

Тема: Расчет плоскоременных передач по тяговой способности

Содержание:

1. Расчет плоскоременных передач по тяговой способности.
2. Долговечность ремней.
3. Расчет клиноременных передач.
4. Силы действующие на валы и опоры ременных передач.
5. Порядок проектного расчета ПРП.
6. Порядок проектного расчета КРП.
7. Расчет поликлиновых ремней.
8. Зубчатоременные (общие сведения).
9. Контрольные вопросы.

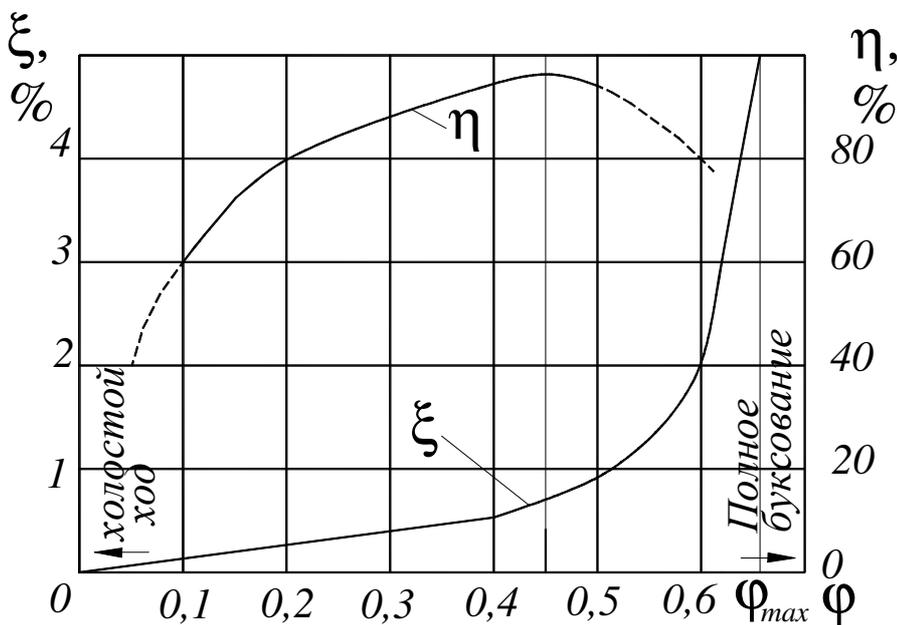
1. Расчет плоскоременных передач по тяговой способности

Рис. 6.1 Кривые скольжения и КПД

Расчет основан на кри-

вых скольжения.

φ – коэффициент тяги.

ξ – относительное скольже-

ние

$$1) \xi = \frac{V_2 - V_1}{V_1} \cdot 100 \%$$

$$2) \varphi = \frac{F_t}{F_1 + F_2} = \frac{F_t}{2F_0} = \left(\frac{\sigma}{2\sigma_0} \right).$$

Кривые получают экспери-

ментально при $F_0 = const$, а

F_t увеличивают. До некоторого значения φ_k (называется критическим коэффициентом тяги) скольжение упругое – прямолинейный участок. При дальнейшем росте F_t возникает дополнительное проскальзывание и суммарное скольжение возрастает скорее, чем

нагрузка. φ_{max} – предельные значения коэффициента тяги, при котором наступает буксование. КПД вначале растет и при φ_k достигает максимума η_{max} .

Не следует допускать переход через значение φ_k при работе РП (только при кратковременных перегрузках), т.к. работа в этой области связана с повышенным износом ремня ($\varphi_k=0,4-0,6$ для разных типов ремней).

Отношение $\frac{\varphi_{max}}{\varphi_k}$ – характеризует способность передач к перегрузкам.

Кожаные и шерстяные ремни имеют $\frac{\varphi_{max}}{\varphi_k}=1,35\div 1,5$

Хлопчатобумажные $\frac{\varphi_{max}}{\varphi_k}=1,25\div 1,4$

прорезиненные $\frac{\varphi_{max}}{\varphi_k}=1,15\div 1,3$

Допускаемое полезное напряжение в ремне $[\sigma]$

Устанавливается на основе экспериментальных кривых скольжения.

При $\sigma_0=1,8$ МПа; $\frac{\delta}{D} = \frac{1}{25}$; $V = 10$ м/с; $\alpha=180^\circ$ ($u=1$) допускаемое (приведенное) полез-

ное напряжение $[K_0]$ равно:

прорезиненные ремни $[K_0]^*= 2,1$ МПа

кожаные $[K_0]= 1,7$ МПа

х/б $[K_0]= 1,5$ МПа

шерстяные $[K_0]= 1,2$ МПа.

Экспериментально установлено влияние на $[K]$ таких величин, как $\frac{\delta}{D}$, σ_0 , α , V .

Влияние этих параметров и условий работы учитывают корректирующими коэффициентами

$$[K]=[K_0]\cdot C,$$

где $C = C_0 \cdot C_\delta \cdot C_\alpha \cdot C_V$.

Для определения коэффициентов существуют рекомендации в виде эмпирических формул и таблиц:

C_0 – учитывает условия натяжения ремня и расположения передачи. ($C_0=0,8-1,0$).

C_δ – учитывает влияние $\frac{\delta}{D}$

C_α – учитывает влияние угла обхвата

C_v – учитывает влияние скорости.

По $[K]$ определяются полезная окружная сила F_t и мощность P , передаваемая РП.

$$F_t = \frac{A[K_0] \cdot C}{K},$$

где K – коэффициент динамичности нагрузки и режима работы ($K=1-1,6$).

$$P = \frac{V \cdot A[K_0] \cdot C}{K}.$$

Или, если задано P и N , можно найти потребную площадь сечения ремня

$$A = \frac{KF_t}{[K_0] \cdot C} = \frac{KP}{V[K_0]C}.$$

2. Долговечность ремней

Ремень – наименее долговечный элемент передачи, особенно при больших скоростях передачи.

Экспериментальные данные для расчета на долговечность еще не накоплены, поэтому пока ограничиваются поправками к расчетам по тяговой способности и проверкой частоты пробегов ремня в секунду v

$$v = \frac{V}{L} \leq v_{max}.$$

3. Расчет клиноременных передач

Расчет производится по тяговой способности подобно расчету плоскоремненной передачи, только не по полезным напряжениям, а непосредственно по полезной нагрузке, т.к. количество профилей сечений клиновых ремней ограничено.

Существуют таблицы значений допускаемых полезных нагрузок P_0 на ремень в зависимости от σ_0 и D_1 для всех семи типоразмеров сечений клиновых ремней. Эти значения справедливы для следующих условий: $V = 10$ м/с, $u = 1$ ($\alpha = 180^\circ$).

В условиях, отличных от указанных, вводят корректирующие коэффициенты из таблиц

$$C = C_\alpha \cdot C_V.$$

По сравнению с плоскоременной передачей C_0 и C_δ здесь не нужны.

Из соотношения

$$P = \frac{Z \cdot P_0 \cdot C}{K}$$

получим число ремней

$$Z = \frac{KP}{CP_0}.$$

Рекомендуется брать Z не более 8-12 штук, и лишь в исключительных случаях (при точном подборе ремней по длине и при жестких валах) можно взять $Z \approx 20$ штук.

4. Силы, действующие на валы и опоры в РП

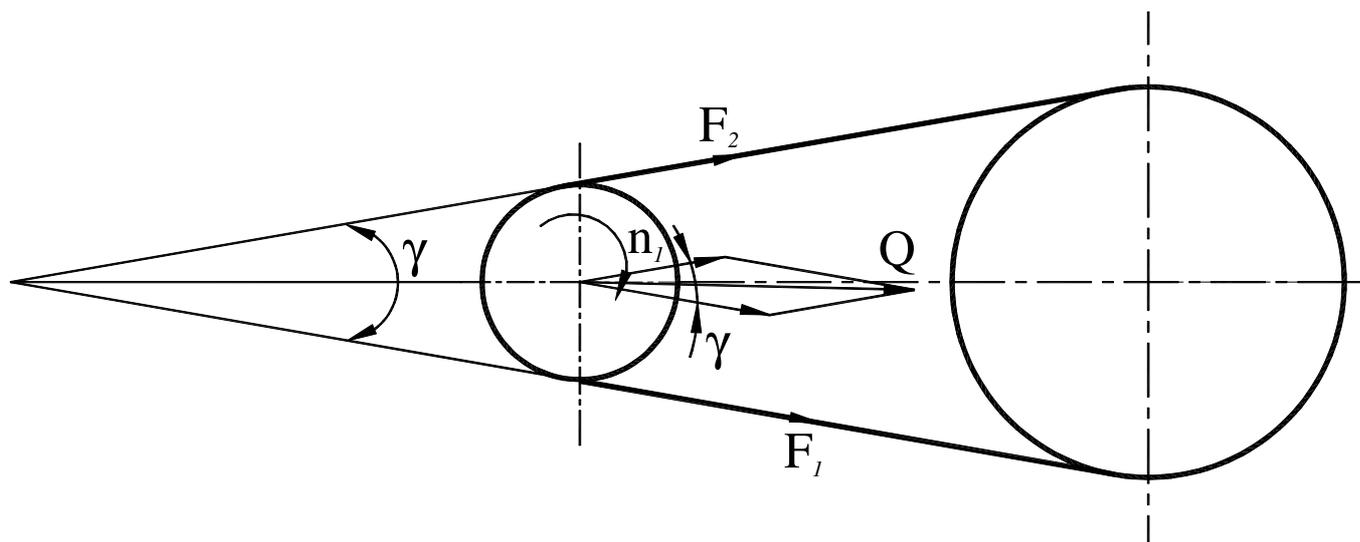


Рис. 6.2 Схема сил, действующих на валы в ременных передачах

Силы необходимо знать для расчета шкивов, валов, опор. Центробежные силы, как правило, не учитывают.

Если $\gamma = 0$ (≈ 0) $Q = 2F_0 = F_1 + F_2 = 2\sigma_0 A$

Если $\gamma \neq 0$ $Q = \sqrt{F_1 + F_2 + 2F_1F_2 \cdot \cos \gamma}$

6. Порядок проектного расчета ПРП

Дано P_1, n, u .

1. Выбрать тип ремня (по условиям работы).

2. Определить диаметры шкивов: $D_1 = (1100 \div 1300) \sqrt[3]{\frac{R}{n_1}}$

Проверить скорость ремня $V = \frac{\pi D_1 n_1}{60 \cdot 1000}$ и скорректировать D_1

$$D_2 = D_1 \cdot u(1 - \xi).$$

3. Выбрать a - по конструктивным соображениям (есть рекомендации).

4. Проверить α_1 .

5. По тяговой способности определить $A_{\text{ремня}} \rightarrow \delta, V_{\text{ремня}}$ путем последовательных приближений, задаваясь отношением $\frac{\delta}{D}$.

6. Определяют силы, действующие на валы передачи.

6. Порядок проектного расчета КРП

1. Выбрать профиль ремня по таблице

О – Е

быстроходный ← → тихоходный

2. Определить D_1 по таблице. Проверить V и D_2 .

3. a - из конструктивных соображений. Есть рекомендации.

4. L ремня определить и округлить до ближайшего стандарта.

5. Проверить частоту пробегов ремня, и, если надо, то увеличить L или диаметра шкивов.

6. Пересчитать a по L .

7. Определить α_1 .

8. По тяговой способности определить Z .

9. Определить силы, действующие на валы.

7. Расчет поликлиновых ремней

1. Предварительно выбирается сечение ремня (К, Л, М) – по таблице, где имеются размеры сечения, диапазон длин, число ребер (от 2 до 50), допустимый D_{min} и T_1 .

2. Выбирается $D_1 = a\sqrt{T_1}$ (эмпирическая формула).

3. Окружное усилие, которое может передавать ремень с 10 ребрами при $\alpha_{1,2}=180^\circ$; $u=1$ и L_0 определяется из расчета на долговечность по формуле

$$F_{t10} = \frac{C_1}{V^{0.09}} - \frac{C_2}{D_1} - C_3V^2, \text{ где } V - \text{ м/с; } D_1 - \text{ м; коэффициенты } C_1, C_2, C_3 - \text{ выбирай по}$$

таблице;

$$\frac{C_1}{V^{0.09}} - \text{ учитывает полезную нагрузку;}$$

$$\frac{C_2}{D_1} - \text{ учитывает изгиб;}$$

C_3V - учитывает центробежные силы.

$$0.09 = \frac{1}{m}, \text{ где } m - \text{ показатель степени усталостной кривой } (m \approx 11).$$

4. При реальных условиях, поликлиновой ремень может передавать допускаемую нагрузку:

$$[F_t]_{10} = \frac{1}{K} \left(F_{t10} \cdot C_\alpha \cdot C_L + \frac{\Delta T}{D_1} \right)$$

где K – коэффициент динамичности $K=1,0 \div 1,6$.

C_α - учитывает обличие угла обхвата от 180° по таблице.

C_L - учитывает влияние длины ремня (т.е. числа пробегов в секунду) - в отличие от L_0 по таблице.

ΔT – поправка, учитывающая влияние изгиба на большом шкиве – по таблице.

5. Необходимое число ребер ремня

$$Z_p = \frac{10F_t}{[F_t]_{10}}.$$

8. Зубчатоременные (общие сведения)

Достоинства: (в сравнении с РП) малые габариты, отсутствие скольжения, увеличение u до 12 (20), высокий η , малая вытяжка, уменьшение силы на валы и опоры.

КПД в пределах $\eta=0,92-0,98$; реализуемая мощность до 200 кВт (750).

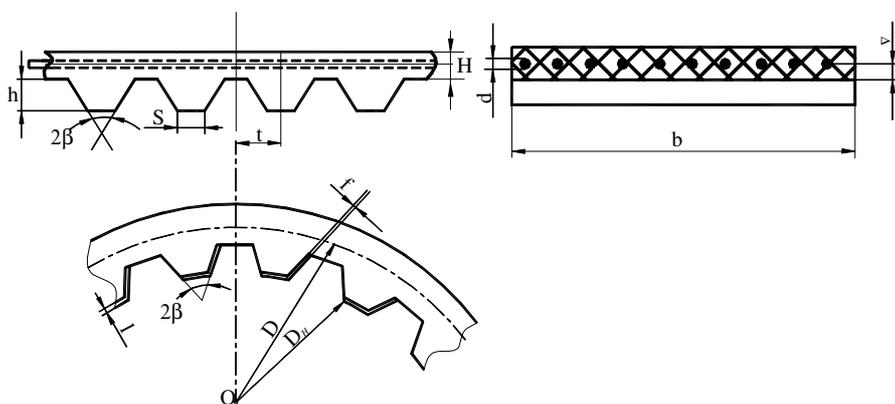


Рис. 6.3 Зубчатый ремень

Несущий слой – стальные тросики или стекловолокнистые. Остальное – резина или полиуретановый каучук.

Основной параметр передачи – модуль $m = \frac{t}{\pi}$ (как и у зубчатой передачи). Форма зубьев – трапецевидная.

Параметры передачи:

$h=0,6m$; $S=m$; $2\beta=50^\circ$; $H=(m+1)$ мм.

D – диаметр делительной окружности.

9. Контрольные вопросы

1. Что такое коэффициент тяги ?
2. Как определить толщину ремня в ПРП ?
3. Как определить число ремней в КРП ?
4. Какая сила нагружает опоры ?
5. Порядок расчета ПРП ?
6. Порядок расчета КРП ?
7. Как учитываются центробежные силы при расчете РП ?
8. Расчет ремней на долговечность ?
9. Достоинства зубчатоременных передач ?