Ув. студенты! Ознакомиться с практической работой, выполнить задание, согласно своего варианта. Выполненное задание предоставить до **14.05** на электронный адрес преподавателя vika-lnr@mail.ru

Если возникнут вопросы обращаться по телефону 072-106-54-33

Практическая работа

Тема: **Расчет параметров плоскоременных передач**

Цель: Научиться проводить расчет основных параметров плоскоременной передачи

Список рекомендованной литературы

1 Гузенков П.Г. Детали машин. - Г.: Высшая школа, 1986
2 Гулида Э.М. Прикладная механика. - Львов: Мир, 2007
3 Фролов М.И. Техническая механика. Детали машин. - М: Высшая школа, 1986

Задание: Рассчитать открытую горизонтальную плоскоременную передачу для заданных условий

Порядок выполнения:

1 Ознакомиться с методикой расчета плоскоременных передач
2 Определить геометрические параметры ременной передачи
3 Определить кинематические характеристики ременной передачи
4 Определить напряжение в ремне в процессе работы передачи
5 Определить необходимое количество ремней передачи
6 Ответить на контрольные вопросы письменно

Контрольные вопросы:

1 В чем преимущества и недостатки ременных передач?
2 Как классифицируются ременные передачи?
3 Какие материалы мспользуются для изготовления ремней и шкивов?
4 Как влияет скольжение на процесс работы ременной передачи?
5 Как определить передаточное число ременной передачи?
6 Как определяют полезную нагрузку ременной передачи?
7 От чего зависит срок службы ремня?

Теоретические сведения

Расчет плоскоременной передачи начинается из выбора плоского ремня согласно рекомендациям, приведенным в таблице 1. Исходным фактором для этого выбора есть мощность *P* в квт, которая передается ремнем. Выбор состоит в принятии числа прокладок i_n и толщины ремня δ.

Таблица 1 Расчетные параметры для резинотканных ремней из бельтинга Б-820

Передаваемая мощность, P, кВт	Число прокладок ремня	Толщина ремня δ, мм	Стандартная ширина ремня b, мм	Диаметр ведущего (малого) Шкива d_1, мм
2 … 3	2	3,0	20,25,30,40,45	800
				100
				125
3 … 10	3	4,5	20,25,30,40,45, 50, 60, 70, 75, 80, 85, 90, 100, 125, 150, 200, 250	125
				160
				200
				250
10…20	4	6,0		180
				225
				280
				320
20…40	5	7,5		250
				320
				400
				500

После этого определяют диаметр d, ведущего шкива

$$d_1 = (520...610)\sqrt[3]{\frac{P}{\omega_1}}, \text{ мм.} \qquad (1)$$

Полученное значение диаметра d_1 ведущего шкива округляют до ближайшего стандартного (меньшего или большего) значения, которые не

должно превышать приведенного значения для принятого ремня и проверяют отношение d_1/δ, которое для резинотканевых ремней должно быть $(d_1/\delta) > 30...40$.

Следующим этапом определяют диаметр d_2 ведомого шкива

$$d_2 = u\, d_1, \text{ мм}, \qquad (2)$$

который должен быть согласованный со стандартом. Стандартный ряд диаметров шкивов: 100; 112; 125; 140; 160; 180; 200; 225; 250; 280; 320; 360; 400; 450; 500; 560; 710; 800; 900; 1000; ...; 4000 мм. Тогда фактическое передаточное число плоскоременной передачи будет

$$u = \frac{d_2}{d_1}. \qquad (3)$$

После этого ориентировочно определяют межосевое расстояние передачи

$$a = (2...3)\,(d_1 + d_2), \text{ мм} \qquad (4)$$

и угол обхвата α_1 ремнем меньшего шкива

$$\alpha_1 = 180° - 2\beta, \qquad (5)$$

где β - угол наклона ветвей ремня к линии центров шкивов

$$\beta = \frac{57^\circ(d_2 - d_1)}{2a}. \qquad (6)$$

В дальнейшем определяют длину ремня

$$l = 2a + \frac{\pi(d_2+d_1)}{2} + \frac{(d_2-d_1)^2}{4a}, \text{ мм} \qquad (7)$$

его скорость v и оценивают долговечность по частоте пробегов u

$$v = \frac{\omega_1 d_1}{2\cdot 10^3}, \text{ м/с} \qquad (7)$$

$$i = \frac{v}{l} \le [i] = (5 \dots 6), \text{ с}^{-1}, \qquad (8)$$

где d, в мм, l в м.

В случае, когда $u > [t]$, обязательно увеличивают межосевое расстояние a и тем самым увеличивают длину ремня 1.

После этого рассчитывают полезную нагрузку F_t, которое передает передача

$$F_t = \frac{10^3 P}{v}, \text{ Н} \qquad (9)$$

и определяют нужную ширину ремня

$$b_n = \frac{F_t}{[i_n f_{t0}]}, \text{ мм}, \qquad (10)$$

где $[i_n f_{to}]$ -допустимая удельная полезная нагрузка на единицу ширины ремня, Н/мм;

$$[i_n f_{t0}] = (i_n f_{t0}) C_\gamma C_\alpha C_v C_p \text{ , Н/мм;}$$

($i_n f_{t0}$) — оптимальная удельная полезная нагрузка на единицу ширины ремня, которая принимается на основании данных табл. Это значение выбирают в зависимости от значения оптимальной полезной нагрузки f_0,которое принимают в пределах f_0 = 2...2,5 Н/мм (при расчетах можно принимать f_0 = 2,25 Н/мм). Задавшись этим параметром для принятого ремня и для выбранного соответствующего диаметра шкива d_1 по таблице 1, определяют ($i_n f_{t0}$) в Н/мм на единицу ширины ремня;

Cу — коэффициент, который учитывает наклон передачи к горизонту: С = 1, если угол наклона линии центров шкивов к горизонту β = 0...60^0; ***Cу*** = 0,9 при β = 60^0...80^0; Cу = 0,8 при β = 80^0...90^0; C_o — коэффициент, который учитывает угол обхвата ремнем малого шкива

$$C_\alpha = 1 - 0{,}003(180^0 - \alpha_1); \quad (11)$$

C_α — коэффициент, который учитывает влияние на работу передачи центробежных сил

$$C_v = 1{,}04 - 0{,}0004v^2, \quad (12)$$

В этой зависимости *v* в м/с;

C—коэффициент, который учитывает режим работы передачи; для односменной работы передачи: C_p=1-при спокойной нагрузке (СН); ***C***=0,8...0,9-при незначительных колебаниях нагрузки (НКН); C_p=0,7...0,8 при значительных колебаниях нагрузки (ЗКН); ***C***=0,6...0,7 при ударной и резкосменной нагрузке (УРСН). Когда передача работает в две смены, этот коэффициент умножают на 0,87, а когда передача работает в три смены - на 0,72.

Полученное значение b_n согласовывают со стандартным значением ширины ремня (таблица 1).

Следующим шагом определяют нужную силу предварительного натяжения ветвей ремня

$$F_0 = f_0 \cdot b_n \cdot i_n, \text{ Н} \quad (13)$$

В этой зависимости f_0 остается таким, которым было принято при расчете b_n. Дальше определяют нагрузки на валы ременной передачи

$$R = 2F_0 \sin\left(\frac{\alpha_1}{2}\right), \text{ Н} \quad (14)$$

и устанавливают срок службы h_n резинотканного ремня, который работает с *z* шкивами

$$h_n = \frac{10^7\left(\frac{7}{\sigma_{max}}\right)^6}{3600z \cdot i \cdot \upsilon}, \quad (15)$$

где σ_{max} — максимальное напряжение в ремне при работе передачи, МПа. Для ременной передачи, которая состоит из двух шкивов (z = 2),

$$h_n = \frac{10^7\left(\frac{7}{\sigma_{max}}\right)^6}{7200 \cdot i \cdot \upsilon}, \quad (16)$$

$\sigma_{max} = \sigma_0 + 0{,}5\sigma_t + \sigma_v + \sigma_{изг}$, МПа; (17)

$\sigma_0 = \frac{F_0}{b_n \delta}$, МПа (18)

σ_0 — напряжение предварительного натяжения (в этой зависимости F_0 в Н, а b_n и δ в этой и следующих зависимостях в мм);

δ_1 — напряжение от полезной нагрузки

$$\sigma_t = \frac{F_t}{b_n \delta}, \text{ МПа} \quad (19)$$

(F_1 в Н);

δ_v — напряжение от действия центробежной силы

$\sigma_v = 10^{-6}\rho v^2 = 10^{-3} \cdot 1{,}15 \cdot v^2$, МПа (20)

где ρ — плотность материала ремня; v — скорость ремня, м/с;

$\sigma_{изг}$ — напряжение изгиба в ремне

$$\sigma_{зг} = \frac{E\delta}{d_1} = \frac{300 \cdot \delta}{d_1}, \text{ МПа}, \quad (21)$$

где E — модуль упругости материала ремня, МПа; E = 300 МПа для резинотканного ремня; E = 250 МПа для хлопчатобумажного; E = = 200 МПа для кожаного; в мм; u — долговечность ремня по частоте его пробегов, $с^{-1}$ (определяют выше); v — коэффициент, который учитывает разную степень влияния напряжений изгиба в ремне на малом и большом шкивах: v = 1 при u = 1; v = 0,8 при u = 1,5; v = 0,6 при u = 2; v = 0,5 при u = 3.

Ширину венца шкива определяют по зависимости

$b_ш = b_n + (5...8)$, мм. (22)

Нужное количество ремней K_n на весь срок эксплуатации h в часах передачи

$$K_n = \frac{h}{h_n}, \text{ шт.} \quad (18)$$

Задание для практической работы

Рассчитать открытую горизонтальную плоскоременную передачу, которая передает вращающий момент от электродвигателя типа А61-8 мощностью *P* , квт с частотой вращения *n*, мин$^{-1}$ на привод ленточного конвейера. Работает передача в одну смену при незначительных колебаниях нагрузки.
Исходные данные по вариантам выбрать из таблицы 2

Таблица 2

№ вар.	Мощность электродвигателя, квт	Частота вращения, мин$^{-1}$	Передаточное число	Срок службы передачи, ч
1	4,5	500	1	5000
2	5,5	730	2	6000
3	6,0	800	3	7000
4	4,0	950	1	8000
5	5,0	820	2	9000
6	8,0	900	3	10 000
7	7,5	1000	1	5000
8	10,0	1100	2	6000
9	11,0	1200	3	7000
10	8,0	800	1	8000
11	5,0	750	2	9000
12	5,5	800	3	10 000
13	6,5	900	1	5000
14	7,5	1000	2	8000
15	10,0	750	3	9000

Пример выполнения практической работы

Рассчитать открытую горизонтальную плоскоременную передачу, которая передает вращающий момент от электродвигателя типа А61-8 мощностью *P* = 4,5 кВт с частотой вращения *n* = 730 мин-^{1} на привод ленточного конвейера. Передаточное число передачи *u* = 2, работает передача в одну смену при незначительных колебаниях нагрузки. Срок службы передачи *h* = 8000 ч.

Решение:

1. Выбираем для данной передачи плоский резинотканевый ремень из бельтинга 820 с числом прокладок $i_п$ = 3 и толщиной δ = 4,5 мм.

2.*Определяем угловую скорость ведущего шкива*

$$\omega_1 = \frac{\pi n}{30} = \frac{3{,}14 \cdot 730}{30} = 76{,}4 \text{ рад/с.}$$

3.*Определяем диаметр ведущего шкива*

$$d_1 = (520...610)\sqrt[3]{\frac{P}{\omega_1}} = (520...610)\sqrt[3]{\frac{4,5}{76,4}} = 202,8...237,9 \text{ мм.}$$

Принимаем по стандарту d_1 = 200 мм и проверяем отношение d/b = 200/4,5 = 44,4 > 30...40, что отвечает рекомендациям.

4.*Определяем диаметр ведомого шкива*

$d_2 = ud_1$ = 2 * 200 = 400 мм. По стандарту d_2 = 400 мм.

5.*Определяем фактическое передаточное число передачи*

$$u = \frac{d_2}{d_1} = \frac{400}{200} = 2.$$

6.*Назначаем ориентировочно межосевое расстояние*

a = (2...3) (d_1 + d_2) = (2...3) (200 + 400) = 1200...1800 мм.

Принимаем a = 1400 мм и определяем угол обхвата α_1 ремнем ведущего (меньшего) шкива. Для этого сначала определим угол наклона ветвей ремня β к линии центров шкивов

$$\beta = \frac{57^\circ(d_2 - d_1)}{2a} = \frac{57^\circ(400 - 200)}{2 \cdot 1400} = 4^\circ.$$

Тогда α_1= 180° - 2β = 180° - 2* 4° = 172°.

7.*Рассчитываем длину ремня*

$$l = 2a + \frac{\pi(d_1 + d_2)}{2} + \frac{(d_2 - d_1)^2}{4a} =$$

$$= 2 \cdot 1400 + \frac{3,14(200 + 400)}{2} + \frac{(400 - 200)^2}{4 \cdot 1400} = 3749 \text{ мм.}$$

8.*Определяем скорость ремня v и оцениваем его долговечность по частоте пробегов и*

$$\upsilon = \frac{\omega_1 d_1}{2 \cdot 10^3} = \frac{76,4 \cdot 200}{2 \cdot 10^3} = 7,64 \text{ м/с;} \quad i = \frac{\upsilon}{l} = \frac{7,64}{3,749} = 2,04 < [i] = (5...6).$$

9.*Рассчитываем полезную нагрузку F_1, которое передает передача*

$$F_t = \frac{10^3 P}{\upsilon} = \frac{10^3 \cdot 4,5}{7,64} = 589 \text{ Н.}$$

10.*Определяем необходимую ширину ремня b_n.* Сначала определяем допустимую полезную нагрузку

$[i_n f_{to}]$= $(i_n f_{to})C_y C_a C_u C_p$ = 8,7 * 1 *0,976 *1,02 * 0,8 = 6,93 Н/мм,

где $(i_n f_{to})$= 8,7 Н/мм при рекомендованном значении оптимальной полезной нагрузки f_0 = 2,25 Н/мм; C_y = 1; C_p = 0,8;

$$C_\alpha = 1 - 0{,}003(180^\circ - \alpha_1) = 1 - 0{,}003(180^\circ - 172^\circ) = 0{,}976;$$

$$C_v = 1{,}04 - 0{,}0004v^2 = 1{,}04 - 0{,}0004 \cdot 7{,}64^2 = 1{,}02.$$

Тогда необходимая ширина ремня

$$b_n = \frac{F_t}{[i_n f_{t0}]} = \frac{589}{6{,}93} = 85 \text{ мм},$$

которую согласовываем со стандартным значением (таблица 1) : b = 85 мм.

11. *Определяем необходимую силу предварительного натяжения ветвей ремня*

$F_0 = fo * b_n * i_n$ = 2,25 * 85 * 3 = 574 Н.

12.*Нагрузка на валы ременной передачи*

$$R = 2F_0 \sin\left(\frac{\alpha_1}{2}\right) = 2 \cdot 574 \cdot \sin\left(\frac{172^\circ}{2}\right) = 1145 \text{ Н}.$$

13.*Максимальные напряжения в ремне в процессе работы передачи и срок службы ремня:*

напряжение предварительного натяжения

$$\sigma_0 = \frac{F_0}{b_n \delta} = \frac{574}{85 \cdot 4{,}5} = 1{,}5 \text{ МПа};$$

напряжение от полезной нагрузки

$$\sigma_t = \frac{F_t}{b_n \delta} = \frac{589}{85 \cdot 4{,}5} = 1{,}54 \text{ МПа};$$

напряжение от действия центробежной силы

$$\sigma_v = 10^{-3} \cdot 1{,}15 \cdot v^2 = 10^{-3} \cdot 1{,}15 \cdot 7{,}64^2 = 0{,}07 \text{ МПа};$$

напряжение изгиба в ремне

$$\sigma_{зг} = \frac{300 \cdot \delta}{d_1} = \frac{300 \cdot 4{,}5}{200} = 6{,}75 \text{ МПа}.$$

Максимальные напряжения в ремне

$\sigma_{max} = \sigma_p + 0{,}5\sigma_t + \sigma_v + \sigma_{зг}$ = 1,5 + 0,5 *1,54 + 0,07 + 6,75 = 9,09 МПа.

Срок службы ремня

$$h_n = \frac{10^7\left(\frac{7}{\sigma_{max}}\right)^6}{7200 \cdot i \cdot \upsilon} = \frac{10^7\left(\frac{7}{9{,}09}\right)^6}{7200 \cdot 2{,}04 \cdot 0{,}6} = 237 \text{ год}.$$

14. *Ширина венца шкива*

$b_ш = b_n$ + (5...8) = 85 + (5...8) = 90...93 мм.

Принимаем $b_ш$ = 90 мм.

15. *Определяем нужное количество ремней на весь срок эксплуатации передачи*

$$K_n = \frac{h}{h_n} = \frac{8000}{237} = 34 \text{ шт.}$$