
4. РЕМЕННЫЕ ПЕРЕДАЧИ

4.1. Общие сведения

В автотракторном и сельскохозяйственном машиностроении ременные передачи применяют достаточно широко. В зависимости от формы поперечного сечения ремня и назначения различают плоско-, зубчато-, клино-, поликлино- и круглоременные передачи.

Для применения ременных передач необходимо знать их преимущества и недостатки по сравнению с другими видами передач, а также характерные особенности того или иного вида ременной передачи.

Преимущества ременных передач – плавность и бесшумность работы, предохранение механизмов от перегрузки за счет возможного проскальзывания ремней, простота конструкции и эксплуатации, так как не требуется смазывания передачи, а также возможность работы при больших окружных скоростях (до 100 м/с) и передачи движения не только на большие расстояния (15 м и более), но и от одного ведущего шкива к нескольким ведомым.

К недостаткам ременных передач относятся большие габаритные размеры, так как при одинаковой передаваемой мощности диаметры шкивов примерно в 5 раз больше, чем диаметры зубчатых колес, переменное передаточное отношение из-за проскальзывания ремня, повышенная нагрузка на валы и опоры (в 2–3 раза по сравнению с зубчатой передачей), низкая долговечность ремней (1000...5000 ч), сравнительно небольшая передаваемая мощность (в большинстве случаев не более 50 кВт).

С расширением выпуска клиновых ремней применение плоских ремней старой конструкции резко сократилось. Плоские плечные ремни из пластмасс используют в высокоскоростных передачах.

Зубчатоременные передачи имеют преимущества плоскоремennых передач, но сохраняют постоянное передаточное отношение. Их применяют, например, для привода распределительного вала двигателей внутреннего сгорания. Использование зубчатого ремня оказалось возможным с появлением новых материалов – пластмасс.

Поликлиновые ремни представляют собой несколько клиновых ремней, соединенных между собой одной общей основой в тонкой плоской части. Они самые компактные из всех ременных передач.

Круглоременные передачи используют для передачи небольших мощностей в швейных машинах, настольных станках и приборах.

Передача вращающего момента от ведущего шкива к ремню и от ремня к ведомому шкиву происходит за счет силы трения между ремнем и шкивом. Сила трения создается благодаря предварительному натяжению ремня, которое осуществляют следующими способами:

1) периодическим подтягиванием его по мере вытяжки за счет перемещения электродвигателя по салазкам плиты;

2) натяжным роликом, устанавливаемым с наружной стороны ведомой ветви ремня ближе к шкиву малого диаметра. Это способствует увеличению угла обхвата малого шкива. Поджим натяжного ролика может быть периодическим или же с помощью пружины (груза);

3) автоматически под действием силы тяжести электродвигателя, установленного на качающейся плите (в вертикальной ременной передаче);

4) автоматически за счет установки электродвигателя на качающейся раме (в горизонтальной ременной передаче). Ось рамы смещена относительно оси электродвигателя, вследствие чего с увеличением передаваемого вращающего момента увеличивается сила натяжения ремня;

5) автоматически за счет применения зубчатой пары в сочетании с ременной передачей. Данный способ используют редко из-за усложнения конструкции.

Ременная передача может быть регулируемой по передаточному отношению. С этой целью на ведущем и ведомом валах устанавливают ступенчатые шкивы. Перевода ре-

мень с одной ступени на другую, можно получить столько передаточных отношений, сколько ступеней на шкивах.

У ременных вариаторов передаточное отношение изменяется бесступенчато в результате изменения расстояния между половинками шкивов, то есть их рабочих диаметров.

4.2. Материалы и конструкции плоских ремней

Резинотканевые ремни (ГОСТ 23831-79) самые распространенные. Они состоят из тканевого каркаса и резиновых прослоек между тканевыми прокладками. Ткань обеспечивает требуемую прочность, а резина служит связующим звеном и повышает коэффициент трения. Элементы ремней соединяют сшивкой, склеиванием или металлическим креплением (болтами или заклепками). Ремни общего назначения предназначены для работы при температуре от -25 до +60 °С, а морозостойкие – от -45 до +60 °С.

Промышленность выпускает резинотканевые ремни трех типов (А, Б, В) следующей ширины:

тип А – 20, 25, 30, 40, 45, 50, 60, 70, 75, 80, 85, 90, 100, 125, 150, 200, 225, 250, 300, 400, 450, 500;

тип Б – 20, 25, 30, 40, 45, 150, 200, 250, 300, 375, 400, 425, 450, 500;

тип В – 20, 25, 30, 40, 50, 60, 70, 75, 80, 85, 90, 100, 122, 150, 200, 250, 300, 375, 400, 425, 450, 500.

Значения ширины и толщины ремня в зависимости от числа прокладок приведены в таблице 4.1.

Таблица 4.1

Значения толщины и ширины ремня (мм) в зависимости от числа прокладок

Число прокладок	Ширина ремня, мм			Толщина ремня, мм	
	Тип А	Тип Б	Тип В	Тип А и Б с прослойками	Тип Б и В без прослоек
2	—	20...45	—	3	2,5
3	20...100	—	20...100	4,5	3,75
4	20...300	150...300	50...300	6	5
5	20...500	150...300	50...500	7,5	6,25
6	80...500	150...500	80...500	9	7,5
7	250...500	250...500	250...500	10,5	8,75
8	250...500	250...500	250...500	12	10
9	500	500	500	13,5	11,25

Кожаные ремни (ГОСТ 18679-73) изготавливают из отдельных полос кожи, склеивая их специальным клеем или сшивая сыромятными ремешками или жильными струнами. Они обладают хорошей тяговой способностью, долговечнее других, могут работать при скоростях до 45 м/с. Однако из-за высокой стоимости их применяют редко. Кожаные ремни нельзя применять в сырых и насыщенных парами кислот и щелочей помещениях. Размеры ремней приведены в таблице 4.2.

Таблица 4.2

Размеры кожаных плоских ремней, мм

Ширина	Толщина ремня		Ширина	Толщина ремня	
	одинарного	двойного		одинарного	двойного
10, 16, 20, 25	3...3,5	—	80, 90, 100, 112	4,5...5	7,5...8
32, 40, 50	3,5...4	—	125, 140	5...5,5	9...9,5
63, 70	4...4,5	—	160, 180, 200, 225	5,5...6	9,5...10
			250, 280, 355, 400		
			450, 500, 560		

Хлопчатобумажные цельнотканевые ремни (ГОСТ 6982-75) изготавливают из хлопчатобумажной пряжи в несколько переплетающихся слоев, пропитывая ее специальным составом из озокерита (горного воска) и битума. Это самые дешевые ремни, но по нагрузочной способности и долговечности они хуже прорезиненных и кожаных. Их используют для передачи небольших мощностей при скоростях до 25 м/с, не применяют в сырых помещениях при температуре свыше 50°С и при воздействии паров кислот.

Ширину и толщину ремня выбирают в зависимости от числа слоев (табл. 4.3.)

Таблица 4.3

Размеры хлопчатобумажных плоских ремней, мм

Число слоев	Ширина	Толщина
4	30, 40, 50, 60, 75, 90, 100,	4,5
6	50, 60, 75, 90, 100, 125, 150	6,5
8	100, 125, 150, 175, 200, 250	8,5

Шерстяные ремни (ГОСТ 17-34-70) изготавливают из шерстяных и хлопчатобумажных нитей, пропитывая их составом из олифы, порошкового мела и железного сурика. По сравнению с другими ремнями они менее чувствительны к воздействию повышенной температуры, влажности, паров кислот и щелочей. Могут работать при скоростях до 30 м/с. Параметры ремней приведены в таблице 4.4.

Таблица 4.4

Размеры шерстяных ремней (мм) в зависимости от числа слоев

Число слоев	Ширина, мм	Толщина, мм	Число слоев	Ширина, мм	Толщина, мм
3	50	6	4	125	9
3	60	6	4	150	9
3	75	6	4	175	9
3	90	6	5	200	11
4	100	9	5	225	11
4	115	9	5	250	11

4.3. Расчет плоскоремненной передачи

Исходными данными для расчета ременных передач открытого типа (оси валов параллельны, вращение шкивов в одном направлении) являются требуемая (номинальная) мощность двигателя $P_{ном}$ и его частота вращения $n_{об} = n_{ном}$, тип ременной передачи.

Ременные передачи – это быстроходные передачи и поэтому в проектируемых приводах они расположены первой ступенью. Расчет ременных передач с прорезиненными ремнями плоского, клинового и поликлинового сечений выполняют в два этапа: первый – проектный расчет с целью определения геометрических параметров передачи (рис. 4.1); второй – проверочный расчет ремней на прочность.

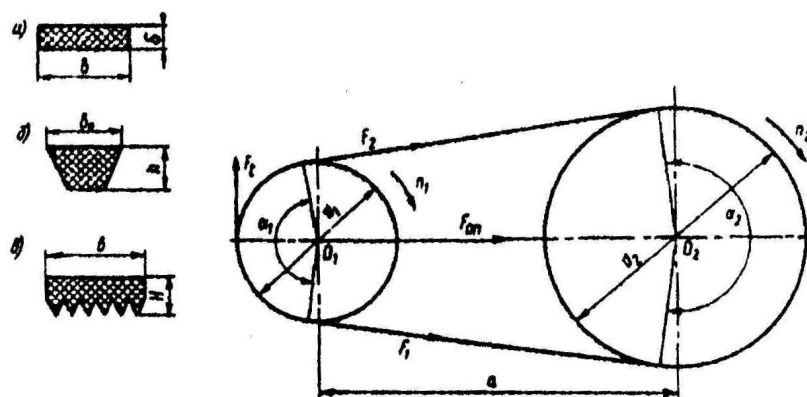


Рис. 4.1. Геометрические и силовые параметры ременной передачи и сечения ремня: а – плоского; б – клинового; в – поликлинового

Проектный расчет

Определяют диаметр ведущего шкива d_1 , мм:

$$d_1 \approx 60 \cdot \sqrt[3]{T_1}, \quad (4.1)$$

где T_1 – номинальный вращающий момент на ведущем шкиве (на валу двигателя), Н·м.

По найденному значению d_1 подбирают диаметр шкива d_1 из стандартного ряда по ГОСТ 17383-73: 40; 45; 50; 56; 63; 71; 80; 90; 100; 112; 140; 160; 200; 224; 250; 280; 315; 355; 400; 450; 500; 560; 630; 710; 800; 900; 1000.

Диаметр ведомого шкива d_2 , мм, определяют с учетом относительного скольжения ремня ε :

$$d_2' = d_1 \cdot u \cdot (1 - \varepsilon), \quad (4.2)$$

где u – передаточное число ременной передачи;
 $\varepsilon = 0,01-0,02$ – коэффициент скольжения.

Полученное значение d_2' округляют до ближайшего d_2 из стандартного ряда по ГОСТ 17383-73 (см. выше при выборе d_1).

Вычисляют фактическое передаточное число u_ϕ и его отклонение Δu от заданного u :

$$u_\phi = \frac{d_2}{d_1(1 - \varepsilon)}; \quad \Delta u = \frac{|u_\phi - u|}{u} \cdot 100\% \leq 3\%. \quad (4.3)$$

Выбирают ориентировочное межосевое расстояние a' , мм:

$$a \geq 1,5 \cdot (d_1 + d_2). \quad (4.4)$$

Определяют длину ремня (без учета припуска на соединение концов) l' , мм:

$$l' = 2a' + \frac{\pi}{2} \cdot (d_2 + d_1) + \frac{(d_2 - d_1)^2}{4a}. \quad (4.5)$$

Полученное значение l' , мм, округляют до стандартного значения l из ряда: 500; 550; 600; 700; 750; 800; 850; 900; 1000; 1050; 1150; 1200; 1250; 1300; 1400; 1450; 1500; 1600; 1700; 1800; 2000.

Уточняют межосевое расстояние a , мм:

$$a = \frac{1}{8} \cdot \left\{ 2l - \pi \cdot (d_2 + d_1) + \sqrt{[2l - \pi(d_2 + d_1)]^2 - 8 \cdot (d_2 - d_1)^2} \right\}. \quad (4.6)$$

При монтаже передачи необходимо обеспечить возможность уменьшения a на 0,01*l* для того, чтобы облегчить надевание ремня на шкив; для увеличения натяжения ремней необходимо предусмотреть возможность увеличения a на 0,025*l*.

Вычисляют угол обхвата ремнем ведущего шкива α_1 , град:

$$\alpha_1 = 180^\circ - 57^\circ \cdot (d_2 - d_1) / a.$$

При этом α_1 должен быть $\geq 150^\circ$, но менее 180° .

Рассчитывают скорость ремня, м/с:

$$V = \frac{\pi \cdot d_1 \cdot n_1}{60 \cdot 10^3} \leq [V], \quad (4.7)$$

где d_1 – диаметр ведущего шкива, мм;
 n_1 – частота вращения ведущего шкива, об/мин;
 $[V] = 35$ м/с – допускаемая скорость.

Определяют частоту пробегов ремня U , с⁻¹:

$$U = V / l \leq [U],$$

где $[U] = 15$ с⁻¹ – допускаемая частота пробегов прорезиненного ремня;

l – стандартная длина ремня, м.

При $U < [U]$ гарантируется соблюдение долговечности ремня в течение срока службы 1000–5000 ч.

Определяют передаваемую ремнем окружную силу F_t Н:

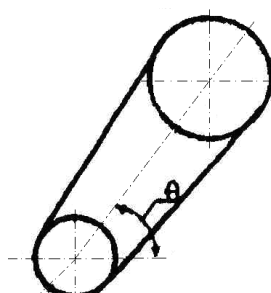
$$F_t = P_{ном} \cdot 10^3 / V \text{ или } F_t = \frac{2T_1}{d_1}, \quad (4.8)$$

где $P_{ном}$ – номинальная мощность двигателя, кВт;
 V – скорость ремня, м/с;
 T_1 – крутящий момент на ведущем шкиве, Н · мм;
 d_1 – диаметр ведущего шкива, мм.

Таблица 4.5

Значение поправочных коэффициентов С

Коэффициент динамичности нагрузки и длительности работы C_p							
Характер нагрузки	Спокойная	С умеренными колебаниями	Со значительными колебаниями	Ударная и резко неравномерная			
C_p	1	0,9	0,8	0,7			
<i>Примечание. При двухсменной работе C_p следует понижать на 0,1, при трехсменной – на 0,2.</i>							
Коэффициент угла обхвата α_1 на меньшем шкиве C_α							
Угол обхвата α_1 , град	180	170	160	150	140	130	120

C_α	для плоских ремней	1	0,97	0,94	0,91	—	—	—
	для клиновых и поликлиновых ремней	1	0,98	0,95	0,92	0,89	0,85	0,83
Коэффициент влияния натяжения от центробежной силы C_V								
Скорость ремня V , м/с		1	5	10	15	20	25	30
C_V	для плоских ремней	1,04	1,03	1	0,95	0,88	0,79	0,68
	для клиновых и поликлиновых ремней	1,05	1,04	1	0,94	0,85	0,74	0,6
Коэффициент угла наклона линии центров шкивов к горизонту C_θ								
Угол наклона θ , град					0–60	60–80	80–90	
C_θ					1	0,9	0,8	
Коэффициент влияния отношения расчетной длины ремня l_p к базовой l_o								
Отношение l_p / l_o		0,4	0,6	0,8	1	1,2	1,4	
C_l	для клинового ремня нормального сечения	0,82	0,89	0,95	1	1,04	1,07	
	для клинового узкого и поликлинового ремней	0,85	0,91	0,96	1	1,03	1,06	
Коэффициент влияния диаметра меньшего шкива C_d								
Диаметр шкива		15	20	40	60	90	120 и более	
C_d		0,6	0,8	0,95	1,0	1,1	1,2	
Коэффициент числа ремней в комплекте клиноременной передачи C_z								
Ожидаемое число ремней Z		2–3		4–5		6		
C_z		0,95		0,90		0,85		

Коэффициент неравномерности распределения нагрузки между кордшнурами и уточными нитями плоского ремня $C_F = 0,85$.

Рассчитывают допускаемую удельную окружную силу $[k]$ на единицу площади поперечного сечения ремня, $H/мм^2$:

$$[k] = [k_0] \cdot C_V \cdot C_\alpha \cdot C_\theta \cdot C_p \cdot C_d \cdot C_F,$$

где $[k_0]$ – допускаемая приведенная удельная окружная сила на единицу площади поперечного сечения, $H/мм^2$. Определяется по таблице 4.6 интерполированием в зависимости от диаметра ведущего шкива d_1 . C – поправочные коэффициенты (см. табл. 4.5)

Таблица 4.6

Расчетные параметры кордшнурового ремня

δ, мм	d ₁ , мм	σ ₀ , H/мм ²	[k ₀]*, H/мм ²
2,8	100	2	0,9
2,8	180	2	1,6
2,8	220	2	2,32

Примечание. Значения $[k_0]$ для кожаных $[k_0] = 2,2 H/мм^2$, для хлопчатобумажных $[k_0] = 1,7 H/мм^2$, для резинотканевых ремней $\delta = 2,5$, $\sigma_0 = 1,8 H / мм^2$, $[k_0] = 2,25 H / мм^2$.

Определяют ширину ремня, мм:

$$b = \frac{F_t}{\delta \cdot [k]}, \tag{4.9}$$

где F_t – окружная сила передаваемая ремнем, H ;
 $[k]$ – допускаемая удельная окружная сила, $H/мм^2$;
 δ – толщина ремня, мм.

При этом $\delta \leq 0,025 d_1$ для обеспечения достаточной эластичности ремня. Ширину ремня округлить до стандартного значения:

<i>b</i> , мм	32	40	50	63	71	80	90	100
<i>B</i> , мм	40	50	63	71	80	90	100	112 .

Здесь B – стандартное значение ширины шкива.

Вычисляют площадь поперечного сечения ремня A , мм²:

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

Определяют силы, действующие в ременной передаче, H (см. рис. 4.1) (окружная сила F_t определена ранее):

- предварительного натяжения:

$$F_o = A \cdot \sigma_o , \tag{4.10}$$

где σ_o – напряжение от силы предварительного натяжения, $H/мм^2$ (см. табл. 4.6);

- натяжения в ведущей ветви ремня:

$$F_1 = F_o + F_t / 2 ; \tag{4.11}$$

- натяжения в ведомой ветви ремня:

$$F_2 = F_o - F_t / 2 . \tag{4.12}$$

Предварительное натяжение F_o^p ремня из условия передачи требуемого окружного усилия $F_t = \frac{2T_1}{d_1}$:

$$F_o^p = \left(\frac{e^{f\alpha_p} + 1}{e^{f\alpha_p} - 1} \right) \cdot \frac{F_t}{2}, \quad (4.13)$$

где f – коэффициент трения скольжения материалов ремня и шкива;
 α_p , рад – рабочий угол обхвата ремнем ведущего шкива, $\alpha_p = 0,8\alpha_1$.

Должно выполняться условие

$$F_o \geq F_o^p.$$

Рассчитывают силу давления ремня на вал F_{on} , Н:

$$F_{on} = 2F_o^p \cdot \sin(\alpha_1 / 2), \quad (4.14)$$

где α_1 – угол обхвата ремнем ведущего шкива.

Проверочный расчет

Проверяют прочность ремня по максимальным напряжениям в сечении ведущей ветви σ_{max} , Н/мм²:

$$\sigma_{max} = \sigma_1 + \sigma_u + \sigma_V \leq [\sigma]_p, \quad (4.15)$$

где σ_1 – напряжения растяжения от силы $F_1 = F_o + 0,5 \cdot F_t$, Н/мм²:

$$\sigma_1 = \frac{F_o}{A} + \frac{F_t}{2 \cdot A} \text{ – в плоском и поликлиновом ремне;}$$

$$\sigma_1 = \frac{F_o}{A} + \frac{F_t}{2 \cdot zA} \text{ – в клиновом ремне;}$$

σ_u – напряжение изгиба, Н · мм²;

$$\sigma_u = E_u \frac{\sigma}{d_1} \text{ – в плоском ремне;}$$

$$\sigma_u = E_u \frac{h}{d_1} \text{ – в клиновом;}$$

$$\sigma_u = E_u \frac{H}{d_1} \text{ – в поликлиновом; } h \text{ и } H \text{ – высота сечения клинового и поликлинового ремней.}$$

Для прорезиненных ремней модуль продольной упругости при изгибе $E_u = 80 - 100H / \text{мм}^2$;

A – площадь сечения ремня, мм²;

δ – толщина ремня (см. табл. 4.6), мм;

d_1 – диаметр ведущего шкива, мм;

F_o – сила предварительного натяжения ремня, Н;

F_t – окружная сила, передаваемая ремнем, Н;

$\sigma_V = \rho \cdot V^2 \cdot 10^{-6}$ – напряжение от центробежных сил, Н/мм². Здесь ρ – плотность материала, кг/м³; V – окружная скорость ремня, м/с; $\rho = 1000 - 1200$ кг/м³ – для плоских прорезиненных ремней; $\rho = 1250 - 1400$ кг/м³ – для клиновых и поликлиновых ремней.

$[\sigma]_p$ – допускаемое напряжение растяжения, $H/мм^2$; $[\sigma]_p = 8 H/мм^2$ – для плоских и поликлиновых ремней.

Если получится $\sigma_{max} > [\sigma]_p$, то следует увеличить диаметр d_1 ведущего шкива или принять большее сечение ремня и повторить расчет передачи.

Расчетную долговечность ремня H_0 (в часах) определяют в зависимости от базового числа циклов нагружения (обычно $N_u = 10^7$) и от числа пробегов за все время эксплуатации $N_u = 2 \cdot 3600 \cdot H_0 \cdot U$, где $U = V/l$ – число пробегов ремня в секунду.

$$H_0 = \frac{\sigma_{-1}^6 \cdot 10^7 \cdot C_u \cdot C_H}{\sigma_{max}^6 \cdot 2 \cdot 3600 \cdot U}, \quad (4.16)$$

где $C_u = 1,5^3 \sqrt{u} - 0,5$ – коэффициент, учитывающий влияние передаточного числа u ременной передачи;

C_H – коэффициент нагрузки: $C_H = 2$ – при периодически меняющейся нагрузке от нуля до номинального значения; $C_H = 1$ – при постоянной нагрузке;

σ_{-1} – предел выносливости материала ремня, $H/мм^2$: для прорезиненных плоских и поликлиновых $\sigma_{-1} = 7 H/мм^2$.

Рекомендуемая долговечность ремня H_0 не менее 2000 ч.

4.4. Зубчатременная передача

Работает зацеплением, без скольжения, обеспечивает синхронное вращение валов, по сравнению с ременной компактнее, по сравнению с цепной работает плавнее, с меньшим шумом, не требует ухода и смазки.

Зубчатременную передачу (рис. 4.2) применяют при мощности до 100 кВт (уникальные передачи до 500 кВт); работает в диапазоне скоростей V от 5 в до 50 м/с, а в отдельных случаях до 80 м/с, передаточные числа u до 12, ширина ремней до 880 мм, наибольший КПД ~ 0,98.

Зубчатые ремни

Тянущий слой зубчатого ремня – металлотрос – заключен в резиновый массив (рис. 4.3) на основе бутадиен-нитрильных каучуков, наирита, реже из полиуретана. Зубья для повышения их износостойкости чаще покрыты нейлоновой или другой тканью. Для кинематических передач применяют ремни с тянущим шнуровым слоем из стекловолокна или полиэфирного волокна. Материал ремней маслостоек.

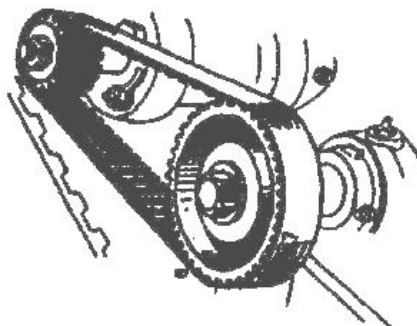


Рис. 4.2. Зубчатременный привод

Основной размерный параметр – модуль зацепления $m = \frac{p}{\pi}$, где p – шаг ремня, мм.

Остальные размеры выражают в функции модуля. Характеристики ремней по нормали приведены в таблице 4.7. Ширина ремня в пределах для каждого модуля должна быть взята из ряда: 8; 10; 12,5; 16; 20; 25; 32; 40; 50; 63; 80 мм; число зубьев ремня z_p из ряда: 32; (36); 40; (45); 50; (56); 63; (71); 80; (90); 100; (112); 125; (140); 160.

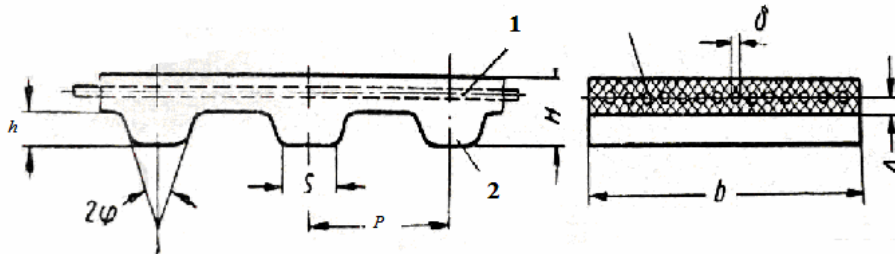


Рис. 4.3. Зубчатый ремень: 1 – стальные тросы; 2 – резина (пластмасса)

Значения в скобках применять не рекомендуется. Расчетную длину подсчитывают с точностью до 0,1 мм по формуле

$$L = \pi m z_p . \quad (4.17)$$

Допускаемое отклонение длин:

при длине L , мм	201–628	668–1130;
отклонение, мм	$\pm 0,6$	$\pm 1,1$;
при длине L , мм	1177–1560	1570–2100
отклонение, мм	$\pm 1,8$	$\pm 2,8$
		2198–3140;
		$\pm 4,3$.

Таблица 4.7

Зубчатые ремни по ОСТ 38 05114-76 (рис. 4.3)

Параметр	Размер при модуле m , мм						
	2	3	4*		6	7	10
Высота зуба h , мм	1,2	1,8	2,4		3,0	4,2	6,0
Диаметр троса δ , мм	0,35		0,35	0,65	0,65		
Размер Δ , мм	0,6		0,6	1,3	1,3		
Масса 1 м длины ремня при ширине 1 см, q , кг	0,032	0,04	0,05	0,065	0,075	0,09	0,11
Предел ширины b , мм	8–16	12,5–25	20–40		25–50	50–80	50–80
Предел чисел зубьев ремня z_p	32–125	36–160	40–160		45–140	45–125	50–100
Применять при моменте T , Н·м	$\leq 0,2$	$\leq 2,4$	≤ 22		≤ 49	≤ 190	≤ 1900
Удельное окружное усилие p_0 , Н/см	40	100	150	250	350	450	600

Примечание. Остальные размеры: общая толщина ремня $H = m + 1$ мм; толщина зуба по вершине $S = m$; угол $2\varphi = 50^\circ$. Ремни $m = 4$ выполняют с металлотросом $\delta = 0,35$ и $\delta = 0,65$ мм.

Шкивы

За расчетный диаметр d шкива принимают диаметр окружности расположения нейтральной линии ремня (по центру металлоторса – рис. 4.3):

$$d = mz, \quad (4.18)$$

где z – число зубьев шкива.
Наружный диаметр шкива

$$d_a = d - 2\Delta + k, \quad (4.19)$$

где Δ – расстояние от впадины зуба ремня до оси металлоторса (табл. 4.7);
 k – поправка к диаметру шкива для увеличения его шага с целью более равномерного распределения окружного усилия по зубьям, находящимся в зацеплении:

при d_a , мм – до 50	50–78	80–118;	
k , мм –	0,08	0,10	0,12;
при d_a , мм – 120–198	200–318	320–500;	
k , мм –	0,13	0,15	0,18.

Шаг шкива по наружной окружности:

$$p_{uu} = \frac{\pi d_a}{z}. \quad (4.20)$$

Внутренний диаметра шкива:

$$d_f = d_a - 1.8m \quad (4.21)$$

Зубья шкива выполняют с прямобочным профилем с углом впадины $2\varphi = 50^\circ \pm 2^\circ$. Толщина зуба по наружной окружности:

$$S_{uu} = p_{uu} - \left(s + 2htg\varphi + \frac{f}{\cos\varphi} \right), \quad (4.22)$$

где s и h – размеры ремня по таблице 4.7;
 f – боковой зазор.

Зубья должны иметь закругления у вершины радиусом r_a и у основания радиусом r_f . Значения f , r_a и r_f даны в таблице 4.8.

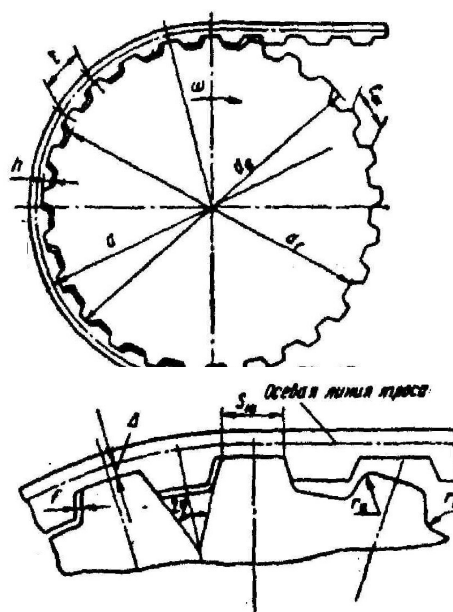


Рис. 4.4. Схема расположения ремня на шкиве

Таблица 4.8

Размеры бокового зазора закруглений зубчатых шкивов

m	f	r_a	r_f
2	0,8	0,3	0,3
3	1,2	0,4	0,4
4	1,2	0,6	0,6
5	1,5	0,8	0,8
7	1,8	1,0	0,8
10	2,5	1,2	1,0

Для кинематических малонагруженных передач с целью облегчения изготовления допускается эвольвентный профиль зубьев.

Отклонения на наружный диаметр шкива должны быть в пределах $+20 \div -50$ мкм при $m = 2$ с увеличением их до $+50 \div -100$ мкм при $m = 10$. Шероховатость поверхности зубьев не более $R_a = 2,5$ мкм.

Конструкции шкивов схематически представлены на рисунке 4.5. При ширине ремня b ширина шкива без бортов $V=b+m$.

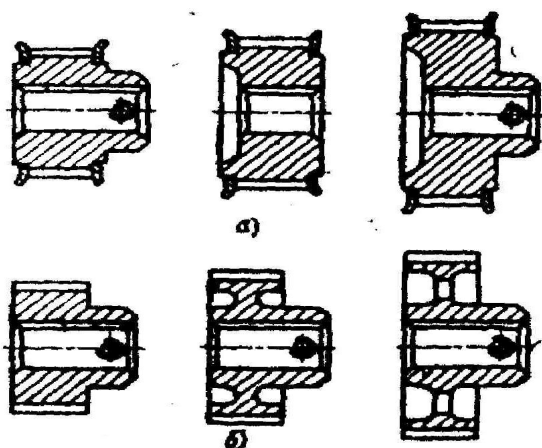


Рис. 4.5. Конструкции шкивов для зубчатых ремней: а – с ребордами; б – без реборд

Для предупреждения сбегания ремня один из шкивов (преимущественно меньший) делают с ребордами высотой 1,5–4 мм; допустимо односторонние реборды ставить на каждом шкиве с противоположных сторон ремня.

При межосевом расстоянии $a > 8d_1$ и $u < 3$ оба шкива делают с ребордами. Рекомендуемая высота реборд 1,5–4 мм. Материал шкивов – чугун.

При $v < 30 \text{ м/с}$ используется сталь, легкие сплавы и пластмассы. Зубья нарезают методом обкатки, при серийном производстве получают точным литьем под давлением без дополнительной обработки зубьев.

Выбор параметров передачи и ее расчет

Число зубьев меньшего шкива z_1 в зависимости от частоты вращения быстроходного вала n_6 и модуля m указано в таблице 4.9. Число зубьев второго шкива $z_2 = u \cdot z_1$.

Модуль m выбирают по таблице 4.7 по моменту T_1 на быстроходном валу. Из возможных вариантов лучше применять ремни с меньшим модулем – это уменьшает диаметры шкивов и центробежные силы, снижает шум и массу передачи, но увеличивает ширину ремня.

Геометрические размеры обоих шкивов: расчетные диаметры d , наружные d_a , внутренние d_f диаметры, шаг p_m и толщину зуба s_w по наружной окружности находят по формулам (4.18)–(4.21).

Межосевое расстояние назначают:

$$a = (0,5 \div 2,0)(d_2 + d_1).$$

Длину ремня L определяют по формуле (4.23), после чего из зависимости (4.17) находят число зубьев ремня z_p , которое округляют до нормализованных значений. После этого находят окончательную длину ремня $L = \pi m z_p$ и методом последовательных приближений окончательное межосевое расстояние a (с точностью до 0,1 мм) по формуле (4.24):

$$L = 2a \cos \gamma + \frac{\pi}{2}(d_2 + d_1) + \pi(d_2 - d_1) \frac{\gamma}{180} \quad (4.23)$$

$$a = \frac{1}{8} \left\{ 2L - \pi(d_2 + d_1) + \sqrt{[2L - \pi(d_2 + d_1)]^2 - 8(d_2 - d_1)^2} \right\}, \quad (4.24)$$

где γ – угол между линией центров передачи и ветвью ремня, определяемый из уравнения:

$$\gamma = \arcsin \frac{d_2 - d_1}{2a}.$$

Число зубьев ремня, находящихся в зацеплении с малым шкивом:

$$z_0 = z_1 \frac{\alpha^0}{360}, \quad (4.25)$$

где $\alpha^0 = 180 - 2\gamma^0$ – угол обхвата на малом шкиве;
 z_1 – число зубьев малого шкива.

Рекомендуемые числа зубьев z_1 меньшего шкива

Частота вращения быстроходного вала n_σ , об/мин	Число зубьев z_1 при модуле m , мм						
	2	3	4*	4**	5	7	10
1000	12	14	16	18	18	22	22
1500						24	24
2000		16	18	20	20	26–28	26–28
2500						30–32	30–32
3000							34–36
3500	14	18	20	22	34–36	—	
4000						—	
4500						—	
5000	16	20	22	24	—	—	
5500						—	
6000						—	
6500						—	
7000	18	20	—	—	—	—	
7500						—	
8000						—	
10000	20	—	—	—	—	—	

* При металлотросе $\delta = 0,36\text{мм}$;
 ** При металлотросе $\delta = 0,65\text{мм}$.

Для хорошей работы передачи должно быть $z_0 \geq 6$. При меньшем z_0 прочность зубьев на срез становится ниже прочности слоя металлотроса и несущая способность передачи падает. При получении $z_0 \leq 6$ рекомендуется увеличить межосевое расстояние.

Удельное окружное усилие p_0 , передаваемое зубчатыми ремнями при спокойной работе, $u \geq 1$, двух шкивах и $z_0 \geq 6$ приведено в таблице 4.7 Допускаемое удельное окружное усилие при данных условиях работы:

$$[p] = p_0 C_p C_i C_0 C_z, \quad (4.26)$$

где C_p – коэффициент режима работы, C_i вводится только для ускоряющих передач.

$$u = \frac{n_1}{n_2} \dots\dots\dots 1-0,8 \quad 0,8-0,6 \quad 0,6-0,4 \quad 0,4-0,3 \quad 0,3;$$

$$C_p \dots\dots\dots 1 \quad 0,95 \quad 0,90 \quad 0,85 \quad 0,80.$$

Коэффициент C_0 учитывает влияние роликов.

При одном ролике $C_0 > 0,9$, при двух $C_0 = 0,8$.

Коэффициент C_z при числе зубьев в зацеплении $z_0 = 6; 5$ и 4 соответственно равен $1; 0,8$ и $0,6$.

Рабочее удельное окружное усилие:

$$p = \frac{F_t}{b} + \frac{qV^2}{g} \leq [p], \quad (4.27)$$

где F_t – окружное усилие, определяемое по формуле $F_t = \frac{2T_1}{d_1}$;

q – масса 1 м длины ремня шириной 1 см (табл. 4.7).

В проектном расчете находят необходимую ширину ремня:

$$b = \frac{F_t}{[p] - \frac{qV^2}{g}}, \quad (4.28)$$

которая округляется до нормализованных значений по данным таблицы 4.7.

Ширина ремня b должна быть меньше d_f . При большой ширине чрезмерное усилие на реборды будет вызывать их износ или сбегание ремня со шкивов.

4.5. Расчет клиноременной и поликлиноременной передачи

Проектный расчет

Выбирают сечение ремня (тип ремня указан в задании) по номограмме рисунка 4.6 для клиновых ремней нормального сечения, по рисунку 4.7 – для клиновых ремней узкого сечения и по рисунку 4.8 – для поликлиновых ремней.

Выбор сечения ремня производится по одной из этих номограмм (рис. 4.6–4.8) в зависимости от мощности, передаваемой ведущим шкивом, $P_1, кВт$ (номинальная мощность двигателя $P_{ном}$) и его частоте вращения $n_1, об/мин$ (номинальная частота вращения двигателя $n_{ном}$).

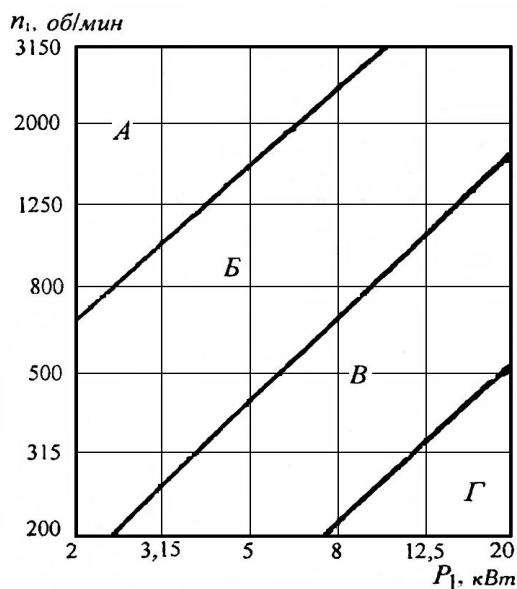


Рис. 4.6. Номограмма для выбора клиновых ремней нормального сечения

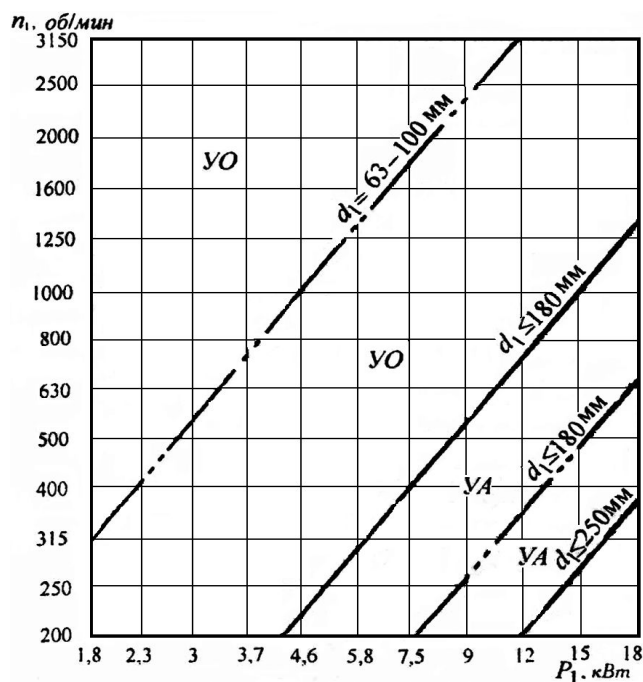


Рис. 4.7. Номограмма для выбора клиновых ремней узкого сечения

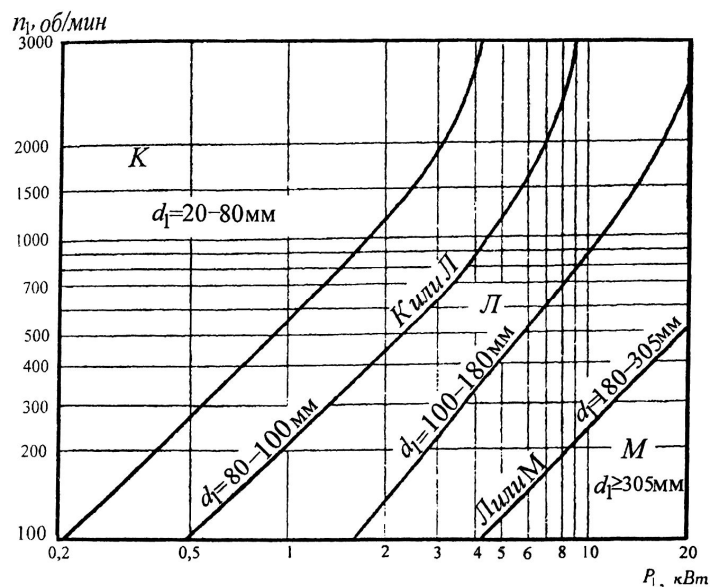


Рис. 4.8. Номограмма для выбора поликлиновых ремней

Учесть, что клиновые ремни нормального сечения O применяют только для передач малой мощности, то есть $P_1 \leq 2 \text{ кВт}$.

Определяют минимально допустимый диаметр ведущего шкива $d_{1\text{min}}$, мм по таблице 4.10 в зависимости от вращающего момента на валу $T_{\text{де}}$ Н·м и выбранного сечения ремня.

Для обеспечения повышения срока службы ремней рекомендуется применять ведущие шкивы с диаметром d на 1–2 порядка выше $d_{1\text{min}}$ выбранного из таблицы 4.10.

Минимальные значения диаметра меньших шкивов для передачи наибольших моментов

Обозначение сечения ремня	Нормальное сечение			Узкое сечение		Поликлиновое сечение			
	О	А	Б	УО	УА	УБ	К	Л	М
Вращающий момент, Н·м	< 30	15–60	50–150	< 150	90–400	300–2000	< 40	8–40	> 130
d_{1min} , мм	63	90	125	63	90	140	40	80	180

Вычисляют диаметр ведомого шкива d_2 , мм:

$$d_2 = d_1 u (1 - \varepsilon), \quad (4.29)$$

где u – передаточное число ременной передачи;

ε – коэффициент скольжения, $\varepsilon = 0,01 \div 0,02$. Полученное значение d_2 округляют до ближайшего стандартного (см. раздел 4.3).

Определяют далее фактическое передаточное число u_ϕ и проверяют его отклонение Δu от заданного u :

$$u_\phi = \frac{d}{d_1(1-\varepsilon)}; \Delta u = \frac{|u_\phi - u|}{u} \cdot 100\% \leq 3\%. \quad (4.30)$$

Рассчитывают ориентировочно межосевое расстояние a' , мм:

$$a' = (0.55 - 2) \cdot (d_1 + d_2) + h(H), \quad (4.31)$$

где $h(H)$ – высота сечения клинового (поликлинового) ремня (табл. 4.11).

Рассчитывают длину ремня l , мм:

$$l' = 2a' + \frac{\pi}{2}(d_2 + d_1) + \frac{(d_2 - d_1)^2}{4a'}. \quad (4.32)$$

Значение l' округлить до ближайшего стандартного (см. раздел 4.3).

С учетом выбранной стандартной длины ремня уточняют значение межосевого расстояния, a , мм:

$$a = 0,125 \left\{ 2l - \pi(d_2 + d_1) + \sqrt{[2l - \pi(d_2 + d_1)]^2 - 8(d_2 - d_1)^2} \right\}. \quad (4.33)$$

При монтаже передачи необходимо обеспечить возможность уменьшения межосевого расстояния a на $0,01l$, для того, чтобы облегчить надевание ремня на шкив; для уменьшения натяжения ремней предусмотреть возможность уменьшения a на $0,025l$.

Угол обхвата ремнем ведущего шкива α_1 , град:

$$\alpha_1 = 180^\circ - 57 \left(\frac{d_2 - d_1}{a} \right). \quad (4.34)$$

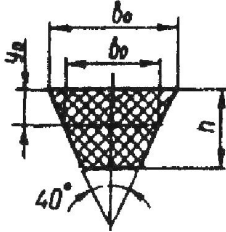
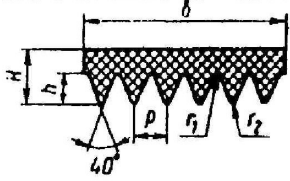
Угол α_1 , должен лежать в пределах

$$120^\circ \leq \alpha_1 \leq 180^\circ.$$

Угол между ветвями ремня, град:

$$\beta = 57 \left(\frac{d_2 - d_1}{a} \right). \quad (4.35)$$

Основные параметры клиновых и поликлиновых ремней общего назначения

Основной размер, мм									
	Обозначение сечения ремня								
	Нормальное сечение по ГОСТ 1284-80			Узкое сечение по ТУ 38-40534-75			Поликлиновое сечение по РТМ 38-40528-74		
	0	А	Б	УО	УА	УБ	К	Л	М
b_p	8,5	11	14	8,5	11	14			
b_0	10	13	17	10	13	17			
h	6	8	10,5	8	10	13	2,35		
y	2,1	2,8	4,0	2,0	2,8	3,5			
Площадь сечения A , мм ²	47	81	138	56	93	159	$0,5b(2H-h)$		
Предельное значение: l , мм	400–2500	560–4000	800–6300	630–3550	800–4500	1250–8000	400–2000	1250–6000	2000–6000
p							2,4	4,8	9,5
H							4	9,5	16,7
Число ремней (клиньев)		5,6		5,6	8	...12	2–36	4–20	4–20
Масса 1 м длины q , кг/м	0,06	0,105	0,18	0,07	0,12	0,20	0,09	0,45	1,6

Примечания. 1. l – расчетная длина ремня на уровне нейтральной линии. 2. (r_1 ; r_2) – радиусы закруглений сечений поликлиновых ремней: К (0,4; 0,2), Л (0,6; 0,4); М (1,0; 0,8).

Скорость ремня V , м/с:

$$V = \frac{\pi d_1 \cdot n_1}{60 \cdot 1000} \leq [V], \quad (4.36)$$

где d_1 и n_1 – диаметры ведущего шкива, мм и его частота вращения, об/мин;

$[V]$ – допустимая скорость, м/с; $[V] = 25$ м/с – для клиновых ремней; $[V] = 40$ м/с – для узких клиновых ремней и поликлиновых ремней.

Частота пробегов ремня U , с⁻¹:

$$U = V/l \leq [U], \quad (4.37)$$

где $[U] = 30$ с⁻¹ – допустимая частота пробегов ремня. Условие (4.37) гарантирует срок службы ремней – 1000–5000 ч.

Определяют допускаемую мощность, передаваемую одним клиновым ремнем или поликлиновым ремнем с десятью клиньями $[P_n]$ кВт:

$$[P_n] = [P_0] \cdot C_p \cdot C_\alpha \cdot C_l \cdot C_z \text{ – клиновым ремнем;}$$

$$[P_n] = [P_0] \cdot C_p \cdot C_\alpha \cdot C_l \text{ – поликлиновым ремнем,}$$

где $[P_0]$ – допустимая приведенная мощность, передаваемая одним клиновым или поликлиновым ремнем с десятью клиньями, кВт; выбираются по таблице 4.12 в зависимости от типа ремня, его сечения, скорости V , м/с и диаметра ведущего шкива d_1 , мм;

C – поправочные коэффициенты (табл. 4.5).

Определяют количество клиновых ремней или число клиньев поликлинового ремня Z .

Таблица 4.12

Допускаемая приведенная мощность (P_0), кВт, передаваемая одним клиновым ремнем, узким клиновым ремнем, поликлиновым ремнем с десятью клиньями

Тип ремня	Сечение, длина l_0 , мм	Диаметр меньшего шкива d_1 , мм	Скорость ремня V , м/с							
			3	5	10	15	20	25	30	
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
Клиновой	О 1320	63	-	0,33	0,49	0,82	1,03	1,11	-	-
		71	-	0,37	0,56	0,95	1,22	1,37	1,40	-
		80	-	0,43	0,62	1,07	1,41	1,60	1,65	-
		90	-	0,49	0,67	1,16	1,56	1,73	1,90	1,85
		100	-	0,51	0,75	1,25	1,69	1,94	2,11	2,081
		112	-	0,54	0,80	1,33	1,79	2,11	2,28	2,27
	А 1700	90	-	0,71	0,84	1,39	1,75	1,88	-	-
		100	-	0,72	0,95	1,60	2,07	2,31	2,29	-
		112	-	0,74	1,05	1,82	2,39	2,74	2,82	2,50
		125	-	0,80	1,15	2,00	2,66	3,10	3,27	3,14
		140	-	0,87	1,26	2,17	2,91	3,42	3,67	3,64
		160	-	0,97	1,37	2,34	3,20	3,78	4,11	4,17
	Б 2240	125	-	0,95	1,39	2,26	2,80	-	-	-
		140	-	1,04	1,61	2,70	3,45	3,83	-	-
		160	-	1,16	1,83	3,15	4,13	4,73	4,88	4,47
		180	-	1,28	2,01	3,51	4,66	5,44	5,76	5,53
		200	-	1,40	2,10	3,73	4,95	5,95	6,32	6,23
		224	-	1,55	2,21	4,00	5,29	6,57	7,00	7,07
Узкий клиновой	УО 1600	63	-	0,68	0,95	1,50	1,80	1,85	-	-
		71	-	0,78	1,18	1,95	2,46	2,73	2,65	-
		80	-	0,90	1,38	2,34	3,06	3,50	3,66	-
		90	-	0,92	1,55	2,65	3,57	4,20	4,50	4,55
		100	-	1,07	1,66	2,92	3,95	4,72	5,20	5,35
		112	-	1,15	1,80	3,20	4,35	5,25	5,85	6,15
	УА 2500	90	-	1,08	1,56	2,57	-	-	-	-
		100	-	1,26	1,89	3,15	4,04	4,46	-	-
		112	-	1,41	2,17	3,72	4,88	5,61	5,84	-
		125	-	1,53	2,41	4,23	5,67	6,0	7,12	,10
		140	-	1,72	2,64	4,70	6,3	7,56	8,25	8,43
		160	-	1,84	2,88	5,17	7,03	8,54	9,51	9,94
	УБ 3550	140	-	1,96	2,95	5,00	6,37	-	-	-
		160	-	2,24	3,45	5,98	7,88	9,10	9,49	-
		180	-	2,46	3,80	6,70	9,05	10,6	11,4	11,5
		200	-	2,64	4,12	7,3	10,0	11,9	13,1	13,3
		224	-	2,81	4,26	7,88	10,7	13,0	14,6	15,1

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
Поликли- новой	К 710	40	0,65	0,90	1,4	2,4	3,2	3,7	-	-
		45	0,7	0,98	1,55	2,7	3,6	4,3	4,9	-
		50	0,76	1,06	1,65	2,9	4,0	4,8	5,3	-
		63	0,85	1,18	1,86	3,4	4,6	5,7	6,4	6,8
		71	0,88	1,25	2,0	3,6	4,9	6,0	6,9	7,4
		80	0,92	1,3	2,05	3,7	5,2	6,4	7,3	7,9
		90	0,95	1,35	2,15	3,9	5,4	6,7	8,0	8,7
	100	0,97	1,38	2,2	4,0	5,6	6,9	9,2	9,1	
	Л 1600	80	1,9	2,47	3,9	6,4	7,9	8,3	-	-
		90	2,2	2,96	4,5	7,6	9,7	10,8	-	-
		100	2,3	3,2	5,0	8,6	11,2	12,7	13,0	-
		112	2,54	3,53	5,5	9,6	12,7	14,7	15,3	-
		125	2,7	3,76	5,9	10,4	13,9	16,3	17,4	17,0
		140	2,9	4,04	6,3	11,0	15,0	17,8	19,2	19,0
	М 2240	180	7,1	9,57	14,5	24,0	30,2	32,8	31,8	24,2
		200	7,7	10,6	16,3	27,7	35,8	30,3	40,4	35,4
		224	8,5	11,7	18,0	31,3	41,2	47,5	49,5	46,3

$$\text{Количество клиновых ремней: } Z = P_{ном} / [P_n]. \quad (4.38)$$

$$\text{Число клиньев поликлинового ремня: } Z = 10 \cdot P_{ном} / [P_n], \quad (4.39)$$

где $P_{НОМ}$ – номинальная мощность двигателя, кВт;

$[P_n]$ – допустимая мощность, передаваемая ремнями, кВт.

В проектируемых передачах малой и средней мощности рекомендуется принимать число клиновых ремней $Z \leq 5$ из-за их неодинаковой длины и неравномерности нагружения; число клиньев поликлинового ремня выбирают из таблицы 4.11.

Рассчитывают силу предварительного натяжения F_0 , Н:

$$\text{одного клинового ремня – } F_0 = \frac{850 \cdot P_{ном} C_l}{Z \cdot V \cdot C_\alpha \cdot C_p}; \quad (4.40)$$

$$\text{поликлинового ремня – } F_0 = \frac{850 \cdot P_{ном} C_l}{V \cdot C_\alpha \cdot C_p}, \quad (4.41)$$

где V – скорость ремня, м/с;

$P_{ном}$ – номинальная мощность двигателя, кВт;

$C_p; C_\alpha; C_l$ – поправочные коэффициенты (табл. 4.5);

Z – число ремней.

Окружная сила, передаваемая комплектом клиновых ремней или поликлиновым ремнем F_t , Н:

$$F_t = P_{ном} \cdot 10^3 / V, \quad (4.42)$$

где V – окружная скорость ремня, м/с.

Силы натяжения ремней F_1 и F_2 , Н:

одного клинового ремня:

поликлинового ремня:

$$F_1 = F_0 + \frac{F_t}{2 \cdot Z};$$

$$F_1 = F_0 + \frac{F_t}{2};$$

$$F_2 = F_0 - \frac{F_t}{2 \cdot Z};$$

$$F_2 = F_0 - \frac{F_t}{2}.$$

(4.43)

Сила давления ремней на вал $F_{0н}$, Н:

$$F_{0н} = 2F_0 \cdot Z \cdot \sin(\alpha_1 / 2) \text{ – от клиновых ремней; } \quad (4.44)$$

$$F_{0н} = 2F_0 \cdot \sin(\alpha / 2) \text{ – от поликлинового ремня. } \quad (4.45)$$

Проверочный расчет

При проверочном расчете определяют прочность одного клинового ремня или поликлинового ремня по максимальным напряжениям в сечении ведущей ветви σ_{\max} , $H / \text{мм}^2$, определение которых приведено выше (см. (4.15)).

Долговечность поликлинового ремня от 1000–5000 ч гарантируется при соблюдении условия $\sigma_{\max} \leq [\sigma]_p$.

Долговечность клинового ремня (рабочий ресурс) H_0 :

$$H_0 = \left(\frac{\sigma_{-1}}{\sigma_{\max}} \right)^8 \cdot \frac{10^3 \cdot N_{oc} \cdot l \cdot C_u \cdot C_H}{60\pi \cdot d_1 \cdot n_1}, \quad (4.46)$$

где d_1 – диаметр ведущего шкива, мм;

n_1 – частота вращения ведущего шкива, об/мин;

σ_{-1} – предел выносливости материала ремня, $\sigma_{-1} = 7 \text{ Н/мм}^2$;

σ_{\max} – максимальное напряжение в ведущей ветви ремня, Н/мм^2 (см. 4.15);

$C_u = (1,5\sqrt[3]{u} - 0,5)$ – коэффициент, учитывающий, влияние передаточного числа u ременной передачи;

C_H – коэффициент нагрузки: $C_H = 2$ – при периодической меняющейся нагрузке;

$C_H = 1$ – при постоянной нагрузке;

l – принятая стандартная длина ремня, мм;

N_{oc} – базовое число циклов нагружения:

$N_{oc} \geq 4,6 \cdot 10^6$ – для сечения О и А;

$N_{oc} \geq 4,7 \cdot 10^6$ – для сечения Б, В и Г.

Для клиновых ремней рабочий ресурс $H_0 \geq 5000$ ч – при легком, $H_0 \geq 2000$ ч – при среднем и $H_0 \geq 1000$ ч – при тяжелом режиме работы.

Натяжение ремня

Предварительное натяжение зубчатого ремня необходимо для устранения зазоров в зацеплении в правильного набегания ремня на шкивы.

Начальное натяжение ветви ремня должно быть несколько больше натяжения от центробежных сил:

$$F_0 = (1,1 + 1,3)S_u = (0,11 + 0,13)qbV^2, \quad (4.47)$$

где b – ширина ремня, см;

v – скорость, м/с;

q – масса 1 м длины ремня шириной 1 см (см. табл. 4.11), К2.

Большие значения в формуле (4.47) для тяжело нагруженных ремней и ремней больших модулей.

Усилие, действующее на вал, F_{on} , определяют по формулам (4.43)–(4.44).

Допускаемый перекося осей шкивов при монтаже должен быть не более $\pm 25'$ при $n_{\delta} \leq 1500$ об/мин и не более $15'$ при $n_{\delta} > 1500$ об/мин. Допускаемое отклонение межосевого расстояния $\pm 0,05$ мм для ремней с $m = 2 \div 5$ мм и $\pm 0,15$ мм для ремней с $m = 7$ и 10 мм. При невозможности выдержать эти допуски, а также для натяжения ремня или увеличения z_0 , применяют натяжной или направляющий ролик. При расположении ролика снаружи контура его выполняют гладким с диаметром $d_0 = 1,3d_1$; при расположении внутри контура (что предпочтительнее) – зубчатым диаметром $d_0 = d_1$. В обоих случаях ролик следует ставить на ведомой ветви.