

7. РАСЧЕТ ПЛОСКОРЕМЕННОЙ ПЕРЕДАЧИ

В рассматриваемой приводной станции указана клиноременная передача. Расчет плоскоремленной передачи производим как один из вариантов.

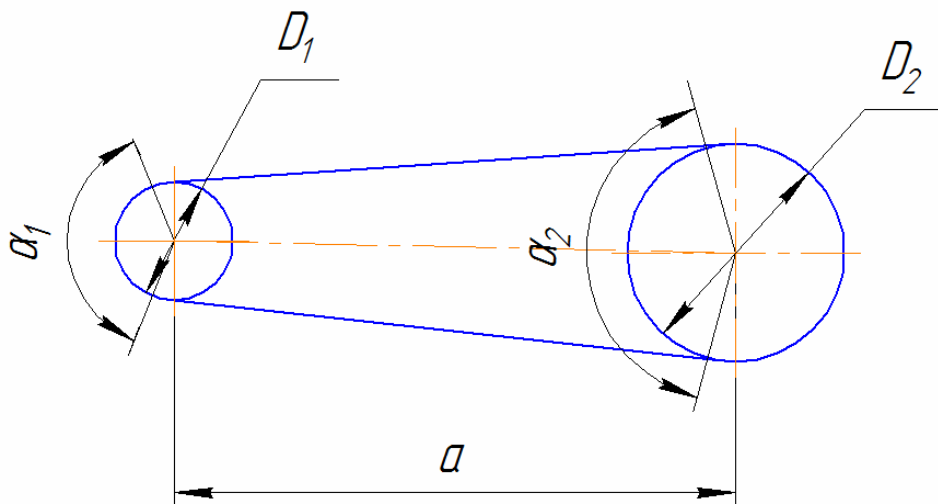


Рис.7.1. Схема плоскоремленной передачи.

Исходные данные принимаются из кинематического расчета:

1. Мощность на валу ведущего шкива $P_1=5.5$ кВт
2. Передаточное число $U=2$
3. Частота вращения ведущего шкива $n_1=2880$ мин⁻¹
4. Передача работает с незначительными (2...3%) перегрузками.

7.1. Диаметр ведущего шкива определяем по формуле Саверина:

$$D_1 \approx (110...120) \cdot \sqrt[3]{\frac{P_1}{n_1}},$$

где P_1 - мощность, Вт.

$$D_1 \approx (110...120) \cdot \sqrt[3]{\frac{5,5 \cdot 10^3}{2880}} = 136...149 \text{ мм}.$$

Принимаем ближайший больший диаметр $D=160$ мм, ГОСТ17383-73.

7.2. Определяем диаметр ведомого шкива

$$D_2 = D_1 \cdot u \cdot (1 - \varepsilon) = 160 \cdot 2 \cdot (1 - 0,01) = 317 \text{ мм},$$

где ε - относительное скольжение, для плоскоременной передачи можно принять $\varepsilon = 0,01$.

Принимаем $D_2 = 320\text{мм}$, *ГОСТ17383-73*

Уточняем передаточное число

$$u' = \frac{D_2}{D_1 \cdot (1 - \varepsilon)} = \frac{320}{160 \cdot (1 - 0,01)} = 2,02$$

$$\text{Ошибка } \Delta u = \frac{u - u'}{u} \cdot 100\% = \frac{2 - 2,02}{2} \cdot 100\% = 1\% ,$$

допускается отклонение передаточного числа от номинального $[\Delta u] = \pm 3\%$

Условие $\Delta u = 1\% \leq [\Delta u] = 3\%$ выполняется.

7.3. Скорость ремня определяется по диаметру шкива и его частоте вращения

$$V = \frac{\pi \cdot D_1 \cdot n_1}{60} ,$$

где D_1 - диаметр шкива в метрах;

n_1 – частота вращения в мин^{-1}

$$V = \frac{\pi \cdot 0,160 \cdot 2880}{60} = 24 \text{ м/с}$$

7.4. Вычисляем окружное усилие

$$F_t = \frac{P_1}{V} = \frac{5,5 \cdot 10^3}{24} = 229 \text{ Н}$$

7.5. Определяем допускаемое рабочее полезное напряжение (удельное окружное усилие на единицу площади поперечного сечения).

$$[K] = K_0 \cdot C_0 \cdot C_\alpha \cdot C_V \cdot C_p ,$$

где K_0 - допускаемое исходное полезное напряжение для горизонтальной передачи при напряжении от предварительного натяжения $\sigma_0 = 1,8 \text{ МПа}$ и отношении

$$\frac{\delta}{D_1} = \frac{1}{40} ;$$

принимаем $K_0 = 2,25 \text{ МПа}$ для прорезиненного ремня [4];

C_0 - коэффициент, учитывающий расположение передачи; при наклоне до 60° ,

$C_0 = 1$. [4, стр.62];

C_α - коэффициент учитывает влияние угла обхвата малого шкива

$$\alpha_1 = 180^\circ - 60^\circ \cdot \frac{D_2 - D_1}{a},$$

где a – межосевое расстояние ,

$$a = (1,5...2) \cdot (D_1 + D_2) = (1,5...2) \cdot (160 + 320) = (720...960) \text{ мм},$$

Принимаем, $a = 950$ мм.

$$\alpha_1 = 180^\circ - 60^\circ \cdot \frac{320 - 160}{950} = 170^\circ > [\alpha_1] \geq 150^\circ;$$

где $[\alpha_1]$ - минимально допустимый угол обхвата для плоскоременной передачи

$$C_\alpha = 1 - 0,003 \cdot (180 - \alpha_1) = 1 - 0,003 \cdot (180^\circ - 170^\circ) = 0,97;$$

C_v - коэффициент учитывает влияние скорости

$$C_v = 1,04 - 0,0004 \cdot v^2 = 1,04 - 0,0004 \cdot 24^2 = 0,81;$$

C_ρ - учитывает условия эксплуатации передачи для привода конвейеров:

скребковых конвейеров $C_\rho = 0,8$; винтовых $C_\rho = 0,8$; пластинчатых $C_\rho = 0,9$;

ленточных $C_\rho = 1,0$.

Принимаем $C_\rho = 0,8$.

$$[K] = 2,25 \cdot 1 \cdot 0,97 \cdot 0,81 \cdot 0,8 = 1,41 \text{ МПа}.$$

7.6. Определяем необходимую площадь поперечного сечения ремня

$$A = v \cdot \delta = \frac{F_t}{[K]} = \frac{229}{1,41} = 162 \text{ мм}^2,$$

где v - ширина ремня, мм;

δ - толщина ремня, мм

7.7. Определяем толщину ремня из условия

$$\frac{\delta}{D_1} \leq \frac{1}{40}; \quad [\delta] \leq \frac{D_1}{40} = \frac{160}{40} = 4 \text{ мм}.$$

Толщина одной прокладки с прослойкой составляет $\delta_1 = 1,5$ мм для прорезиненного ремня.

Число прокладок $3 \div 5$, принимаем $Z_{np} = 3$, тогда $\delta = Z_{np} \cdot \delta_1 = 3 \cdot 1,5 = 4,5$ мм.

7.8. Необходимая ширина ремня составит:

$$e = \frac{A}{\delta} = \frac{162}{4,5} = 36 \text{ мм}.$$

Принимаем ремень типа А (нарезной), шириной $e = 40 \text{ мм}$ [4]

7.9. Расчетная длина ремня вычисляется в зависимости от диаметров шкивов и межосевого расстояния:

$$L = 2 \cdot a + \frac{\pi}{2} \cdot (D_1 + D_2) + \frac{(D_2 - D_1)^2}{4 \cdot a};$$

$$L = 2 \cdot 950 + \frac{\pi}{2} \cdot (160 + 320) + \frac{(320 - 160)^2}{2 \cdot 950} = 2667 \text{ мм}.$$

7.10. Проверяем работоспособность передачи по числу пробегов:

$$v = \frac{V}{L} \leq [v] = 5 \text{ с}^{-1}, \quad v = \frac{24}{2,67} = 9 \text{ с}^{-1},$$

где V – скорость ремня, м/с,

L – длина ремня, м,

$[v]$ – допустимое число пробегов ремня для плоскоремненной передачи

Поэтому увеличиваем длину ремня до $L = 4800 \text{ мм}$, тогда $v = \frac{24}{4,8} = 5 \text{ с}^{-1}$.

Уточняем значение межосевого расстояния :

$$a = \frac{1}{8} \cdot \left\{ 2 \cdot L - \pi \cdot (D_2 + D_1) + \sqrt{[2 \cdot L - \pi \cdot (D_2 + D_1)]^2 - 8 \cdot (D_2 - D_1)^2} \right\} = \\ = \frac{1}{8} \cdot \left\{ 2 \cdot 4800 - \pi \cdot (320 + 160) + \sqrt{[2 \cdot 4800 - \pi \cdot (320 + 160)]^2 - 8 \cdot (320 - 160)^2} \right\} = 2021 \text{ мм}$$

Это межосевое расстояние обеспечивает нормальную работу передачи, но габариты передачи сравнительно большие. Поэтому в таких случаях более целесообразно применение клиноремненной передачи.

7.11. Определяем ориентировочную долговечность ремня в часах

$$T = \frac{\sigma_y^6}{\sigma_{\max}^6} \cdot \frac{10^7 \cdot C_i \cdot C_n}{3600 \cdot 2 \cdot v};$$

где $C_i = 1,5$ – коэффициент, учитывающий влияние передаточного отношения;

$C_n = 1,5$ – коэффициент учитывающий переменную нагрузку;

σ_y – предел усталостных напряжений, для плоских ремней $\sigma_y = 7 \text{ МПа}$ [4]

$$\sigma_{\max} = \sigma_1 + \sigma_u + \sigma_v ,$$

где σ_1 - напряжение в набегающей ветви ремня.

$$\sigma_1 = \sigma_0 + \frac{F_t}{2 \cdot \delta \cdot e} = 1,8 + \frac{229}{2 \cdot 4,5 \cdot 40} = 2,4 \text{ МПа} ,$$

где $\sigma_0 = 1,8 \text{ МПа}$ - напряжение от предварительного натяжения;

σ_u - напряжения изгиба, возникающие в ремне при огибании малого шкива;

$$\sigma_u = E \cdot \frac{\delta}{D_1} = 100 \cdot \frac{4,5}{160} = 2,8 \text{ МПа} ;$$

где $E \approx 100 \text{ МПа}$ - модуль упругости для прорезиненных ремней (принята в учебных целях);

σ_v - напряжения от центробежных сил;

$$\sigma_v = \rho \cdot V^2 \cdot 10^{-6} ,$$

где ρ - плотность ремня; для прорезиненных ремней $\rho = 1000 \text{ кг/м}^3$.

$$\sigma_v = 1000 \cdot 24^2 \cdot 10^{-6} = 0,57 \text{ МПа} ;$$

следовательно, максимальные напряжения составят:

$$\sigma_{\max} = 2,4 + 2,8 + 0,57 = 5,77 \text{ МПа} ;$$

Окончательно вычисляем числовое значение долговечности ремня в часах:

$$T = \frac{7^6}{5,77^6} \cdot \frac{10^7 \cdot 1,5 \cdot 1,5}{3600 \cdot 2 \cdot 5} = 1992 \text{ ч} ;$$

7.12. Силы, действующие в ременной передаче определяются:

сила предварительного натяжения

$$F_0 = \sigma_0 \cdot (e \cdot \delta) = 1,8 \cdot (40 \cdot 4,5) = 324 \text{ Н} ;$$

натяжение ведущей ветви

$$F_1 = F_0 + \frac{F_t}{2} = 324 + \frac{229}{2} = 439 \text{ Н} ;$$

натяжение ведомой ветви

$$F_2 = F_0 - \frac{F_t}{2} = 324 - \frac{229}{2} = 210 \text{ Н} ;$$

нагрузки на валы и опоры

$$F_g = 2 \cdot F_0 \sin \cdot \frac{\alpha_1}{2} = 2 \cdot 324 \sin \cdot \frac{170^\circ}{2} = 646H .$$

Полученное значение силы применяем для расчета валов и выбора подшипников.

7.13 Элементы конструкции шкивов плоскоременной передачи.

Ведущий и ведомый шкивы намечаем изготовить из серого чугуна СЧ 15 ГОСТ 1412-79.

Эскиз возможной конструкции шкива с симметричным расположением рабочей поверхности показан на рисунке 7.2.

Ширина шкива $B=50\text{мм}$. зависит от ширины ремня. [4]

Стрела выпуклости зависит от ширины обода и диаметра шкива ,

$$B = 50\text{мм}; \quad D_1 = 160\text{мм}; \quad y_1 = 0,8\text{мм};$$

$$D_2 = 320\text{мм}; \quad y_2 = 1\text{мм};$$

Толщина обода у края

$$S = 0,005 \cdot D + 3\text{мм} = 0,005 \cdot 320 + 3 = 4,6\text{мм}, \text{ принимаем } S=8\text{мм}.$$

Толщина диска

$$\delta = (0,8 \dots 1,0) \cdot S = (0,8 \dots 1,0) \cdot 8 = 6,4 \dots 8\text{мм}; \text{ принимаем } \delta = 8\text{мм}.$$

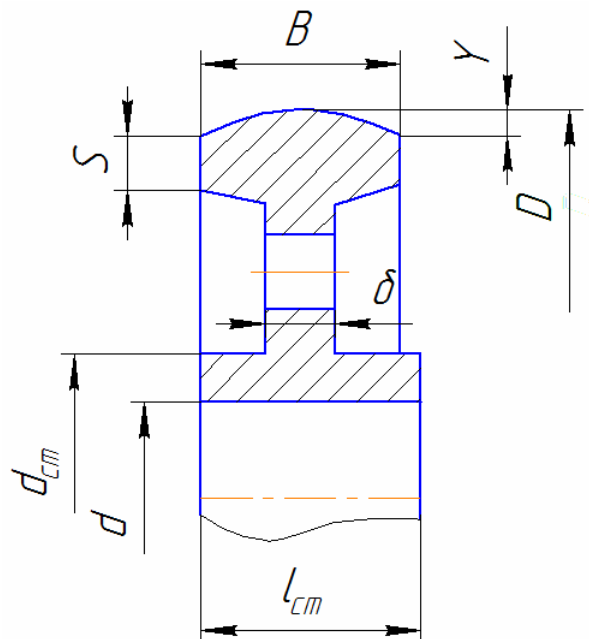


Рис.7.2. Элементы конструкции шкива.

Диаметр ступицы.

$$d_{cm} = 1,6d ,$$

где d – диаметр вала, для выше выполненного кинематического расчета это вал электродвигателя, $d=28$ мм.

$$d_{cm} = 1,6 \cdot 28 = 44,8 \text{ мм} , \quad \text{принимаем } d_{cm} = 45 \text{ мм} .$$

Длина ступицы.

$$l_{cm} = (1,2 \dots 1,5) \cdot d = (1,2 \dots 1,5) \cdot 28 = 33,6 \dots 42 \text{ мм} , \quad \text{принимаем } l_{cm} = B = 50 \text{ мм} .$$

Далее длина ступицы уточняется по длине шпонки.

Шкивы чугунные диаметром до 300...350мм изготавливают с диском, в котором предусматривают круглые отверстия (конструктивно).

Шкивы большого диаметра выполняются со спицами.

Материал – чугун СЧ15 (литые) – ГОСТ 1412-79

Сталь 20Л (литые), при $v > 30 \frac{м}{с}$ ГОСТ 977-75.

В один ряд при ширине обода $B < 300$ мм и в два ряда при $B > 300$ мм. Спицы чугунных шкивов изготавливают обычно эллиптического сечения. Так как изгибающий момент спицы у обода меньше, то сечение спиц у обода принимают на 20% меньше, чем у ступицы, $h_1 = 0,8h$.

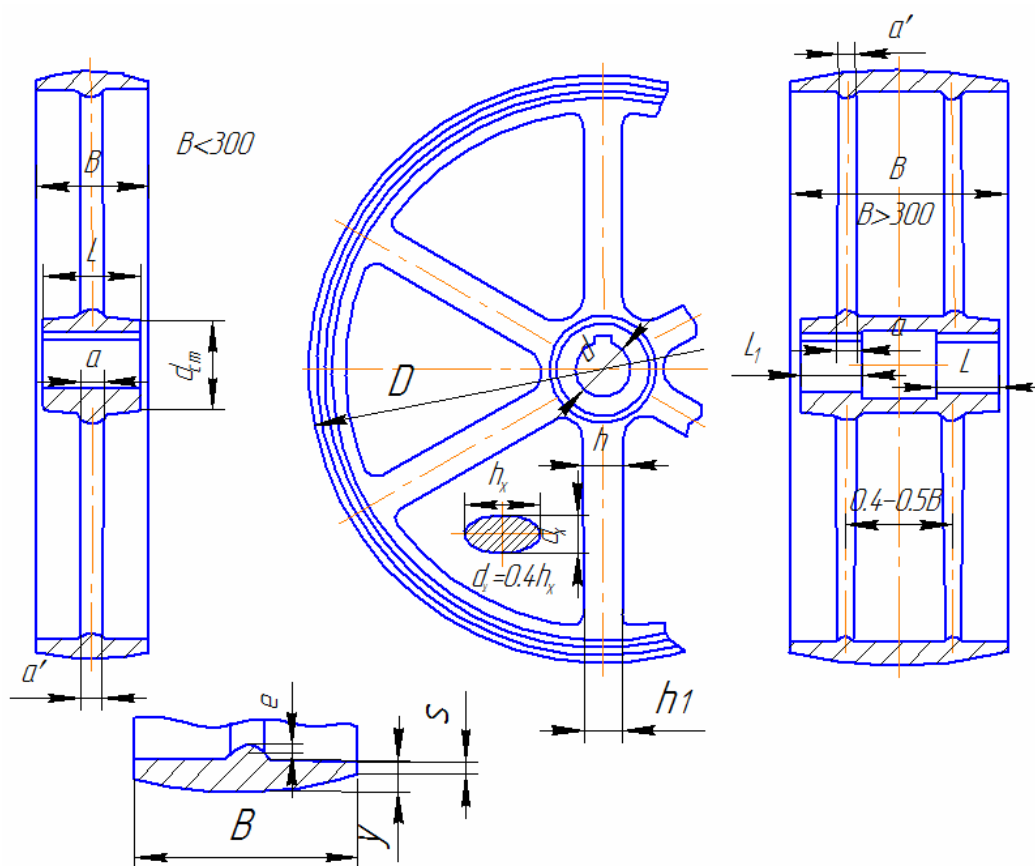


Рис. 7.3. Конструкция чугунных литых шкивов:

а – с одним рядом спиц, б – с двумя рядами спиц

В конструкциях со спицами число спиц зависит от диаметра шкива:

$$z = 4 \quad \text{при } D < 500\text{мм}$$

$$z = 6 \quad \text{при } D = 500 \dots 1000\text{мм}$$

h - большая ось эллипса у ступицы:

$$h \geq \sqrt[3]{\frac{38 F_t D}{z [\sigma]_{из}}},$$

где F_n - окружное усилие, Н;

z - число спиц;

$[\sigma]_{из}$ - допускаемое напряжение на изгиб, принимаем $[\sigma]_{из} = 30\text{МПа}$

$h_1 = 0,8h$ - сечение спиц у обода