до α , после достижения $\beta = \alpha$ начинается буксование.

Окружные скорости шкивов:

$$V_1 = \frac{\pi D_1 \cdot n_1}{60 \cdot 1000}; \quad V_2 = \frac{\pi D_2 \cdot n_2}{60 \cdot 1000}$$

(D – в мм; n – в об/мин.)

Из-за неизбежного скольжения $V_2 < V_1$

Тогда $V_2 = (1 - \xi)V_1$,

где ξ – относительное скольжение = (0,01-0,02).

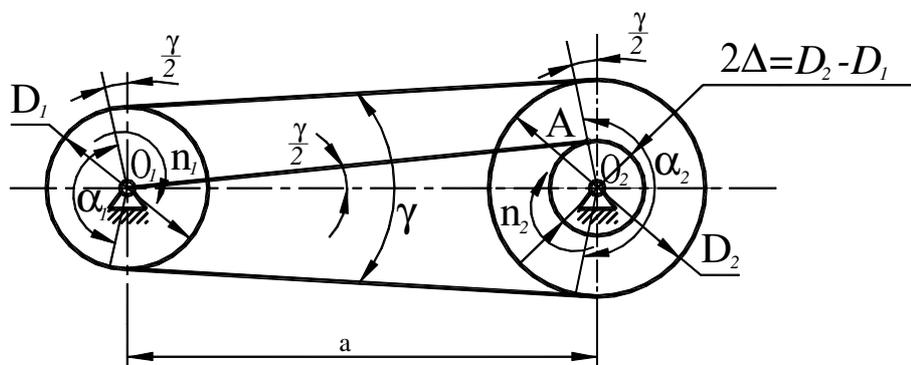
Отсюда истинное передаточное отношение ременной передачи

$$u = \frac{n_1}{n_2} = \frac{D_2}{D_1(1 - \xi)}$$

Для расчетов могут быть рекомендованы следующие значения относительного скольжения (ξ)

Прорезиненные, текстильные ремни	– 0,01
Кожаные ремни	– 0,015
Кордтанковые клиновые ремни	– 0,02
Кордшнуровые клиновые ремни	– 0,01

3. Основные геометрические зависимости в РП.



Дано: $D_1, D_2, a(L)$

Найти: $\varphi, \alpha_1, \alpha_2, L(a)$

1) Определим

$$\sin \frac{\gamma}{2} = \frac{\Delta}{a} = \frac{D_2 - D_1}{2a}, \text{ отсюда}$$

да определим γ .

Т.к. часто γ небольшое, то

можно принять $\frac{\gamma}{2} \approx \frac{\Delta}{a}$;

Рис. 5.2 Схема ременной передачи для геометрического расчета

$$\gamma \approx \frac{D_2 - D_1}{a}.$$

2) Определим углы обхвата α_1 и α_2

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

Рекомендуется для плоскоремennых передач $\alpha_1 \geq 150^\circ$

клиноремennых передач $\alpha_1 \geq 120^\circ$

$$\alpha_2 = 180^\circ + \gamma^\circ = 180^\circ + \frac{D_2 - D_1}{a} 57^\circ.$$

3) Определим длину ремня

Длина ремня L равна сумме длин дуг обхвата на обоих шкивах и плюс две длины наклонного участка.

После преобразований получим

$$L = \pi \frac{D_2 + D_1}{2} + a \left[2 + \left(\frac{D_2 - D_1}{2a} \right)^2 \right].$$

Обозначим:

$$\frac{D_1 + D_2}{2} = D_{cp}, \quad \frac{D_2 - D_1}{2} = \Delta.$$

Тогда $L = \pi D_{cp} + 2a + \frac{\Delta^2}{a}.$

Решив это квадратное уравнение относительно a

$$2a^2 + a(\pi D_{cp} - L) + \Delta^2 = 0,$$

$$a^2 + \frac{1}{2}(\pi D_{cp} - L)a + \frac{1}{2}\Delta^2 = 0,$$

получим

$$a = \frac{1}{4} \left[(L - \pi D_{cp}) + \sqrt{(L - \pi D_{cp})^2 - 8\Delta^2} \right].$$

Отсюда можно найти a , если известно L .

Окончательно межосевое расстояние равно:

$$a = \frac{1}{4} \left[\left(L - \pi \frac{D_1 + D_2}{2} \right) + \sqrt{\left(L - \pi \frac{D_1 + D_2}{2} \right)^2 - 2(D_2 - D_1)^2} \right]$$

При расчетах L и a необходимо оперировать расчетными диаметрами шкивов по нейтральному слою ремня

$$D_{расч} = D + \delta.$$

4. Силы и напряжения в ремнях

Полезная нагрузка ремня

$$F_t = \frac{2T_1}{D_1}.$$

Напряжение от окружной силы F_t

$$\sigma = \frac{F_t}{A} = \frac{F_t}{b \cdot \delta}.$$

Начальное натяжение F_0 выбирают по σ_0 .

Для плоских прорезиненных и х/б ремней $\sigma_0=1,8 \div 2,0$ МПа.

Для клиновых ремней $\sigma_0=1,2 \div 1,6$ МПа.

Тогда $F_0 = \sigma_0 A$.

Соотношение между F_1 и F_2 определяется по формуле Эйлера, выведенной для идеальной нити (нерастяжимой, невесомой, абсолютно гибкой).

$$F_1 \leq F_2 \cdot e^{f\alpha}.$$

Очевидно, что

$$F_1 - F_2 = F_t,$$

$$F_1 + F_2 = 2F_0.$$

Тогда

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

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

Напряжения в ведущей и ведомой ветвях

$$\sigma_1 = \frac{F_1}{A}; \quad \sigma_2 = \frac{F_2}{A}.$$

Центробежная сила вызывает центробежные напряжения ($\rho \approx 1,0 \quad 10g \approx 100$).

$$\sigma_u = \frac{\rho V^2}{10g} = \frac{V^2}{100},$$

где ρ - плотность ремня,

При изгибе ремня толщиной δ на шкиве с диаметром D относительно удлинения наружных волокон равны $\varepsilon = \frac{\delta}{D}$, тогда при модуле упругости E $\sigma_u = E \cdot \varepsilon = E \frac{\delta}{D}$.

5. Суммарные напряжения в ремне

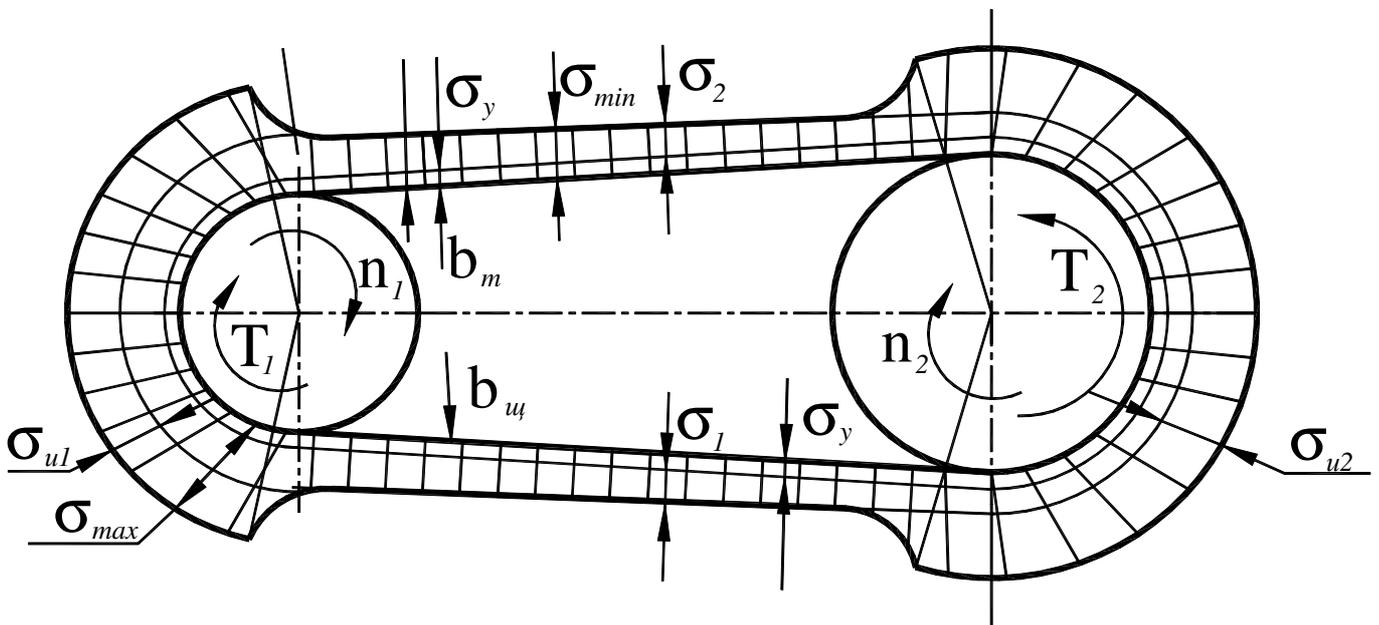


Рис. 5.3 Эпюра суммарных напряжений в ремне

Минимальные напряжения на ведомой ветви

$$\sigma_{min} = \frac{S_2}{F} + \sigma_u.$$

Минимальные напряжения на дуге покоя ведущего шкива

$$\sigma_{max} = \frac{S_1}{F} + \sigma_{u1} + \sigma_u.$$

6. Контрольные вопросы

1. Основной критерий работоспособности ?
2. Как определить передаточное отношение РП ?

3. Какими должны быть минимальные углы обхвата в РП ?
4. Как определить межосевое расстояние в РП ?
5. Формула Эйлера ?
6. Где возникают максимальные напряжения в ремне ?
7. Как определить напряжения изгиба в ремне ?