

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ РЕСПУБЛИКИ БЕЛАРУСЬ
УЧРЕЖДЕНИЕ ОБРАЗОВАНИЯ
«БРЕСТСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»
КАФЕДРА МАШИНОВЕДЕНИЯ

Методические указания
по теме «Расчет и конструирование
зубчато-ременных передач»
для студентов
машиностроительных специальностей

Брест 2021

УДК 621.852(075.8)

В методических указаниях рассмотрены основы расчета и конструирования зубчато-ременных передач, приведены примеры их проектирования, даны необходимые справочные данные.

Методические указания предназначены для студентов машиностроительных специальностей и могут быть использованы при курсовом и дипломном проектировании.

Составитель: Баханович А. Г., д. т. н, профессор, ректор УО «БрГТУ»

Рецензент: Полуляшин Р. А., зам. главного инженера – главный конструктор
ОАО «Брестский электромеханический завод»

Введение

Ременные передачи имеют многовековую историю развития. Ввиду своих функциональных и экономических преимуществ они получили широкое применение среди механических передач мощности.

Сегодня ременные передачи используются практически во всех областях машиностроения, успешно конкурируя с цепными и зубчатыми передачами, а по ряду показателей значительно превосходят их (металлоемкость, малошумность, передача мощности на большие расстояния с большими скоростями, демпфирование нагрузки, предохранительная функция от перегрузки передачи ввиду наличия упругого скольжения и др.). Наряду с этим, ременные передачи отличаются простотой конструкции и отсутствием смазочной системы, что предопределяет их низкую стоимость.

К недостаткам ременных передач относятся: увеличенные габариты и усилия на валы и их опоры.

Общие сведения о зубчато-ременных передачах

Наиболее перспективным видом механической передачи мощности гибкой связью для силовых и кинематических приводов различных машин и механизмов является зубчато-ременная передача, которая совмещает достоинства передач фрикционных и зацепления.

К числу основных преимуществ зубчато-ременных передач относятся:

- возможность получения высоких скоростей ремня (до 120 м/с);
- относительно высокая долговечность деталей передачи (валов, подшипников) ввиду невысоких значений предварительного натяжения ремня;
- низкая материалоемкость в сочетании с минимальной массой ремня на единицу передаваемой мощности;
- высокие значения передаваемой мощности (до 1000 кВт) и крутящего момента (до 8000 Нм);
- температурный диапазон эксплуатации ремней от -55 до $+100$ °С;
- коэффициент полезного действия до 98 %;
- существенно меньший нагрев ремня вследствие его малой изгибной жесткости и отсутствия скольжения на шкивах;
- синхронность вращения валов с передаточным отношением до 400;
- диаметр шкивов от 13 мм, длина ремней до 30 м и более;
- возможность использования ремней в механизмах возвратно-поступательного прецизионного перемещения с точностью позиционирования $\pm 0,05$ мм;
- эффективная работы в реверсивном режиме;
- компактность, отсутствие смазки.

Вышеперечисленные достоинства зубчато-ременных передач предопределили их очень широкое внедрение в различных областях современной техники (рис. 1, 2):

- авиа- и ракетостроение, судостроение;
- автомобильная, дорожная, сельскохозяйственная и др. мобильная гражданская и военная техника;
- станки, прессы, подъемники, компрессоры, вентиляторы, насосы, генераторы, элеваторы, центрифуги, роботизированные системы, системы погрузки-разгрузки;

- пищевая, табачная, обувная, швейная, трикотажная, текстильная, фурнитурная, фармацевтическая, лесная, бумажная, строительная, полиграфическая и др. промышленность;
- производство упаковок, керамической плитки, бутылок, синтетических волокон, искусственного меха, стекла и др.;
- конвейеры, автоматические двери, эскалаторы, лифты;
- офисная и бытовая техника (принтеры, сканеры, копиры, фото- и кинокамеры, многофункциональные кухонные процессоры, электромясорубки, стиральные машины, электроинструмент);
- печать проездных документов, торговые и игровые автоматы;
- и т. д.

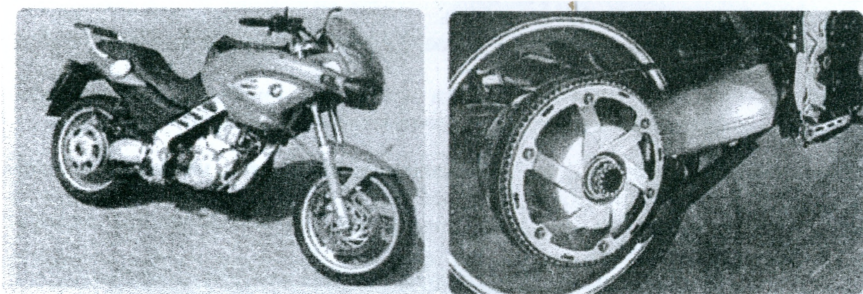


Рисунок 1 – Мотоцикл BMW F650 CS на зубчато-ременном приводе, мощность двигателя 50 л. с.

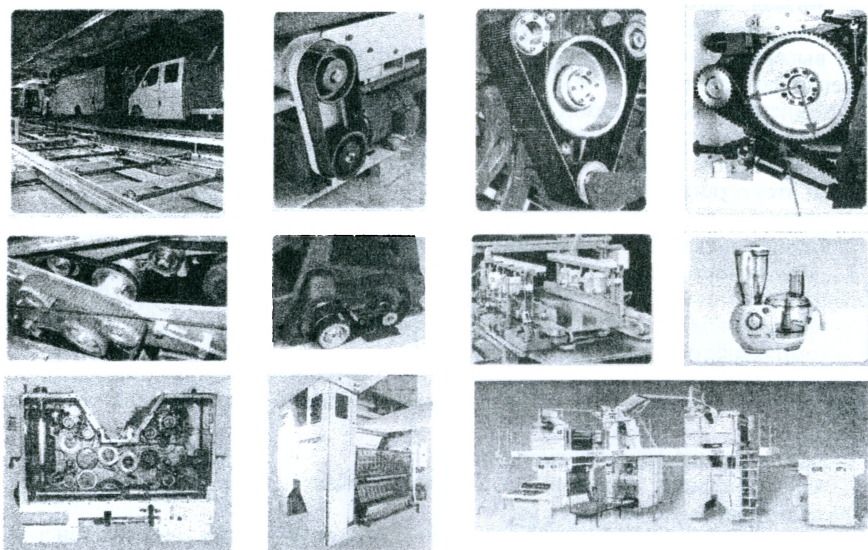
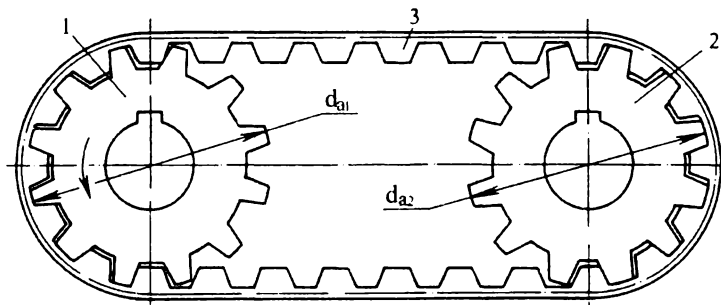


Рисунок 2 – Некоторые области применения зубчато-ременных передач

Зубчато-ременные передачи состоят из ведущего, одного или нескольких ведомых, натяжного (при необходимости) шкивов, приводного зубчатого ремня, и относятся к классу передач зацеплением гибкой связью (рис. 3) [1, 2, 3]. Зубчатые ремни выполняются в основном бесконечными плоскими с зубьями на внутренней поверхности, которые входят в зацепление с зубьями шкивов.

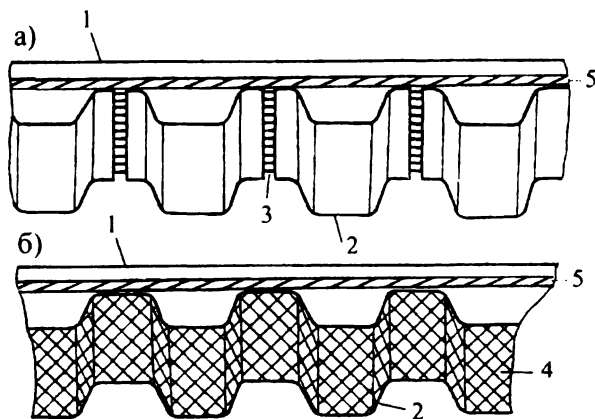


1 – ведущий шкив; 2 – ведомый шкив; 3 – зубчатый ремень

Рисунок 3 – Схема зубчато-ременной передачи

Одним из факторов, определяющих конструкцию зубчатого ремня, является технология его изготовления. В настоящее время существуют две основные технологии производства ремней – литье в пресс-формах и прессование в диафрагменном автоклаве.

Литьевой метод реализуется на гидравлических прессах с плоскими обогреваемыми плитами. Отличительной особенностью литьевых ремней является наличие технологической канавки в межзубной впадине и отсутствие износостойкой тканевой обкладки на зубьях (рис. 4,а).



а) литьевой; б) сборочный;

1 – тело ремня; 2 – зубья; 3 – технологическая канавка;
4 – износостойкая тканевая обкладка; 5 – несущий слой

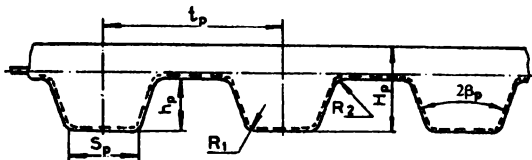
Рисунок 4 – Зубчатые ремни

Ремни, получаемые прессованием в автоклаве, имеют износостойкое покрытие рабочих поверхностей зубьев (рис. 4,6).

Приводные зубчатые ремни представляют собой резинокордные конструкции, состоящие из трех основных элементов: 1) несущий слой, передающий окружное усилие; 2) обкладочный материал, обеспечивающий противозносные свойства ремня; 3) наполнитель, придающий ремню монолитность и связывающий его элементы. Зубчатые ремни имеют стандартные геометрические размеры. Наибольшее применение получили ремни с трапецеидальным профилем зубьев. Параметры отечественных зубчато-ременных передач определены в ТУ РБ 00149438 -073-95. Зарубежные производители ремней руководствуются *ISO 5296* и *DIN 7721* (табл. 1).

Промышленная эксплуатация зубчатых ремней с трапецеидальным профилем зубьев показала, что они не отличаются высокими эксплуатационными показателями. Наименее долговечными являются зубья ремней, эксплуатационный ресурс и несущая способность которых намного меньше, чем несущего слоя.

Таблица 1 – Геометрические параметры ремней с трапецеидальными зубьями



Определяющий параметр		Величина, обозначение	Шаг зубьев t_p , мм	Размеры сечения, мм					
				H_p	h_p	S_p	R_1	R_2	$2\beta_p, ^\circ$
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
ОСТ	модуль, m	1,0	3,14	1,6	0,8	1,0	0,2	0,2	50
		1,5	4,71	2,2	1,2	1,5	0,3	0,3	50
		2,0	6,28	3,0	1,5	1,8	0,4	0,4	50
		3,0	9,42	4,0	2,0	3,2	0,5	0,5	40
		4,0	12,57	5,0	2,5	4,4	1,0	1,0	40
		5,0	15,71	6,5	3,5	5,0	1,2	1,2	40
		7,0	21,99	11,0	6,0	8,0	1,5	1,2	40
ISO	шаг зубьев t_p	<i>MXL</i>	2,032	1,1	0,51	0,76	0,127	0,127	40
		<i>XL</i>	5,080	2,3	1,27	1,37	0,38	0,38	50
		<i>L</i>	9,525	3,6	1,9	3,25	0,51	0,51	40
		<i>H</i>	12,700	4,3	2,29	4,43	1,02	1,02	40
		<i>XH</i>	22,225	11,2	6,35	7,94	1,57	1,2	40
		<i>XXH</i>	31,750	15,7	9,53	12,2	2,28	1,52	40
DIN	шаг зубьев t_p	T2,0	2,0	1,1	0,5	0,7	0,2	0,2	40
		T2,5	2,5	1,3	0,7	1,0	0,2	0,2	40
		T5	5,0	2,2	1,2	1,8	0,4	0,4	40
		T10	10,0	4,5	2,5	3,5	0,6	0,6	40
		T20	20,0	8,0	5,0	6,5	0,8	0,8	40

Отказы стандартных трапецеидальных ремней в механизмах газораспределения автомобильных двигателей привели к разработке ремней серии АТ

(автомобильные трансмиссионные) (табл. 2), которые имеют более массивный профиль зубьев, что позволяет увеличить передаваемую нагрузку до 30 %.

Процесс зацепления зубьев сопровождается интерференцией зубьев ремня, как более податливых по сравнению с зубьями шкивов, а также их скольжением под нагрузкой. Сочетание этих факторов приводит к ускоренному износу зубьев ремня.

Таблица 2 – Геометрические параметры зубчатых ремней серии AT

Обозначение	t_p , мм	S_p , мм	h_p , мм	R_1 , мм	R_2 , мм	H_p , мм	$2\beta_p$, °
AT5	5,0	2,5	1,2	0,86	0,4	2,7	50
AT10	10,0	5,0	2,5	1,25	0,4	4,5	50
AT20	20,0	10,0	5,0	2,5	1,75	8,0	50

Частичное устранение данных недостатков осуществлено в конструкции зубчато-ременной передачи с полукруглым профилем зубьев *HTD* (табл. 3).

Отказы, возникающие в процессе эксплуатации зубчато-ременных передач, распределены по её элементам крайне неравномерно. Выход из строя шкивов передачи маловероятен и характерен для конструкций, изготовленных из немаetalлических материалов [4]. Незначительна вероятность износа шкивов из армированных пластиков, например текстолита, или изготовленных из алюминиевых сплавов. Ресурс шкивов, изготовленных из стали, чугуна, керамических композитов, практически неограничен.

Таблица 3 – Геометрические параметры зубчатых ремней профиля *HTD*

Обозначение	h_p , мм	R_1 , мм	R_2 , мм	H_p , мм	t_p , мм
<i>m3</i>	4,0	1,0	2,5	6,0	9,42
<i>m4</i>	5,0	1,0	3,5	7,5	12,57
<i>m5</i>	6,0	1,5	4,5	9,0	15,71
<i>3M</i>	1,17	–	0,85	2,41	3,0
<i>5M</i>	2,1	–	1,41	3,6	5,0
<i>8M</i>	3,4	–	2,45	5,6	8,0
<i>14M</i>	6,1	–	4,31	10,0	14,0

Расчет зубчато-ременной передачи

Исходные данные:

- ✓ передаваемая мощность P_1 , кВт;
- ✓ частота вращения ведущего шкива n_1 , мин⁻¹;
- ✓ передаточное отношение u ;
- ✓ тип машины-двигателя и машины-орудия;
- ✓ срок службы передачи L (лет);
- ✓ коэффициент годового использования передачи $k_{год}$;
- ✓ коэффициент суточного использования передачи $k_{сут.}$

Выбор модуля (шага зубьев) ремня

При известных P_1 и n_1 по диаграммам в соответствии с рис. 5–9 выбирается значение модуля m или шага зубьев ремня t_p .

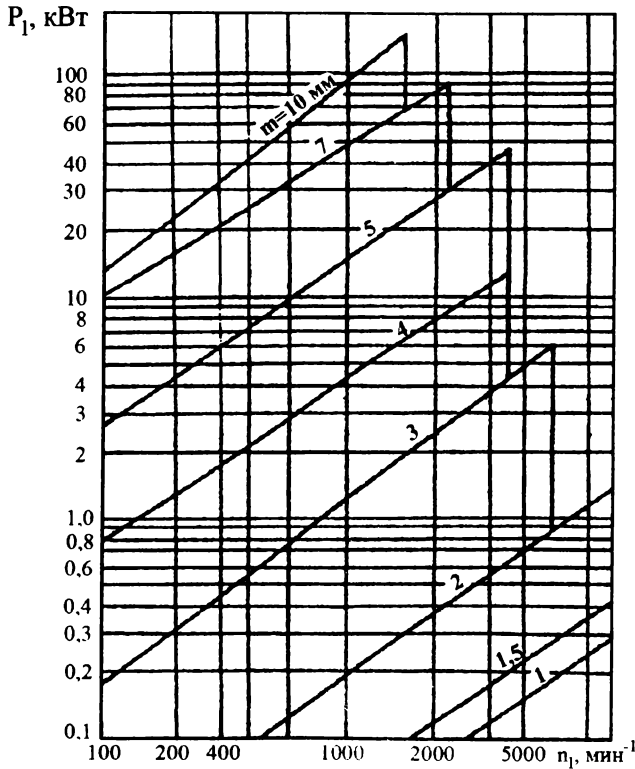


Рисунок 5 – Диаграмма для выбора модуля ремня

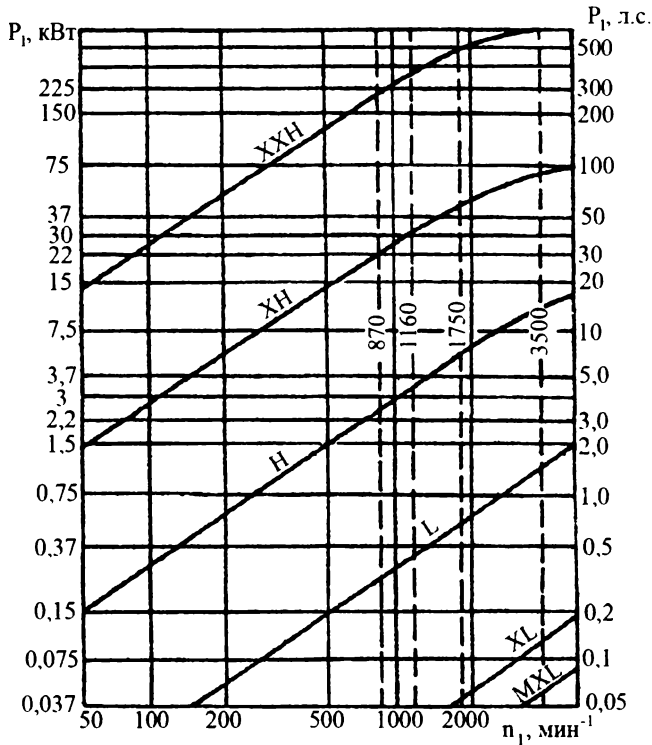


Рисунок 6 – Диаграмма для выбора шага зубьев ремня типа MXL – XXH

При этом для обеспечения взаимозаменяемости привода в общемировом масштабе и соответственно повышения конкурентоспособности создаваемой техники целесообразно выбирать ремни типа MXL – XXH, T5 – T20, HTD. Габариты передачи последовательно снижаются при переходе от MXL – XXH и T5 – T20 и далее к HTD (см. табл. 1–3). В последнем случае удастся также повысить экологические и эргономические показатели передачи за счет снижения уровня шумоизлучения и виброактивности.

Геометрический расчет передачи

Геометрический расчет зубчато-ременной передачи отражает взаимосвязь основных геометрических параметров: диаметров ведущего и ведомого шкивов d_1 и d_2 ; межосевого расстояния a_w и длины ремня L_p .

Чаще при заданных d_1 , d_2 и a_w необходимо найти требуемую L_p , откорректировать полученное значение до ближайшей стандартной величины и установить окончательное значение a_w . Возможна и обратная задача – при заданных d_1 , d_2 и L_p найти значение a_w .

Определение длины ремня:

$$L_p = 0,5d_1(\pi - \gamma) + 0,5d_2(\pi + \gamma) + X,$$

где $X = \sqrt{a_w^2 - (d_2 - d_1)^2} = 2a_w \cos \frac{\gamma}{2}$; $\frac{\gamma}{2} = \arcsin \frac{(d_2 - d_1)}{2a_w}$.

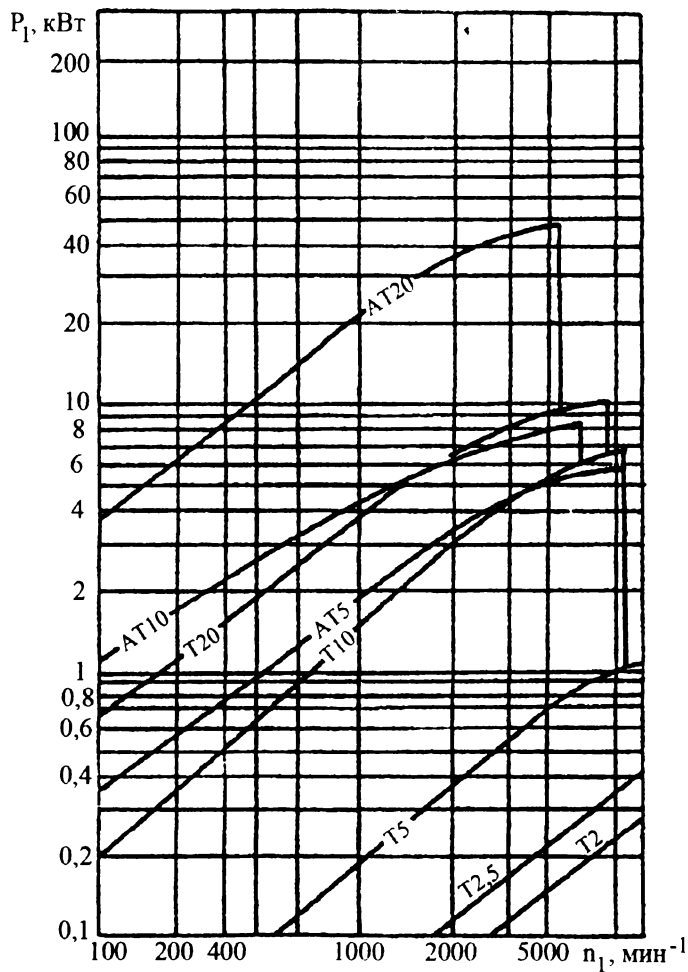


Рисунок 7 – Диаграмма для выбора шага зубьев ремня типа T2 – AT20

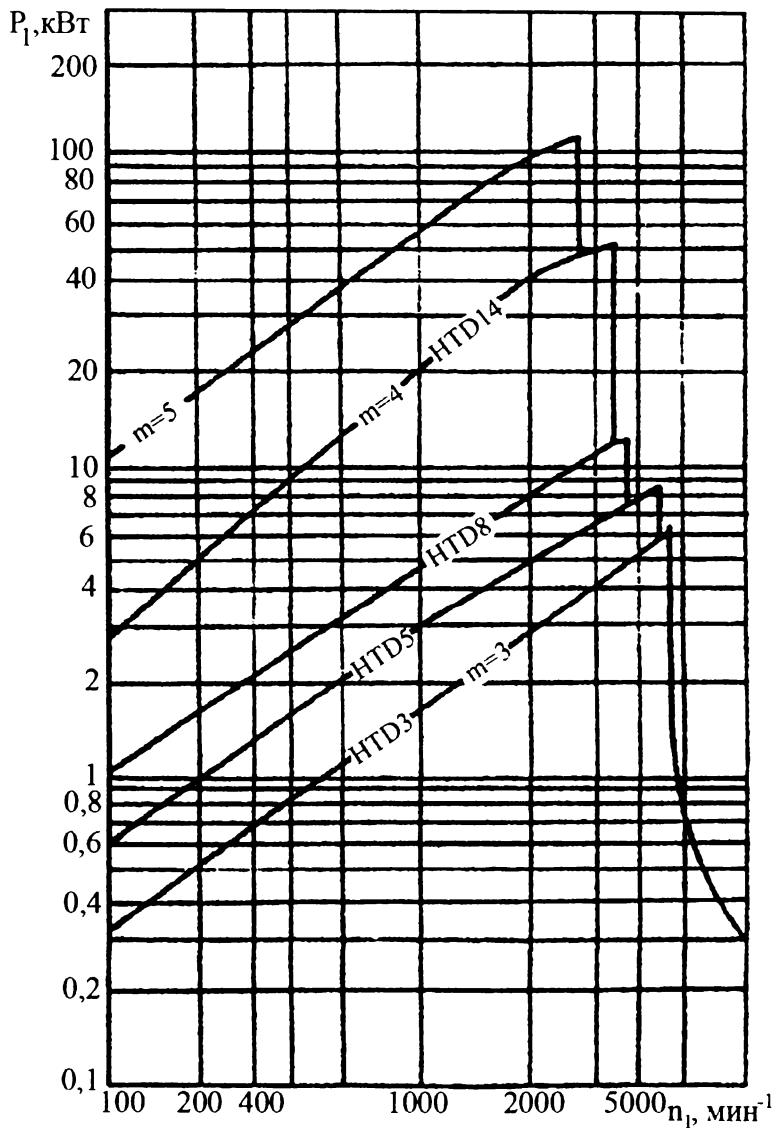


Рисунок 8 – Диаграмма для выбора шага зубьев ремня типа HTD

Для практических инженерных расчетов зубчато-ременных передач рекомендуется таблично-диаграммный способ подбора чисел зубьев ведущего и ведомого шкивов z_1 и z_2 , числа зубьев ремня (длины ремня) z_p (L_p) при заданном a_w .

В качестве z_1 принимается минимально допустимое количество зубьев, соответствующее заданным условиям эксплуатации передачи и обеспечивающее ее наилучшие массогабаритные параметры (табл. 4).

Таблица 4 – Минимально допустимое число зубьев ведущего шкива

$n_1, \text{мин}^{-1}$	Тип ремня (модуль, обозначение)								
	$m = 1$ MXL T2 3M	$m = 1,5$ XL T2,5 5M	$m = 2$ T5 8M	$m = 3$ L T10	$m = 4^*$ H 14M	$m = 4^{**}$ AT10 T20	$m = 5$ AT20	$m = 7$ XH	$m = 10$ XXH
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
≤ 1000	10	12	12	14	16	18	18	22	22
≤ 1500	10	12	12	14	16	18	18	24	24
≤ 2000	10	12	12	14	16	18	20	26	26
≤ 2500	10	12	12	16	18	20	20	28	30
≤ 3000	10	12	12	16	18	20	22	30	30
≥ 3000	10	12	12	16	18	20	22	34	34

* для ремней с кордом 5Л15, 35СТ; ** для ремней с кордом 15Л15, 75СА

Число зубьев ведомого шкива: $z_2 = z_1 u$.

Полученное значение округляется в ближайшую сторону до целого числа.

Фактическое передаточное число передачи: $u_\phi = z_2 / z_1$.

Диаметры шкивов:

$$d_1 = mz_1 = \frac{t_p}{\pi} z_1; \quad d_2 = mz_2 = \frac{t_p}{\pi} z_2, \text{ мм.}$$

Минимальное межосевое расстояние:

$$a'_{\min} = 0,55(d_1 + d_2) + H_p \quad (a' \geq a'_{\min})$$

Число зубьев ремня:

а) при $z = z_1 = z_2$: $z_p = \frac{2a'}{t_p} + z$,

б) при $z_2 > z_1$: $z_p = \frac{2a'}{t_p} + \frac{z_1 + z_2}{2} + \frac{f_1 t_p}{a'}$,

где $f_1 = \frac{(z_1 + z_2)^2}{4\pi^2}$, z_p – целое число (табл. 5) [5–14].

Таблица 5 – Стандартная ширина и длина зубчатых ремней

Типоразмер ремня 1	Ширина ремня B_p , мм 2	Длина ремня, выраженная в числе зубьев ремня z_p 3
$m = 1$ мм	3; 4; 5; 8; 10; 12,5; 16	40; 42; 45; 48; 50; 52; 56; 60; 63; 67; 71; 75; 80; 85; 90; 95; 100; 105; 112; 115; 125; 130; 140; 150; 160; 190; 200; 210
$m = 1,5$ мм	3; 4; 5; 8; 10; 12,5; 16; 20	40; 42; 45; 48; 50; 52; 56; 60; 63; 67; 71; 75; 80; 85; 90; 95; 100; 105; 112; 115; 125; 130; 140; 150; 160
$m = 2$ мм	5; 8; 10; 12,5; 16; 20	27; 40; 42; 45; 48; 50; 52; 56; 60; 63; 67; 68; 71; 75; 80; 85; 90; 95; 100; 105; 112; 115; 125; 130; 140; 150; 160
$m = 3$ мм	12,5; 16; 20; 25; 32; 40; 50	36; 40; 42; 45; 48; 50; 52–54; 56; 60; 63; 67; 71; 75; 80; 85; 90; 95; 100; 105; 112; 115; 125; 130; 140; 150; 160
$m = 4$ мм	20; 25; 32; 40; 50; 63; 80; 100	48; 50; 52; 56; 60; 63; 67; 71; 75; 80; 85; 90; 95; 100; 105; 112; 115; 125; 130; 140; 150; 160; 170; 180; 200; 210; 220; 232; 250
$m = 5$ мм	20; 25; 32; 40; 50; 63; 80; 100	48; 50; 52; 56; 60; 63; 67; 71; 75; 80; 85; 90; 95; 100; 105; 112; 115; 125; 130; 140; 150; 160; 170; 180; 200; 210; 220; 232; 250
$m = 7$ мм	40; 50; 63; 80; 100; 125	56; 60; 63; 67; 71; 75; 80; 85; 90; 95; 100; 105; 112; 115; 125; 128; 130; 140; 150
$m = 10$ мм	63; 80; 100; 125	56; 60; 63; 67; 71; 75; 80; 85; 90; 95; 96; 100; 105; 112
<i>MXL</i>	3,0; 3,2; 4; 4,8; 6; 6,4; 10	26; 27; 36; 40; 45; 50; 52–63; 65–73; 75–77; 79; 80; 82–85; 87; 88; 90–92; 94–98; 100–103; 105–110; 112–115; 118; 120; 122; 123; 125–130; 132; 134–136; 139–145; 147–150; 152; 153; 155; 160; 165; 168; 170; 175; 180; 184; 190; 192; 194; 195; 200; 206; 210; 212; 220; 221; 224–226; 232; 236; 240; 248; 250; 256; 265; 273; 276; 280; 285; 290; 295; 296; 300; 305; 308; 312; 315; 318; 320; 328; 332; 336; 347; 352; 358; 360; 362; 371; 378; 380; 395; 400; 405; 412; 432; 453; 454; 485; 500; 504; 522; 531; 570; 580; 583; 600; 648; 680; 750; 760; 800; 1012; 1030; 1060; 1137; 1250; 1463
<i>XL</i>	6,4; 7,9; 9,5; 12,7; 19,1	22; 30; 33; 35; 37; 38; 40–42; 44–92; 94–107; 110; 114–118; 120; 122; 124; 125; 130–132; 135–138; 140–142; 144; 145; 148; 150; 152; 155; 157; 158; 160; 161; 163; 165; 170; 172; 174–176; 178; 180–182; 186; 188; 190; 192; 194; 195; 198; 200; 204; 207; 210; 212; 215; 216; 225; 228; 230; 245; 250; 270; 282; 283; 296; 304; 306; 315; 335; 380; 394; 400; 510; 650; 1064
<i>L</i>	12,7; 19,1; 25,4; 38,1; 50,8	23; 26; 27; 29; 30; 33; 35; 36; 38; 40–42; 44–52; 54; 56; 58; 60; 62–65; 67; 68; 70; 72–74; 76; 80; 81; 84–92; 94; 96; 98–100; 102–106; 108–110; 112; 114; 116–118; 120–124; 128; 132; 136; 137; 140; 144; 146; 148; 152; 153; 155; 160; 161; 165; 168–170; 174; 176; 185; 186; 192; 194; 195; 204; 205; 210; 215; 228; 230; 235; 236; 250; 274; 306; 318; 378; 530
<i>H</i>	19,1; 25,4; 38,1; 50,8; 76,2; 101,6	29; 37; 40; 42; 44; 46; 48–52; 54; 56–58; 60; 62–64; 66–70; 72–76; 78–82; 84; 86; 89; 90; 92–94; 96; 98; 100; 102; 104–106; 108; 110; 112–114; 116; 118; 120; 121; 123; 126; 128; 130; 132; 136; 140; 142; 144; 146; 150; 152; 154; 157; 160; 162; 164; 165; 168; 170; 172; 176; 180; 190; 192; 196–198; 200; 204; 210; 217; 220; 224; 226; 228; 230; 250; 254; 265; 270; 280; 290; 312; 320; 325; 332; 340; 371; 440; 472
<i>XH</i>	50,8; 76,2; 101,6; 127; 152,4	53; 58; 64–66; 72; 80; 84; 86; 88; 90; 91; 96; 100; 103; 106; 112; 114; 128; 144; 160; 176; 180; 192; 200; 214; 260
<i>XXH</i>	50,8; 76,2; 101,6; 127; 152,4; 160; 200	56; 64; 72; 76; 80; 84; 96; 112; 125; 128; 136; 144; 154
<i>T2</i>	4; 6; 8; 10; 12	90; 100; 144
<i>T2,5</i>	4; 6; 8; 10; 12	48; 58; 64; 71–73; 80; 92; 98; 106; 114; 116; 120; 122; 127; 132; 134; 152; 168; 192; 200; 216; 240; 248; 260; 272; 276; 312; 352; 366; 380; 438; 451; 474

Продолжение таблицы 5

1	2	3
75	6; 8; 10; 12; 16; 20; 25	23; 24; 30; 33; 37; 40; 42-45; 49; 50-52; 54-56; 59-62; 65; 66; 68; 70; 71; 73; 75; 78; 80; 82; 84; 90-92; 95; 96; 100-102; 105; 109; 110; 112; 114; 115; 118; 120; 122; 124; 126; 130; 132; 133; 135; 137; 138; 140; 144; 145; 148; 150; 156; 160-163; 166; 168; 172; 177; 180; 188; 198-200; 206; 209; 210; 215; 220; 232; 240; 243; 254; 255; 256; 263; 271; 276; 278; 304; 360; 388; 391; 392; 424; 444; 612; 651; 708; 815
710	10; 12; 16; 20; 25; 32; 50; 75; 100	26; 32; 34; 37; 39-41; 44-46; 48; 50; 53-56; 60; 61; 63; 66; 68-70; 72; 73; 75; 77; 78; 80; 81; 84; 85; 88-92; 95-98; 101; 105; 108; 110; 111; 114; 115; 120; 121; 124-126; 128; 130; 132; 135; 139; 140; 142; 145; 146; 148; 150; 152; 156; 160; 161; 164; 169; 170; 175; 178; 180; 186; 188; 196; 198; 202; 208-210; 220; 225; 227; 230; 236; 238; 248; 250; 259; 261; 265; 280; 288; 300; 310; 323; 330; 350; 360; 368; 387; 404; 428; 468; 506; 536; 567; 629; 700; 705
720	10; 16; 25; 32; 50; 75; 100; 150	59; 61-64; 73; 84; 85; 89; 94; 102; 110; 112; 130; 136-138; 181; 238; 250
AT5	6; 8; 10; 12; 16; 20; 25	45; 51; 56; 60; 66; 68; 75; 78; 84; 90; 91; 100; 109; 120; 122; 126; 132; 142; 144; 150; 156; 465; 172; 195; 210; 225; 300; 400
AT10	10; 12; 16; 20; 25; 32; 50; 75; 100	50; 56; 60; 61; 66; 70; 73; 78; 80; 84; 89; 92; 96; 98; 100; 101; 105; 108; 110; 115; 120; 121; 125; 128; 130; 132; 135; 136; 140; 142; 150; 160; 170; 172; 180; 186; 194; 200; 315
AT20	10; 16; 25; 32; 50; 75; 100; 150	54; 62; 64; 66; 73; 85; 89; 94; 95; 118; 130; 138; 155; 181; 238; 380
3M	10; 16; 25; 32; 50	27; 30; 35; 37; 39; 43; 47-53; 55-60; 62-65; 67-71; 74-82; 84; 85; 88-90; 92; 94-97; 99; 100; 102-104; 106; 108-110; 112-115; 119-121; 125; 128; 130; 131; 133; 135; 140-142; 144; 149; 153; 155; 158; 160; 162; 163; 165; 167; 170; 171; 174; 177; 179; 188; 190; 192-194; 199; 200; 203; 204; 211; 213; 216; 218; 223; 225; 233; 237; 245; 246; 250-252; 267; 268; 271; 281; 294; 295; 315; 318; 354; 375; 415; 421; 448; 467; 500; 510; 523; 600; 621; 796; 880; 1000
5M	10; 16; 25; 32; 50; 75	36; 40; 42; 45; 47; 49-51; 53; 54; 57; 59-62; 64-66; 68-70; 73; 75; 80; 84; 85; 90-93; 95; 96; 100; 104; 105; 107; 108; 110; 112; 113; 115; 116; 120; 122; 123; 125-129; 131; 134; 135; 138-142; 145; 148-151; 154; 158; 160; 162; 165-167; 170; 172; 178; 180; 184; 187; 188; 190; 192; 195; 196; 200; 205; 210; 220; 225; 236; 239; 240; 245; 248; 254; 258; 270; 280; 284; 291; 300; 319; 338; 340; 358; 360; 374; 379; 400; 410; 420; 450; 470; 505; 651; 750; 754; 1060; 1400
8M	16; 25; 32; 50; 75; 100	36; 40-42; 44; 46; 48; 51-53; 60; 64; 67; 68; 70; 72; 75; 78-80; 82; 85; 89; 90; 95; 97; 100; 105; 107-110; 112; 115; 116; 119-121; 125; 127; 130; 132; 135; 138; 140; 142; 144; 146; 148; 150; 152; 153; 156-158; 160; 163; 164; 168; 169; 170; 174; 175; 178; 180; 182; 183; 190; 197; 200; 212; 220; 224; 225; 237; 238; 250; 260; 263; 275; 276; 280; 299; 300; 325; 350; 381; 390; 396; 400; 410; 450; 500; 525; 550; 640; 700; 745; 825; 860
14M	16; 25; 32; 50; 75; 100; 150	69; 74; 76; 78; 80; 85; 89; 100; 101; 104; 108; 112; 115; 118; 125-127; 129; 135; 140; 150; 160; 165; 175; 185; 200; 222; 225; 240; 250; 275; 309; 327; 340; 354; 360; 440; 490

Межосевое расстояние передачи при выбранном z_p :

а) при $z = z_1 = z_2$: $a = \frac{(z_p - z)t_p}{2}$,

б) при $z_2 > z_1$: $a = [2z_p - (z_2 + z_1)]f_2t_p$, где f_2 – см. табл. 6.

Таблица 6 – Значения коэффициента f_2

$\frac{z_p - z_1}{z_2 - z_1}$	f_2	$\frac{z_p - z_1}{z_2 - z_1}$	f_2	$\frac{z_p - z_1}{z_2 - z_1}$	f_2	$\frac{z_p - z_1}{z_2 - z_1}$	f_2
13	0,24991	2,7	0,24735	1,54	0,23758	1,26	0,22520
12	0,24490	2,6	0,24708	1,52	0,23705	1,25	0,22443
11	0,24988	2,5	0,24678	1,50	0,23648	1,24	0,22361
10	0,24986	2,4	0,24643	1,48	0,23588	1,23	0,22275
9	0,24983	2,3	0,24602	1,46	0,23524	1,22	0,22185
8	0,24978	2,2	0,24552	1,44	0,23450	1,21	0,22090
7	0,24970	2,1	0,24493	1,42	0,23381	1,20	0,21990
6	0,24958	2,0	0,24421	1,40	0,23301	1,19	0,21884
5	0,24937	1,95	0,24380	1,39	0,23259	1,18	0,21771
4,8	0,24931	1,90	0,24333	1,38	0,23215	1,17	0,21652
4,6	0,24925	1,85	0,24281	1,37	0,23170	1,16	0,21526
4,4	0,24917	1,80	0,24222	1,36	0,23123	1,15	0,21390
4,2	0,24907	1,75	0,24156	1,35	0,23073	1,14	0,21245
4,0	0,24896	1,70	0,24081	1,34	0,23022	1,13	0,21090
3,8	0,24883	1,68	0,24048	1,33	0,22968	1,12	0,20923
3,6	0,24868	1,66	0,24013	1,32	0,22912	1,11	0,20744
3,4	0,24849	1,64	0,23977	1,31	0,22854	1,10	0,20549
3,2	0,24825	1,62	0,23938	1,30	0,22793	1,09	0,20336
3,0	0,24795	1,60	0,23897	1,29	0,22729	1,08	0,20104
2,9	0,24778	1,58	0,23854	1,28	0,22662	1,07	0,19848
2,8	0,24758	1,56	0,23807	1,27	0,22593	1,06	0,19564

Угол обхвата ремнем ведущего шкива:

$$\alpha_1^\circ = 180^\circ - \frac{57^\circ (d_2 - d_1)}{a}$$

Число зубьев на дуге обхвата ведущего шкива (число зубьев в зацеплении):

$$z_{01} = \frac{z_1 \alpha_1^\circ}{360^\circ} \quad (z_{01} = 3 \dots 15)$$

Величину угла обхвата ведущего шкива α_1° можно также определять по диаграмме на рис. 9, а число зубьев в зацеплении на дуге обхвата ведущего шкива z_{01} – по диаграмме на рис. 10.

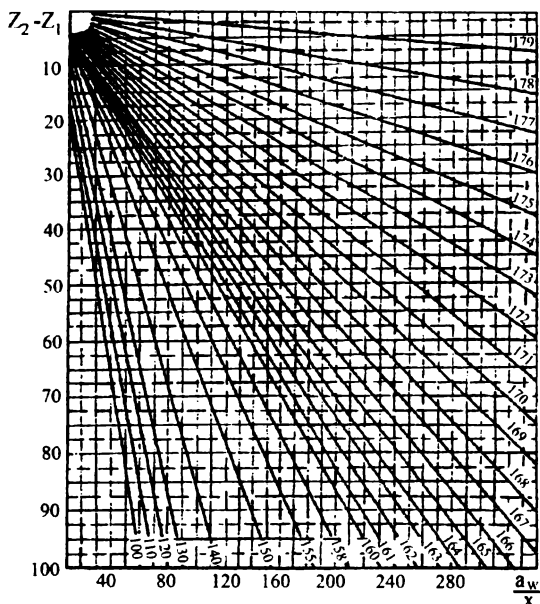


Рисунок 9 – Диаграмма для определения действительного угла обхвата меньшего шкива при известном параметре x : $t_p = 2,032$ мм – $x = 0,813$; 5,08 мм – 2,032; 9,55 мм – 3,810; 12,7 мм – 5,08; 22,225 мм – 8,89; 31,75 мм – 12,7; 2,5 мм – 1; 3 мм – 1,2; 5 мм – 2,0; 10 мм – 4,0; 20 мм – 8,0

Ширина ремня:

$$B'_p = \frac{F_t k}{[F_t]_0^{(1)} z_{01}} + 0,2 t_p, \text{ мм},$$

где F_t – расчетная окружная сила в ремне;

$k = k_1 + k_2 + k_3$;

k_1 – коэффициент, зависящий от типа двигателя (табл. 7);

k_2 – коэффициент, зависящий от типа рабочей машины (табл. 8);

k_3 – коэффициент, зависящий от передаточного отношения (при $u \geq 1$, $k_3 = 0$);

$[F_t]_0^{(1)}$ – допускаемая окружная сила, передаваемая одним зубом ремня шириной 1 мм, зависящая от типа ремня, его конструкции, требуемого уровня долговечности и вероятности безотказной работы:

$$[F_t]_0^{(1)} = [F_t]_{\text{табл. 9}}^{(1)} \cdot k_N (1 - 0,2 k_1), \text{ Н/мм},$$

где $[F_t]_{\text{табл. 9}}^{(1)}$ – табл. 9;

k_N – коэффициент долговечности (рис. 11).

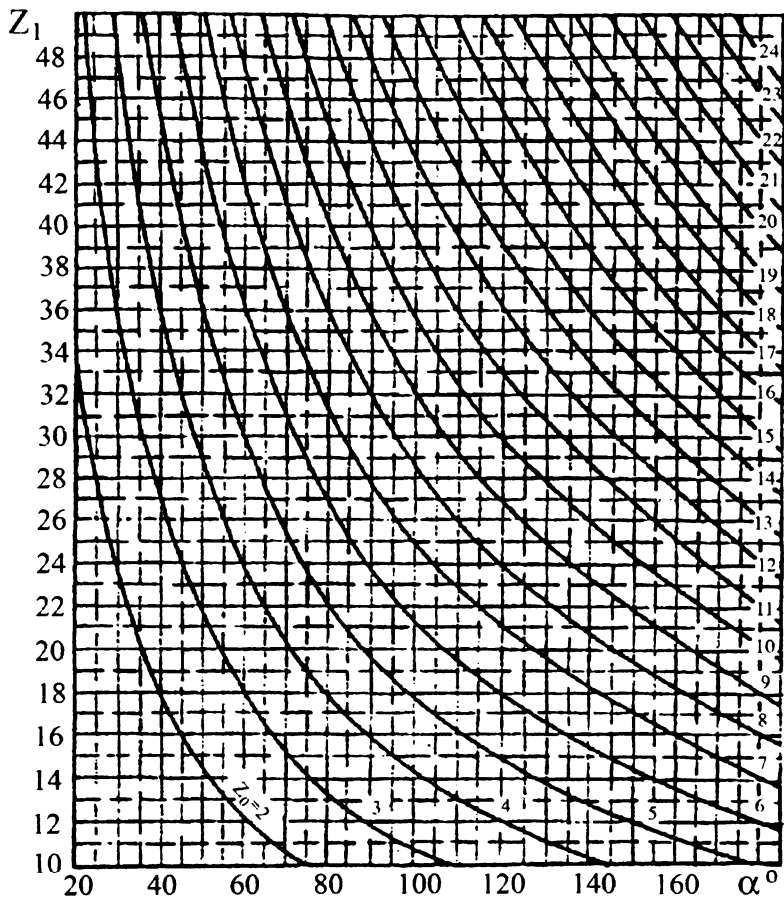


Рисунок 10 – Диаграмма для определения числа зубьев в зацеплении на дуге обхвата ведущего шкива

Таблица 7 – Значения коэффициента k_1 , учитывающего тип двигателя

Тип двигателя	k_1
ДВС 1-цилиндровый	1,0
ДВС 2-цилиндровый	0,7
ДВС 4-цилиндровый	0,4...0,5
ДВС 6-цилиндровый	0,25
ДВС 8-цилиндровый	0
Электродвигатель однофазный	1,0
Электродвигатель трехфазный	0,25
Электродвигатель постоянного тока	0,25

Таблица 8 – Значения коэффициента k_2 , учитывающего тип рабочей машины

Тип оборудования	k_2		
	Тип А	Тип В	Тип С
Токарные станки	1,4	1,6	1,8
Прессы	1,5	1,7	1,9
Подъемники	1,6	1,8	2,0
Поршневые компрессоры	2,0	2,2	2,4
Центробежные компрессоры	1,6	1,7	1,8
Машины пищевой промышленности	1,4	1,6	1,8
Ткацкие станки	1,6	1,8	2,0
Офисные машины	1,1	1,2	1,3
Бытовая техника	1,1	1,2	1,3
Стиральные машины	1,2	1,3	1,4
Текстильные машины	1,3	1,5	1,7
Типографские машины	1,4	1,6	1,8
Вентиляторы	1,5	1,7	1,9
Насосы	1,4	1,6	1,8
Генераторы	1,3	1,6	1,8
Элеваторы	1,4	1,6	1,8
Центрифуги	1,5	1,7	1,9

Примечания

Тип А – электродвигатели переменного тока общепромышленного применения, электродвигатели постоянного тока шунтовые, водяные и паровые турбины, ДВС с числом цилиндров от 8 и более.

Тип В – электродвигатели постоянного тока компаундные, ДВС с числом цилиндров от 4 до 6 и $n \geq 600 \text{ мин}^{-1}$.

Тип С – электродвигатели переменного тока с повышенным пусковым моментом, электродвигатели постоянного тока серийные, ДВС с числом цилиндров до 4 и $n < 600 \text{ мин}^{-1}$.

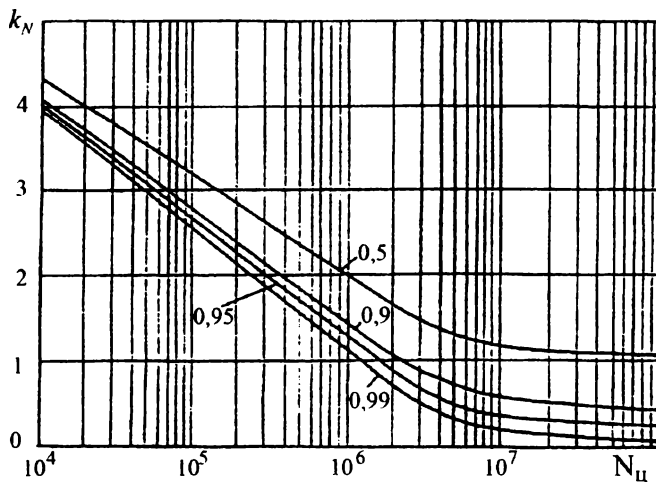


Рисунок 11 – График для определения коэффициента k_N при заданном уровне долговечности и вероятности безотказной работы

Таблица 9 – Значения $[F_t]^{(1)}$ табл

Тип ремня	Конструкция		
	Стандартная	Микроармиро- ванная	Микроармированная пружинами
$m = 1$; T2; T2,5; <i>MXL</i>	0,8	1,0	–
$m = 1,5$; <i>XL</i>	1,2	1,5	–
$m = 2$; T5; <i>HTD3M</i>	1,5	1,8	–
$m = 3$; L; <i>HTD5M</i>	2,2	2,6	2,5
$m = 4$; T10; H; <i>HTD8M</i>	3,0	3,8	3,5
$m = 5$; AT10	4,0	5,0	4,6
$m = 7$; T20; <i>XH; HTD14M</i>	6,0	7,2	6,7
$m = 10$; AT20; <i>XXH; HTD20M</i>	9,0	12,5	11,0

Учет количества зубьев на дуге обхвата при $z_{01} \leq 6$ производится следующим образом: если z_{01} принимает значения 6, 5, 4, 3, 2, то величина B_p умножается на 1,0; 1,25; 1,66; 2,5 и 5,0 соответственно.

Полученная величина B_p округляется в большую сторону до ближайшего стандартного значения (см. табл. 5).

Основные силовые и кинематические параметры зубчато-ременной передачи

Скорость ремня

$$v_p = \frac{\pi d_1 n_1}{6 \cdot 10^4}, \text{ м/с.}$$

Крутящий момент на ведущем валу

$$T_1 = \frac{30 \cdot 10^3 P_1}{\pi n_1}, \text{ Нм.}$$

Расчетная окружная сила в ремне

$$F_t = \frac{2 \cdot 10^3 T_1}{d_1}.$$

Проверочный расчет зубьев ремня по напряжениям сдвига

Напряжения сдвига в зубьях ремня

$$\tau = \frac{F_t k_2}{z_{01} s_1 B_p k} \leq \frac{[\tau]}{k_p},$$

где s_1 – ширина площадки сдвига зуба ремня: $s_1 = 0,8 m$;

$[\tau]$ – допускаемое напряжение сдвига: $[\tau] = 0,8 \sigma_b$;

σ_b – предел прочности зуба ремня на отрыв от основания: $\sigma_b = 7 \dots 10$ МПа;

k_p – коэффициент долговечности ремня:

$$k_p = k_r k_c k_n z_p \sqrt{N_u},$$

где k_r – коэффициент, учитывающий снижение прочностных характеристик ремня из-за его нагрева в процессе работы:

а) при постоянном режиме работы

$$k_r = \sqrt[6]{\frac{n_i}{10^3}} \geq 1;$$

б) при переменном режиме работы

$$k_r = \frac{1}{L_h} \sum_i L_{hi} \sqrt[6]{\frac{n_i}{10^3}} \geq 1.$$

где L_h – общий ресурс работы передачи, час:

$$L_h = L 365 k_{\text{год}} 24 k_{\text{сут}},$$

где L – срок службы работы передачи (см. исходные данные);

$k_{\text{год}}$ – коэффициент годового использования передачи (см. исх. данные);

$k_{\text{сут}}$ – коэффициент суточного использования передачи (см. исх. данные);

L_{hi} , n_i – время работы и частота вращения ведущего шкива при i -м режиме нагружения (см. циклограмму нагружения).

k_c – коэффициент, учитывающий сменность работы передачи: $k_c = 1,0$ – односменная работа, $k_c = 1,07$ – двухсменная работа, $k_c = 1,15$ – трехсменная работа;

k_n – коэффициент, учитывающий наличие натяжного ролика: $k_n = 1,0$ – при отсутствии натяжного ролика, $k_n = 1,1$ – при наличии одного натяжного ролика, $k_n = 1,25$ – при наличии двух натяжных роликов;

N_u – ресурс передачи в числах циклов перемены напряжений:

а) при постоянном режиме работы

$$N_u = \frac{60 z_1 L_h n_1}{z_p};$$

б) при переменном режиме работы

$$N_u = \frac{60 z_1}{z_p F_{r\text{max}}^6} (F_{r1}^6 L_{h1} n_{\omega 1}^6 + F_{r2}^6 L_{h2} n_{\omega 2}^6 + \dots + F_{ri}^6 L_{hi} n_{\omega i}^6),$$

где F_{ri} , L_{hi} , $n_{\omega i}$ – окружная сила, время работы и частота вращения ведущего шкива на i -м режиме работы соответственно.

Конструирование шкивов зубчато-ременной передачи

Шкивы поликлиноременных передач относятся к общемашиностроительным деталям, и выбор материала для них осуществляется традиционными способами.

При $v \leq 30$ м/с шкивы изготавливают из чугуна СЧ15, СЧ20 (ГОСТ 1412-85).

При $v \leq 40$ м/с шкивы изготавливают литыми из стали 25Л (ГОСТ 977-88).

При $d \leq 200$ мм шкивы изготавливают из проката Ст.3 (ГОСТ 380-88).

Быстроходные шкивы изготавливаются из легких сплавов на основе алюминия.

В зависимости от объема выпуска шкивы изготавливают литыми, коваными, штампованными, цельными или сборными.

Диаметр и длина ступицы, мм (рис. 12):

$$D_{ст} = (1,55 \dots 1,65)d_{вал},$$

$$L_{ст} = (1,2 \dots 1,5)d_{вал},$$

где $d_{вал} = \sqrt[3]{\frac{10^3 T_{вал}}{0,2[\tau]}}$, мм;

$T_{вал}$ – крутящий момент на валу: $T_{вал} = 9550 \frac{P_{вал}}{n_{вал}}$, Н · м;

$[\tau]$ – допускаемое напряжение кручения: $[\tau] = 20 \dots 30$ МПа.

Полученное значение $d_{вал}$ округляют до большей целой величины, оканчивающейся на 0 или 5,0 мм.

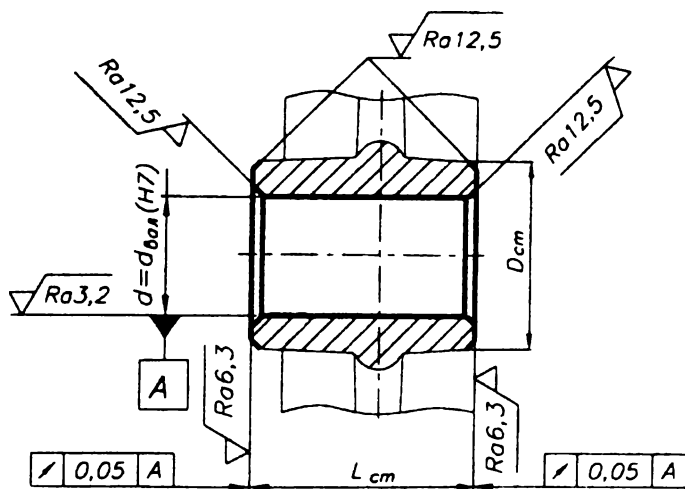
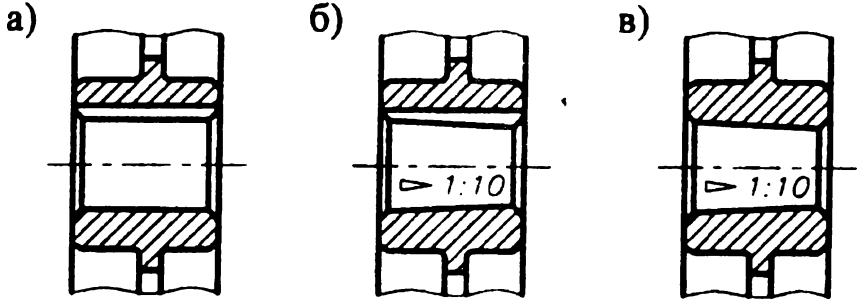


Рисунок 12 – Размеры ступиц шкивов

Окончательно длину ступицы принимают с учетом результатов расчета шпоночного или шлицевого соединения.

Вычисленные размеры округляют в ближайшую сторону до значений из ряда стандартных чисел.

Тип посадочного отверстия – см. рис. 13. Посадка цилиндрического отверстия – Н7.



а) цилиндрическое со шпонкой; б) коническое со шпонкой; в) коническое
Рисунок 13 – Посадочные отверстия шкивов

Шероховатость поверхностей:

- отверстие в ступице – $Ra = 1,6 \dots 3,2$;
- боковые поверхности ступицы – на класс ниже чистоты обработки отверстия – $Ra = 6,3$.

Допуски формы и расположения поверхностей:

– торцевое биение ступицы:

- а) при $\frac{L_{cm}}{d_{вал}} \leq 1$ (табл. 10);
- б) при $\frac{L_{cm}}{d_{вал}} \geq 1$ IT увеличить на 40...50 %.

Таблица 10 – Допуск торцевого биения ступиц

Скорость ремня v_r , м/с	до 5	до 8	до 12	до 18	до 25	свыше 25
Допуск торцевого биения, мм	0,06	0,05	0,04	0,03	0,02	0,01

Конструкция шкива (табл. 11) [15].

Таблица 11 – Рекомендации для выбора конструкции шкива

Конструкция шкива при d , мм		
до 90	90...180	свыше 180
моноклитная	с диском	со спицами

Размеры профиля межзубной впадины (табл. 12–14).

Делительный диаметр зубьев (по оси кордшнура)

$$d = mz = \frac{t_p z}{\pi}$$

Диаметр вершин зубьев шкива

$$d_a = d - 2H + k,$$

где $H = 0,6 \dots 0,8$; k – корректирующий коэффициент (табл. 15).

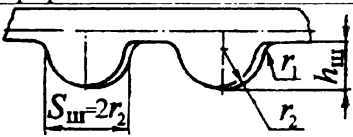
Таблица 12 – Размеры профиля межзубной впадины шкивов зубчато-ременных передач с трапецидальными зубьями

Определяющий параметр	Величина, обозначение	Размеры сечения, мм					
		$S_{ш}$	$h_{ш}$	r_1	r_2	$2\beta_{ш}^{\circ}$	
1	2	3	4	5	6	7	
OCT	m	1,0	1,0±0,10	1,3±0,10	0,3±0,10	0,3±0,10	50±2
		1,5	1,5±0,15	1,8±0,15	0,4±0,10	0,4±0,10	50±2
		2,0	1,8±0,15	2,2±0,15	0,5±0,10	0,5±0,10	50±2
		3,0	3,2±0,20	3,0±0,20	0,7±0,10	1,0±0,10	40±2
		4,0	4,0±0,20	4,0±0,20	1,0±0,15	1,3±0,15	40±2
		5,0	4,8±0,20	5,0±0,20	1,5±0,15	2,0±0,15	40±2
		7,0	7,5±0,30	8,5±0,30	2,5±0,20	3,0±0,20	40±2
10,0	11,5±0,30	12,5±0,30	3,0±0,30	3,5±0,30	40±2		
ISO	t_p	<i>MXL</i>	0,84±0,10	0,69±0,10	0,13±0,05	0,25±0,05	40±2
		<i>XL</i>	1,32±0,15	1,65±0,15	0,64±0,05	0,41±0,05	50±2
		<i>L</i>	3,05±0,20	2,67±0,20	1,17±0,10	1,19±0,10	40±2
		<i>H</i>	4,19±0,20	3,05±0,20	1,6±0,15	1,6±0,15	40±2
		<i>XH</i>	7,9±0,30	7,14±0,30	2,39±0,20	1,98±0,20	40±2
		<i>XXH</i>	12,17±0,3	10,31±0,3	3,18±0,20	3,96±0,20	40±2
DIN	t_p	T2,0	0,6±0,05	0,8±0,05	0,2±0,05	0,2±0,05	40±2
		T2,5	0,9±0,10	1,0±0,10	0,3±0,05	0,2±0,05	40±2
		T5	1,5±0,15	1,95±0,15	0,6±0,05	0,4±0,05	40±2
		T10	3,4±0,20	3,4±0,20	0,8±0,10	0,6±0,05	40±2
		T20	7,0±0,30	6,0±0,30	1,2±0,10	0,8±0,10	40±2

Таблица 13 – Размеры профиля межзубной впадины шкивов зубчато-ременных передач AT профиля

Обозначение	$S_{ш}$, мм	$h_{ш}$, мм	r_1 , мм	r_2 , мм	$2\beta_{ш}^{\circ}$
AT5	2,5±0,15	1,95±0,15	0,6±0,05	0,4±0,05	50±2
AT10	5,0±0,20	3,4±0,20	0,8±0,10	0,6±0,05	50±2
AT20	10,0±0,30	6,0±0,30	1,2±0,10	0,8±0,10	50±2

Таблица 14 – Размеры профиля межзубной впадины шкивов зубчато-ременных передач HTD профиля



Обозначение	$S_{ш}$, мм	$h_{ш}$, мм	r_1 , мм	r_2 , мм
<i>m3</i>	$5,3 \pm 0,20$	$4,05 \pm 0,20$	$1,1 \pm 0,10$	$2,65 \pm 0,20$
<i>m4</i>	$7,3 \pm 0,25$	$5,05 \pm 0,20$	$1,3 \pm 0,10$	$3,65 \pm 0,20$
<i>m5</i>	$9,4 \pm 0,30$	$6,05 \pm 0,30$	$1,6 \pm 0,15$	$4,7 \pm 0,30$
<i>3M</i>	$2,0 \pm 0,10$	$1,2 \pm 0,10$	$1,2 \pm 0,10$	$1,0 \pm 0,10$
<i>5M</i>	$3,2 \pm 0,15$	$2,1 \pm 0,15$	$1,7 \pm 0,15$	$1,6 \pm 0,15$
<i>8M</i>	$5,2 \pm 0,20$	$3,4 \pm 0,20$	$2,0 \pm 0,15$	$2,6 \pm 0,20$
<i>14M</i>	$9,0 \pm 0,30$	$6,1 \pm 0,30$	$2,5 \pm 0,20$	$4,5 \pm 0,20$

Таблица 15 – Значения корректирующего коэффициента k

d , мм	до 50	до 78	до 118	до 198	до 318	до 500
k , мм	0,08	0,10	0,12	0,13	0,15	0,18

Диаметр впадин зубьев шкива

$$d_f = d_a - 2h_{ш}$$

Шаг зубьев по диаметру вершин

$$t_{ш} = \frac{\pi d_a}{z}$$

Ширина обода шкива

$$B_{ш} = B_p + m$$

Толщина обода шкива

$$\delta_{ш} = (1,5m + 2) \geq 6 \text{ мм.}$$

Для предотвращения соскальзывания ремня в процессе работы один из шкивов (как правило ведущий) выполняется с ребордами.

Высота реборд

$$a = m \text{ (для } m \leq 7 \text{ мм);}$$

$$a = 8 \text{ мм (для } m > 7 \text{ мм).}$$

Шероховатость поверхностей межзубной впадины:

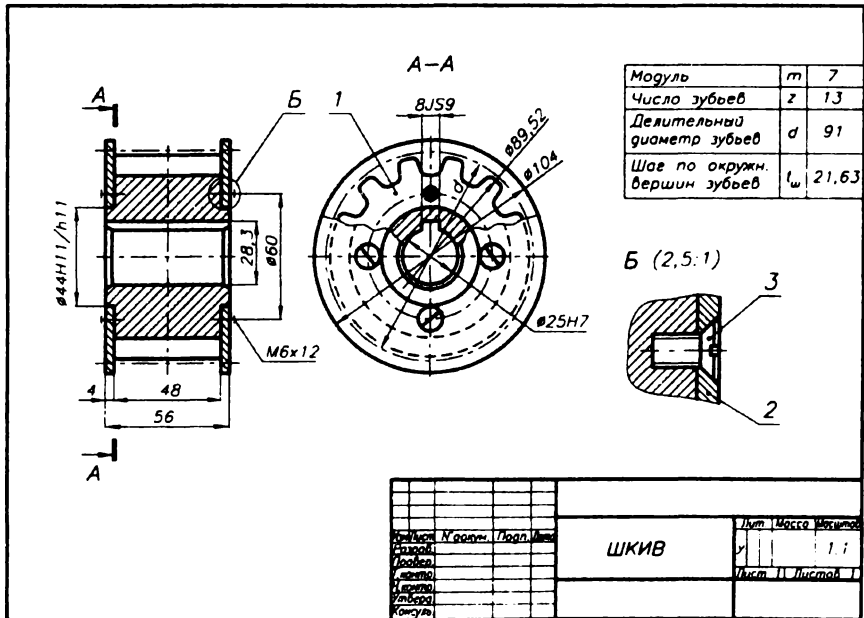
- диаметр вершин зубьев шкива $Ra = 2,5$;
- диаметр впадин зубьев шкива $Ra = 3,2$;
- боковые поверхности межзубной впадины шкива $Ra = 1,0$.

Отклонения формы и расположения поверхностей (табл. 16).

Таблица 16 – Допуски формы и расположения поверхностей межзубной впадины, мкм

Параметр	Делительный диаметр шкива d , мм				
	50...80	80...125	125...200	200...315	315...500
Отклонение диаметра вершин зубьев	-60	-70	-80	-90	-120
Радиальное биение диаметра вершин	50	50	65	65	80
Отклонения шага зубьев:	$t \leq 2$ мм	± 21	± 22	± 22	± 24
	$t \leq 4$ мм	± 23	± 23	± 25	± 27
	$t \leq 10$ мм	± 30	± 30	± 30	± 32
Накопленная ошибка шага зубьев	56	67	80	95	110

Примеры оформления рабочих чертежей шкива зубчато-ременной передачи



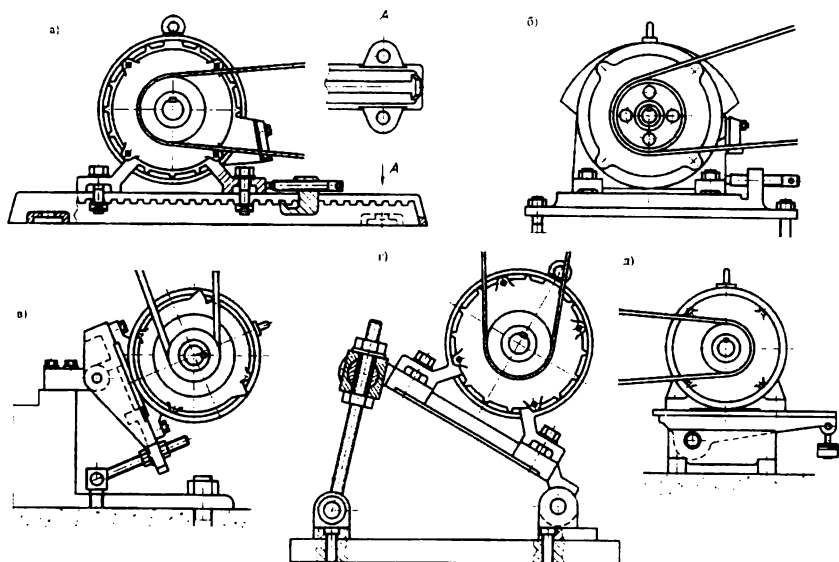
б) **50-AT20-9600**: 50 – ширина ремня в мм; AT20 – тип ремня (автомобильный трапециевидальный профиль зубьев ремня с шагом 20 мм); 9600 – длина ремня в мм; число зубьев ремня $z_p = L_p / t_p = 9600 / 20 = 480$.

4) Ремни с полукруглым профилем зубьев *HTD*:

а) **357-3M-12**: 357 – длина ремня в мм; 3M – тип ремня (метрический полукруглый профиль зубьев ремня с шагом 3 мм); 12 – ширина ремня в мм; число зубьев ремня $z_p = L_p / t_p = 357 / 3 = 119$.

б) **800-8M-50**: 800 – длина ремня в мм; 8M – тип ремня (метрический полукруглый профиль зубьев ремня с шагом 8 мм); 50 – ширина ремня в мм; число зубьев ремня $z_p = L_p / t_p = 800 / 8 = 100$.

Натяжные устройства зубчато-ременных передач



а) на салазках; б) на плите; в) – г) на специальной поворотной раме

Рисунок 14 – Установка электродвигателя

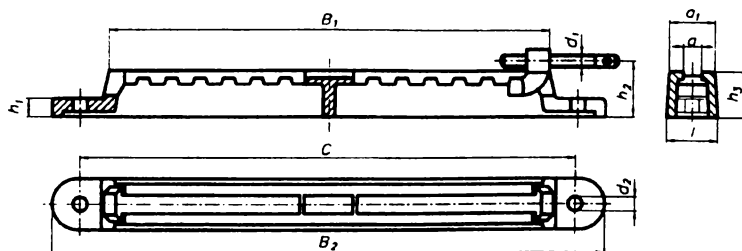


Рисунок 15 – Салазки для установки электродвигателя

Пример расчета зубчато-ременной передачи

Исходные данные:

Привод генератора от трехфазного электродвигателя.

$$P_1 = P_{зд} = 3 \text{ кВт}; P_2 = 2,85 \text{ кВт}; \eta_{рп} = 0,95;$$
$$n_1 = 3000 \text{ мин}^{-1}; n_2 = 1000 \text{ мин}^{-1}; u = 3;$$
$$T_1 = 9,55 \text{ Нм}; T_2 = 27,2 \text{ Нм}.$$

Режим работы – двухсменный; тип нагрузки – постоянный; натяжной ролик отсутствует.

$$L = 5 \text{ лет}; k_{год} = 0,8; k_{свт} = 0,5.$$

Предварительный выбор типа ремня

На основании диаграмм (рис. 5–9) по известным P_1 и n_1 выбираем варианты типа ремня → а) $m4$; б) L ; в) $T10$; г) $3M$.

Для дальнейших расчетов окончательно принимаем тип L по *ISO 5294* ($t_p = 9,525 \text{ мм}$; $t = t_p / \pi = 9,525 / 3,14159 = 3,032 \text{ мм}$).

Геометрический расчет передачи

Минимально допустимое число зубьев ведущего шкива z_1

Принимаем по табл. 4: $z_1 = 16$.

Число зубьев ведомого шкива

$$z_2 = z_1 u = 16 \cdot 3 = 48.$$

Фактическое передаточное число передачи

$$u_{\phi} = z_2 / z_1 = 48 / 16 = 3.$$

Диаметры шкивов

$$d_1 = 16 \cdot 3,032 = 48,51 \text{ мм};$$

$$d_2 = 48 \cdot 3,032 = 145,54 \text{ мм}.$$

Минимальное межосевое расстояние

$$a_{\min} = 0,55(48,51 + 145,54) + 3,6 = 110,33 \text{ мм}.$$

Принимаем $a' = 112 \text{ мм}$.

Число зубьев ремня

$$f_1 = \frac{(16 + 48)^2}{4 \cdot 3,14159^2} = 103,75.$$

$$z_p = \frac{2 \cdot 112}{9,525} + \frac{16 + 48}{2} + \frac{103,75 \cdot 9,525}{112} = 64,34.$$

Окончательно принимаем по табл. 5: $z_p = 64$.

Межосевое расстояние передачи при выбранном z_p

$$\frac{z_p - z_1}{z_2 - z_1} = \frac{64 - 16}{48 - 16} = 1,5, \quad f_2 = 0,23648 \text{ (по табл. 6).}$$

$$a = [2 \cdot 64 - (48 + 16)] \cdot 0,23648 \cdot 9,525 = 144,16 \text{ мм.}$$

Угол обхвата ремнем ведущего шкива

$$\alpha_1^\circ = 180^\circ - \frac{57^\circ(145,54 - 48,51)}{144,16} = 141,635^\circ = 141^\circ 38' 06''.$$

Число зубьев на дуге обхвата ведущего шкива

$$z_{01} = \frac{16 \cdot 141,635^\circ}{360^\circ} = 6,295.$$

Принимаем $z_{01} = 6$.

Ширина ремня

$$k = 0,25 + 1,3 + 0 = 1,55 \text{ (см. табл. 7, 8).}$$

$$F_t = \frac{2 \cdot 10^3 \cdot 9,55}{48,51} = 393,73 \text{ Н.}$$

$$[F_t]_0^{(1)} = 2,2 \cdot 1(1 - 0,2 \cdot 0,25) = 2,1.$$

$$B'_p = \frac{393,73 \cdot 1,55}{2,1 \cdot 6} + 0,2 \cdot 9,525 = 50,34 \text{ мм.}$$

Окончательно по табл. 5 принимаем: $B_p = 50,8$ мм.

Сила, нагружающая вал передачи

$$F = 1,1 \cdot 393,73 = 433,11 \text{ Н.}$$

Напряжения сдвига в зубьях ремня

$$s_1 = 0,8 \cdot 3,032 = 2,426 \text{ мм.}$$

$$[\tau] = 0,8 \cdot 7 = 5,6 \text{ МПа.}$$

$$k_t = \sqrt[6]{\frac{3000}{10^3}} = 1,2 \geq 1.$$

$$k_c = 1,07.$$

$$k_H = 1,0.$$

$$L_h = 5 \cdot 365 \cdot 0,8 \cdot 24 \cdot 0,5 = 17520 \text{ час.}$$

$$N_{ц} = \frac{60 \cdot 16 \cdot 17520 \cdot 3000}{64} = 7,9 \cdot 10^8 \text{ циклов}$$

$$k_p = 1,2 \cdot 1,07 \cdot 1,0 \cdot \sqrt[20]{7,9 \cdot 10^8} = 3,58.$$

$$\tau = \frac{393,73 \cdot 1,4}{6 \cdot 2,426 \cdot 50,8 \cdot 1,55} = 0,48 \text{ МПа} < \frac{5,6}{3,58} = 1,56 \text{ МПа.}$$

Условие прочности зубьев ремня по напряжениям сдвига обеспечено.

Конструирование шкивов зубчато-ременной передачи

Выбор материала шкивов

Скорость ремня

$$v = \frac{3,14159 \cdot 48,51 \cdot 3000}{6 \cdot 10^4} = 7,62 \text{ м/с.}$$

Так как $v \leq 30$ м/с, шкивы передачи изготавливаем из чугуна СЧ20 (ГОСТ 1412-85).

Ступицы шкивов

Диаметр и длина ступицы

$$d_{\text{вал}} = \sqrt[3]{\frac{10^3 \cdot 9,55}{0,2 \cdot 30}} = 14,7 \text{ мм.}$$

Принимаем: $d_{\text{вал1}} = 15$ мм.

Если ведущий шкив расположен на валу электродвигателя, то в расчете принимается диаметр его вала.

$$d_{\text{вал2}} = \sqrt[3]{\frac{10^3 \cdot 27,2}{0,2 \cdot 20}} = 18,9 \text{ мм.}$$

Принимаем: $d_{\text{вал2}} = 20$ мм.

$$D_{\text{ст1}} = 1,6 \cdot 15 = 24 \text{ мм; } D_{\text{ст2}} = 1,6 \cdot 20 = 32 \text{ мм.}$$

$$L_{\text{ст1}} = 1,4 \cdot 15 = 21 \text{ мм; } L_{\text{ст2}} = 1,4 \cdot 20 = 28 \text{ мм.}$$

Тип посадочного отверстия

Посадочные отверстия шкивов – цилиндрические со шпонкой.

Посадка цилиндрического отверстия – Н7.

Шероховатость поверхностей

отверстие в ступице – $R_a = 1,6 \dots 3,2$;

боковые поверхности ступицы – $R_a = 6,3$.

Допуски формы и расположения поверхностей

торцевое биение ступицы: 0,05 мм (см. табл. 10).

Конструкция шкивов

ведущий шкив – монолитная; ведомый шкив – с диском (см. табл. 11).

Размеры профиля межзубной впадины (см. табл. 12).

Диаметр вершин зубьев шкива

$$d_{a1} = 48,51 - 2 \cdot 0,6 + 0,08 = 47,39 \text{ мм;}$$

$$d_{a2} = 145,54 - 2 \cdot 0,6 + 0,13 = 144,47 \text{ мм.}$$

Диаметр впадин зубьев шкива

$$d_f = 47,39 - 2 \cdot 2,67 = 42,05 \text{ мм;}$$

$$d_{f2} = 144,47 - 2 \cdot 2,67 = 139,13 \text{ мм}$$

Шаг зубьев по диаметру вершин

$$t_{\text{ш1}} = \frac{3,14159 \cdot 47,39}{16} = 9,305 \text{ мм, } t_{\text{ш2}} = \frac{3,14159 \cdot 144,47}{48} = 9,455 \text{ мм.}$$

Ширина обода шкива

$$B_{\text{ш}} = 50,8 + 3,032 = 53,832 \text{ мм.}$$

Принимаем: $B_{\text{ш}} = 54 \text{ мм.}$

Толщина обода шкива

$$\delta_{\text{ш}} = (1,5 \cdot 3,032 + 2) = 6,55 \text{ мм} \geq 6 \text{ мм.}$$

Принимаем: $\delta_{\text{ш}} = 7 \text{ мм.}$

Высота реборд

$a = 3 \text{ мм.}$

Шероховатость поверхностей межзубной впадины

- диаметр вершин зубьев шкива $R_a = 2,5$;
- диаметр впадин зубьев шкива $R_a = 3,2$;
- боковые поверхности межзубной впадины шкива $R_a = 1,0$.

Отклонения формы и расположения поверхностей межзубной впадины
(см. табл. 16).

Маркировка ремня

240L200: 240 – длина ремня L_p , равная 24,0 дюйма или 609,6 мм; L – тип ремня, определяющий шаг зубьев $t_p = 9,525 \text{ мм}$; число зубьев ремня $z_p = L_p / t_p = 609,6 / 9,525 = 64$; 200 – ширина ремня B_p , равная 2,0 дюйма или 50,8 мм.

Литература

1. Бойков, В. П. Зубчатые ремни / В. П. Бойков, Ю. Н. Городничев, Г. Г. Козачевский. – М. : Химия, 1989. – 192 с.
2. Скойбеда, А. Т. Детали машин и основы конструирования / А. Т. Скойбеда, А. В. Кузьмин, Н. Н. Макейчик. – Минск: Выш. шк., 2000. – 584 с.
3. Krause, W. Zahnriemengetrieben / W. Krause, D. Metzner. – Berlin : VEB Verlag Technik, 1988. – 120 с.
4. Metzner, D. Reibund und verschleiss bei Zahnriemengetrieb / D. Metzner // Maschinenbautechnik. – 1984. – vol. 33, No 9. – P. 415–418.
5. The catalogue of production of firm "Gates" [Electronic resource] / Gates Corporation, 2021. – Mode of access: <https://www.gates.com/us/en/agriculture/power-transmission/synchronous-belts.html>. – Date of access: 05.08.2021.
6. The catalogue of production of firm "Continental" [Electronic resource] / ContiTech AG, 2021. – Mode of access: <https://www.continental-engineparts.com/eu/en-GB/Aftermarket/Products/Belts/Timing-Belts>. – Date of access: 06.08.2021.
7. The catalogue of production of firm "Mulco" [Electronic resource] / Mulco Europe EWIV, 2021. – Mode of access: <https://mulco.net/wp-content/uploads/2020/09/BRECO-BRECOFLEX-timing-belts-e.pdf>. – Date of access: 07.08.2021.
8. The catalogue of production of firm "Megadyne" [Electronic resource] / Megadyne Group, 2021. – Mode of access: <https://megadynegroup.com/en/products/timing-belts/rubber-endless>. – Date of access: 08.08.2021.
9. The catalogue of production of firm "Good Year" [Electronic resource] / The Goodyear Tire & Rubber Company, 2021. – Mode of access: https://www.goodyearbelting.com/pdf/Contitech_2015_Power_Transmission_Products_Catalog_Goodyear_Belting/index.html#page=1. – Date of access: 09.08.2021.
10. The catalogue of production of firm "Roulunds" [Electronic resource] / Contitech Roulunds Rubber A/S, 2021. – Mode of access: <https://datasheets.globalspec.com/ds/216/ContiTechRoulundsRubberAS/557FECF5-A52C-4C75-9809-08F65C3951AE>. – Date of access: 10.08.2021.
11. The catalogue of production of firm "Dayco" [Electronic resource] / Dayco Europe S.r.l., 2021. – Mode of access: <https://www.daycoproducts.com/dayco@-timing-belt>. – Date of access: 11.08.2021.
12. The catalogue of production of firm "Bando" [Electronic resource] / Bando Chemical Industries, LTD., 2021. – Mode of access: https://www.bandousa.com/media/uploads/0/54_BUI-1009_IPTP_catalog_Vol_2_9-17.pdf. – Date of access: 12.08.2021.
13. The catalogue of production of firm "Siegling" [Electronic resource] / Forbo Siegling GmbH., 2021. – Mode of access: <https://www.forbo.com/movement/eng/products/timing-belts/peilf2>. – Date of access: 13.08.2021.
14. The catalogue of production of firm "York Industrie" [Electronic resource] / York Industries, Inc., 2021. – Mode of access: <https://www.york-ind.com/stock-products/belt-pulley-drives/>. – Date of access: 14.08.2021.
15. Курмаз, Л. В. Детали машин. Проектирование: Справочное учебно-методическое пособие / Л. В. Курмаз, А. Т. Скойбеда. – 2-е изд., испр.: – М. : Выш. шк., 2005. – 309 с.: ил.

Содержание

Введение	3
Общие сведения о зубчато-ременных передачах	3
Расчет зубчато-ременной передачи	8
Конструирование шкивов зубчато-ременной передачи	21
Примеры оформления рабочих чертежей шкива зубчато-ременной передачи	25
Примеры обозначения (маркировки) зубчатых ремней	26
Натяжные устройства зубчато-ременных передач	27
Пример расчета зубчато-ременной передачи	28
Литература	33

Учебное издание

Составитель:

Баханович Александр Геннадьевич

Методические указания

**по теме «Расчет и конструирование
зубчато-ременных передач»**

для студентов

машиностроительных специальностей

Ответственный за выпуск: Баханович А. Г.

Редактор: Митлошук М. А.

Компьютерная вёрстка: Соколюк А. П.

Корректор: Дударук С.А.

Подписано в печать 11.10.2021 г. Формат 60x84¹/₁₆. Бумага «Performer».
Гарнитура «Times New Roman». Усл. печ. л. 2,09. Уч. изд. л. 2,25. Заказ № 1116. Тираж 20 экз.
Отпечатано на ризографе учреждения образования «Брестский государственный
технический университет». 224017, г. Брест, ул. Московская, 267.
Свидетельство о государственной регистрации издателя, изготовителя,
распространителя печатных изданий № 1/235 от 24.03.2014 г.