

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ

Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего  
профессионального образования  
«УФИМСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ НЕФТЯНОЙ  
ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»

Кафедра «Механика и конструирование машин»

## **РЕМЕННЫЕ ПЕРЕДАЧИ**

Учебно–методическое пособие

Уфа 2004

Указания включают в себя справочные данные и методики расчетов ремённых передач с плоскими, клиновыми, поликлиновыми и зубчатыми ремнями.

Разработка рекомендуется в помощь студентам всех специальностей при выполнении домашних заданий и курсовых проектов по деталям машин.

Составители: Комлев А.А., доцент, к.т.н.  
Полканова О.Г., доцент, к.т.н.

Рецензент: Васильев В.В., доцент, к.т.н.

## СОДЕРЖАНИЕ

1	ПЛОСКОРЕМЕННАЯ ПЕРЕДАЧА.....	2
1. 1	Общие требования к материалам приводных ремней.....	2
1. 2	Характеристика плоских ремней.....	2
1. 3	Шкивы плоскоременных передач.....	3
1. 4	Методика расчета плоскоременной передачи.....	3
2	МЕТОДИКА РАСЧЕТА КЛИНОРЕМЕННОЙ ПЕРЕДАЧИ.....	7
3	МЕТОДИКА РАСЧЕТА ПОЛИКЛИНОВОЙ ПЕРЕДАЧИ.....	14
4	МЕТОДИКА РАСЧЕТА ПЕРЕДАЧИ ЗУБЧАТЫМ РЕМНЕМ.....	19
	ЛИТЕРАТУРА.....	25

## 1 ПЛОСКОРЕМЕННАЯ ПЕРЕДАЧА

### 1.1 Общие требования к материалам приводных ремней

Ремень должен иметь: а) достаточную прочность при переменных напряжениях и износостойкость; б) достаточный коэффициент трения со шкивами во избежание больших сил начального натяжения; в) невысокую изгибную жесткость во избежание больших напряжений изгиба при огибании шкивов.

У большинства современных ремней прочность обеспечивается специальными слоями корда, а повышенный коэффициент трения - пропиткой или обкладками. Несущие слои, расположенные по центру тяжести сечений, имеют высокий модуль упругости.

### 1.2 Характеристика плоских ремней

Наиболее широкое применение получили резинотканевые ремни, однако их не рекомендуется применять в среде, загрязненной парами нефтепродуктов. Сердечник ремней состоит из слоев прорезиненной ткани; предпочтительны ткани из синтетических волокон ТК-150, ТА-150, ТК-200; ограниченно ремни изготавливаются из комбинированной ткани БКНЛ-65; ткани прокладок Б-820 - хлопчатобумажная ткань.

Допускаемые скорости ремней до 30 м/с.

Кожаные ремни хорошо выдерживают переменные нагрузки, высокие скорости ремня (40. . . 45 м/с), но не рекомендуется для эксплуатации в средах с высокой влажностью, с парами кислот и щелочей. Стоимость кожаных ремней сравнительно высока, т. к. изготавливаются из натуральной кожи. Применение их ограничено.

Синтетические ремни на основе высокоориентированной полиамидной пленки выпускаются конечные, состоят из одного или нескольких слоев тонкой высокоориентированной пленки, склеенных в один полимерный несущий слой-сердечник. К сердечнику крепится через клеевой состав полиамидная ткань для обеспечения соединения сердечника ремня с облицовкой (резиновым покрытием). Одновременно ткань является связывающим звеном отдельных сердечников по ширине при широких ремнях.

Толщина ремней находится в пределах 0,7. . . 6,0 мм. Ширина ремня определяется на основе силового расчета.

Допустимая скорость для ремней с полиамидным сердечником 50 м/с, а в отдельных случаях - до 100 м/с. Передаваемая мощность - 400 кВт и более.

### 1.3 Шкивы плоскоременных передач

Один из шкивов передачи выполняют с гладким ободом, второй (большой) - выпуклым. Материал шкивов: при окружной скорости до 30 м/с - чугун СА415; при большой скорости (порядка 30. . . 50 м/с) - сталь 25 Л; для быстроходных передач ( $V \geq 50$  м/с) - алюминиевые сплавы.

### 1.4 Методика расчёта плоскоремённой передачи с резинотканевым ремнём

Исходные данные для расчёта:

$N_1$  - передаваемая мощность на ведущем шкиве, Вт;

$n_1$  - частота вращения ведущего шкива, об / мин;

$i$  - передаточное отношение ремённой передачи;

- условия работы ремня.

#### 1.4.1 Диаметр ведущего шкива из условия тяговой способности, мм

$$d_1 \approx 6 \cdot \sqrt[3]{T_1},$$

где  $T_1$  - крутящий момент на ведущем шкиве в Н·мм.

Округляют диаметр шкива до ближайшего стандартного по ГОСТ 17383-70 из ряда: 45; 50; 56; 63; 71; 80; 90; 100; 112; 125; 140; 160; 180; 200; 224; 250; 280; 315; 355; 400; 450; 500; 560; 630; 710; 800; 1000; 1120 мм.

#### 1.4.2 Диаметр ведомого шкива, мм

$$d_2 = d_1 \cdot i \cdot (1 - \varepsilon),$$

где  $\varepsilon$  - коэффициент относительного проскальзывания. Для плоских ремней

$$\varepsilon = 0,01.$$

Полученный диаметр  $d_2$  округляют по ГОСТ 17383 - 70.

#### 1.4.3 Фактическое передаточное отношение

$$i_1 = \frac{d_2}{d_1(1 - \varepsilon)} \quad 4 \geq i_\phi \geq \frac{1}{4}$$

#### 1.4.4 Отклонение передаточного отношения

$$\Delta i = \frac{i_\phi - i}{i_\phi} \cdot 100\% \quad (\text{допускается } \pm 3 \%)$$

Если  $\Delta i \geq \pm 3\%$ , разрешается диаметр  $d_2$  не округлять по ГОСТу.

#### 1.4.5 Рекомендуемое межосевое расстояние, мм

$$a = 2 (d_1 + d_2).$$

#### 1.4.6 Угол обхвата малого шкива

$$\alpha_1 = 180^\circ - \frac{d_2 - d_1}{a} \cdot 60^\circ \geq [\alpha] ; \quad [\alpha] = 150^\circ.$$

#### 1.4.7 Длина ремня, мм.

$$L = 2a + 0,5 \cdot \pi(d_1 + d_2) + \frac{(d_2 - d_1)^2}{4a}$$

#### 1.4.8 Скорость ремня, м / с

$$V = \frac{\pi \cdot d_1 \cdot n_1}{60}, \quad \text{где } d_1 - \text{в м.}$$

1.4.9 Выбирается тип ремня и допускаемое удельное давление  $[p_0]$  в стеновых условиях для одного слоя ремня (таблица 1.1).

Таблица 1. 1 - Ремни плоские резинотканевые ( ГОСТ 23831- 79 )

Технические характеристики прокладок	Прокладки из ткани			
	Б - 820	БНЛ	ТА – 50, ТК-150	ТК-200
Наибольшая допустимая нагрузка на единицу ширины ремня $[p_0]$ для одного слоя, Н/мм	3	3	10	13
Расчетная толщина одного слоя ремня с резиновой прослойкой $\delta_0$ , мм	1,5	1,2	1,2	1,3
Число слоёв Z при ширине ремня b, мм				
20 - 71	3 - 5	3 - 5	-	-
80 - 112	3 - 6	3 - 6	-	-
125 - 560	3 - 6	3 - 6	3 - 4	3 - 4

#### 1.4.10 По таблице 1.2. задаётся отношение $d_{\min} / \delta$

Таблица 1.2 – Отношение минимального диаметра шкива к толщине ремня

Ремни	$d_{\min} / \delta$	
	рекомендуемое	допустимое
Резинотканевые	40	30
Кожаные	35	25
Хлопчатобумажные цельнотканые	30	25
Синтетические	100...150	50...70

Примечание -  $\delta$  - толщина ремня.

#### 1.4.11 Необходимая расчетная толщина ремня, мм

$$\delta_p = \frac{d_1}{[d_{\min} / \delta]}$$

#### 1.4.12 Расчетное число прокладок

$$Z = \frac{\delta_p}{\delta_o} \quad (\text{округлить до большего целого числа}),$$

где  $\delta_o$  - толщина одного слоя ремня по таблице 1. 1.

#### 1.4.13 Окончательная толщина ремня

$$\delta = Z \cdot \delta_o .$$

1.4.14 Определяют коэффициенты, учитывающие реальные условия эксплуатации отличные от стендовых

- коэффициент, учитывающий влияние угла обхвата

$$C_\alpha = [ 1 - 0,003 (180 - \alpha^0) ] ;$$

- коэффициент, учитывающий влияние скорости ремня  $V$  (м/с)

$$C_V = 1, 04 - 0, 0004 \cdot V^2,$$

где  $V$  - скорость ремня в м/с;

- коэффициент, учитывающий влияние режима работы  $C_p$

Таблица 1. 3 – Значения коэффициента  $C_p$  для односменной работы

Характер нагрузки	$C_p$
Рабочая нагрузка постоянная	1,0
Рабочая нагрузка с небольшими колебаниями	0,9
Рабочая нагрузка со значительными колебаниями	0,8
Рабочая нагрузка весьма неравномерная	0,7

Примечание - При работе в 2 смены значения  $C_p$  уменьшают на 0,1; при трехсменной - на 0,2.

- коэффициент, учитывающий влияние угла наклона линии центров передачи,  $C_0$

при наклоне: до  $60^\circ$  -  $C_0 = 1$ ;  $60 \dots 80^\circ$  -  $C_0 = 0,9$ ;  $80 \dots 90^\circ$  -  $C_0 = 0,8$ .

1.4.15 Допускаемая рабочая нагрузка на 1мм ширины, одного слоя ремня из условия сцепления ремня со шкивом, Н/мм

$$[P] = [P_0] \cdot C_\alpha \cdot C_v \cdot C_p \cdot C_0 .$$

1.4.16 Окружная сила, Н

$$F_t = \frac{N_1}{V} \text{ или } F_t = \frac{T_1}{d_1 / 2},$$

где  $N_1$ , Вт;  $V$ , м/с.

1.4.17 Требуемая ширина ремня  $b$ , мм

$$b \geq \frac{F_t}{Z \cdot [P]},$$

$b$  округлить по стандартному ряду: 20; 25; 32; 40; 50; 63; 71; 80; 90; 100; 112; 125; 140; 160; 180; 200; 224; 250; 280; ( ряд приведен с сокращениями ).

1.4.18 Предварительное натяжение ремня, Н

$$F_0 = \sigma_0 \cdot b \cdot \delta,$$

где  $\sigma_0$  - напряжение от предварительного натяжения.  $\sigma_0 = 1,8$  МПа - оптимальное значение для плоских ремней.



## 1.4.19 Натяжение ветвей, Н

$$\begin{array}{ll} \text{ведущей} & F_1 = F_0 + 0,5 F_t ; \\ \text{ведомой} & F_2 = F_0 - 0,5 F_t . \end{array}$$

1.4.20 Напряжение в ремне от силы  $F_1$ , МПа

$$\sigma_1 = \frac{F_1}{b \cdot \delta}$$

## 1.4.21 Напряжение изгиба в ремне, МПа

$$\sigma_{\text{и}} = E_{\text{и}} \cdot \frac{\delta}{d_1},$$

где  $E_{\text{и}}$  - модуль упругости ремня.  $E_{\text{и}} = 100 \dots 200$  МПа - для резинотканевых ремней.

## 1.4.22 Напряжение от центробежной силы, МПа

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

где  $\rho$  - плотность материала ремня,  $\text{кг} / \text{м}^3$ .  $\rho = 1100 \dots 1200$   $\text{кг} / \text{м}^3$  - для резинотканевых ремней.

## 1.4.23 Максимальное напряжение в ремне, МПа

$$\sigma_{\text{max}} = \sigma_1 + \sigma_{\text{и}} + \sigma_V .$$

$$\sigma_{\text{max}} \leq [\sigma] = 7 \text{ МПа} - \text{ для резинотканевых ремней.}$$

1.4.24 Частота пробега точки ремня мимо меньшего шкива (косвенная проверка долговечности ремня,  $\text{с}^{-1}$ )

$$U = \frac{V}{L} \leq [U] ,$$

где  $V$ ,  $\text{м} / \text{с}$ ;  $L$ ,  $\text{м}$ ;  $[U] = 10 \text{ с}^{-1}$ .

## 1.4.25 Нагрузка на вал от шкива ремённой передачи, Н

$$F_B = 2 \cdot F_0 \cdot \sin \frac{\alpha}{2} .$$

## 2 МЕТОДИКА РАСЧЁТА КЛИНОРЕМЁННОЙ ПЕРЕДАЧИ

В соответствии с методикой расчёта профиль клинового ремня при заданной мощности выбирается предварительно в зависимости от момента на быстроходном шкиве  $T_1$  (Н·м). Так как скорость ремня при этом неизвестна, то выбирают для определенного интервала моментов несколько вариантов (два или три) и дальнейшие расчёты ведут для каждого из выбранных профилей параллельно.

Исходные данные для расчёта:

$N_1$  - мощность на быстроходном шкиве, Вт;

$\omega_1$  - угловая скорость на этом же шкиве, рад/с ;

$i$  - передаточное отношение ремённой передачи.

$$T_1 = \frac{N_1}{\omega_1}, \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

2.1 В зависимости от момента  $T_1$  выбирают профиль и размеры  $h$  и  $b_0$  клинового ремня (по таблице 2.1).

Таблица 2.1- Параметры стандартных клиновых ремней

$T_1$ , Н·м	Обозначение сечения	$b_p$ , мм	$b_o$ , мм	Высота $h$ , мм	$y_o$ , мм	Площадь $A$ , мм <sup>2</sup>	Предельные расчетные длины $L_p$ , мм	$d_{p1} \text{ min}$
< 25	О(З)	8,5	10	6	2,1	47	400... 2500	63
11... 70	А(А)	11	13	8	2,8	81	560... 4000	90
40... 190	Б(В)	14	17	10,5	4,0	138	800... 6300	125
110... 550	В(С)	19	22	13,5	4,8	230	1800... 10600	200
450... 2000	Г(Д)	27	32	19	6,9	476	3150... 15000	315
1100... 4500	Д(Е)	32	38	23,5	8,3	692	4500... 18000	500
2200	Е(Е <sub>о</sub> )	42	50	30	11,0	1170	6300... 18000	800
150	УО	8,5	10	8	2,0	56	630... 3550	63
90... 400	УА	11,0	13	10	2,8	93	800... 4500	90
300... 2000	УБ	14,0	17	13	3,5	159	1250... 8000	140
1500	УВ	19	22	18	4,8	278	2000... 8000	224

### Примечания

1 Размеры сечений, длины клиновых ремней нормального сечения и минимальные диаметры шкивов, для них, по ГОСТ 1284.1-80 и ГОСТ 1284.3-80.

2 Для узких сечений по ТУ 38-40534-75 и ТУ 38-05161-84.

2.2 В зависимости от выбранного профиля ремня задают расчётный диаметр меньшего шкива  $d_{p1}$  по условию  $d_{p1} \geq d_{p1} \text{ min}$  из стандартного ряда диаметров, представленных в последней колонке таблицы 2.1.

2.3 Определяют диаметр ведомого шкива

$$d_{p2} = d_{p1} \cdot i \cdot (1 - \varepsilon),$$

где  $\varepsilon = 0,01 \dots 0,02$  – коэффициент относительно скольжения ремня по шкиву.

Значения  $d_{p2}$  округляют по ГОСТ 1284.3- 80, в ближайшую сторону, согласно ряду: 63; 71; 90; 100; 125; 160; 180; 190; 250; 280; 355; 400; 450; 500; 630; 710; 800; 900; 1120; 1250 мм.

2.4 Проверяют отклонение передаточного отношения:

$$\Delta i = \frac{i - i_{\text{факт}}}{i_{\text{факт}}} \cdot 100\% ,$$

где  $i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{\omega_1}{\omega_2}$ ;  $i_{\text{факт}} = \frac{d_{p2}^{\text{ГОСТ}}}{d_{p1}^{\text{ГОСТ}} \cdot (1 - \varepsilon)}$ . Допустимое отклонение  $[\Delta i] = \pm 5\%$ .

2.5 Задают конструктивно межосевое расстояние «а» из интервала

$$a_{\text{max}} = 2(d_{p1} + d_{p2}); \quad a_{\text{min}} = 0,55(d_{p1} + d_{p2}) + h,$$

где  $h$  - высота профиля ремня ( смотри таблицу 2.1).

2.6 Определяют расчётную длину ремня

$$L_p = 2a + \frac{\pi(d_{p1} + d_{p2})}{2} + \frac{(d_{p2} - d_{p1})^2}{4a}.$$

Полученное значение округляют до стандартного  $L_p^{\text{ГОСТ}}$  по таблице 2.2.

2.7 Уточняют межосевое расстояние

$$a = \frac{2L_p - \pi(d_{p2} + d_{p1}) + \sqrt{[2L_p - \pi(d_{p2} + d_{p1})]^2 - 8(d_{p2} - d_{p1})^2}}{8}.$$

2.8 Определяют угол обхвата на меньшем шкиве и проверяют выполнение условия

$$\alpha = 180^\circ - \left( \frac{d_{p2} - d_{p1}}{a} \right) \cdot 57,3^\circ \geq [\alpha] = 120^\circ.$$

2.9 Косвенно проверяют долговечность ремня, из условия сопротивления изгибной усталости, по частоте пробега точки ремня мимо меньшего шкива  $U$

$$U = \frac{V}{L_{\text{ГОСТ}}} \leq [U] = 10 \frac{1}{\text{с}},$$

где  $V = \omega_1 \cdot (d_{p1} / 2)$  - окружная скорость ремня, м/с.

Таблица 2.2 - Значения коэффициента  $C_L$  для клиновых ремней по ГОСТ 1284.3-80

$L_p^{\text{ГОСТ}}$ , мм	Сечение ремня						
	О	А	Б	В	Г	Д	Е
400	0,79	-	-	-	-	-	-
450	0,80	-	-	-	-	-	-
500	0,81	-	-	-	-	-	-
560	0,82	0,79	-	-	-	-	-
630	0,84	0,81	-	-	-	-	-
710	0,86	0,83	-	-	-	-	-
800	0,90	0,85	-	-	-	-	-
900	0,92	0,87	0,82	-	-	-	-
1000	0,94	0,89	0,84	-	-	-	-
1120	0,95	0,91	0,86	-	-	-	-
1250	0,98	0,93	0,88	-	-	-	-
1400	1,01	0,96	0,90	-	-	-	-
1600	1,04	0,99	0,93	-	-	-	-
1800	1,06	1,01	0,95	0,86	-	-	-
2000	1,08	1,03	0,98	0,88	-	-	-
2240	1,10	1,06	1,00	0,91	-	-	-
2500	1,30	1,09	1,03	0,93	-	-	-
2800	-	1,11	1,05	0,95	-	-	-
3150	-	1,13	1,07	0,97	0,86	-	-
3550	-	1,15	1,09	0,99	0,88	-	-
4000	-	1,17	1,13	1,02	0,91	-	-
4500	-	-	1,15	1,04	0,93	-	-
5000	-	-	1,18	1,07	0,96	0,92	-
5600	-	-	1,20	1,09	0,98	0,95	-
6300	-	-	1,23	1,12	1,01	0,97	0,92

7100	-	-	-	1,15	1,04	1,00	0,965
8000	-	-	-	1,18	1,06	1,02	0,98
9000	-	-	-	1,21	1,09	1,05	1,01
10000	-	-	-	1,23	1,11	1,07	1,03
12500	-	-	-	-	1,17	1,13	1,08
15000	-	-	-	-	1,20	1,17	1,11
18000	-	-	-	-	-	1,20	1,16

2.10. В зависимости от профиля и частоты вращения малого шкива выбирают  $N_0$  -номинальную мощность, которую может передать один ремень, в стендовых условиях без пробуксовывания

Таблица 2.3 - Значения  $N_0$  кВт/шт для клиновых ремней при  $i \geq 3$

Частота вращения шкива $n_1 = \omega_1 \cdot 9,55$ об/мин	Сечение ремня						
	О(З)	А(А)	Б(В)	В(С)	Г(Д)	Д(Е)	Е(О)
	при $d_{p1min} = 63$ мм	при $d_{p1min} = 90$ мм	при $d_{p1min} = 125$ мм	при $d_{p1min} = 200$ мм	при $d_{p1min} = 315$ мм	при $d_{p1min} = 500$ мм	при $d_{p1min} = 800$ мм
50	-	-	-	0,51	1,56	3,90	8,17
100	-	-	-	0,90	2,53	6,97	14,87
200	0,11	0,25	0,55	1,58	4,81	12,37	26,49
400	0,19	0,44	0,96	2,75	8,29	21,14	44,82
700	0,30	0,69	1,48	4,21	12,80	30,74	55,95
800	0,34	0,77	1,64	4,64	14,19	31,27	-
950	0,39	0,88	1,86	5,22	16,06	31,43	-
1200	0,47	1,05	2,20	6,03	19,12	-	-
1450	0,54	1,21	2,50	6,66	-	-	-
1600	0,59	1,31	2,66	6,93	-	-	-
2000	0,69	1,53	3,01	7,23	-	-	-
2400	0,79	1,71	3,25	-	-	-	-
2800	0,88	1,87	3,36	-	-	-	-

Примечания

- 1 При  $i < 3$  мощность  $N_0$  уменьшается на 10 %.
- 2 Для промежуточных значений частоты вращения мощность  $N_0$  вычисляют линейной интерполяцией.
- 3 При  $d_{p1} > d_{p1min}$  мощность  $N_0$  увеличивается пропорционально отношению

$$\frac{d_{p1}}{d_{p1min}} \cdot N_0^1 = N_0 \frac{d_{p1}}{d_{p1min}}$$

2.11 Определяют требуемое число ремней из условия тяговой способности (прочности сцепления ремня со шкивом):

$$Z = \frac{N_1 \cdot C_P}{N_0^1 \cdot C_L \cdot C_\alpha \cdot C_Z},$$

где  $C_L$  - коэффициент, учитывающий влияние длины ремня на тяговую способность передачи (таблица 2.2);

$C_\alpha$  - коэффициент, учитывающий влияние угла обхвата (таблица 2.4);

$C_P$  - коэффициент, учитывающий влияние режима работы;

$C_Z$  - коэффициент, учитывающий влияние числа ремней в комплекте; в первом приближении принимают  $C_Z = 1$ , и определив  $Z$  по приведенной выше формуле, находят  $C_Z$  из ряда значений:

$Z \dots$	2-3	4-6	6
$C_Z \dots$	0,95	0,90	0,85

Таблица 2.4 - Значения коэффициента  $C_\alpha$

$\alpha_1^0$	180	170	160	150	140	130	120	110	100	90
$C_\alpha$	1,0	0,98	0,95	0,92	0,89	0,86	0,82	0,78	0,73	0,68

Таблица 2.5 - Коэффициент динамичности нагрузки и режима работы привода  $C_P$  по ГОСТ 1284.3-80

Условия работы	Типы машин	Тип двигателя	Значения $C_P$ при числе смен работы		
			1	2	3
Режим легкий, нагрузка спокойная. Кратковременная нагрузка - до 120% от номинальной	Станки с непрерывным процессом резания. Центробежные насосы и компрессоры. Ленточные конвейеры, сепараторы.	I	1,0	1,1	1,4
		II	1,2	1,4	1,6
Режим средний. Умеренные колебания. Кратковременная нагрузка - 150% от номинальной.	Станки фрезерные, поршневые компрессоры и насосы. Цепные транспортеры, элеваторы. Дисковые пилы. Пищевые машины.	I	1,1	1,2	1,5
		II	1,3	1,5	1,7
Режим тяжелый. Значительные ко-	Станки строгальные, долбежные, деревообрабатывающие.	I	1,2	1,3	1,6
		II	1,3	1,6	1,9

лебания. Кратковременная нагрузка - до 200% от номинальной.	Конвейеры винтовые эксцентриковые с тяжелым маховиком. Машины для брикетирования кормов.				
Режим очень тяжелый. Ударная нагрузка. Кратковременная нагрузка - до 300% от номинальной.	Подъемники, экскаваторы. Прессы винтовые эксцентриковые с легким маховиком. Ножницы, молоты, мельницы, дробилки, лесопильные рамы.	1 II	1,3 1,5	1,5 1,7	1,7 2,0

### Примечания

- 1 Тип двигателя I - значения  $C_p$  указаны для передач от электродвигателей переменного тока общепромышленного применения и от двигателей постоянного тока шунтовых.
- 2 Тип двигателя II - значения  $C_p$  для передач от электродвигателей переменного тока с повышенным пусковым моментом и от электродвигателей постоянного тока серийных.

### 2.12 Нагрузка на вал от шкива ремённой передачи

$$F_b = 2 \cdot \sigma_0 \cdot A \cdot Z \cdot \sin(\alpha_1 / 2),$$

где  $\alpha_1$  – угол обхвата малого шкива, град;

$A$  – площадь сечения ремня, мм<sup>2</sup> (смотри таблицу 2.1);

$\sigma_0 = 1,2$  МПа - напряжение от предварительного натяжения ремня.

2.13 Ресурс наработки по ГОСТ 1284.2-80 для эксплуатации при среднем режиме нагрузки ( $C_p = 1,1 \dots 1,3$  - умеренные колебания)  $L_{hcp} = 2000$  часов.

При других условиях  $L_h = L_{hcp} \cdot K_1 \cdot K_2$ ,

где  $K_2$  - коэффициент климатических условий ( $K_2 = 1,0$  для центральных зон;

$K_2 = 0,75$  для зон с холодным климатом);

$K_1$  - коэффициент режима нагрузки, зависящий от коэффициента динамичности  $C_p$  :

$C_p$	1,0 . . . 1,1	1,1 . . . 1,3	1,3 . . . 1,5	1,5 . . . 1,7
$K_1$	2,5	1,0	0,5	0,25

### 3 МЕТОДИКА РАСЧЁТА ПОЛИКЛИНОВОЙ ПЕРЕДАЧИ

Эти ремни сочетают достоинства плоских ремней (монолитность и гибкость) и клиновых (повышение сцепления со шкивом). Размеры передач с поликлиновыми ремнями вследствие их высокой тяговой способности получаются значительно меньшими, чем с клиновыми.

Исходные данные для расчёта:

$N_1$  – передаваемая мощность, кВт

(или  $T_1 = 9,55 \cdot 10^6 N_1/n_1$ , Н·мм - передаваемый момент);

$n_1$  – частота вращения ведущего шкива, об/мин;

$n_2$  - частота вращения ведомого шкива, об/мин

(или  $U = \frac{n_1}{n_2}$  - передаточное число),  $\Delta U\%$ .

#### 3.1 Условия работы передачи

В зависимости от передаваемого момента  $T_1$  выбирают сечение ремня (таблица 3.1)

Таблица 3.1 – Характеристика профилей поликлиновых ремней

Сечение ремня	$T_1$ , Н.мм	$d_{1min}$ , мм
К	40	40
Л	18...400	80
М	>130	180

3.2 В зависимости от сечения выбирают диаметр ведущего шкива. Его принимают большим  $d_{p \min}$  для повышения долговечности и к.п.д. передачи по следующей зависимости:

при  $T_1 \leq 250$  Н·м,  $d_{p1} = 30,3 \sqrt[3]{T_1}$ , мм;

при  $T_1 > 250$  Н·м,  $d_{p1} = 12 \sqrt{T_1}$ , мм.

Значение  $d_{p1}$  округляют по ТУ 38 105763-84.



Таблица 3.2 – Размеры поликлиновых ремней (ТУ 38 105763-84)

Размеры в миллиметрах

Сечение ремня	Р	Н	h	$\Gamma_{1max}$	$\Gamma_{2max}$	Предельные расчетные длины	Число ребер		Масса $q_{10}$ , кг.м
							рекомендуемое	допускаемое	
К	2,4	4,0	2,35	0,1	0,4	400...2000	2...36	36	0,09
Л	4,8	9,5	4,85	0,2	0,7	1250...4000	4...20	50	0,45
М	9,5	16,7	10,35	0,4	1,0	2000...4000	2...20	50	1,60

Примечание- Расчетные длины ремней принимать из ряда: 400, 450, 500, 560, 630, 710, 800, 900, 1000, 1120, 1250, 1400, 1600, 1800, 2000, 2240, 22500, 2800, 3150, 3350, 4000 мм.

Нормализованные значения расчетных  $d_p$  диаметров (извлечение):

40, 45, 50, 56, 63, 71, 80, 90, 100, 112, 125, 140, 160, 180, 200, 224, 250, 280, 315, 335, 400, 450, 500, 560, 630, 710, 800, 800, 900, 1000 мм.

3.3 Определяют диаметр ведомого шкива. Он определяется передаточным числом и согласуется с ТУ 38 105763-84:

$$d_{p2} = d_{p1} \cdot U \cdot (1 - \varepsilon), \text{ мм,}$$

где  $\varepsilon$  – коэффициент относительного проскальзывания,  $\varepsilon = 0,01 \dots 0,02$ .

Значение  $d_{p2}$  округляют до стандартного значения.

3.4 Проверяют  $\Delta U$ :

$$\Delta U = \frac{U_{\text{теор.}} - U_{\text{факт.}}}{U} \cdot 100\%,$$

где  $U_{\text{теор.}} = \frac{n_1}{n_2}$ ;  $U_{\text{факт.}} = \frac{d_{p2\text{гост}}}{d_{p1\text{гост}} (1 - \varepsilon)}$ . Допускается отклонение до 5%.

3.5 Задают межосевое расстояние из интервала:

$$a_{\min} \leq a \leq a_{\max}$$

$$a_{\max} = 2(d_{p1} + d_{p2});$$

$$a_{\min} = 0,55(d_{p1} + d_{p2}) + h,$$

где  $h$  – высота ребра ремня (таблица 3.2).

3.6 Определяют длину ремня

$$L = 2a + \frac{\pi(d_{p2} + d_{p1})}{2} + \frac{(d_{p2} - d_{p1})^2}{4a}.$$

3.7 Уточняют межосевое расстояние

$$a = \frac{2L - \pi(d_{p2} + d_{p1}) + \sqrt{[2L - \pi(d_{p2} + d_{p1})]^2 - 8(d_{p2} - d_{p1})^2}}{b}.$$

3.8 Определяют угол обхвата на малом шкиве

$$\alpha = 180^\circ - \left(\frac{d_{p2} - d_{p1}}{a}\right) \cdot 57,3^\circ \geq [\alpha] = 120^\circ.$$

3.9 Проверяют частоту пробега точки ремня мимо меньшего шкива:

$$v = \frac{V}{L} \leq [v] = 10 \div 20 \frac{1}{c},$$

где  $V = \frac{\pi \cdot d_{p1} \cdot n_1}{60 \cdot 1000}$ , м/с.

3.10 Определяют допускаемую мощность на ремень с 10 ребрами в реальных условиях работы:

$$[N] = (N_0 \cdot C_\alpha \cdot C_L + \Delta N_F) \cdot C_p,$$

где  $N_0$  - удельная мощность, передаваемая ремнем с 10 ребрами при  $U=1$ ,

$\alpha = 180^\circ$ , исходной длине ремня  $L_0$  и спокойной односменной работе по таблице 3.4;

$C_\alpha$  - коэффициент угла обхвата;  $C_\alpha = 1 - 0,003 \cdot (180^\circ - \alpha)$ ;

$C_L$  - коэффициент, учитывающий влияние длины ремня на долговечность (смотри таблицу 3.3).

Таблица 3.4 – Значения коэффициента  $C_L$

$L/L_0$	0,3	0,4	0,5	0,6	0,8	1,0	1,2	1,4	1,6
$C_L$	0,8	0,85	0,89	0,91	0,96	1,0	1,03	1,06	1,08

$L/L_0$	1,8	2,0	2,2	2,4	2,6
$C_L$	1,11	1,12	1,14	1,15	1,16

$C_P$  - коэффициент динамичности и режима нагрузки ( таблица 2.5);

$\Delta N_F$  - поправка к мощности, учитывающая влияние изгиба на меньшем шкиве,  $\Delta N_F = 10^{-4} \cdot \Delta T_F \cdot n_1$ ,

где  $\Delta T_F$  - поправка на передаточное число к крутящему моменту на быстроходном валу (таблица 3.5).

Таблица 3.4 – Мощность, передаваемая одним поликлиновым ремнем

Сечение ремня	$d_{pl\min}$ меньше-го шкива, мм	$N_0$ , кВт при $V$ , м/с							
		2	5	10	15	20	25	30	35
$L_0^k = 710$									
	40	0,65	1,4	2,4	3,2	3,7	-	-	-
	45	0,70	1,55	2,7	3,6	4,3	-	-	-
	50	0,76	1,65	2,9	4,0	4,8	5,3	-	-
	56	0,80	1,80	3,1	4,3	5,2	5,9	6,2	-
	63	0,85	1,90	3,4	4,6	5,2	6,4	6,8	-
	71	0,88	2,00	3,6	4,9	6,0	6,9	7,4	7,6
	80	0,92	2,05	3,7	5,2	6,4	7,3	7,9	8,2
	90	0,95	2,15	3,9	5,4	6,7	7,7	8,4	-
	100	0,97	2,20	4,0	5,6	6,9	8,0	8,7	-
	112	1,0	2,25	4,1	5,8	7,2	8,2	9,1	-
	125	1,02	2,3	4,2	6,0	7,5	8,7	9,5	-
	140	1,05	2,35	4,3	6,2	7,6	8,8	9,6	-
$L_0^l \neq 1600$	80	1,9	3,9	6,4	7,9	8,3	-	-	-
	90	2,2	4,5	7,6	9,7	10,8	-	-	-
	100	2,3	5,0	8,6	11,2	12,7	13,0	-	-
	112	2,54	5,5	9,6	12,7	14,7	15,3	-	-

	125	2,7	5,9	10,4	13,9	16,3	17,4	17	-
	160	3,05	6,7	12,0	16,2	19,4	21,2	21,5	20,0
	140	2,9	6,3	11,0	15,0	17,8	19,2	19,0	17,2
	180	3,1	7,0	12,6	17,0	20,6	22,8	23,4	23,6
	200	3,2	7,2	13,0	17,9	21,6	24,0	24,8	-
	224	3,3	7,5	13,5	18,6	22,6	25,2	26,2	-
	250	3,4	7,7	14,0	19,2	23,4	26,2	27,5	-
	280	3,5	7,9	14,3	19,7	24,0	27,2	28,6	-
	315	3,6	8,0	14,7	20,3	24,8	28,0	29,7	-
	355	3,6	8,2	15,0	20,7	25,5	28,8	30,6	-
$L_0^M = 2240$	180	7,1	14,5	24,0	30,2	32,8	31,8	24,2	-
	200	7,7	16,3	27,7	35,8	40,3	40,4	35,4	-
	224	8,5	18,0	31,3	41,2	47,5	49,5	46,3	37,0
	250	9,1	19,7	34,4	45,9	53,8	57,0	56,0	48,0
	280	9,7	21,0	37,4	50,3	59,8	65,0	64,0	58,0
	315	10,2	22,5	40,0	54,3	65,0	71,0	72,0	68,0
	355	10,7	23,7	42,4	58,0	70,0	78,0	80,0	76,0
	400	11,0	24,8	44,6	61,0	74,0	83,0	86,0	84,0
	450	11,5	25,7	46,5	64,0	78,0	87,0	92,0	91,0
	500	11,8	26,5	47,8	66,0	81,0	91,0	96,0	95,0
	630	12,3	28,0	50,7	70,0	87,0	98,0	105,0	105,0
	800	12,8	29,0	53,1	74,0	91,0	104,0	112,0	113,0
	1000	13,0	29,8	54,7	76,0	94,0	108,0	117,0	119,0

### 3.11 Определяют число ребер ремня

$$Z = \frac{10 \cdot N_1}{[N]},$$

где  $N_1$  – передаваемая мощность, кВт.

Полученную величину  $Z$  округляют в большую сторону до четного числа (смотри таблицу 3.2)

Таблица 3.5 – Поправка  $\Delta T_F$  на передаточное число к крутящему моменту на быстроходном валу

Сечение ремня	$\Delta T_F$ на передаточном числе, Н.м				
	1,03...1,07	1,08...1,03	1,14...1,2	1,21...1,3	1,31...1,4
К	0,1	0,2	0,3	0,44	0,5
Л	0,9	1,8	1,7	3,6	4,0
М	7,0	13,8	20,7	27,6	31,0

	1,41...1,6	1,61...2,39	2,4
К	0,55	0,6	0,7
Л	4,5	5,0	5,4
М	34,5	38,0	41,4

3.12 Определяют силу предварительного натяжения ремня

$$S_0 = \frac{780 \cdot N}{V \cdot C_\alpha \cdot C_p} + \frac{q_{10} \cdot Z}{10} \cdot V^2,$$

где  $V$  – скорость ремня, м/с;

$C_p$  – по таблице 2.5, но для работы в одну смену;

$Z$  – число ребер ремня;

$q_{10}$  – масса 1 м ремня с 10 ребрами (таблица 3.2), кг/м.

3.13 Определяют нагрузку на валы

$$Q = 2 \cdot S_0 \cdot \sin \frac{\alpha}{2}.$$

#### 4 МЕТОДИКА РАСЧЁТА ПЕРЕДАЧИ ЗУБЧАТЫМ РЕМНЁМ

Зубчатые ремни (ОСТ 38 05114-76) выполняют бесконечными плоскими с выступами на внутренней поверхности, которые входят в зацепление с зубьями на шкивах.

**Достоинства передач:** относительно малые габариты, отсутствие скольжения, возможность больших передаточных чисел, высокий к.п.д. (0,92...0,98), малые силы на валы и опоры. Передаваемые мощности в широком диапазоне: до 200 кВт. Передаточные отношения обычно – до 12 (иногда до 20).

Ремни изготавливаются из резины на основе бутадиен – нитрильных каучуков, полиуретана или неопрена. Несущий слой выполняют из стального троса или троса из стекловолокна.

Основным параметром передач, как и зубчатой, является модуль  $m = P/\pi$  где  $P$  – шаг ремня.

Форма зубьев ремня трапецеидальная: высота зубьев  $h=(0,6...0,9)m$ , угол профиля  $\gamma=50$  или  $40^\circ$ .

Таблица 4.1 – Ремни приводные зубчатые по ОСТ 3805114-76

$m = P/\pi$	P	S	h	H	$\delta$	$\gamma^0$	b	$Z_p$
1,0	3,14	1,0	0,8	1,6	0,4	50	3,0...12,5	40...160
1,5	4,71	1,5	1,2	2,2	0,4	50	3,0...20,0	40...160
2,0	6,28	1,8	1,5	3,0	0,6	50	5,0...20,0	40...160
3,0	9,42	3,0	2,0	4,0	0,6	40	12,5...50,0	40...160
4,0	12,57	4,4	2,5	5,0	0,8	40	20,0...100	48...250
5,0	15,71	5,0	3,5	6,5	0,8	40	25,0...100	48...200
7,0	21,99	8,0	6,0	11,0	0,8	40	40,0...125	56...140
10,0	31,42	12,0	9,0	15,0	0,8	40	50,0...200	56...100

## Примечания

1  $Z_p$  – число зубьев ремня из ряда: 40, 42, 45, 48, 50, 53, 56, 60, 63, 67, 71, 75, 80, 85, 90, 95, 100, 105, 112, 115, 130, 140, 150, 160, 170, 180, 190, 200, 210, 220, 235, 250.

2 Ширина ремня b выбирается из ряда: 3,0; 4,0; 5,0; 8,0; 10,0; 12,5; 16,0; 20,0; 25,0; 32,0; 40,0; 50,0; 63,0; 80,0; 100,0; 125,0; 160,0; 200,0 мм

3 Длина ремня  $L_p = \pi \cdot m \cdot Z_p$ .

4.1 При проектировании передачи (ОСТ 38-05227-81. Передачи зубчатые ременные. Методы расчета) предварительное значение модуля, мм, выбирают по упрощенной зависимости

$$m = 3,5 \cdot \sqrt[3]{\frac{10^3 \cdot N_1}{n_1}}$$

где  $N_1$  – мощность, кВт;  $n_1$  – частота вращения ведущего шкива, 1/мин.

Далее по таблице 4.2 выбирается число зубьев малого шкива  $Z_1$  в зависимости от его частоты вращения.

Таблица 4.2 – Параметры зубчатоременных передач по ОСТ 38-05227-81 (метод расчета)

Параметры	Модуль m, мм							
	1	1.5	2	3	4	5	7	10
Допускаемая удельная сила $[F]_0$ , Н/мм	2,5	3,5	5,0	9,0	25,0	30,0	37,0	42,0

Наибольшее передаточное число	7,7	10,0	11,5	12,0	8,0	8,0	5,7	4,7
Наибольшее допустимое число зубьев $Z_1$	13	10		15		18		
Наибольшее число зубьев $Z_2$	100		115		120			85
Рекомендуемое число зубьев $Z_1$ при $n_1$ мин <sup>-1</sup>								
1000	13	10		12	16		22	
1500	14	11		14	18		24	
3000	15	12		16	20		26	
Погонная масса $q \cdot 10^4$ кг/(м.мм)	2,0	2,5	3,0	4,0	6,0	7,0	8,0	11,0
Податливость ремня шириной 1мм на длине одного шага $\lambda \cdot 10^4$ мм <sup>2</sup> /Н	7	8	9	14	6	8	11	16

4.2 Диаметры делительных окружностей шкивов, измеряемых по расположению осей металлотросов, мм

$$d_1 = m \cdot Z_1 \text{ и } d_2 = m \cdot Z_2.$$

4.3 Окружная скорость ремня, м/с

$$V = \pi \cdot d_1 \cdot n_1 / 60 \cdot 10^3$$

## 4.4 Минимальное межосевое расстояние

$$a_{\min} = 0,5 \cdot (d_1 + d_2) + C,$$

где  $C = 2 \cdot m$  при  $m=5$  мм;  $C = 3 \cdot m$  при  $m > 5$  мм.

## 4.5 Длина ремня (приближенно)

$$L' = 2 \cdot a + \Delta_1 + \Delta_2 / a,$$

где  $\Delta_1 = 0,5 \cdot \pi \cdot (d_1 + d_2)$ ;  $\Delta_2 = 0,25 \cdot (d_2 - d_1)^2$ .

## 4.6 Ориентировочное значение числа зубьев ремня

$$Z'_p = L' / (\pi \cdot m),$$

которое округляется до ближайшего значения по таблице 4.1.

4.7 Окончательная длина ремня  $L = \pi \cdot m \cdot Z_p$ . Уточнить по таблице 4.3.

Таблица 4.3 – Длина ремня

Число зубьев ремня $Z_p$	Длина ремня $L$ , мм при модуле $m$ и ширине $b$					
	Модуль $m$ , мм					
	2	3	4	5	7	10
	Ширина ремня $b$ , мм					
	8; 10; 12,5; 16	12,5; 16; 20; 25	20; 25; 32; 40	25; 32; 40; 50	50; 63; 80	50; 63; 80
40	251,2	378,6	502,4	-	-	-
45	282,6	428,9	565,2	706,5	-	-
50	314,0	471,0	628,0	785,0	981,1	-
56	351,7	527,5	703,4	879,2	1099,0	1570,0
63	395,6	593,5	791,3	989,1	1230,9	1758,4
71	445,9	668,8	891,8	1114,7	1384,7	1978,2
80	502,4	753,6	1004,8	1256,0	1560,6	2229,4
100	628,0	942,0	1256,0	1540,0	1978,2	2826,0
112	703,4	1055,0	1406,7	1758,0	2196,0	3140,0
125	785,0	1177,5	1570,0	1962,0	2461,0	-
140	-	1318,8	1758,4	2196,0	2747,6	-
160	-	1507,0	-	-	-	-



## 4.8 Уточненное межосевое расстояние

$$a = 0,25 \cdot [L - \Delta_1 + \sqrt{(L - \Delta_1)^2 - 8 \cdot \Delta_2}]$$

## 4.9 Число зубьев ремня, находящихся в зацеплении с малым шкивом

$$Z_0 = Z_1 \cdot \alpha_1 / 360^\circ$$

где  $\alpha_1$  – угол обхвата на малом шкиве,

$$\alpha_1 = 180^\circ - [m \cdot (Z_2 - Z_1) / a] \cdot 57^\circ.$$

Рекомендуется  $Z_0 = 6$ . При  $Z_0 < 6$  необходимо увеличить межосевое расстояние  $a$ .

## 4.10 Расчетная сила, передаваемая зубчатым ремнем,

$$F_t = \frac{2 \cdot 10^3 \cdot k_F \cdot T_1}{d_1} \quad \text{или} \quad F_t = 10^3 \cdot k_F \cdot N_1 / V,$$

где  $k_F$  – коэффициент режима работы или динамичности, который в связи с повышенной жесткостью зубчатых ремней на 30...50 % больше, чем для обычных ременных передач;

$V$  – скорость ремня, м/с;  $N_1$  – передаваемая мощность, кВт;  $d_1$  – диаметр шкива, мм.

## 4.11 Допустимая удельная сила на 1 мм ширины ремня

$$F_y = [F]_0 \cdot C_u \cdot C_z \cdot C_p,$$

где  $[F]_0$  смотри в таблице 4.2;

$C_u$  – коэффициент, вводимый для ускорительных передач:

U	1,0...0,8	0,8...0,6	0,6...0,4	0,4...0,3	0,3
$C_u$	1,0	0,95	0,9	0,85	0,8

$C_z = 1 - 0,2(6 - Z_0)$  – коэффициент, вводимый при малом числе зубьев  $Z_0 < 6$  в зацеплении на малом шкиве;

$C_p$  – коэффициент, вводимый при наличии роликов и равный соответственно 0,9 и 0,8 при одном и двух роликах внутри контура и 0,7 при ролике вне контура.

## 4.12 Ширина ремня

$$b = \frac{F}{(F_y - qV^2)C_{ш}},$$

где  $q$  - масса 1 м ремня шириной 1 мм (см. таблицу 4.1);

$C_{ш}$  - коэффициент, учитывающий неполные витки каната у боковых поверхностей ремня:

16	20	25	32;40	50;63	80;100	100
0,7	0,95	1,0	1,05	1,1	1,15	1,2

При  $Z_0 < 6$  рекомендуется проверять давление на зубьях ремня

$$P = \frac{F_t \cdot \varphi}{Z_0 \cdot b \cdot h} \leq [P]_Z,$$

где  $\varphi \approx Z$  - коэффициент концентрации нагрузки между зубьями по высоте и длине зубьев;

$n_1, \text{мин}^{-1}$	100	200	400	1000	2000	5000	10000
$[P]_Z, \text{МПа}$	2,5	2,0	1,5	1,0	0,75	0,5	0,35

## 4.13 Геометрические расчеты шкивов, наружный диаметр шкива

$$d_{a_{1(2)}} = m \cdot Z_{1(2)} - 2 \cdot \delta + k_{1(2)},$$

где  $\delta$  - расстояние от впадин зуба ремня до оси металлического троса, мм (см. таблицу 4.1);

$k_{1(2)}$  – поправка к диаметру шкива для увеличения его шага с целью более равномерного распределения окружного усилия по зубьям, находящимся в зацеплении.

$$k_{1(2)} = 0,2 \cdot (F_t / b) \cdot \lambda \cdot Z_{1(2)},$$

где  $\lambda$  – податливость металлокорда (см. таблицу 4.1).

Шкивы выполняют с рабочей шириной большей, чем ширина ремня, на один модуль. В передачах с вертикальными осями и при  $U = 3$  делают фланцы на обоих шкивах, в остальных – на малом.

## 4.14 Нагрузка на валы

$$F_f = (1,0 \dots 1,2) \cdot F_t.$$

## ЛИТЕРАТУРА

1. Решетов Д. Н. Детали машин. - М. : Машиностроение, 1989. - 496с.
2. Курсовое проектирование деталей машин/Под ред. С. А. Чернавского и др. - Машиностроение, 1988.- 416с.
3. Тамулевич Г. Д. Приводные ремни. - М.: Химия - 1990. - 486с.