

Министерство образования и науки Украины.

Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет

Методические указания
по расчету ременных передач
Для студентов специальности
131 («Прикладная механика»)

Утверждено методическим
советом университета
протокол № __ от _____

Харьков ХНАДУ 2019

Составители: Перегон В. А.
Карпенко В.А.
Шарапата А.С.
Коряк А.А.

Кафедра деталей машин и ТММ

1 Общее положение

Кафедра деталей машин и ТММ для улучшения самостоятельной работы студентов разработала методические указания по изучению отдельных курсов читаемых дисциплин, содержащих не только методические разъяснения по темам, но и контрольные задания для закрепления изучаемого материала.

Изложенный алгоритм расчета позволяет ускорить процесс выполнения учебной задачи, а контрольные вопросы позволяют подготовиться к защите выполненного контрольного задания, расчетно-графической работы или курсового проекта.

Задания и контрольные вопросы могут быть использованы на практических занятиях или при проведении коллоквиумов.

В настоящем издании изложен алгоритм инженерного расчета клино-, поликлиновых и зубчатременных передач, приведены справочные данные, необходимые для такого расчета. Приведена область применения и методика расчета зубчато-ременных передач.

В связи с ограниченным применением плоскоремennая передача в данном учебном пособии не рассматривается.

Содержание темы «Ременные передачи. Методика расчета», контрольные вопросы и задачи для самопроверки и текущего контроля знаний составлены на основании типовой программы по дисциплине «Детали машин и основы конструирования».

2. Методические указания к расчету ременных передач .

Инженерные методы расчета ременных передач (РП) базируются на общей теории РП, экспериментальных данных и рекомендациях, подтвержденных практикой их эксплуатации.

Основными критериями работоспособности РП являются тяговая способность и долговечность.

Тяговая способность обеспечивается силами сцепления между ремнем и шкивами и растет с увеличением силы предварительного натяжения F_0 ремня. Но при этом растет усилие в набегающей ветви ременной передачи и, следовательно, ухудшаются условия работы ремня, снижается его долговечность.

Оптимальное значение F_0 устанавливают в процессе расчета на основании анализа зависимости, связывающей относительное скольжение ξ с коэффициентом тяги ψ ,

$$\psi = \frac{F_t}{2 \cdot F_0} = \frac{\sigma_t}{2 \cdot \sigma_0} ,$$

где F_t – тяговое усилие, развиваемое передачей;

σ_t и σ_0 –напряжения в ремне соответственно от сил F_t и F_0 .

Исходные данные для инженерного расчета РП:

- передаваемая мощность P , кВт, либо момент сил сопротивления T , Нм, на ведущем валу;
- частота вращения ведущего вала n_1 , об/мин;
- передаточное число передачи $u_{рп} = n_1 / n_2$;
- геометрическая схема передачи (схема расположения) и тип примененного ремня.

В курсовом проекте по дисциплине “Детали машин ”, как правило, разрабатывается привод какой-либо машины, включающий на ряду с ременной передачей другие виды передач (зубчатые или червячные). При разбивке общего передаточного числа $u_{об}$ привода по ступеням , передаточное число ременной передачи следует назначать самостоятельно, исходя из равенства диаметра большего шкива и габаритов последующих передач.

Расчет ременных передач в каждом конкретном случае сводится к определению типа и размера ремня (для клиновых передач – числа ремней z), геометрических размеров шкивов, межосевого расстояния, нагрузки на опоры, оценки возможной долговечности ремня при выбранных или рассчитанных параметрах передачи.

2.1 Рекомендуемая литература

- 1 Решетов Д.Н. Детали машин М.: Машиностроение, 1989.
- 2 Кудрявцев В.Н. Детали машин Л.: Машиностроение, 1986.
- 3 Иванов М.Н. Детали машин М.: Высшая школа, 1984, 1998.
- 4 Заблонский К.Н. Детали машин Киев: Высшая школа, 1985.
- 5 Киркач Н.Ф., Баласанян Р.А. Расчет и проектирование деталей машин, ч.1,2. Харьков: Высшая школа. Издательство при Харьковском университете.
- 6 Проектирование механических передач . Учебно-справочное пособие для вузов / С.А. Чернавский и др. – 5-е издание – М.: Машиностроение, 1984.
- 7 Иосилевич Г.Б. Детали машин М.: Машиностроение, 1988
- 8 ГОСТ 1284.1 – 89 Ремни приводные клиновые нормальных сечений. Основные размеры. Методы контроля.
- 9 ГОСТ 1284.2 – 89 Ремни приводные клиновые нормального сечения. Технические условия.
- 10 ГОСТ 1284.3 – 80 Ремни приводные клиновые нормальных сечений. Передаваемые мощности.

3 Порядок расчета клиноременной передачи.

Исходные данные для расчета:

P_1 – передаваемая мощность на ведущем валу, кВт,

n_1 – частота вращения ведущего вала, об/мин;

u – передаточное число;

схема передачи.

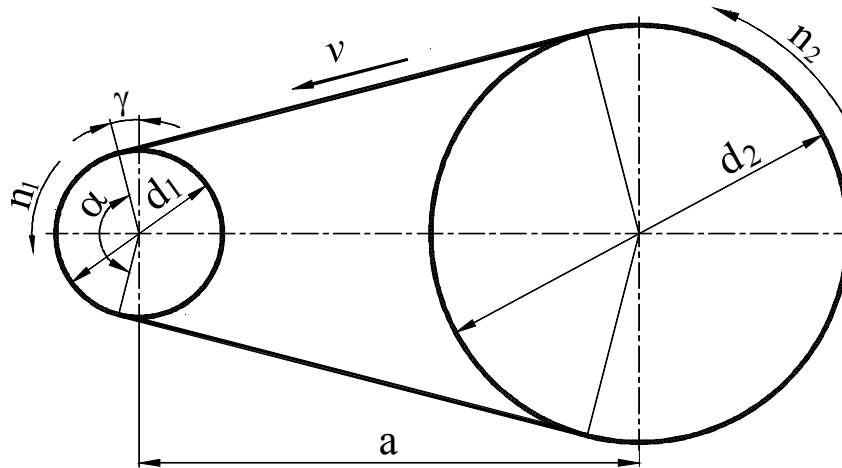


Рис. 3.1 Расчетная схема передачи

3.1 Принять профиль ремня по передаваемой мощности в заданном диапазоне частот вращения малого шкива в соответствии с графиком, приведенным на рис. 3.2.

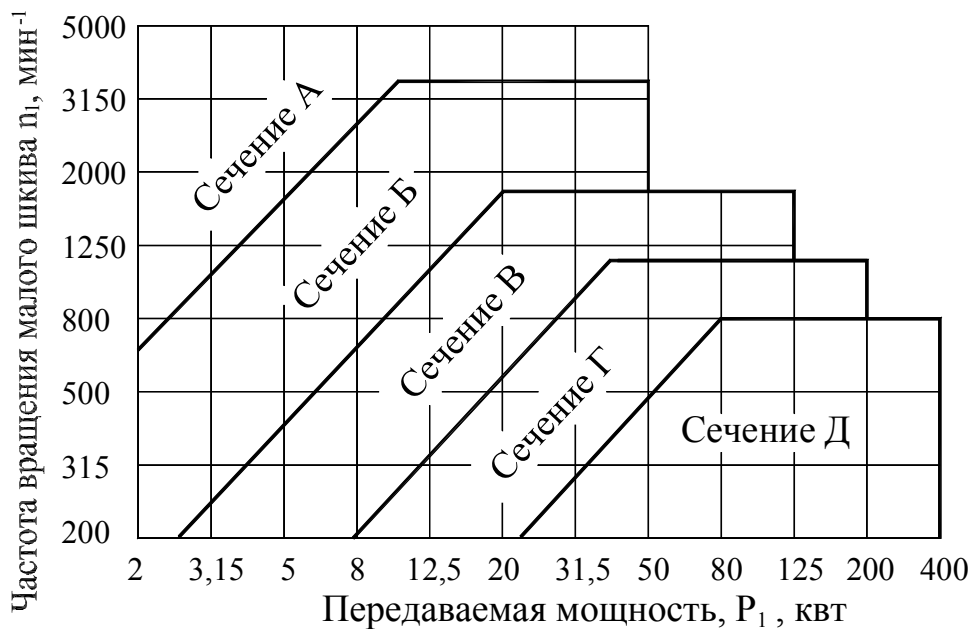


Рис.3.2 Номограмма для выбора сечения клинового ремня

Сечение Z (0) следует принимать для передач мощностью до 2 кВт; сечение F (E) принимать для передач мощностью свыше 200 кВт.

3.2 По табл. 3.1 принять номинальную мощность, передаваемую одним клиновым ремнем P_0 , кВт, при стандартных условиях эксплуатации (нагрузка спокойная; передача расположена горизонтально) и выбранном диаметре меньшего шкива d_1 , мм.

Примечания.

1. Диаметр меньшего шкива d_1 следует принимать таким, чтобы окружная скорость ремня была в диапазоне $v=5-10$ м/с при условии $d_1 \geq d_{1\min}$.

2. Окружную скорость рассчитать по формуле, м/с,

$$v = \frac{\pi d_1 n_1}{60 \cdot 10^3}.$$

3. Номинальная мощность передачи с одним ремнем P_0 , кВт, для каждого сечения рассчитана для базовой длины ремня L_p (табл. 3.1, колонка 1).

3.3 Вычислить диаметр большего шкива, мм,

$$d'_2 = d_1 u (1 - \xi),$$

где ξ – коэффициент упругого скольжения ремня относительно шкива, среднее значение $\xi=0.015$.

Полученное значение d'_2 округлить до ближайшего стандартного значения (ГОСТ 1284.3-89): 63, 71, 80, 90, 100, 112, 125, 140, 160, 180, 200, 224, 250, 280, 315, 355, 400, 450, 500, 630, 710, 800, 900, 1000, 1120, 1250, 1400, 1600, 1800, 2000.

Таблица 3.1 Номинальная мощность P_0 , кВт, передаваемая одним клиновым ремнем (ГОСТ 1284.3-80)

Сечение и L_p , мм	d_1	u	Частота вращения меньшего шкива, об/мин							
			400	800	950	1200	1450	2200	2400	2800
Z (O) 1320	80	1,2	0,26	0,47	0,55	0,66	0,77	1,08	1,15	1,28
		1,5	0,27	0,49	0,56	0,68	0,80	1,11	1,18	1,32
		≥ 3	0,28	0,50	0,58	0,71	0,82	1,14	1,22	1,36
	≥ 112	1,2	0,42	0,76	0,88	1,07	1,25	1,72	1,84	2,04
		1,5	0,43	0,78	0,91	1,10	1,29	1,78	1,90	2,11
		≥ 3	0,44	0,81	0,94	1,14	1,33	1,84	1,96	2,17
A 1700	100	1,2	0,50	0,88	1,01	1,22	1,41	1,90	2,01	2,19
		1,5	0,52	0,91	1,05	1,25	1,45	1,96	2,07	2,27
		≥ 3	0,53	0,94	1,08	1,30	1,50	2,02	2,14	2,34
	140	1,2	0,84	1,51	1,74	2,10	2,43	3,27	3,44	3,72
		1,5	0,86	1,56	1,79	2,17	2,51	3,38	3,56	3,85
		≥ 3	0,89	1,60	1,85	2,24	2,59	3,48	3,67	3,97
	≥ 180	1,2	1,16	2,10	2,43	2,93	3,38	4,43	4,62	4,85
		1,5	1,20	2,17	2,51	3,03	3,50	4,58	4,77	5,02
		≥ 3	1,24	2,24	2,59	3,12	3,61	4,72	4,92	5,18

В (Б) 2240	140	1,2	1,12	1,95	2,22	2,64	3,01	3,83	3,96	4,11
		1,5	1,16	2,01	2,30	2,72	3,10	3,95	4,09	4,25
		≥3	1,2	2,08	2,37	2,82	3,21	4,08	4,22	4,38
	180	1,2	1,70	3,01	3,45	4,11	4,70	5,91	6,07	6,16
		1,5	1,76	3,11	3,56	4,25	4,85	6,10	6,27	6,36
		≥3	1,81	3,21	3,67	4,38	5,01	6,29	6,47	6,56
	224	1,2	2,32	4,13	4,73	5,63	6,39	7,47	7,80	-
		1,5	2,40	4,27	4,89	5,81	6,60	8,00	8,08	
		≥3	2,47	4,40	5,04	6,00	6,81	8,25	8,31	
	≥280	1,2	3,09	5,49	6,26	7,42	8,30	9,12	-	-
		1,5	3,19	5,67	6,47	7,66	8,57	9,42		
		≥3	3,29	5,85	6,67	7,91	8,84	9,72		
С (В) 3750	250	1,2	3,87	6,66	7,58	8,78	9,67	10,29 ^{*1}	-	-
		1,5	4,00	6,88	7,82	9,07	9,99	10,62 ^{*1}		
		≥3	4,12	7,10	8,07	9,36	10,69	10,96 ^{*1}		
	315	1,2	5,50	9,55	10,75	12,33	13,33	13,56 ^{*2}	-	-
		1,5	5,68	9,86	11,10	12,73	13,76	14,00 ^{*2}		
		≥3	5,86	10,17	11,45	13,14	14,20	14,44 ^{*2}		
	≥450	1,2	8,77	14,76	16,29	17,75	17,90 ^{*3}	-	-	-
		1,5	9,05	15,24	16,82	18,33	18,49 ^{*3}			
		≥3	9,34	15,72	17,35	18,91	19,07 ^{*3}			

Продолжение табл. 3.1

Сече- ние и L_p , мм	d_1	u	Частота вращения меньшего шкива, об/мин					
			200	400	600	750	950	1200
D (Г) 6000	400	1,2	6,98	12,25	16,50	19,01	21,46	22,68
		1,5	7,21	12,64	17,04	19,63	22,16	23,42
		≥3	7,48	13,04	17,57	20,25	22,86	24,16
	630	1,2	13,42	23,59	31,21	34,81	36,58	-
		1,5	13,85	24,36	32,23	36,45	37,78	
		≥3	14,29	25,13	33,25	37,08	38,97	
	≥800	1,2	17,93	31,12	39,73	40,81	-	-
		1,5	18,51	32,13	41,03	43,48		
		≥3	19,10	33,15	42,33	44,85		
E (Д) 7100	630	1,2	16,74	28,83	37,27	40,70	-	-
		1,5	17,28	29,77	38,49	42,03		
		≥3	17,83	30,71	39,70	43,36		
	800	1,2	23,21	39,64	49,49	51,33	-	-
		1,5	23,97	40,94	51,11	53,01		
		≥3	24,73	42,23	52,73	54,68		
	≥1000	1,2	30,52	50,84	59,38	-	-	-
		1,5	31,51	52,51	61,27			
		≥3	32,51	54,17	63,21			
			*1 при 2000 об/мин; *2 при 1800 об/мин; *3 при 1300 об/мин					

3.4 Уточнить значения передаточного числа

$$u = \frac{d_2}{d_1(1-\xi)}$$

3.5 Принять значения межосевого расстояния клиноременной передачи в зависимости от заданного передаточного числа u по табл. 3.2.

Таблица 3.2 Рекомендуемые значения межосевого расстояния клиноременной передачи a

Передаточное число u	1	2	3	4	5	6.3
Межосевое расстояние a	$1.5d_2$	$1.2d_2$	d_2	$0.95d_2$	$0.9d_2$	$0.85d_2$

Примечание: величина a должна быть достаточной для компоновки на раме редуктора и двигателя с салазками.

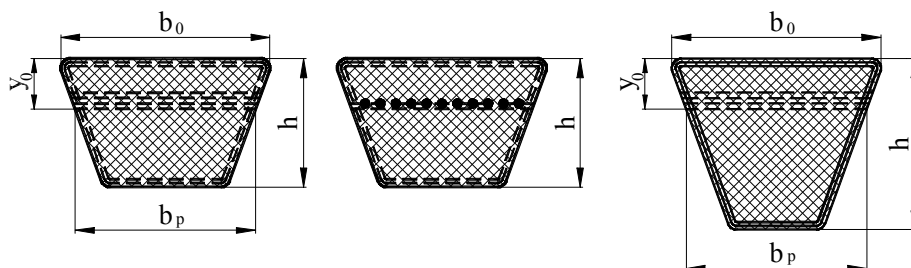


Рис. 3.3 Сечение клинового ремня, размеры в мм,

Таблица 3.3 Клиновые ремни по ГОСТ 1284.1-80

Сечение	l_p	w	T_o	Площадь сечения, $см^2$	Масса, кг/м	L_p	$\Delta L = L_p - L_{вн}$	d_p , не менее
Z(O)	8,5	10	6,0	0,47	0,06	400-2500	25	63
A	11,0	13	8,0	0,81	0,10	560-4000	33	90
B(Б)	14,0	17	10,5	1,38	0,18	800-6300	40	125
C(В)	19,0	22	13,5	2,30	0,30	1800-10000	59	200
D(Г)	27,0	32	19,0	4,76	0,60	3150-14000	76	315
E(Д)	32,0	38	23,5	6,92	0,90	4500-18000	95	500
F(Е)	42,0	50	30,0	11,72	1,52	6300-18000	120	800

Примечания: 1. L_p — расчетная длина ремня на уровне нейтральной линии; $L_{вн}$ — внутренняя длина ремня по меньшему основанию.

2. Стандартный ряд длин L_p : 400, 450, 500, 560, 630, 710, 800, 900, 1000, 1120, 1250, 1400, 1600, 1800, 2000, 2240, 2500, 2800, 3150, 3550, 4000, 4500, 5000, 5600, 6300, 7100, 8000, 9000, 10000, 11200, 12500, 14000, 16000, 18000.

В технически обоснованных случаях допускаются промежуточные значения L_p : 425, 475, 530, 600, 670, 750, 850, 950, 1060, 1180, 1320, 1500, 1700, 1900, 2120, 2360, 2650, 3000, 3350, 3750, 4250, 4750, 5300, 6000, 6700, 7500, 8500, 9500, 10600, 11800, 13200, 15000, 17000.

3. Примеры условных обозначений: ремень сечения С (В) с $L_p = 2500$ мм с кордной тканью в несущем слое для работы в умеренном климате:

Ремень С(В) - 2500 Т ГОСТ 1284. 1-80 -ГОСТ 1284.3-80;

то же, с кордшнуром:

Ремень С(В) - 2500 Ш ГОСТ 1284. 1-80 -ГОСТ 1284.3-80

3.6 Определить длину клинового ремня, мм,

$$L'_p = 2a + w + \frac{y}{a},$$

где $w = \pi \frac{d_1 + d_2}{2}$; $y = \left(\frac{d_2 - d_1}{2} \right)^2$.

Принять стандартную длину ремня $L_p \geq L'_p$ (ГОСТ 1284.1-80) по табл. 3.3, примечание 2.

3.7 Уточнить значения межосевого расстояния по принятой длине ремня

L_p , мм,

$$a = 0.25 \left((L_p - w) + \sqrt{(L_p - w)^2 - 8y} \right).$$

3.8 Определить число пробегов ремня

$$U = \frac{v}{L_p} \leq [U], \quad [U] = 8 \dots 10,$$

где v – скорость ремня, м/с,

$$v = \frac{\pi d_1 n_1}{60 \cdot 10^3}.$$

Если условие не выполняется, следует увеличить длину ремня, приняв следующее большее стандартное значение L_p (табл.3.3, примечание 2).

Повторить расчет с п. 3.7.

3.9 Рассчитать угол обхвата ремнем меньшего шкива α_1 , град,

$$\alpha_1 = 180^\circ - 57^\circ \frac{d_2 - d_1}{a} \geq \alpha_{1min}.$$

$$\alpha_{1min} = 90^\circ.$$

Если условие не выполняется, увеличить длину ремня, приняв следующее большее стандартное значение L_p (табл. 3.3, примечание 2).

Повторить расчет с п. 3.7.

3.10 Рассчитать мощность, которую может передать один ремень в реальных условиях эксплуатации,

$$P_p = P_0 \frac{C_\alpha C_L}{C_p},$$

где C_α - коэффициент, учитывающий влияния угла обхвата меньшего шкива,

$$C_\alpha = 1 - 0.003(180^\circ - \alpha_1);$$

C_L – коэффициент, учитывающий фактическую рабочую длину кольцевого ремня; таблица 3.4;

C_p – коэффициент, учитывающий влияние режима работы передачи (табл. 3.5).

3.11 Определить потребное число ремней z в комплекте

$$z = \frac{P_1}{P_p C_z} \leq 8;$$

где C_z – коэффициент, учитывающий влияние числа ремней, работающих одновременно,

z	2-3	4-6	≥ 6
C_z	0.95	0.9	0.85

Таблица 3.4 Значение коэффициента C_L для клиновых ремней (ГОСТ 1284.3-80)

$L_p, \text{мм}$	Сечение ремня						
	Z(O)	A(A)	B(B)	C(B)	D(Г)	E(Д)	F(E)
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	—	—	—
315	—	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	0,96
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

Таблица 3.5 Коэффициент C_p динамичности нагрузки и режима работы привода (ГОСТ 1284.3-80)

Условия работы	Типы машин	Тип двигателя	Значение 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 - до 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 колебания нагрузки. Кратковременная нагрузка - до 200 % от номинальной	Станки строгальные, долбежные, деревообрабатывающие. Конвейеры винтовые, скребковые. Прессы винтовые эксцентриковые с тяжелым маховиком. Машины для брикетирования кормов	I	1,2	1,3	1,6
		II	1,4	1,6	1,9
Режим очень тяжелый. Ударная нагрузка. Кратковременная нагрузка – до 300 % от номинальной	Подъемники, экскаваторы. Прессы винтовые эксцентриковые с легким маховиком. Ножицы, молоты, мельницы, дробилки, лесопильные рамы	I	1,3	1,5	1,7
		II	1,5	1,7	2,0
<p>Примечания: 1.) Тип двигателя I — значения C_p указаны для передач от электродвигателей переменного тока общепромышленного применения и от двигателей постоянного тока шунтовых.</p> <p>2.) Тип двигателя II — значения C_p для передач от электродвигателей переменного тока с повышенным пусковым моментом и от электродвигателей постоянного тока серийных.</p>					

Если число ремней z (целое) в комплекте получается больше 8, необходимо принять следующее большее значение d_1 из стандартного ряда (смотри пункт 3.3) и расчет повторить с пункта 3.1.

3.12 Определить величину предварительного натяжения рабочего комплекта ремней, H ,

$$F_{0z} = \frac{750P_1C_p}{vC_\alpha} + \theta v^2,$$

где θ – коэффициент, учитывающий влияние центробежных сил, $\text{Нс}^2/\text{м}^2$, (табл. 3.6).

Таблица 3.6. Значения коэффициента θ , учитывающего влияние центробежных сил

Сечение ремня	Z (0)	A	B (Б)	C (В)	D (Г)	E (Д)	F (Е)
$\theta, \text{Нс}^2/\text{м}^2$	0.06	0.10	0.18	0.30	0.60	0.90	1.50

Примечание. Для передач с автоматическим натяжением ремня $\theta v^2=0$.

3.13 Рассчитать нагрузку на вал меньшего шкива, H ,

$$R_1 = 2F_{0z} \sin \frac{\alpha_1}{2}.$$

3.14 Определить рабочий ресурс L_h в часах рассчитанной передачи (ГОСТ 1284.2-89)

$$L_h = N_{ou} \frac{L_p}{60\pi d_1 n_1},$$

где N_{ou} наработка ремня, циклы.

Для клиновых ремней с кордной тканью (класс I) значения N_{ou} следующие:

Сечения ремня	Z (0), A	B (Б), C (В), D (Г)	E (Д), F (Е)
N_{ou}	$5.6 \cdot 10^6$	$5.7 \cdot 10^6$	$2.5 \cdot 10^6$

Для клиновых ремней с кордшнуром (класс II) для всех сечений $N_{ou}=5.7 \cdot 10^6$.

Средний ресурс ремней для промышленного оборудования при среднем режиме работы должен быть не менее 2000 часов для ремней I класса и 2500 часов для ремней II класса (ГОСТ 1284.2-89).

Если вычисленный ресурс недостаточен, следует увеличить d_1 , приняв его значение из стандартного ряда (см. пункт 3.3). Ориентировочно можно считать, что ресурс возрастает пропорционально отношению диаметров в шестой степени.

Расчет повторить с пункта 3.2.

4 Порядок расчета передачи поликлиновым ремнем

Последовательность расчета клиноременной передачи, изложенная в предыдущем параграфе, применима и для расчета передач с поликлиновым ремнем с учетом особенностей этой передачи.

Исходные данные для расчета аналогичны исходным данным для расчета клиноременной передачи.

4.1 Определить крутящий момент на валу меньшего шкива, предполагая, что этот вал – вал двигателя, Нм,

$$T_1 = T_\partial = 9550 \frac{P_\partial}{n_\partial},$$

где P_∂ – мощность, передаваемая двигателем привода, кВт;

n_∂ – частота вращения вала двигателя, об/мин.

4.2 Принять сечение ремня по величине рассчитанного крутящего момента T_1 и конструктивно выбранного диаметра меньшего шкива d_1 из стандартного ряда по ГОСТ 1284.3-89 (см. пункт 3.3) на один-два пункта больше минимального значения d_1 , указанного в табл. 4.1.

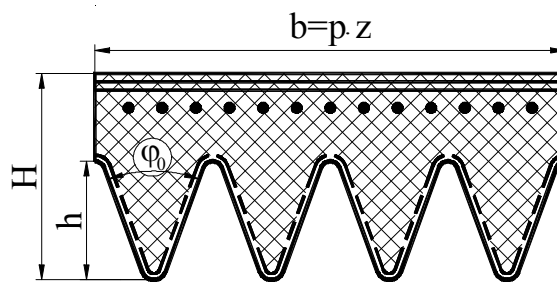


Рис. 4.1 Сечение ремня, размеры в мм

Таблица 4.1 Технические данные поликлиновых ремней с шнуровым кордом (по РТМ 3840528-74)

Сечение ремня	t	H	h	r_1	r_2	Длина	d_1 , не менее	T , Нм	Масса, кг/м
К	2,4	4,0	2,35	0,1	0,4	400 - 2000	40	40	0,09
Л	4,8	9,5	4,85	0,2	0,7	1250 - 4000	80	18-400	0,45
М	9,5	16,7	10,35	0,4	1,0	2000-4000	180	130	1,6

Примечания: 1. Масса 1 м ремня указана для ремней с десятью ребрами.
 2. Стандартные длины поликлиновых ремней такие же, как и клиновых ремней (см. табл. 3.3).
 3. Диаметры шкивов для поликлиновых ремней выбирать из того же стандартного ряда, что и для клиновых ремней (см. пункт 3.3).
 4. Рекомендуемые числа ребер ремней сечения K — от 2 до 36; сечения L — от 4 до 20 и сечения M — от 2 до 20.

Величину d_1 принять из стандартного ряда (см. пункт 3.3) на два номера больше минимального значения, приведенного в табл. 4.1.

4.3 Повторить расчет клиноременной передачи с пункта 3.3 до пункта 3.9 предыдущего параграфа.

4.4 Определить скорость ремня, м/с,

$$v = \frac{\pi d_1 n_1}{60 \cdot 10^3}.$$

4.5 Определить потребное (необходимое) тяговое усилие, которое должно быть реализовано в данной передаче, F_t , Н,

$$F_t = \frac{10^3 \cdot P}{v},$$

где P – передаваемая мощность, кВт.

4.6 Рассчитать необходимое число ребер поликлинового ремня

$$z' = \frac{10F_t}{[F]_{10}},$$

где

$$[F]_{10} = (F_{10} C_\alpha C_L + \Delta F_u) C_p;$$

здесь F_{10} – допускаемое окружное усилие для передачи поликлиновым ремнем с десятью ребрами при передаточном числе $u=1$, $\alpha_1=180^\circ$, эталонной длине L_0 , работе в одну смену с постоянной нагрузкой (табл. 4.2);

C_α - коэффициент, учитывающий влияние угла обхвата α_1 ,

$$C_\alpha = 1 - 0.003(180 - \alpha_1);$$

C_L – коэффициент, учитывающий фактическую длину кольцевого ремня,

$$C_L = 0.9 + \frac{0.1L_p}{L_0};$$

C_p – коэффициент динамической нагрузки и режима работы передачи, принять по таблице 3.5;

$\Delta F_u = \frac{2\Delta T_u}{d_1}$ - учитывает влияние передаточного числа;

здесь: ΔT_u – в Нм, d_1 – в м, ΔF_u в Н.

Значение ΔT_u принять по таблице 4.3.

Таблица 4.2 Значение F_{10} , Н, для поликлиновых ремней с десятью ребрами при $u=1$, $\alpha_1=180^\circ$, эталонной длине L_0 .
работе в одну смену с постоянной нагрузкой.

d_1 , мм	Скорость ремня v , м/с						d_1 , мм	Скорость ремня v , м/с					
	5	10	15	20	25	30		5	10	15	20	25	30
Сечение ремня К, $L_0=710$ мм							180	1400	1560	1130	1030	910	780
							200	1440	1300	1190	1080	960	827
							224	1500	1350	1240	1130	1010	870
40	280	240	214	185			250	1540	1400	1280	1170	1050	917
50	330	290	266	240	212		280	1580	1430	1310	1200	1090	953
63	380	340	307	285	250	227	315	1600	1470	1350	1240	1120	990
71	400	360	326	300	276	247	355	1640	1500	1380	1280	1160	1020
80	410	370	346	320	292	263	Сечение ремня М, $L_0 = 2240$ мм						
90	430	390	358	335	308	280							
100	440	400	373	345	320	290							
112	450	410	386	360	328	303	180	2900	2400	2010	1640	1270	807
125	460	420	400	375	348	317	200	3260	2770	2380	2015	1616	1180
140	470	430	412	380	352	320	224	3600	3130	2740	2375	1980	1540
160	480	440	412	385	360	340	250	3940	3440	3050	2690	2280	1870
Сечение ремня Л, $L_0=1600$ мм							280	4200	3740	3350	2990	2600	2130
							315	4300	4000	3620	3250	2840	2400
							355	4740	4240	3870	3500	3120	2660
80	780	640	527	415			400	4960	4460	4070	3700	3320	2870
100	1000	860	746	635	520		450	5140	4650	4270	3900	3480	3060
112	1100	960	846	735	612		500	5300	4780	4400	4050	3640	3200
125	1180	1040	925	815	690	570	630	5600	5070	4660	4350	3920	3500
140	1260	1100	1000	890	770	630	800	5800	5310	4930	4550	4160	3730
160	1340	1200	1076	970	850	717	1000	5960	5410	5070	4700	4320	3900

Таблица 4.3 Значение ΔT_u , Нм, для поликлиновых ремней

Сечение ремня	u					
	1.0	1.1	1.25	1.5	2.0	2.5
К	0	0.2	0.4	0.5	0.6	0.7
Л	0	1.8	3.6	4.5	5.0	5.4
М	0	13.8	27.6	34.5	38.0	41.4

5 Порядок расчета передачи зубчатым ремнем

5.1 Общие замечания

Зубчатые ремни (ОСТ 38.05114-76) выполнены бесконечными плоскими с выступами на внутренней поверхности. Эти выступы в процессе передачи движения входят в зацепление с зубьями на шкиве (рис. 5.1).

Передачи с зубчатым ремнем имеют относительно малые габариты, в этих передачах отсутствует скольжение, они имеют высокий КПД, возможны

большие передаточные отношения, меньшие по сравнению с другими типами ремней передачи нагрузки на валы и опоры.

Передаваемые мощности до 250 кВт, передаточные числа до 12; КПД 0.92-0.98.

Ремни выполняются из резины на основе бутадиен-нитрильных каучуков полиуретана или неопрена. Несущий слой выполнен из стального или стекловолоконного троса.

Основным параметром передачи, как и зубчатой, является модуль $m = p/\pi$, где p – шаг ремня. Форма зуба ремня трапецевидальная: высота зуба $h = (0.6 \dots 0.9)m$, минимальная ширина зубьев $s = (1 \dots 1.2)m$, угол профиля $\gamma = 40^\circ$ или 50° .

Проектирование передач с зубчатым ремнем регламентировано отраслевым стандартом ОСТ 38.05227-81 Передачи зубчатые ременные. Метод расчета.

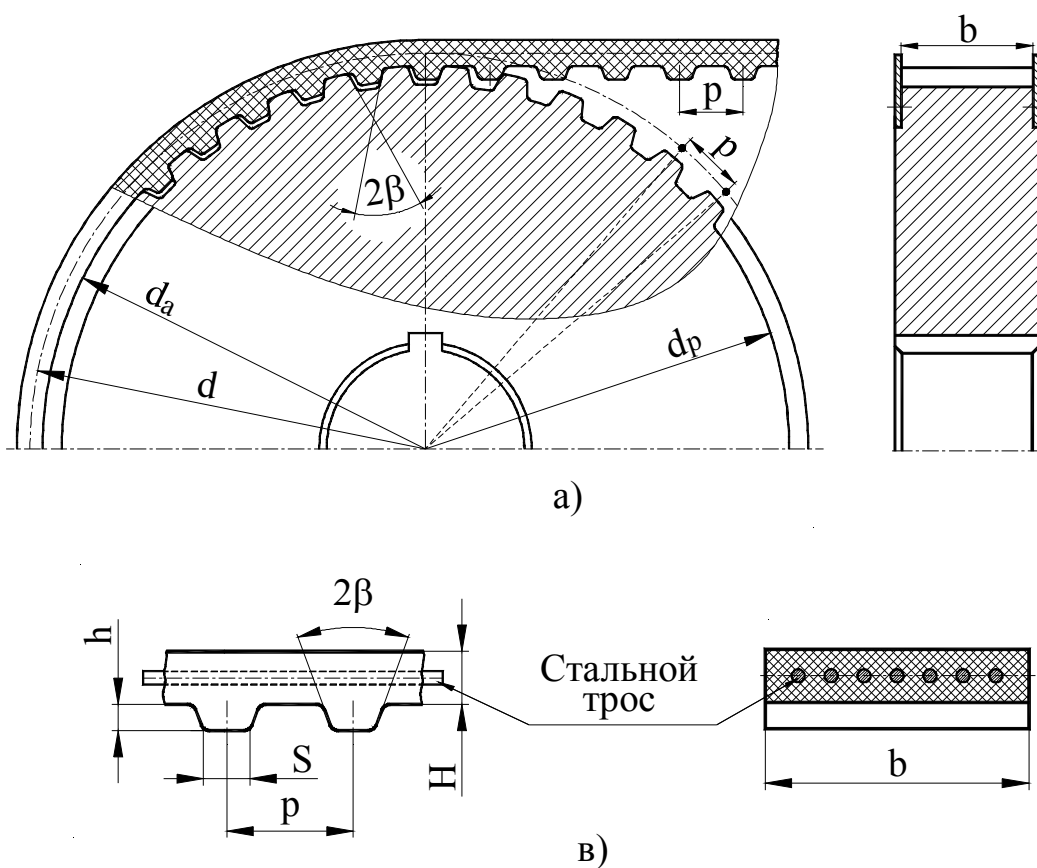


Рис. 5.1 Сечение зубчатого ремня

5.2 Алгоритм расчета

5.2.1 Исходные величины для расчета передачи с зубчатым ремнем: передаваемая мощность P_1 , кВт; частота вращения приводного вала n_1 , об/мин; необходимое передаточное число u .

5.2.2 Рассчитать предварительное значение модуля, мм,

$$m = 3.5 \cdot \sqrt[3]{10^3 \cdot P_1 / n_1}$$

Значение модуля выбрать по таблице 5.1.

Таблица 5.1 Значение модуля

P , кВт	0.05-0.18	0.27-1.5	2.2-5.5	7-17	Св. 17
m , мм	2;3	3;4	4;5	5;7	7;10

5.2.3 Выписать основные параметры принятого зубчатого ремня

5.2.4 Выбрать число зубьев меньшего шкива z_1 в зависимости от принятого модулями и частоты вращения вала меньшего шкива, табл. 5.3.

Таблица 5.2 Основные параметры зубчатого ремня (см. рис 5.1)

Параметры	Модуль m , мм					
	2	3	4	5	7	10
Шаг ремня p , мм	6,28	9,42	12,57	15,71	21,99	31,42
Общая толщина ремня H , мм	3,00	4,0	5,0	6,5	11,0	15,0
Высота зуба h , мм	1,5	2,0	2,5	3,5	6,0	9,0
Наименьшая толщина зуба s , мм	1,8	3,2	4,4	5,0	8,0	12,0
Угол профиля зуба 2γ , град	50	40	40	40	40	40
Диаметр троса $d_{тр}$, мм	0,36	0,36	0,36/0,6 5	0,65	0,65	0,65
Ширина ремня b , мм	8;10; 12,5	12,5; 16;20	20;25; 32;40	25;32; 40;50	50;63; 80	50;63; 80
Расстояние от оси троса до впадины ремня δ , мм	0,6	0,6	0,8	0,8	0,8	0,8
Допускаемая удельная окружная сила $[F_0]$, Н/мм	5	10	15/25	40	40	60
Примечания:						
1 z_p – число зубьев ремня принять из ряда: 40, 42, 45, 48, 50, 53, 56, 60, 63, 67, 71, 75, 80, 90, 95, 100, 105, 112, 115, 125, 130, 140, 150, 160, 170, 180, 190, 200, 210, 220, 235, 250.						
2 Ширину ремня b выбрать 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 $L_p = mz_p \pi$, мм.						

Таблица 5.3 Зависимость числа зубьев от модуля и частоты вращения меньшего шкива

m, мм	n1, мин-1	z1 min, не менее	m, мм	n1, мин-1	z1 min, не менее
2	500-3000	12	5	500	16
	3500-4500	14		1000-1500	18
	5000-6800	16		2000-3000	20
	7000-7500	18		3500-4000	22
3	500-1000	12	7	500	20
	1500-2000	14		1000	22
	2500-3500	16		1500	24
	4000-5000	18		2000	26
4	500	14	10	500	20
	1000	16		1000	22
	1500-2000	18		1500	24
	2500-3500	20		2000	26-28

5.2.5 Определить число зубьев большего шкива

$$z_2 = z_1 u$$

5.2.6 Рассчитать геометрические параметры меньшего шкива, мм :

- $d_1 = mz_1$ – диаметр делительной окружности, измеренный по расположению осей металлотросов;
- $d_{a1} = mz_1 + 2\Delta$ – диаметр вершин;
- $d_{f1} = d_{a1} - 1.8m$ – диаметр впадин;
- $B = b + m$ – ширина шкива (значение b по таблице 5.2);

где $\Delta = 0,6$ мм при диаметре троса 0,36 мм,

$\Delta = 1,3$ мм при диаметре троса 0,65 мм.

5.2.7 Рассчитать геометрические параметры большего шкива, мм,

$$d_2 = mz_2,$$

$$d_{a2} = mz_2 + 2\Delta,$$

$$d_{f2} = d_{a2} - 1.8m.$$

5.2.8 Принять минимальное значение межосевого расстояния, мм,

$$a_{\min} = 0.55(d_1 + d_2) + H,$$

где H – общая толщина ремня (см. рис. 5.1, табл. 5.2)

5.2.9 Рассчитать потребную длину кольца ремня (ориентировочное значение), мм,

$$L' = 2a_{\min} + \pi d_m + \frac{y^2}{a_{\min}},$$

где $d_m = 0.5(d_1 + d_2)$, $y = 0.5(d_2 - d_1)$.

5.2.10 Определить число шагов ремня в длине L' (число зубьев ремня)

$$z'_p = \frac{L'}{p}$$

Полученное значение z'_p округлить в большую сторону до ближайшего целого числа из стандартного ряда (см. примечание 1 к табл. 5.2), $z_p > z'_p$.

5.2.11 Уточнить длину кольца ремня, мм,

$$L_p = z_p \cdot m \cdot \pi,$$

где z_p – принятое значение из стандартного ряда.

5.2.12 Уточнять значение межосевое расстояния, мм,

$$a = 0.25 \left((L_p - \pi d_m) + \sqrt{(L_p - \pi d_m)^2 - 8y^2} \right).$$

5.2.13 Вычислить угол обхвата ремнем меньшего шкива, град,

$$\alpha_1 = 180^\circ - \frac{d_2 - d_1}{a} \cdot 57^\circ.$$

5.2.14 Определить число зубьев, находящихся одновременно в зацеплении,

$$z_0 = \frac{z_1 \alpha_1}{360^\circ}.$$

5.2.15 Рассчитать удельную (приходящую на единицу ширины ремня) окружную силу, Н/см,

$$F_y = [F_0] C_u C_z C_p,$$

где $[F_0]$ – допустимая удельная окружная сила (см. табл. 5.2);

C_u – коэффициент, учитывающий влияние передаточного отношения,

U	1.0-0.8	0.8-0.6	0.6-0.4	0.4-0.3
C_u	1.0	0.95	0.9	0.85

$C_z = 1 - 0.2(6 - z_0)$ – коэффициент, учитывающий влияние числа зубьев в зацеплении;

C_p – коэффициент, вводимый при наличии роликов и равный соответственно 0.9 и 0.8 при одном или двух роликах внутри контура и 0.7 при ролике вне контура.

5.2.16 Рассчитать скорость ремня, м/с,

$$v = \frac{\pi d_1 n_1}{60 \cdot 1000}.$$

5.2.17 Определить потребное тяговое усилие (окружную силу), Н,

$$F_t = \frac{P_1 \cdot v}{1000}.$$

5.2.18 Рассчитать потребную ширину ремня по условию тяговой способности передачи, мм,

$$b = \frac{10F_t}{(F_y - q_m v^2)},$$

где q_m – масса одного метра ремня шириной один см в зависимости от модуля передачи m

m , мм	2	3	4	5	7	10
$q_m 10^2$, (кг/м)см	0.32	0.4	0.5	0.75	0.9	1.1

5.2.19 Проверить давления ремня на зубьях

$$p_z = \frac{F_t \psi}{z_0 b h} \leq [p_z],$$

где ψ – коэффициент неравномерности распределения нагрузки между зубьями ремня и шкива на дуге обхвата ($\psi = 1.7-2.0$ при нагрузке P_1 до 14 кВт и скорости ремня до 20 м/с);

h – высота зуба, мм (таблица 5.1);

$[p_z]$ – допустимое давление на зубья ремня, зависящее от частоты вращения быстроходного вала n_1 ,

n_1 , об/мин	200	400	1000	2000	5000	10000
$[p_z]$, МПа	2,0	1,5	1,0	0,75	0,5	0,35

5.2.20 Определить усилие предварительного натяжения зубчатого ремня, Н,

$$F_0 = (1.1-1.3)q_m v^2 b.$$

5.2.21 Вычислить силы, действующие на валы передачи, Н,

$$F_{r_{1,2}} = (1.1-1.2)F_t.$$

Содержание

1	Общие положения	2
2	Методические указания к расчету ременных передач	3
2.1	Рекомендуемая литература	4
3	Порядок расчета клиноременной передачи	5
4	Порядок расчета передач с поликлиновым ремнем	11
5	Порядок расчета передачи зубчатым ремнем	14