

**ОПД.Ф.02.04 ДЕТАЛИ МАШИН
РАСЧЕТ РЕМЕННЫХ ПЕРЕДАЧ
ПРИМЕРЫ РАСЧЕТА**

Методические указания для студентов машиностроительных
специальностей всех форм обучения

1. ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ ДЛЯ РАСЧЕТОВ

Для сравнимости результатов при анализе решений расчеты различных типов ременных передач произведены для одних и тех же исходных данных:

- 1) номинальная мощность привода винтового конвейера $P_{\text{ном}} = 2,9$ кВт;
- 2) частота вращения ведущего шкива (вала двигателя) $n_1 = 950$ мин⁻¹;
- 3) передаточное число $i = 1,6$;
- 4) ограничения:

а) по условиям компоновки: номинальное межцентровое расстояние $a_{\text{ном}} = 500 \pm 60$ мм; угол наклона передачи $\psi = 25^0$; высота редуктора $H = 450$ мм;

б) по режиму работы: значительные колебания нагрузки, кратковременная пусковая перегрузка до 200% от номинальной; работа двухсменная.

Общие параметры при расчетах

1) Общая расчетная схема для всех типов передач приведена на рис.1.1.

2) Согласно $P'_{\text{дв}} = P_{\text{ном}}$, где $P'_{\text{дв}}$ – потребная мощность двигателя – и $n_1 = 950$ мин⁻¹ принят электродвигатель АИР 112МА6У3 ($P_{\text{дв}} = 3$ кВт), у которого габарит $d_{30} = 246$ мм (рис.1.1).

Диаметры шкивов по условиям компоновки должны быть:

$$d_1 \leq d_{30}, \quad d_2 \leq H \quad (1.1)$$

3) По табл. П8 режим работы – тяжелый, коэффициент динамичности нагрузки и режима работы $C_p = 1,3$.

4) Номинальный вращающий момент $T_{1\text{ном}} = 9550 \cdot 2,9 / 950 = 29,2$ Н·м.

Расчетная передаваемая мощность $P = P_{\text{ном}} C_p = 2,9 \cdot 1,3 = 3,77$ кВт. (1.2)

Расчетный передаваемый момент $T_1 = 9550 \cdot 3,77 / 950 = 37,9$ Н·м. (1.3)

2. РАСЧЕТ ПЛОСКОРЕМЕННОЙ ПЕРЕДАЧИ

2.1. *Последовательность и результаты расчета* передач с синтетическим и прорезиненным кордшнуровым ремнями оформлены в виде табл.2.1.

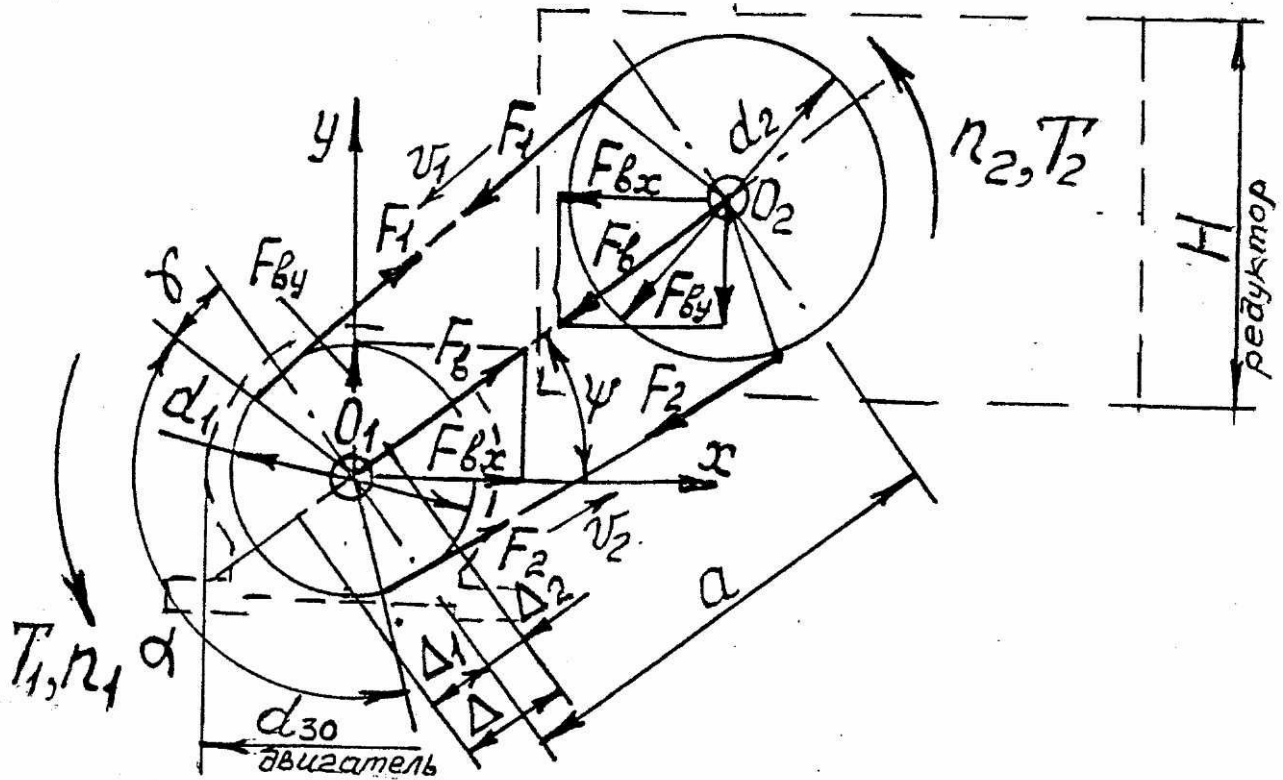


Рис.1.1. Расчетная схема ременной передачи

2.2. Анализ результатов расчета по табл.2.1:

1) Для передачи мощности $P = 3,77$ кВт при $n_1 = 950$ мин⁻¹ плоские прорезиненные ремни не годятся, так как требуется $b' = 156...71,8$ мм при $d_1 = 140...200$ мм, а изготавливают ремни только до $b_{\max} = 60$ мм (табл.П2). Если принять $b = 60$ мм, то для передачи наименьшей величины $F_t = 379$ Н (п.12 табл.2.1) потребуется $[p] \approx [p_0] \approx 379 / 60 = 6,3$ Н/мм. Это может быть выполнено (табл.2 части I) при $d_1 = 224$ и 250 ($\approx d_{30}$) мм, $\sigma_0 = 2$ МПа и $[p_0] = 6,5$ Н/мм. Пересчет на данные размеры d_1 приведен в табл.2.1, начиная с п.18.

2) При использовании синтетического ремня толщиной 1,0 мм вариант с $d_1 = 100$ мм неудовлетворителен, так как расчетная ширина $b' = 90,1$ мм должна быть округлена до ближайшей большей $b = 100$ мм (табл.П1), но тогда длина $L_p = 1400$ мм не удовлетворяет $L_{p\min} = 1500$ мм при $b = 100$ мм.

3) Сравнивая результаты при $b = 60$ мм (для вариантов $d_1 = 160$ и 224 мм), видим, что в передаче с прорезиненным ремнем габариты по диаметрам и частота пробегая ремня увеличились в 1,4 раза

Таблица 2.1 – Формуляр расчета плоскоремennых передач

Параметры		Результаты расчета для ремней						Примечание
Наименование	источник	синтетического			прорезиненного			
1. Толщина ремня δ , мм	табл.П1, П2	1,0			2,8			
2. Диаметр шкива d'_1 , мм	формула (2)*	174...206						
3. Отношение d'_1 / δ	стр. 8 (ч.1)**	174...206 > 100			62...74 > 50			
4. Диаметр d_1 , мм	ГОСТ 17383 - 73	100	160	180	140	180	200	Принято $d_1 < d_{30}$
5. Диаметр d'_2 , мм d_2 , мм	(3) ГОСТ 17383 - 73	158 160	253 250	285 280	222 224	285 280	316 315	$\xi = 0,01$ $d_2 < H$
6. Фактическое i	(4)	1,62	1,58	1,57	1,62	1,57	1,59	
7. Скорость ремня v , м/с	$\pi d_1 n_1 / 60000$	4,97	7,96	8,95	6,96	8,95	9,95	< [35]
8. Угол обхвата α , град	(7)	173,16	169,74	168,6	170,42	168,6	166,9	> [150 ⁰]
9. Расчетная длина ремня L'_p , мм L_p , мм	(10) стандарт	1410 1400	1648 1600	1728 1800	1575 1600	1728 1800	1816 1800	$a' = 500$ R20
10. Частота пробегов μ , с ⁻¹	(49)	3,6	5	5	4,4	5	5,5	< [15]
11. Межцентровое расстояние $a_{ном}$, мм	(14)	495	476	536	512	536	492	[440 ÷ 560]
12. Передаваемая окружная сила F_t , Н	(17)	759	474	421	542	421	379	
13. Предварительное напряжение σ_0 , МПа	табл.2 (ч.1)	7,5	7,5	7,5	2	2	2	
14. Допускаемая удельная окружная сила $[p_0]$, Н/мм	табл.2 (ч.1)	8,5	8,5	8,5	3,5	4,5	5,5	
15. Коэффициенты: C_0 C_α C_v	стр.11 (ч.1) (19) (20)	1,0 0,98 1,01	1,0 0,97 1,0	1,0 0,97 1,0	1,0 0,97 1,02	1,0 0,97 1,01	1,0 0,96 1,0	$\psi = 25^0$

Окончание табл. 2.1

Параметры		Результаты расчета для ремня						Примечание
наименование	источник	синтетического			прорезиненного			
16. Допускаемая сила $[p]$ в условиях эксплуатации, Н / мм	(18)	8,42	8,25	8,25	3,47	4,41	5,28	
17. Расчетная ширина ремня b' , мм округление b , мм	(21) Табл.П1, П2	90,1 -	57,5 60	51 60	156 -	95,5 -	71,8 -	
18. Пересчет передачи с прорезиненным ремнем на $d_1 = 224$ и 250 мм				d_1 , мм		224	250	< $H = 450$ < [25 м / с] > [150^0] $a' = 500$ < [15 с^{-1}] [440 ÷ 560]
				d_2 , мм		355	400	
				i		1,6	1,62	
				v , м / с		11,14	12,44	
				α , град		165,07	162,9	
				L'_p , мм		1918	2032	
				L_p , мм		2000	2000	
				μ , с^{-1}		5,57	6,2	
				$a_{\text{ном}}$, мм		541	484	
				F_T , Н		338	303	
				C_α		0,96	0,95	
				C_ν		0,99	0,98	
				$[p]$, Н / мм		6,18	6,05	
		b' , мм		54,7	50,08			
		b , мм		60	50			

Примечание.

- 1) * - здесь и далее в таблицах слово « формула » опущено.
- 2) ** - ч.1 означает : Часть I. Ременные передачи. Методика расчета.

4) Если в техническом задании на проект вид ремня задан, то следует, исходя из результатов расчета, отдать предпочтение вариантам:

а) синтетический ремень; $d_1 = 160$ мм; $d_2 = 250$ мм; $\mu = 5 \text{ с}^{-1}$; $b = 60$ мм; $L_p = 1600$ мм;

б) прорезиненный кордшнуровой ремень $d_1 = 224$ мм; $d_2 = 355$ мм; $\mu = 5,57 \text{ с}^{-1}$; $b = 60$ мм; $L_p = 2000$ мм.

5) Если вид плоского ремня не задан, то преимущество имеет синтетический ремень по п.4а.

3. РАСЧЕТ КЛИНОРЕМЕННЫХ ПЕРЕДАЧ

3.1. Для клинового ремня нормального сечения по величинам $P = 3,77$ кВт, $T_1 = 37,9$ Н·м, $n_1 = 950$ мин⁻¹, пользуясь рис.П1 и табл.П4, выбираем сечения А и В(Б). Назначаем класс ремня II.

Для узкого ремня (табл.П4) – сечение SPZ (УО), для поликлинового ремня (табл.П6) – сечение Л.

Размеры сечений кордшнуровых ремней даны в табл.3.1.

Таблица 3.1 – Размеры выбранных сечений ремней и параметры передач (см.рис.1, ч.Г)

Параметры	Сечение ремня			
	А	В(Б)	SPZ(УО)	Л
1. W_p , мм	11	14	8,5	$P = 4,8$ мм
2. W , мм	13	17	10	$H = 9,5$ мм
3. T , мм	8	11	8	$H = 4,68$ мм
4. y_0 , мм	2,8	4,0	2	
5. A , мм ²	81	138	56	
6. m_{II} , кг/м	0,1	0,18	0,084	0,045*
7. $d_{1 \min}$, мм	90	125	63	80

Примечание * - погонная масса 1м ремня с одним клином.

Формула (6) может быть представлена как $0,7d_1(1 + i) < a < 2d_1(1 + i)$.

Отсюда при $i = 1,6$ и $a = 500$ мм рекомендуемый d'_1 находится в пределах $135 < d_1 < 385$ мм. Заданное ограничение ($d_1 \leq d_{30} = 246$ мм) уменьшает интервал до $135 < d_1 < 246$ мм. Округляя d'_1 по ГОСТ Р 50641 – 94, получим $140 \leq d_1 \leq 224$ мм. Тогда $d_2 = id_1$ дает $224 \leq d_2 \leq 355$ мм, что находится в пределах ограничения $H = 450$ мм.

Для сравнительного расчета выбираем шкивы с диаметрами:

d_1 , мм 140 160 200 224
 d_2 , мм 224 250 315 355.

Для тяжелого режима работы долговечность ремней в эксплуатации (табл.П3)

$T_p = T_{p(ср)} K_1 K_2$, где $K_1 = 0,5$ – коэффициент режима работы; $K_2 = 1$ – коэффициент климатических условий; $T_{p(ср)} = 2500$ ч (II класс) – ресурс ремней при среднем режиме и $T_p = 2500 \cdot 0,5 \cdot 1 = 1250$ часов. Гарантированный ресурс изготовителя при этом – 300 ч.

При расчете на долговечность было принято: $E = 100$ МПа, $m = 8$, $\sigma_y = 9$ МПа; $N_{оц} = 2 \cdot 10^6$ – наработка клиновых ремней II класса с передачей мощности (табл.ПЗ).

Общие расчетные параметры, независящие от вида ремня, представлены в табл.3.2.

Продолжение расчета, специфического для ремней нормального сечения, – в табл.3.3.

3.2. Анализ результатов расчета по табл.3.3.

1) Для ремней класса II сечения А, начиная с $d_1 = 180$ мм и выше (рис.ПЗ) P_0 не зависит от диаметра шкива и не влияет на количество ремней. То же для сечения В(Б), начиная с $d_1 = 280$ мм и выше.

2) Отношение $L_h / T_p \geq 1$ показывает, что данные варианты параметров обеспечивают требуемую эксплуатационную долговечность $T_p = 1250$ часов. Ремни сечения А удовлетворяют этому условию для всех выбранных d_1 , сечения В(Б) – только для $d_1 = 224$ мм.

По условию долговечности для дальнейшего анализа оставляем ремни сечения А.

3) При $d_1 = 140$ и 160 мм количество ремней сечения А одинаково ($K = 3$), но долговечность при $d_1 = 160$ мм ($L_h = 5110$ ч) в 2,38 раза выше, чем при $d_1 = 140$ мм (при разности диаметров всего 20 мм). Во столько же раз уменьшается вероятность замены комплекта ремней в работе при $d_1 = 160$ мм. При $d_1 = 200$ мм ($L_h = 5360$ ч), долговечность увеличивается несущественно, но растут габариты передачи.

4) Исходя из анализа результатов расчета при соблюдении всех наложенных ограничений, окончательно выбираем передачу с параметрами:

РЕМЕНЬ А – 1600 II ГОСТ 1284.1 – 89; $d_1 = 160$ мм, $d_2 = 250$ мм, $i = 1,58$, $v = 8$ м/с, $\alpha = 169,7^\circ$, $\mu = 5 \text{ с}^{-1}$, $a_{ном} = 476$ мм, $\Delta = 80$ мм, $K = 3$, $F_0 = 119$ Н, $F_{вх} = 644$ Н, $F_{вы} = 300$ Н, $L_h = 5110$ ч, $L_h / T_p = 4,09$.

3.3. Общие расчетные параметры передач с узкими и поликлиновыми ремнями приведены в табл.3.1 и 3.2.

Продолжение специфики расчета этих передач оформлено в табл.3.4.

3.4. Анализ результатов расчета по табл.3.4.

Таблица 3.2 – Формуляр расчета общих параметров клиноременных передач

Параметры		Результаты расчета при d_1 , мм				Примечание
наименование	источник	140	160	200	224	
1. Фактическое i	(4) [*]	1,62	1,58	1,59	1,6	$\xi = 0,01$
2. Скорость ремня v , м / с	(5)	6,96	7,96	9,95	11,14	
3. Угол обхвата α , град	(7)	170,4	169,7	166,9	165,1	
4. Расчетная длина ремня: L'_p , мм L_p , мм	(10)	1575	1648	1816	1918	
	стандарт	1600	1600	1800	2000	
5. Частота пробегов μ , с ⁻¹	(49)	4,4	5	5,5	5,6	< [20]
6. Межцентровое расстояние $a_{ном}$, мм	(14)	512	476	492	541	[440...560]
7. Регулирование a , мм:						
Δ_1 : нормальный ремень,	$\Delta_1 = 0,025 L_p$	40	40	45	50	$S_1 = 0,025$
узкий ремень,	$\Delta_1 = 0,04 L_p$	64	64	72	80	
поликлиновой ремень;	$\Delta_1 = 0,03 L_p$	48	48	54	60	
Δ_2 : нормальный (по сечению В(Б)) ремень,	(16)	40	40	42	40	$S_2 = 0,009$
узкий ремень,	$\Delta_2 = 0,02 L_p$	32	32	36	40	
поликлиновой ремень	$\Delta_2 = 0,013 L_p$	21	21	23	26	
8. Ход регулирования Δ , мм:	$\Delta_1 + \Delta_2$					
нормальный ремень,		80	80	87	94	
узкий ремень,		96	96	108	120	
поликлиновой ремень		69	69	77	86	
проекция Δ_x , мм:	$\Delta \cos \psi$					
нормальный ремень		73	73	79	85	
узкий ремень		87	87	98	109	
поликлиновой ремень		63	83	70	78	

Примечание. ^{*} - здесь и ниже слово « формула » опущено.

Таблица 3.3 – Продолжение расчета (табл.3.2) передачи с клиновыми ремнями нормального сечения А и В(Б)

Параметры		Результаты расчета при d_1 , мм, и сечениях ремней								Примечание
наименование	источник	140		160		200		224		
		А	В(Б)	А	В(Б)	А	В(Б)	А	В(Б)	
1. Номинальная мощность P_0 , кВт	Рис.ПЗ, П4	1,73	2,22	2,1	2,83	2,42	4,05	2,42	4,75	Класс II
2. Коэффициенты C_a C_L	стр.11 (ч.1) (23)	0,98	0,98	0,98	0,98	0,97	0,97	0,965	0,965	
		0,98	0,93	0,98	0,93	1,01	0,95	1,04	0,98	
3. Ориентировочное число ремней K'_0	(22)	2,27	1,86	1,87	1,46	1,59	1	1,55	0,84	при $C_K = 1$
4. Коэффициент C_K	стр.12 (ч.1)	0,8	0,82	0,82	0,83	0,82	1	0,82	1	
5. Расчетное число ремней K' принято K	K'_0 / C_K	2,84	2,27	2,28	1,76	1,94	1	1,89	0,84	
		3	3	3	2	2	1	2	1	
6. Предварительное натяжение ветви одного ремня F_0 , Н	(31)	134	138	119	181	146	294	137	271	$C_p = 1,2^*$
7. Окружное усилие одного ремня F_t , Н	$10^3 P / (vK)$	181	181	158	237	189	379	169	338	
8. Сила на валах F_{B2} , Н	(38)	801	825	711	721	580	584	543	537	
9. Составляющие F_B по осям: F'_{Bx} F'_{By}	(41)	726	748	644	653	526	529	492	487	
		339	349	300	305	245	247	229	227	
10. Напряжения в ремне σ_0 , МПа	F_0 / A	1,65	1,0	1,47	1,31	1,8	2,13	1,69	1,96	

Параметры		Результаты расчета при d_1 , мм, и сечениях ремней								Примеание
наименование	источник	140		160		200		224		
		A	B(Б)	A	B(Б)	A	B(Б)	A	B(Б)	
$\sigma_t / 2$	$F_t / (2A)$	1,12	0,66	0,98	0,86	1,17	1,37	1,04	1,22	$\rho = 1300 \text{ кг/м}^3$ $E = 100 \text{ МПа}$ $i = 1,6$
σ_{Π}	$10^{-6} \rho v^2$	0,06	0,06	0,08	0,08	0,13	0,13	0,16	0,16	
σ_p	$\sigma_0 + \sigma_t / 2 + \sigma_{\Pi}$	2,83	1,72	2,53	2,25	3,1	3,63	2,84	3,34	
$\sigma_{\text{н1}}$	$2Fy_0 / d_1$	4,0	5,75	3,5	5,0	2,8	4,0	2,5	3,58	
$\sigma_p / \sigma_{\text{н1}}$		0,7	0,3	0,72	0,45	1,1	0,9	1,14	0,94	
Коэффициент ξ_i	рис.5 (ч.1)	1,87	1,95	1,87	1,92	1,81	1,83	1,8	1,82	
σ_{max}	$\sigma_p + \sigma_{\text{н1}}$	6,83	7,47	6,03	7,25	5,9	7,63	5,34	6,92	
11. Долговечность L_h , ч	(48)	2146	1093	5110	1203	5357	693	11626	1479	
Отношение L_h / T_p		1,72	0,87	4,09	0,96	4,29	0,55	9,3	1,18	

Примечание * - $C_p = 1,2$ по табл.П8 при односменной работе.

Таблица 3.4 – Продолжение расчета (табл.3.2) передач с узким ремнем SPZ(YO) и поликлиновым сечения Л

Параметры		Результаты расчета при d_1 , мм, и сечениях ремней								Примечание
наименование	источник	140		160		200		224		
		SPZ	Л	SPZ	Л	SPZ	Л	Л		
1. Номинальная мощность P_0 , кВт. Допускаемая окружная сила одного клина F_0 , Н	Рис.П6 Табл.4 (ч.1)	2,7	83	3,4	83	4,15*	83	83		
2. Коэффициенты:										
C_a	стр.11 (ч.1) и (26)	0,98	0,98	0,98	0,98	0,97	0,97	0,97	$m = 6$ $K = 2 \text{ и } 1$	
C_L	(23)	1,0	1,01	1,0	1,01	1,02	1,03	1,05		
C_K	стр.12 (ч.1)	0,82	--	0,82	--	1,0	--	--		

Окончание табл. 3.4

Параметры		Результаты расчета при d_1 , мм, и сечениях ремней							Примечание
Наименование	источник	140		160		200		224	
		SPZ	Л	SPZ	Л	SPZ	Л	Л	
C_Y	0,908 – 0,0155 v	-	0,8	-	0,78	-	0,75	0,74	табл.4 (ч.1)
C_d	2,95 – 155 / d_1	-	1,84	-	1,98	-	2,18	2,26	табл.4 (ч.1)
3. Расчетная окружная сила одного клина F'_0 , Н	(25)	-	121	-	127	-	135	141	
4. Расчетное число ремней K' принято K	(22)	1,74 2	- -	1,38 2	- -	0,92 1	- -	- -	
5. Передаваемая сила F_t , Н	$10^3 P / (vK)$	271	542	237	474	379	379	338	Для Л $K=1$
6. Число клиньев z принято z	F_t / F_1 табл.П6	- -	4,48 5	- -	3,73 4	- -	2,8 4	2,4 4	[4...20] 4 - min
7. Ширина ремня b , мм	Pz	-	24	-	19,2	-	19,2	19,2	$p = 4,8$ мм
8. Предварительное натяжение F'_0 , Н	(34) и (35)	203	409	179	359	290	296	271	
9. Сила на валах $F'_в$, Н проекция $F'_{вх}$ $F'_{вв}$	(38) и (39) (41) (41)	809 733 342	815 739 344	713 646 301	715 648 302	576 522 243	588 533 248	537 487 227	
10. Напряжения в ремне, МПа									
σ_0	F'_0 / A	3,63	-	3,2	-	5,18	-	-	$A = 56$ мм ²
$\sigma_t / 2$	$F_t / (2A)$	2,42	-	2,12	-	3,38	-	-	
$\sigma_{ц}$	$10^{-6} \rho v^2$	0,06	-	0,08	-	0,13	-	-	$\rho = 1300$ кг/м ³
σ_p	$\sigma_0 + \sigma_t / 2 + \sigma_{ц}$	6,11	-	5,4	-	8,69	-	-	
$\sigma_{н1}$	$2Ey_0 / d_1$	2,86	-	2,5	-	2	-	-	$E = 100$ МПа
$\sigma_p / \sigma_{н1}$		2,14	-	2,16	-	4,35	-	-	
коэффициент ξ_i	рис.5 (ч.1)	1,6	-	1,6	-	1,4	-	-	$i = 1,6$
σ_{max}	$\sigma_p + \sigma_{н1}$	8,97	-	7,9	-	10,69	-	-	

Примечание. * - при $d_1 = 180$ мм и выше.

1) Для узких ремней SPZ(УО) рекомендуемые d_1 ограничены (рис.П6) 180 мм. При увеличении диаметров свыше 180 мм передаваемая мощность одним ремнем P_0 не изменяется. Поэтому в табл.3.4 вариант с $d_1 = 224$ мм для SPZ(УО) не рассматривается.

2) Количество K ремней SPZ(УО) при $d_1 = 140$ и 160 мм равно 2. При $d_1 = 200$ мм $K = 1$, но $\sigma_{\max} = 10,64$ МПа превосходит предел выносливости $\sigma_y = 9$ МПа, что по условиям работоспособности недопустимо.

3) Выбираем передачу с узкими ремнями SPZ (УО):

РЕМЕНЬ SPZ(УО) – 1600 ТУ 38-40534 – 75; $K = 2$, $d_1 = 160$ мм, $d_2 = 250$ мм, $i = 1,58$, $v = 8$ м/с, $\alpha = 169,7^\circ$, $\mu = 5 \text{ с}^{-1}$, $a_{\text{ном}} = 476$ мм, $\Delta = 96$ мм, $F_0 = 179$ Н, $F_{\text{вх}} = 646$ Н, $F_{\text{вв}} = 301$ Н, $\sigma_{\max} = 7,9$ МПа.

4) Передача с поликлиновым ремнем сечения Л может быть рекомендована лишь при $d_1 = 140$ мм, где количество клиньев ремня $K = 5$, и при $d_1 = 160$ мм $K = 4$. При других d_1 расчетное K значительно меньше минимально допустимого значения [$K_{\min} = 4$].

5) Чтобы сохранить одинаковые кинематические и геометрические параметры всех клиноремненных передач, для поликлиновой передачи принимаем РЕМЕНЬ Л – 1600 ТУ 38–105763–84 с числом клиньев $K = 4$, $b = 19,2$ мм, $d_1 = 160$ мм, $d_2 = 250$ мм, $v = 8$ м/с, $\mu = 5 \text{ с}^{-1}$, $F_0 = 359$ Н, $F_{\text{вх}} = 648$ Н, $F_{\text{вв}} = 302$ Н.

3.5. Сравнение передач с клиновыми ремнями

При общих геометрических (d_1 , d_2 , α , L_p , a) и кинематических (i , v , μ) параметрах для варианта при $d_1 = 160$ мм имеем:

Сечение	K	F_0	$F_{\text{вх}}$	$F_{\text{вв}}$	σ_0	σ_t	σ_{\max}	L_h	L_h/T_p
А	3	119	644	300	1,47	2,0	6,03	5110	4,09
SPZ(УО)	2	179	646	301	3,2	4,2	7,9	-	-
Л	4	359	648	302	-	-	-	-	-

1) Количество ремней SPZ(УО) меньше, чем А, меньше ширина шкивов, но σ_{\max} в них выше, что сказывается на долговечности.

2) При $K = 3$ ремни сечения А обеспечивают долговечность в 4 раза больше требуемой эксплуатационной. Это значит, что при общей долговечности других передач привода (например, редуктора в 10000 часов), следует ожидать двухкратной смены комплекта из 3-х ремней нормального сечения А.

3) Силы $F_{\text{вх}}$, $F_{\text{вв}}$, действующие на валы, не зависят от типа ременной передачи и примерно равны.

4) При заданных исходных условиях на расчет передачи использование поликлиновых ремней нецелесообразно, так как их основное назначение – замена комплекта клиновых ремней при $K \geq 6 \dots 8$, а в настоящем расчете $K = 3$ и 2.

5) Расчеты ременных передач показывают, что выбор $d_1 = d_{\min}$ для данного сечения ремня не обеспечивает необходимой долговечности ремней. Для

Таблица 4.1 - Формуляр расчета зубчатоременной передачи

Параметры		Результаты расчета при d_1 мм, и m мм									Примечание
наименование	источник	140			160			200			
		4	5	7	4	5	7	4	5	7	
1. Число зубьев z_1	d_1 / m	35	28	20	40	32	23	50	40	29	$> z_{1 \min}$ $< z_{2 \max}$
z_2	d_2 / m	56	45	32	63	50	36	79	63	45	
2. Фактическое i	$i = z_2 / z_1$	1,6	1,61	1,6	1,58	1,56	1,57	1,58	1,58	1,55	
3. Скорость ремня v м/с	(5)	6,96			7,96			9,95			$< [40 \text{ м/с}]$
4. Угол обхвата α , град	(7)	170,4			169,7			166,9			
5. Число зубьев в зацеплении z_0	(9)	16,6	13,3	9,5	18,9	15,1	10,8	23,2	18,5	13,4	$> [6]$
6. Расчетная длина ремня L_p , мм	(10)	1575	1575	1575	1648	1648	1648	1816	1816	1816	
7. Число зубьев ремня z'_p принято z_p	$L'_p / \pi m$ табл. П7	125,3 125	100,3 100	71,6 71	131,1 130	104,9 105	74,9 75	144,5 140	115,6 120	82,6 80	$R40$
8. Окончательно L_p , мм	$\pi m z_p$	1571	1571	1561	1634	1649	1649	1759	1885	1759	
9. Межцентровое расстояние $a_{\text{ном}}$, мм	(14)	498	498	493	493	500	500	472	535	472	$[500 \pm 60]$
10. Передаваемая окружная сила F'_t , Н	(17)	542			474			379			
11. Допускаемая удельная окружная сила типовой передачи $[F]_0$, Н/мм	табл.5 (ч.1)	25	30	32	25	30	32	25	30	32	
12. Коэффициенты		$C_u = 1 (i > 1), C_z = 1 (z_0 > 6), C_p = 1$ (ролики отсутствуют)									
13. Допустимая удельная окружная сила F_y , Н/мм	(27)	25	30	32	25	30	32	25	30	32	$F_y = [F]_0$
14. Погонная масса ремня $m_{II} \cdot 10^3$ кг / (м · мм)	табл.5 (ч.1)	6	7	8	6	7	8	6	7	8	

Окончание табл. 4.1

Параметры		Результаты расчета при d_1 мм, и m мм									Примечание
наименование	источник	140			160			200			
		4	5	7	4	5	7	4	5	7	
15. Ширина ремня b'_0 , мм (при $C_{ш} = 1$)	F_t/F_y	22	18	17	19	16	15	15	13	12	< $[p] = 1,0$
Коэффициент $C_{ш}$	стр.13 (ч.1)	0,97	0,82	0,76	0,89	0,7	0,7	0,7	0,7	0,7	
Ширина ремня b' , мм	(29)	22,6	22,3	22,5	21,6	22,9	21,5	22,2	18,5	17,3	
принято b , мм	табл.П7	25	25	25	25	25	25	25	20	20	
16. Давление на зубьях p , МПа	(30)	1,05	0,93	0,76	0,8	0,72	0,59	0,52	0,56	0,47	
17. Сила предварительного натяжения F'_0 , Н	(36)	0,35	0,41	0,47	0,46	0,53	0,61	0,71	0,83	0,95	
18. Силы на валах:											
F_B , Н	$1,2F_t$	650			569			455			
F_{Bx} , Н	$F_B \cos \psi$	589			576			412			
F_{By} , Н	$F_B \sin \psi$	275			240			192			
19. Частота пробега ремня μ , с ⁻¹	(49)	4,43	4,43	4,46	4,87	4,83	4,83	5,66	5,28	5,66	< [30]

улучшения работоспособности ременной передачи следует увеличивать диаметры шкивов и , если позволяют условия компоновки, принимать $d_1 \geq (1,3 \dots 1,5) d_{\min}$.

4. РАСЧЕТ ЗУБЧАТОРЕМЕННОЙ ПЕРЕДАЧИ

Предварительное значение модуля по формуле (1) $m' \approx 35 \cdot (2,9 / 950)^{1/3} \approx 5,08$ мм. Для сравнительного расчета по табл.П7 принимаем $m = 4; 5$ и 7 мм.

Исходя из рекомендации (стр.9 ч.1) для a использовать формулу (6) и учитывая ограничения ($a = 500, d_1 \leq d_{30}, d_2 \leq H$) по условиям компоновки, для расчета принимаем те же диаметры, что и для клиноременной передачи ($d_1 = 140, 160, 200$ и $d_2 = 224, 250, 315$ мм). Зубья трапецеидального профиля.

Результаты расчета сведены в табл.4.1.

На основании анализа результатов окончательно следует выбрать зубчатоременную передачу с минимальными размерами шкивов по условиям компоновки: $d_1 = 140$ мм, $d_2 = 224$ мм, $i = 1,61, m = 5$ мм, $z_p = 100, L_p = 1571$ мм, $b = 25$ мм, $a_{\text{ном}} = 498$ мм, $F_0 = 0,41$ Н, $F_{\text{вх}} = 598$ Н, $F_{\text{вн}} = 275$ Н, $\mu = 4,43 < [\mu] = 30 \text{ с}^{-1}$; Ремень, например, из литевой резины: РЕМЕНЬ ЛР 5-100-25 ОСТ 38-05114-76, ОСТ 38-05246-81.

Сравнивая результаты всех расчетов различных передач в примерах, можно сделать заключение, что зубчатоременная передача имеет наименьшие габариты и усилия в ремнях.

СОДЕРЖАНИЕ

ВВЕДЕНИЕ	3
1. ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ ДЛЯ РАСЧЕТОВ	3
2. РАСЧЕТ ПЛОСКОРЕМЕННОЙ ПЕРЕДАЧИ	4
3. РАСЧЕТ КЛИНОРЕМЕННОЙ ПЕРЕДАЧИ	7
4. РАСЧЕТ ЗУБЧАТОРЕМЕННОЙ ПЕРЕДАЧИ	16