

Министерство образования и науки Российской Федерации  
Южно-Уральский государственный университет  
Кафедра «Техническая механика»

621.85(07)  
У805

**Е.П. Устиновский, Е.В. Вайчулис,  
А.В. Ковнацкий**

**ПРОЕКТИРОВАНИЕ РЕМЕННЫХ ПЕРЕДАЧ  
С ПРИМЕНЕНИЕМ ЭВМ**

*Учебное пособие*

**Под редакцией Е.П. Устиновского**

Челябинск  
Издательский центр ЮУрГУ  
2018

УДК 621.85(075.8)+621.852(075.8)

У805

Одобрено  
учебно-методической комиссией  
аэрокосмического факультета.

Рецензенты:

д-р техн. наук, проф. С. В. Евсеенков;  
канд. техн. наук, доц. Г.И. Торбеев

**Устиновский, Е.П.**

У805 Проектирование ременных передач с применением ЭВМ: учебное пособие / Е.П. Устиновский, Е.В. Вайчулис, А.В. Ковнацкий; под ред. Е.П. Устиновского. – Челябинск: Издательский центр ЮУрГУ, 2018. – 133 с.

В пособии рассмотрены вопросы проектирования ременных передач для приводов общепромышленного назначения с применением компьютерных технологий. Изложены теоретические основы расчета ременных передач, приведен необходимый справочный материал для их расчета и конструирования.

УДК 621.85(075.8)+621.852(075.8)

© Издательский центр ЮУрГУ, 2018

## ПРЕДИСЛОВИЕ

Учебное пособие предназначено для самостоятельной работы студентов высших учебных заведений машиностроительных специальностей при изучении ременных передач, выполнении семестровых работ и курсового проекта по курсу «Детали машин и основы конструирования».

В пособии рассмотрены вопросы проектирования ременных передач для приводов общепромышленного назначения. Изложены теоретические основы расчета и общие вопросы конструирования ременных передач с применением компьютерных технологий, а также требования по разработке рабочих чертежей деталей ременных передач, приведен необходимый справочный материал для их расчета и конструирования.

Пособие содержит предисловие, введение и пять разделов.

*В первом* разделе описаны типы ременных передач, конструкции приводных ремней и область их применения.

*Второй* раздел посвящен геометрическим, кинематическим и силовым зависимостям в ременных передачах.

*В третьем* разделе рассмотрены вопросы проектирования ременных передач и приведена методика их расчета.

*Четвертый* раздел посвящен вопросам конструирования шкивов.

*В пятом* разделе рассмотрены способы натяжения ремней и метод контроля начального натяжения ремня.

*В приложении* приведены примеры расчета ременных передач.

Учебная программа расчета ременных передач на ЭВМ записана в компьютерном зале кафедры (ауд. 125/3) и зарегистрирована в Отраслевом фонде алгоритмов и программ Государственного координационного центра информационных технологий под № 4710.

Авторы весьма признательны рецензентам: проф. С.В. Евсеенкову и доц. Г.И. Торбееву – за рецензии и ценные замечания.

## ВВЕДЕНИЕ

Ременные передачи получили широкое применение в приводах станков, сельскохозяйственных машин, подъемно-транспортных машин, автомобилей и т.п. из-за простоты конструкции, плавности работы вследствие упругости ремня и проскальзывания ремня по шкиву при перегрузке, возможности передачи движения на значительные расстояния [1].

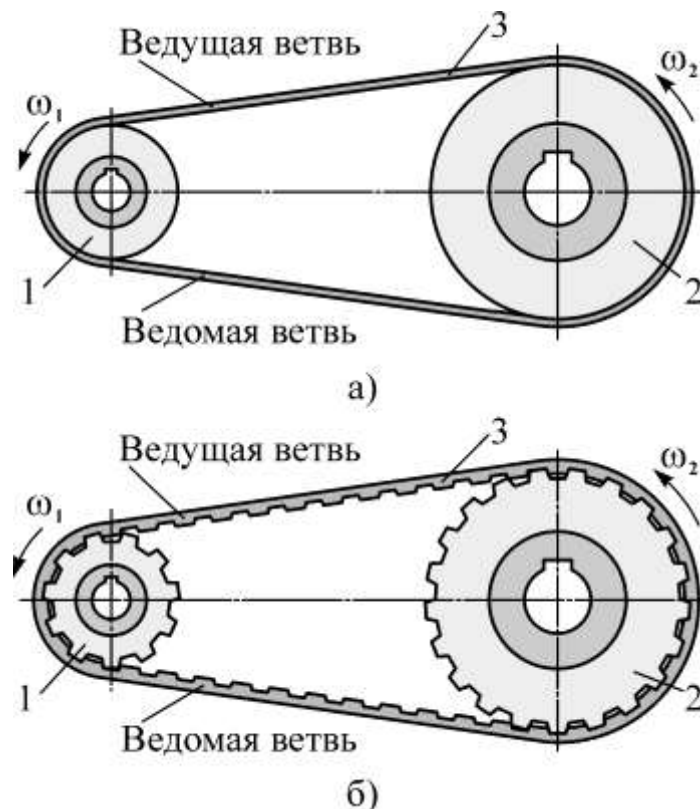
- По принципу работы ременные передачи различают:
- передачи трением, принцип работы которых основан на использовании сил трения между ремнем и шкивами;
  - передачи зацеплением (зубчато-ременные передачи).

Ременные передачи обычно используют в качестве быстроходных передач для реализации сравнительно большой мощности, хотя известны и тихоходные ременные передачи, применяемые в малонагруженных приводах из-за простоты конструкции.

## 1. КОНСТРУКЦИЯ РЕМЕННОЙ ПЕРЕДАЧИ

### 1.1. Общие сведения о ременных передачах

Ременные передачи относятся к механическим передачам с гибкой связью. Ременная передача в простейшем виде содержит ведущий шкив 1 и ведомый шкив 2, охватываемые гибким ремнем 3 (рис. 1.1). По способу передачи движения между ремнем и шкивами различают передачи трением (рис. 1.1, а) и передачи зацеплением (рис. 1.1, б).



**Рис. 1.1. Ременные передачи:**  
а) трением; б) зацеплением

В передаче трением вращение от ведущего шкива к ведомому осуществляется силами трения на поверхностях контакта ремня со шкивами, для чего ремень предварительно натягивают. Передачи трением получили основное применение в приводах машин.

В передаче зацеплением ремень имеет выступы (зубья) на внутренней поверхности, которые входят в зацепление с зубьями на шкивах. Передачи зацеплением используют там, где требуется жесткая кинематическая связь, то есть недопустимо проскальзывание ремня относительно шкивов. Эта передача получила широкое применение в приводах станков, механизмов газораспределения некоторых автомобилей, в приводах печатающих устройств, где необходима синхронность движения механизмов, в бытовой технике.

Ветвь, набегающая на ведущий шкив, является ведущей, она более нагружена. Ветвь, сбегаящая с ведущего шкива – ведомая, она менее нагружена.

В состав передачи могут также входить натяжное устройство и ограждение.

*Достоинства ременных передач:*

- возможность передачи движения на значительные расстояния;
- плавность и бесшумность работы;
- простота конструкции и малая стоимость;
- сравнительно высокий КПД, средние значения которого

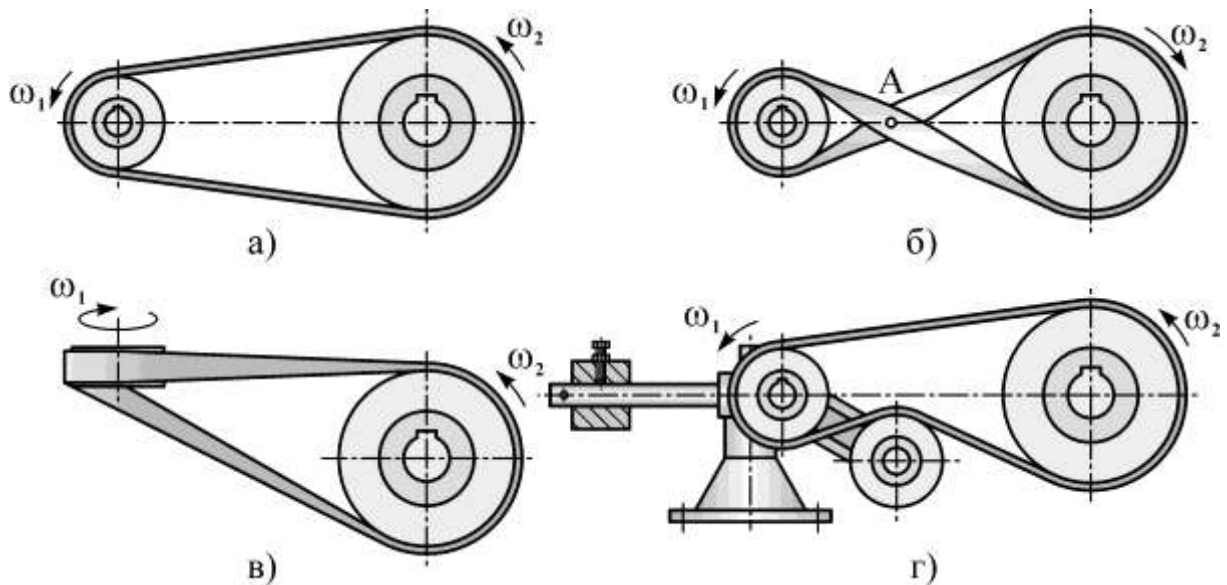
*Недостатки ременных передач:*

- значительные габариты;
- низкая тяговая способность;
- повышенные нагрузки на валы и опоры;
- низкая долговечность ремня (3...5 тысяч часов);
- необходимость натяжения ремня в процессе эксплуатации;
- небольшое передаточное отношение, оптимальное значение  $i = 2...3$ ;
- непостоянство передаточного отношения (кроме передач с зубчатым ремнем).

Ременные передачи вследствие низкой тяговой способности целесообразно применять в качестве быстроходных передач привода, то есть устанавливать между двигателем и редуктором, что позволяет реализовать при малых силах трения достаточную мощность за счет высокой угловой скорости вала двигателя.

## **1.2. Схемы ременных передач**

Схемы ременных передач трением приведены на рис. 1.2.



**Рис. 1.2. Схемы ременных передач трением:**  
 а) открытая; б) перекрестная; в) полуперекрестная;  
 г) с натяжным роликом

*Открытая* (простая) передача (рис. 1.2, а) получила основное применение из-за простоты конструкции и надежности работы. Направления вращения ведущего и ведомого шкивов в открытой передаче совпадают.

*Перекрестная* передача (рис. 1.2, б) имеет большие углы обхвата шкивов ремнем, что увеличивает ее тяговую способность, однако ветви ремня трутся друг о друга в точке А, что снижает долговечность ремня и увеличивает потери на трение. Передачу применяют при необходимости обеспечить противоположные направления вращения шкивов, а также в тихоходных приводах с целью увеличения тяговой способности (привод триеров для очистки зерна в сельскохозяйственном производстве).

*Полуперекрестная* (угловая) передача (рис. 1.2, в) применяется при необходимости передачи движения между перекрещивающимися осями валов. Передача является нереверсивной, так как при противоположном указанному на рисунке направлению вращения шкивов ремень сползает с малого шкива.

В передаче *с натяжным роликом* (рис. 1.2, г) обеспечивается постоянство натяжения ремня и увеличиваются углы обхвата шкивов ремнем, следствием чего являются:

- увеличение тяговой способности передачи;
- повышение долговечности ремня.

Натяжной ролик устанавливается на ведомой, менее нагруженной ветви, вблизи малого шкива для увеличения угла обхвата его ремнем. Передача является нереверсивной.

Передачи зубчатым ремнем выполняют только открытыми (простыми).

### 1.3. Профили приводных ремней

Приводные ремни по форме поперечного сечения подразделяют на плоские, клиновые, поликлиновые, круглые и зубчатые (рис. 1.3). Первые четыре типа ремней передают движения за счет сил трения, возникающих между ремнем и шкивами, а последние, зубчатые ремни, – путем зацепления зубьев ремня с зубьями шкивов.

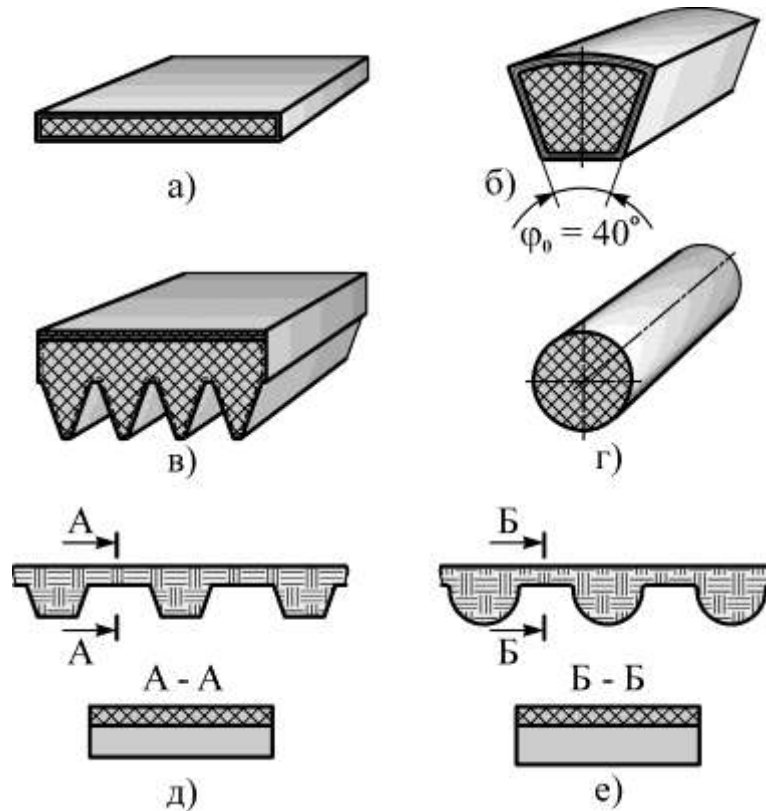


Рис. 1.3. Профили ремней

*Плоский ремень* (рис. 1.3, а) выполняют с поперечным сечением в виде узкого прямоугольника, большая сторона которого является шириной ремня, меньшая – высотой. Плоские ремни обладают большой гибкостью из-за малого отношения толщины ремня к его ширине, поэтому потери на внутреннее трение в ремне наименьшие, а КПД наибольший ( $\eta \approx 0,96$ ), передача работает плавно, однако тяговая способность плоскоремennых передач невелика. Из-за низкой тяговой способности плоскоремennые передачи применяют ограниченно.

*Клиновые и поликлиновые ремни* (рис 1.3, б, в) имеют трапециевидное сечение с углом клина в выпрямленном состоянии  $\varphi_0 = 40^\circ$ . Боковые рабочие стороны ремня соприкасаются с канавками на шкивах. Благодаря клиновому действию ремни этого типа обладают повышенным сцеплением со шкивами и получили в приводах основное применение.

При изгибе ремня на шкивах угол клина ремня несколько уменьшается, поэтому шкивы выполняют с углами клина  $\varphi \leq \varphi_0$ , уменьшая угол с уменьшением диаметра шкива.

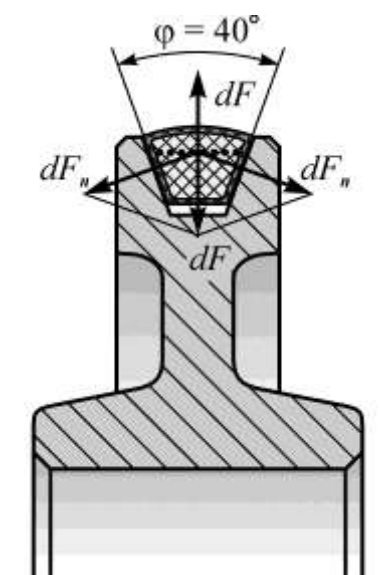
Для сравнительной оценки нагрузочной способности плоских и клиновых ремней рассмотрим элементарный участок клинового ремня (рис. 1.4), для которого силу натяжения можно приближенно принять постоянной. Из рисунка видно, что элементарная сила  $dF_n$ , нормальная к поверхности канавки шкива, значительно больше силы натяжения  $dF$ :

$$dF_n = \frac{dF}{2 \sin \frac{\varphi}{2}},$$

тогда элементарная суммарная сила трения на рабочих поверхностях при коэффициенте трения  $f$

$$dF_{\text{тр}} = 2dF_n f = \frac{dF f}{\sin 20^\circ} \approx 3dF f,$$

то есть, клиноремённые передачи по сравнению с плоскоремёнными при одинаковом натяжении ремня реализуют примерно втрое большую силу трения и, соответственно, нагрузочную способность.



**Рис. 1.4. Силы, действующие на участок клинового ремня**

При угле  $\varphi_0 = 40^\circ$  реализуется сравнительно высокая тяговая способность передачи. При меньшем значении угла  $\varphi_0$  нагрузочная способность передачи возрастает, но появляется опасность заклинивания ремня в канавке шкива при работе передачи.

В клиновых ремнях из-за большой высоты сечения возникают значительные напряжения при изгибе ремня на шкивах. Эти напряжения являются переменными и вызывают усталостное разрушение ремня.



Применение нескольких клиновых ремней в комплекте приводит к неравномерному нагружению ремней из-за отклонений их по длине. Этот недостаток устраняется при применении поликлиновых ремней, сочетающих гибкость плоских ремней и повышенное сцепление со шкивами, характерное для клиновых ремней.

*Круглые ремни* (рис. 1.3, г) применяют для передачи небольших мощностей в приборах и в бытовой технике.

*Зубчатые ремни* выполняют с трапецеидальным (рис. 1.3, д) или полукруглым (рис. 1.3, е) профилем зубьев. Полукруглый профиль обеспечивает более равномерное распределение напряжений в ремне, более плавный вход зубьев в зацепление.

#### 1.4. Плоские приводные ремни

Плоские ремни изготавливают бесконечными или конечными, стыкуемыми изготовителем (на предприятии) или при монтаже. Предпочтительно применять бесконечные ремни, так как наличие стыка в ремне снижает надежность передачи, приводит к появлению динамических нагрузок в приводе при набегании зоны стыка на шкивы.

Требования к материалам приводных ремней:

- высокая прочность при переменных напряжениях;
- высокий коэффициент трения со шкивами;
- малая изгибная жесткость.

У большинства современных ремней прочность обеспечивается специальными слоями корда, а повышенный коэффициент трения – пропиткой или обкладками. Несущий слой, расположенный по центру тяжести сечения, имеет высокий модуль упругости.

Материалы плоских ремней и их сравнительная работоспособность приведены на рис. 1.5 и в табл. 1.1.



Рис. 1.5. Материалы плоских ремней

Таблица 1.1

## Сравнительная работоспособность плоских ремней

Показатели работы	Материалы ремней			
	синтетические	прорезиненные	хлопчатобумажные	шерстяные
Удельная тяговая способность	Высокая	Высокая	Средняя	Низкая
Предельная скорость, м/с	75...100	30...40	20	30
Кратность кратковременных перегрузок	1,5	1,2...1,3	1,3...1,4	1,4...1,5
Способность сохранять начальное натяжение	Хорошая	Хорошая	Недостаточная	Удовлетворительная
Предельная передаваемая мощность, кВт	5000	300	50	50
Диаметры шкивов	Малые	Большие	Малые	Малые
Долговечность	Высокая	Средняя	Низкая	Низкая

## 1.4.1. Плоские прорезиненные ремни

В плоскоременных передачах в настоящее время основное применение получили прорезиненные ремни.

Прорезиненные ремни в зависимости от вида сердечника (несущего слоя) разделяют на кордшнуровые и кордтканевые.

*Кордшнуровой ремень* (рис. 1.6) содержит в центральной части резиновой основы 1 лавсановый кордовый шнур 2, расположенный по винтовой линии с определенным шагом навивки вдоль ремня и являющийся несущим слоем. На широких сторонах ремня корд закрыт тканевой прокладкой 3, предотвращающей прорезание кордшнуром слоя резины. Ремни выпускаются трех типов:

- тип I – с односторонней обкладкой 4 (рис. 1.6, а);
- тип II – с двусторонней обкладкой 4 (рис. 1.6, б);
- тип III – без обкладок (рис. 1.6, в).

Обкладки защищают ремень от повреждений, а также на рабочей стороне обкладка увеличивает сцепление ремня со шкивами.

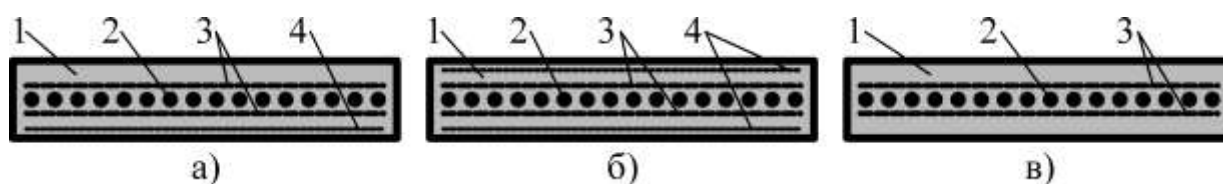


Рис. 1.6. Сечение плоского прорезиненного кордшнурового ремня:

а) тип I; б) тип II; в) тип III

Кордшнуровые ремни являются наиболее совершенными из прорезиненных ремней. Эти ремни выпускают в России по ТУ 38.105 514-84 бесконечными. Номенклатура прорезиненных кордшнуровых ремней, выпускаемых отечественной промышленностью по ТУ 38.105 514-84, представлена в табл. 1.2.

Таблица 1.2

**Номенклатура плоских прорезиненных кордшнуровых ремней  
по ТУ 38.105514-84**

Толщина ремня $\delta$ , мм	Ширина ремня $b$ , мм	Внутренняя длина ремня $L$ , мм
2,8; 3,0; 3,5; 4,0; 4,5; 5,0; 5,5; 6,0	20; 25; 32; 40; 50; 63; 71; 80; 90; 100; 112; 140; 160; 180; 200	500; 550; 600; 650; 700; 750; 800; 850; 900; 1000; 1050; 1100; 1150; 1200; 1250; 1300; 1400; 1450; 1500; 1600; 1700; 1800; 2000; 2500; 3000; 3500; 4000; 4500; 5000; 5600

*Пример обозначения плоского кордшнурового ремня шириной 50 мм, толщиной 3,5 мм и внутренней длиной 5600 мм типа I: Ремень 50x3,5–5600 Тип I ТУ 38.105514-84.*

Эти ремни обладают достаточной эластичностью, прочностью, способны работать при высоких скоростях (до 40 м/с) в диапазоне мощностей 0,2...14 кВт.

*Кордтканевые ремни* (рис. 1.7,) состоят из нескольких слоев прорезиненной кордткани (бельтинга), связанных вулканизированной резиной.

По ГОСТ 23831-79 ремни нарезают конечными из вулканизированного резинового полотна шириной в пределах 20-1200 мм.

В зависимости от ширины конечные ремни изготавливают длиной от 8 до 200 м, что лимитируется их массой (удобством и возможностью транспортирования рулонов ремней).

По ТУ 59-292-2004 кордтканевые ремни выпускают бесконечными при внутренней длине ремня от 500 мм до 5600 мм.

Толщина кордтканевого ремня зависит от числа прокладок в ремне и толщины одной прокладки. Число прокладок может быть 3, 4, 5, 6, толщина одной прокладки с прослойкой резины в зависимости от конструкции ремня составляет 1,25...1,5 мм.

Эти ремни обладают достаточной эластичностью, прочностью, способны работать при скоростях до 30 м/с в диапазоне мощностей 0,2...14 кВт.

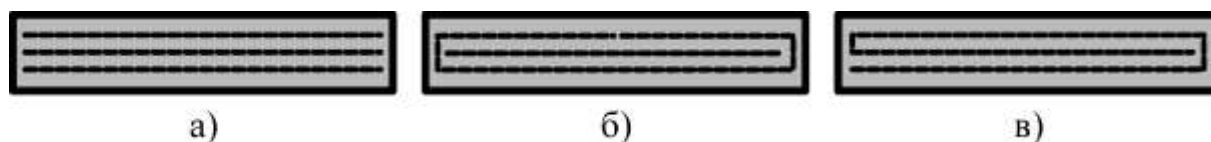
Кордтканевые ремни выпускают трех типов: А, Б, В.

*Тип А* – нарезные ремни, они состоят из нарезанных соответственно ширине ремня слоев ткани (рис. 1.7, а). Имеют преимущественное

применение как более гибкие и работающие при скоростях до 30 м/с.

*Тип Б* – послойно завернутые, состоящие из центральной прокладки, обернутой кольцевыми слоями ткани со взаимно смещенными стыками (рис. 1.7, б). Допускают работу в перекрестной передаче при скоростях до 20 м/с.

*Тип В* – спирально завернутые, выполняемые из одного куска ткани (рис.1.7, в). Эти ремни более жесткие, требуют шкивов больших диаметров и работают при скоростях до 15 м/с.



**Рис. 1.7. Сечение плоского прорезиненного кордтканевого ремня:**  
а) тип А; б) тип Б; в) тип В

Номенклатура прорезиненных кордтканевых ремней, выпускаемых отечественной промышленностью по ТУ 59-292-2004, представлена в табл. 1.3.

**Таблица 1.3**

**Номенклатура плоских прорезиненных кордтканевых ремней по ТУ 59-292-2004**

Толщина ремня $\delta$ , мм	Число прокладок	Ширина ремня $b$ , мм	Внутренняя длина ремня $L$ , мм
3,75...4,5	3	20; 25; 32; 40; 50; 63; 71	500; 550; 600; 650; 700; 750; 800; 850; 900; 1000; 1050; 1100; 1150; 1200; 1250; 1300; 1400; 1450; 1500; 1600; 1700; 1800; 2000; 2500; 3000; 3500; 4000; 4500; 5000; 5600
5,0...6,0	4		
6,25...7,5	5		
3,75...4,5	3	80; 90; 100; 112; 140; 160; 180; 200	
5,0...6,0	4		
6,25...7,5	5		
7,5...9,0	6		

*Пример обозначения плоского кордтканевого ремня типа А шириной 100 мм, толщиной 5 мм и внутренней длиной 2000 мм: Ремень А 100х5–2000 ТУ 59-292-2004.*

Существенным недостатком кордтканевых ремней является значительная толщина, что снижает их эластичность, ограничивает применение при высоких скоростях и требует применять шкивы больших диаметров.

Для устранения указанных недостатков разработаны и внедряются в производство прорезиненные ремни на основе тонкой капроновой или хлопчатобумажной ткани типа АСТ-28. Ремни отличаются высокой долговечностью, работают при скоростях до 40 м/с и выпускаются как конечными, так и бесконечными, длиной до 30 м и шириной 28–100 мм; способны передавать мощность до 11 кВт.

#### 1.4.2. Плоские синтетические ремни

Синтетические ремни наиболее перспективны: имеют высокую прочность, долговечность, высокий коэффициент трения с ободом шкива, хорошо работают при больших скоростях, способны передавать большие мощности.

В нашей стране синтетические ремни изготавливают в ограниченном диапазоне размеров по ОСТ 17969-84 и ТУ 17-21 598-87 бесконечными из капроновых тканей просвечивающего переплетения с последующей пропиткой полиамидом С-6 и покрытием пленкой на основе этого полиамида с нитрильным каучуком (табл. 1.4).

**Таблица 1.4**

**Номенклатура плоских бесконечных синтетических ремней по ОСТ 17969-84 и ТУ 17-21 598-87**

Ширина $b$ , мм	Внутренняя длина $L$ , мм
10	250; 260; 280; 300; 320; 340; 350; 380
15	400; 420; 450; 480; 500; 530; 560; 600
20	630; 670; 710; 750; 800; 850; 900; 950
25; 30; 40; 50	1000; 1060; 1120; 1180; 1250; 1320; 1400
60	1500; 1600; 1700; 1800; 1900; 2000
80	2120; 2240; 2360; 2500; 2650; 2800; 3000
100	3150; 3350

*Примечание:* Толщина ремней  $\delta = 0,8$  мм и  $\delta = 1$  мм.

*Пример обозначения синтетического ремня шириной 50 мм, толщиной 0,8 мм и внутренней длиной 1120 мм: Ремень 50x0,8–1120 ОСТ 17969-84.*

Благодаря небольшой толщине ремни хорошо работают на шкивах малых диаметров, допускают скорости до 40 м/с при толщине ремня  $\delta = 1$  мм, и до 75...100 м/с – при толщине ремня  $\delta = 0,8$  мм.

К недостаткам синтетических ремней следует отнести их чувствительность к повышенной влажности и температуре окружающей среды, так как при этом наблюдается изменение удлинения ремня и модуля упругости его материала, что ведет к снижению тяговых характеристик передачи, увеличению нагрузки на валы и др.

#### 1.4.3. Плоские хлопчатобумажные ремни

*Хлопчатобумажные ремни* выпускают цельноткаными самосвязанного переплетения 4-, 6- и 8- слойными конечными и бесконечными. Ремни эти дешевле других, легче, хорошо работают при высоких скоростях и на шкивах с малыми диаметрами, но менее долговечны и надежны. В последнее время применяются ограниченно в малонагруженных передачах со шкивами малых диаметров.

Параметры хлопчатобумажных рулонных ремней, выпускаемых отечественной промышленностью, представлены в табл. 1.5.

**Таблица 1.5**

**Номенклатура бесконечных хлопчатобумажных цельнотканых ремней**

Толщина $\delta$ , мм	4,5	6,5	8,5
Ширина $b$ , мм	30-100	50-150	100-250

#### 1.4.4. Плоские шерстяные ремни

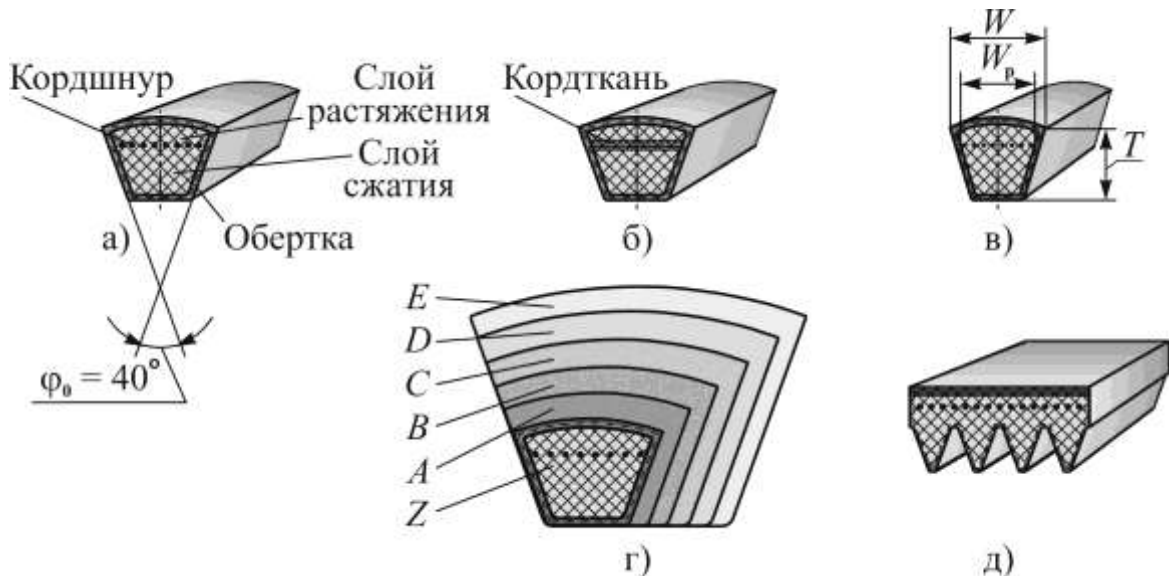
*Шерстяные ремни* хорошо работают на шкивах с малыми диаметрами, но имеют низкую удельную тяговую способность, менее долговечны и надежны. Применяются ограниченно при работе в агрессивных средах: при наличии влаги, высокой температуры, масел.

### 1.5. Клиновые приводные ремни

#### 1.5.1. Конструкции приводных клиновых ремней

Клиновой ремень состоит из следующих частей (рис. 1.8):

- 1) корд – основной несущий слой в виде кордшнура (рис. 1.8, а) или кордткани (рис. 1.8, б), расположенный примерно по центру тяжести сечения ремня;
- 2) резиновые слои растяжения (над кордом) и сжатия (под кордом), придающие ремню форму и малую изгибную жесткость;
- 3) обертка ремня в виде нескольких слоев прорезиненной ткани, намотанной диагонально.



**Рис. 1.8. Клиновые приводные ремни:**

- а) кордшнуровой; б) кордтканевый; в) узкий;  
г) обозначение ремней нормального сечения; д) поликлиновой

В кордшнуровых ремнях корд состоит из одного слоя шнура, намотанного по винтовой линии с определенным шагом навивки вдоль ремня и заключенного в слой мягкой резины для уменьшения трения.

Кордшнуровые ремни, как более гибкие и долговечные, применяют для передач, работающих в напряженных условиях.

В кордтканевых ремнях корд выполнен в виде нескольких слоев кордткани. Кордтканевые ремни применимы при нестесненных габаритах, они постепенно вытесняются кордшнуровыми.

Клиновые ремни выпускают трех типов: нормального сечения (см. рис. 1.8 а, б), узкие (рис. 1.8, в) и поликлиновые (рис. 1.8, д).

### 1.5.2. Клиновые ремни нормальных и узких сечений

Для вновь проектируемого промышленного оборудования отечественная промышленность выпускает шесть типов приводных клиновых ремней нормальных сечений по ГОСТ 1284.1-89: Z; A; B; C; D; E,

отличающихся размерами поперечного сечения и тяговой способностью (рис. 1.8, г) и четыре типа ремней узких сечений по ТУ 2563-038-70453527-2005: *SPZ*; *SPA*; *SPB*; *SPC*. Размеры сечений (см. рис. 1.8, в), длины клиновых ремней на уровне нейтральной линии сечения и расчетные (минимально допустимые) диаметры шкивов приведены в табл. 1.6.

Передаваемая мощность клиновыми ремнями – до 80 кВт.

Таблица 1.6

**Размеры сечения, длины клиновых ремней  
и минимальные диаметры шкивов**

Обозначение ремня	Размеры сечения ремня, мм			Интервал длин $L$ , мм	Предельные значения параметров меньшего шкива		Базовая длина ремня $L_0$ , мм
	$W_p$	$W$	$T$		наименьший диаметр $d_{1min}$ , мм	наибольший момент $T_{1max}$ , Нм	
Клиновые ремни нормальных сечений по ГОСТ 1284.1-89							
<i>Z</i>	8,5	10	6,0	400...3150	63	< 25	800
<i>A</i>	11,0	13	8,0	560...4500	90	11...70	1700
<i>B</i>	14,0	17	11	630...6300	125	40...190	2240
<i>C</i>	19,0	22	14	1800...10000	200	110...550	3150
<i>D</i>	27,0	32	19,0	2240...14000	315	450...2000	6000
<i>E</i>	32,0	38	23,5	4000...18000	500	1100...4500	7100
Клиновые ремни узких сечений по ТУ 2563-038-70453527-2005							
<i>SPZ</i>	8,5	10	8	630...3550	63	< 150	1600
<i>SPA</i>	11	13	10	800...4500	90	90...400	2500
<i>SPB</i>	14	17	13	1250...8000	140	300...2000	3550
<i>SPC</i>	19	22	18	2000...10000	224	> 1500	5600

*Примечания:* 1. Длину ремня на уровне нейтральной линии сечения  $L$  выбирать из ряда: 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.

2. Расчетные диаметры шкивов выбирать из ряда: 63; 71; 80; 90; 100; 112; 125; 140; 160; 180; 200; 224; 250; 280; 315; 355; 400; 450; 475; 500; 560; 630; 710; 800; 900; 1000; 1120; 1250; 1400; 1600; 1800; 2000; 2240; 2500; 2800; 3150; 3550; 4000 мм.



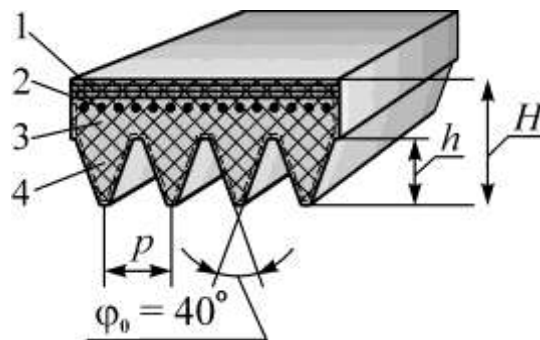
Примеры обозначения клинового ремня длиной  $L = 2000$  мм:

- ремень нормального сечения типа *B*: Ремень *B–2000* ГОСТ 1284.2-89;
- ремень узкого сечения типа *SPB*: Ремень *SPB–2000* ТУ 2563-038-70453527-2005.

Узкие ремни допускают большее натяжение и более высокие скорости (до 40 м/с) по сравнению с ремнями нормального сечения.

### 1.5.3. Поликлиновые ремни

Поликлиновые ремни (рис. 1.9) сочетают в себе элементы плоских и клиновых ремней: плоская часть ремня с тяговым слоем и профильная часть с несколькими рядами продольных клиновых выступов-ребер. Благодаря такой комбинации конструкций двух типов ремней, поликлиновые ремни обладают достоинствами и плоских и клиновых ремней: монолитность и гибкость как у плоских ремней, повышенная сила сцепления со шкивами как у клиновых ремней.



**Рис. 1.9. Сечение поликлинового ремня**

Ремень содержит резиновую эластичную обертку 1, под которой находится несущий слой 2 в виде одного ряда кордшнура, помещенного в резиновом слое растяжения 3, и ребра 4, находящиеся в слое сжатия и заклиниваемые в ручьях шкивов.

Передачи с поликлиновыми ремнями имеют ряд преимуществ по сравнению с клиноременными: из-за большей длины поверхности контакта поликлинового ремня со шкивом для передачи одной и той же мощности ширина передачи с поликлиновым ремнем может быть сокращена более чем в 2 раза по сравнению с клиноременной; ремни способны работать при скоростях 40...50 м/с; минимально допустимые диаметры шкивов поликлиновой передачи значительно меньше, чем у клиноременной; не требуется подбора ремней в комплекте как у клиновых, равномерное нагружение всех клиньев ремня; повышенная долговечность благодаря возможности снижения удельной нагрузки на шкивы и ремень из-за большей контактной поверхности поликлинового ремня со шкивом;

снижение уровня колебаний исполнительного органа и малое теплообразование при работе поликлинового ремня из-за небольшой толщины и развитой поверхности контакта; малые по величине центробежные силы из-за небольших размеров сечения ремня и его массы.

Поликлиновые ремни выпускают по ТУ 2563-040-70453527-2004 бесконечными трех сечений: К, Л, М (табл. 1.7).

**Таблица 1.7**

**Размеры сечения, длины поликлиновых ремней  
и минимальные диаметры шкивов**

Обозначение ремня	Размеры сечения ремня, мм			Интервал длин $L$ , мм	Число клиньев (ребер) $z$	Предельные значения параметров меньшего шкива		Базовая длина ремня $L_0$ , мм
	$p$	$H$	$h$			наименьший диаметр $d_{1min}$ , мм	наибольший момент $T_{1max}$ , Н·м	
К	2,4	4,0	2,35	400...2000	4...20	40	< 40	710
Л	4,8	9,5	4,85	1250...6300	4...20	80	18...400	1600
М	9,5	16,7	10,35	2000...6300	4...20	180	> 1300	2240

*Примечания:* 1. Длину ремня на уровне нейтральной линии сечения  $L$  выбирать из ряда: 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 мм.

2. Расчетные диаметры шкивов выбирать из ряда: 40; 50; 63; 71; 80; 90; 100; 112; 125; 140; 160; 180; 200; 224; 250; 280; 315; 355; 400; 450; 475; 500; 560; 630; 710; 800; 900; 1000; 1120; 1250; 1400; 1600 мм.

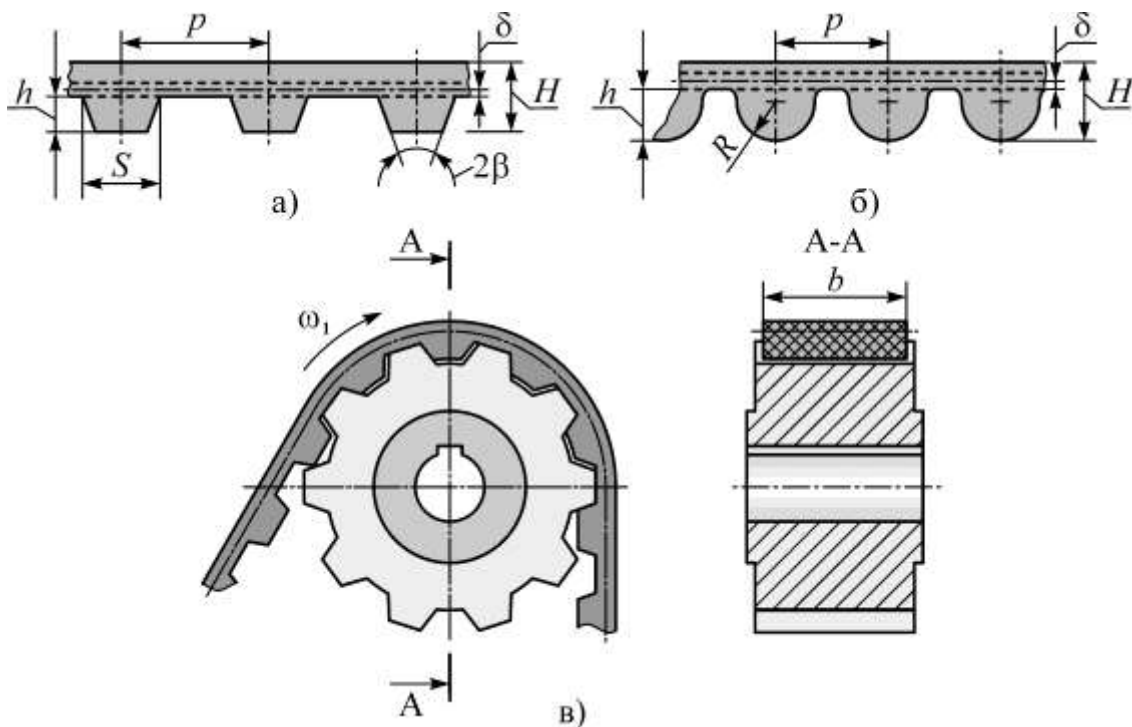
*Пример обозначения поликлинового ремня типа Л с 16 ребрами и длиной  $L = 2500$  мм:* Ремень 16Л–2500 ТУ 2563-040-70453527-2004.

Наиболее рационально поликлиновые ремни использовать при необходимости снижения габаритов передачи, применении шкивов малых диаметров, повышенной бысроходности передачи и перегруженности, например, клиновых ремней.

К недостаткам поликлиновых ремней следует отнести их большую чувствительность к перетяжке, по сравнению с клиновыми, более тщательное соблюдение размеров канавок шкивов, их соосности и параллельности, чем у шкивов клиноремennых передач, у которых отдельные ремни не объединены в единое целое и работают в относительной независимости друг от друга.

## 1.6. Зубчатые приводные ремни

Зубчатые ремни выполняют с выступами (зубьями) на внутренней поверхности, которые входят в зацепление с зубьями на шкивах. Ремни изготавливают бесконечными. Отечественная промышленность выпускает зубчатые ремни с зубьями трапецеидальной формы (рис. 1.10, а) и полукруглого профиля (рис. 1.10, б). Полукруглый профиль зуба перспективен, так как обеспечивает: более равномерное распределение напряжений в ремне, возможность повышения нагрузок до 40 %, более плавный вход зубьев в зацепление. Начинают применять ремни с эвольвентным профилем зуба. Поперечное сечение ремня со шкивом показано на рис. 1.10, в. Размеры зубчатых ремней приведены в табл. 1.8. Основным расчетным размером зубчатого ремня является модуль  $m$ , который связан с шагом ремня  $p$  по средней линии несущего слоя зависимостью  $p = \pi m$ . Длина ремня  $L$  пропорциональна шагу  $p$  и определяется по зависимости  $L = pz$ , где  $z$  – число зубьев ремня.



**Рис. 1.10. Зубчатый ремень:**  
а) трапецеидальной формы; б) полукруглого профиля;  
в) поперечное сечение ремня со шкивом

Зубчатые ремни позволяют передавать значительные нагрузки при небольших начальных натяжениях (передача зацеплением, а не трением), что уменьшает нагрузки на валы и опоры. Передача с зубчатым ремнем работает с пониженным уровнем шума при высоких скоростях, обеспечивает синхронность вращения шкивов.

Таблица 1.8

Параметры зубчатых ремней по ОСТ 38-05 114-76, ОСТ 38-05 227-81, ОСТ 38-05 246-81

Параметры согласно рис. 1.10											
Модуль, мм	1,0	1,5	2,0	3,0	4,0	5,0	7,0	10,0	3*	4*	5*
$S$ , мм	1,0	1,5	1,8	3,2	4,4	5,0	8,0	12,0	–	–	–
Высота зуба $h$ , мм	0,8	1,2	1,5	2,0	2,5	3,5	6,0	9,0	4,0	5,0	6,0
Высота ремня $H$ , мм	1,6	2,2	3,0	4,0	5,0	6,5	11,0	15,0	6,0	7,5	9,0
$\delta$ , мм	0,4	0,4	0,6	0,6	0,8	0,8	0,8	0,8	0,6	0,8	0,8
$2\beta$ , град.	50	50	50	40	40	40	40	40	–	–	–
$R$ , мм	–	–	–	–	–	–	–	–	2,5	3,5	4,5
Ширина $b$ , мм	3...12,5	3...20	5...20	12,5...50	20...100	25...100	40...125	50...200	12,5...50	20...100	25...100
Допускаемая удельная окружная сила $[F]_{101}$ , Н/мм	2,5	3,5	5,0	9,0	25,0	30,0	32,0	42,0	12,0	35,0	42,0
Погонная масса $m_1$ , кг/(м·мм)	0,0002	0,00025	0,0003	0,0004	0,0006	0,0007	0,0008	0,0011	0,0004	0,0006	0,0007

*Примечания:* 1. Ширину ремня  $b$  назначать из ряда стандартных чисел: 3; 4; 5; 8; 10; 12,5; 16; 20; 25; 32; 40; 50; 63; 80; 100; 125; 160; 200.

2. Модули 3\*, 4\*, 5\* – для ремней с зубьями полукруглой формы.

## 2. ГЕОМЕТРИЧЕСКИЕ, СИЛОВЫЕ И КИНЕМАТИЧЕСКИЕ ЗАВИСИМОСТИ В РЕМЕННЫХ ПЕРЕДАЧАХ

### 2.1. Геометрические зависимости в ременных передачах

#### 2.1.1. Геометрические зависимости в открытой ременной передаче

Геометрические параметры ременной передачи приведены на рис. 2.1.

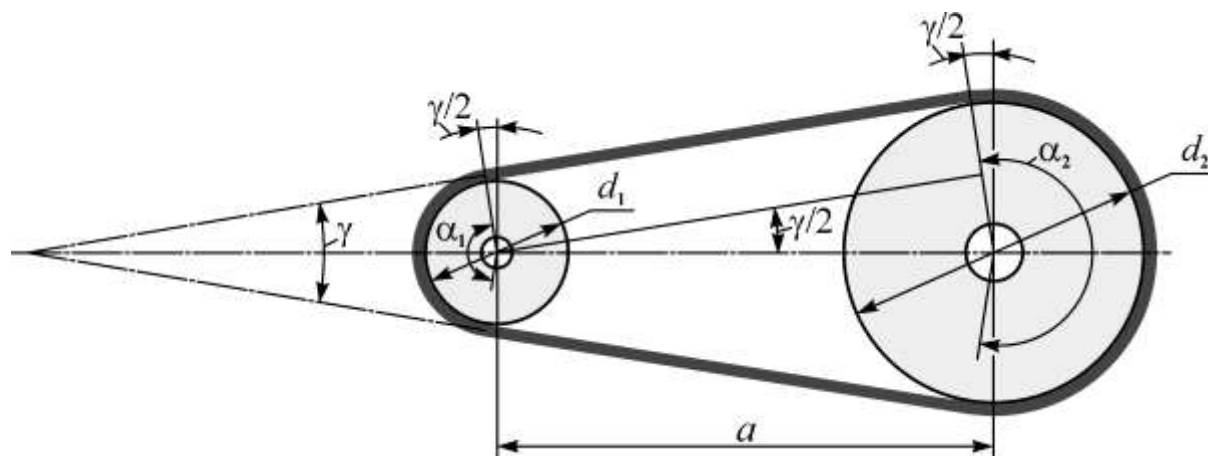


Рис. 2.1. Геометрические параметры открытой ременной передачи

Обозначим:

$a$  – межосевое расстояние передачи, мм;

$d_1$  и  $d_2$  – диаметры меньшего и большего шкивов, мм;

$$\Delta = \frac{d_2 - d_1}{2}, \text{ мм};$$

$\alpha_1$  и  $\alpha_2$  – углы обхвата ремнем меньшего и большего шкивов, радиан;

$\gamma$  – угол между ветвями передачи, радиан.

Из рис. 2.1 следует:

$$\sin \frac{\gamma}{2} = \frac{\Delta}{a}, \text{ откуда } \gamma = 2 \arcsin \frac{\Delta}{a}, \alpha_1 = \pi - \gamma \text{ и } \alpha_2 = \pi + \gamma.$$

Для обеспечения достаточной тяговой способности передачи рекомендуется принимать:

– для плоскоремной передачи  $\alpha_1 \geq 150^\circ$ ;

– для клиноремной передачи  $\alpha_1 \geq 120^\circ$ .

Длина ремня  $L$  определяется как сумма длин дуг шкивов на углах обхвата и длин прямолинейных участков ремня:

$$L = 2a \cos \frac{\gamma}{2} + \frac{\pi(d_1 + d_2)}{2} + \gamma \frac{(d_2 - d_1)}{2}, \text{ мм.} \quad (2.1)$$

В плоскоременной передаче при использовании рулонного (конечного) ремня вычисленная по формуле (2.1) длина ремня отрезается для дальнейшей сшивки или склеивания концов.

При использовании бесконечного ремня подбирается стандартный ремень ближайшей длины к вычисленной по формуле (2.1). При этом необходимо привести в соответствие межосевое расстояние передачи с длиной стандартного ремня по формуле

$$a = \frac{1}{4} \left[ L - \frac{\pi(d_1 + d_2)}{2} + \sqrt{\left( L - \frac{\pi(d_1 + d_2)}{2} \right)^2 - 8 \left( \frac{d_2 - d_1}{2} \right)^2} \right], \text{ мм.} \quad (2.2)$$

В связи с изменением межосевого расстояния уточняются также угол между ветвями передачи  $\gamma$  и углы обхвата ремнем шкивов  $\alpha_1$  и  $\alpha_2$ .

### 2.1.2. Геометрические зависимости в плоскоременной передаче с натяжным роликом

Геометрические параметры в плоскоременной передаче с натяжным роликом приведены на рис. 2.2.

Обозначим:

$a$  – межосевое расстояние передачи, мм;  
 $d_1$  и  $d_2$  – диаметры меньшего и большего шкивов, мм;

$$\Delta = \frac{d_2 - d_1}{2}, \text{ мм;}$$

$\alpha_1$  и  $\alpha_2$  – углы обхвата ремнем меньшего и большего шкивов, радиан;  
 $\gamma_1$  – угол между ведущей ветвью передачи и линией центров, радиан;  
 $d_0$  – диаметр натяжного ролика, мм;  
 $a_1$  – расстояние между меньшим шкивом и натяжным роликом, мм;  
 $\alpha_0$  – угол обхвата ремнем натяжного ролика, радиан.

Из рис. 2.2 следует:

$$\sin \gamma_1 = \frac{\Delta}{a}, \text{ откуда } \gamma_1 = \arcsin \frac{\Delta}{a}. \quad (2.3)$$

Для обеспечения достаточной тяговой способности и долговечности передачи рекомендуется принимать:

- межосевое расстояние  $a = (0,7...1,2)(d_1 + d_2)$ , причем меньшие значения при больших передаточных отношениях;
- диаметр натяжного ролика  $d_0 = (0,8...1,0)d_1$ ;
- угол обхвата ремнем малого шкива  $\alpha_1 = 180^\circ...210^\circ$ ;
- расстояние между меньшим шкивом и натяжным роликом  $a_1 = d_1/2$ .

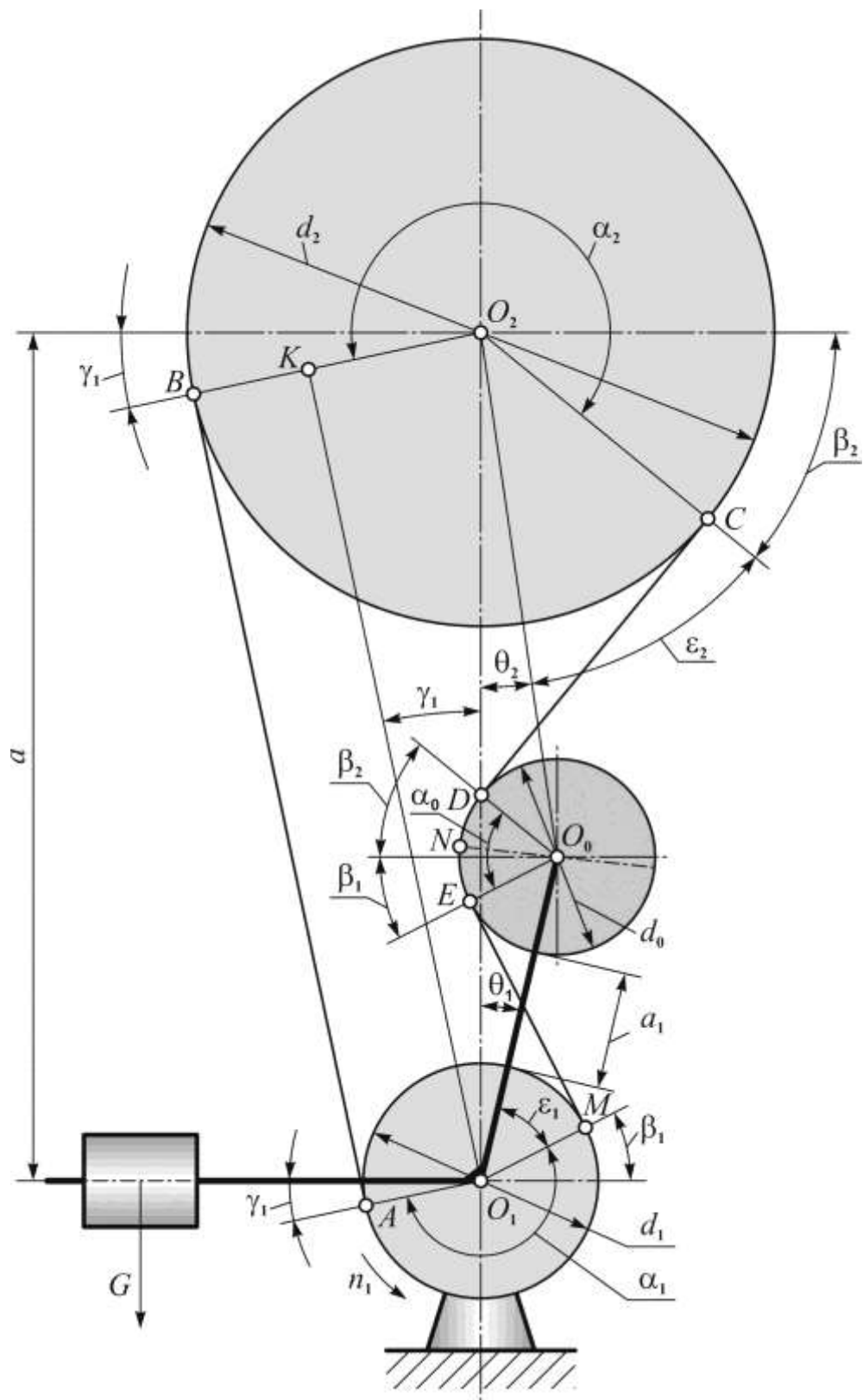


Рис. 2.2. Геометрические параметры плоскоременной передачи с натяжным роликом

При известных значениях указанных параметров длину ремня  $L$  определяют суммированием прямолинейных участков  $AB$ ,  $CD$  и  $EM$  между шкивами и длин дуг, на которых шкивы и натяжной ролик охватываются ремнем на углах обхвата  $\alpha_1$ ,  $\alpha_2$  и  $\alpha_0$ :

$$L = \frac{d_1}{2} \alpha_1 + L_{AB} + \frac{d_2}{2} \alpha_2 + L_{CD} + \frac{d_0}{2} \alpha_0 + L_{EM}. \quad (2.4)$$

Задачу решают либо графическим методом, вычерчивая схему передачи в масштабе, либо аналитически.

При использовании ЭВМ задачу рациональнее решать аналитически.

При решении задачи известными являются диаметры шкивов  $d_1$  и  $d_2$ , диаметр натяжного ролика  $d_0$ , межосевое расстояние  $a$ , расстояние между меньшим шкивом и натяжным роликом  $a_1$ , угол обхвата ремнем меньшего шкива  $\alpha_1$ .

Длину прямолинейного участка  $AB$  определим по теореме Пифагора:

$$L_{AB} = L_{OK} = \sqrt{a^2 - \left(\frac{d_2 - d_1}{2}\right)^2}, \text{ мм.}$$

Для определения длин остальных прямолинейных участков ремня необходимо определить координаты их конечных точек.

Для нахождения координат точки  $M$  предварительно определим угол  $\gamma_1$  между ведущей ветвью передачи и линией центров  $O_1O_2$  по формуле (2.3) и угол  $\beta_1$ , образуемый радиус-вектором  $O_1M$  с горизонтальной осью, приняв за центр системы координат точку  $O_1$ :

$$\beta_1 = \alpha_1 + \gamma_1 - \pi;$$

координаты точки  $M$  соответственно  $X_M = \frac{d_1}{2} \cos \beta_1$  и  $Y_M = \frac{d_1}{2} \sin \beta_1$ .

Угол  $\varepsilon_1$  между радиус-вектором  $O_1M$  и стойкой  $O_1O_0$  вычислим по формуле

$$\varepsilon_1 = \arccos \frac{\frac{d_1}{2} + \frac{d_0}{2}}{\frac{d_1}{2} + a_1 + \frac{d_0}{2}}.$$

Угол  $\theta_1$  наклона стойки  $O_1O_0$  к линии центров  $O_1O_2$  передачи вычислим по формуле  $\theta_1 = \frac{\pi}{2} - \beta_1 - \varepsilon_1$ .

Угол  $\theta_2$  наклона линии центров ролика и большего шкива  $O_2O_0$  к линии центров  $O_1O_2$  передачи вычислим по формуле



$$\theta_2 = \operatorname{arctg} \left[ \frac{\left( \frac{d_1}{2} + a_1 + \frac{d_0}{2} \right) \sin \theta_1}{a - \left( \frac{d_1}{2} + a_1 + \frac{d_0}{2} \right) \cos \theta_1} \right].$$

Угол  $\varepsilon_2$  между линией центров ролика и большего шкива  $O_2O_0$  и радиус-вектором  $O_2C$  передачи вычислим по формуле

$$\varepsilon_2 = \arccos \left[ \frac{\left( \frac{d_2}{2} + \frac{d_0}{2} \right) \cos \theta_2}{a - \left( \frac{d_1}{2} + a_1 + \frac{d_0}{2} \right) \cos \theta_1} \right].$$

Угол между радиус-вектором  $O_2C$  с горизонталью  $\beta_2 = \frac{\pi}{2} - \theta_2 - \varepsilon_2$ .

Угол контакта большего шкива с ремнем  $\alpha_2 = \pi + \gamma_1 + \beta_2$ .

Угол обхвата ремнем натяжного ролика  $\alpha_0 = \beta_1 + \beta_2$ .

Координаты точки  $E$  в той же системе координат:

$$X_E = \left( \frac{d_1}{2} + a_1 + \frac{d_0}{2} \right) \sin \theta_1 - \frac{d_0}{2} \cos \beta_1;$$

$$Y_E = \left( \frac{d_1}{2} + a_1 + \frac{d_0}{2} \right) \cos \theta_1 - \frac{d_0}{2} \sin \beta_1.$$

Длина участка  $EM$ :  $L_{EM} = \sqrt{(X_M - X_E)^2 + (Y_M - Y_E)^2}$ .

Координаты точки  $D$  в той же системе координат:

$$X_D = \left( \frac{d_1}{2} + a_1 + \frac{d_0}{2} \right) \sin \theta_1 - \frac{d_0}{2} \cos \beta_2;$$

$$Y_D = \left( \frac{d_1}{2} + a_1 + \frac{d_0}{2} \right) \cos \theta_1 + \frac{d_0}{2} \sin \beta_2.$$

Координаты точки  $C$  в принятой системе координат:

$$X_C = \frac{d_2}{2} \cos \beta_2; \quad Y_C = a - \frac{d_2}{2} \sin \beta_2.$$

Длину участка  $CD$  найдем по координатам ее конечных точек, учитывая, что координаты точки  $O_2$ :  $X_{O_2}=0$ ;  $Y_{O_2}=a$ .

Длина участка  $CD$ :  $L_{CD} = \sqrt{(X_C - X_D)^2 + (Y_C - Y_D)^2}$ .

При использовании рулонного (конечного) ремня вычисленная по формуле (2.4) длина ремня отрезается для дальнейшей сшивки или склеивания концов.

При использовании бесконечного ремня подбирается стандартный ремень ближайшей длины к вычисленной по формуле (2.4). При этом

необходимо скорректировать межосевое расстояние передачи с длиной стандартного ремня. При проектировании передачи с применением ЭВМ эту задачу можно решить итерационным методом, используя уравнение (2.4), в котором неизвестной величиной является межосевое расстояние  $a$  и связанный с ним угол  $\gamma_1$ .

Учитывая, что расхождение расчетной длины ремня и ближайшего соответствующего значения бесконечного ремня сравнительно невелико и идет в основном на изменение длины прямолинейных участков ремня в ведущей и ведомой ветвях, с достаточной точностью можно принять поправку на межосевое расстояние равной

$$\Delta_a = \frac{L - L_0}{2} \quad \text{и} \quad a = a_0 + \Delta_a,$$

где  $L_0$  – расчетная длина ремня при заданном первоначально межосевом расстоянии  $a_0$ , мм;

$L$  и  $a$  – нормализованная длина бесконечного выбранного ремня и соответствующее ей межосевое расстояние передачи, мм.

Аналогично ведут расчет геометрии передачи при применении оттяжного ролика, расположенного внутри контура передачи.

## 2.2. Силы в ременной передаче

### 2.2.1. Силы в открытой ременной передаче

#### 2.2.1.1. Силы предварительного натяжения ремня

Для создания сил трения ремня о шкивы и обеспечения тяговой способности передачи ремень предварительно натягивают, создавая в обеих ветвях ремня усилие предварительного натяжения  $F_0$ , Н (рис. 2.3, а).

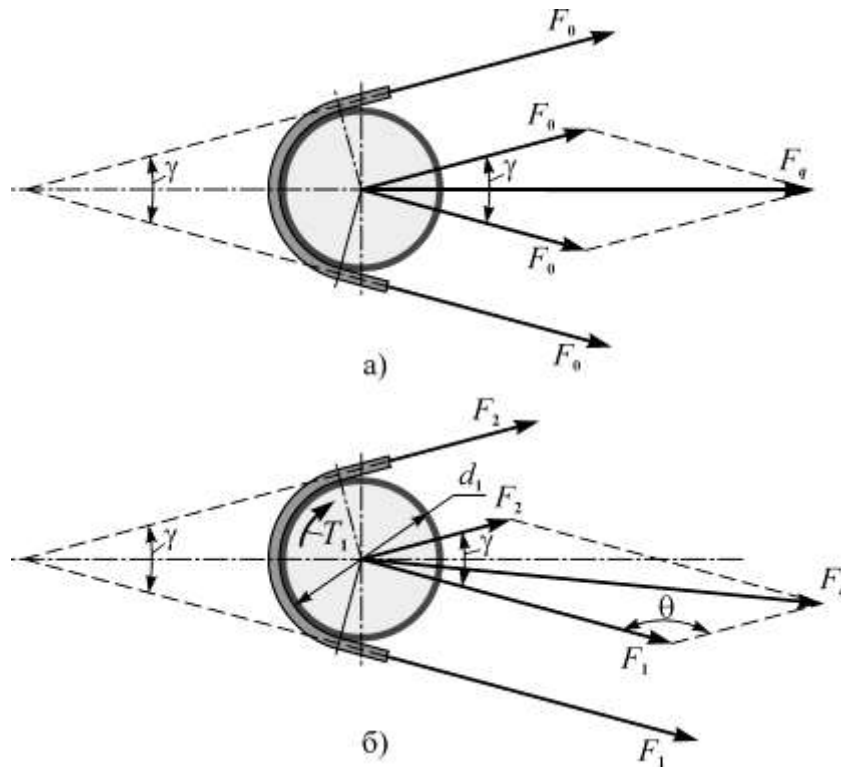
В открытой ременной передаче ремень натягивают одним из следующих способов:

- 1) перемещением одного из шкивов;
- 2) автоматическим устройством, обеспечивающим регулирование натяжения в зависимости от нагрузки.

#### 2.2.1.2. Силы на валы неработающей передачи

Согласно рис. 2.3, а на валы ведущего и ведомого шкивов действуют одинаковые усилия, Н,

$$F_q = 2F_0 \cos \frac{\gamma}{2}.$$



**Рис. 2.3. Силы в открытой ременной передаче**

### 2.2.1.3. Окружная сила на шкивах

Окружную силу  $F_t$ , Н, выразим через момент на ведущем шкиве  $T_1$ , Н·м:

$$F_t = \frac{2 \cdot 10^3 T_1}{d_1}. \quad (2.5)$$

### 2.2.1.4. Силы в ветвях работающей передачи

При работе передачи ведущая ветвь, набегающая на ведущий шкив, дополнительно нагружается некоторым усилием  $\Delta F$ , ведомая ветвь, сбегаящая с ведущего шкива, на ту же величину  $\Delta F$  разгружается (рис. 2.3, б):

усилие в ведущей ветви, Н,  $F_1 = F_0 + \Delta F$ ;

усилие в ведомой ветви, Н,  $F_2 = F_0 - \Delta F$ .

Окружная сила  $F_t$  создается за счет разности сил  $F_1$  и  $F_2$ :  $F_t = F_1 - F_2$ .

Решая систему уравнений, получим:

$$F_1 = F_0 + \frac{F_t}{2} \text{ и } F_2 = F_0 - \frac{F_t}{2}, \quad (2.6)$$

то есть половина окружной силы нагружает предварительно натянутую ведущую ветвь, вторая половина окружной силы разгружает ведомую

ветвь. При  $F_2 = 0$  дальнейшее увеличение нагрузки невозможно, наступает буксование ремня на малом шкиве, у которого меньше угол обхвата ремнем.

При работе передачи с переменной нагрузкой изменяется соотношение между усилиями в ветвях  $F_1$  и  $F_2$ , однако суммарное натяжение ветвей сохраняется постоянным:

$$F_1 + F_2 = 2F_0. \quad (2.7)$$

Соотношение между силами натяжений ведущей  $F_1$  и ведомой  $F_2$  ветвей передачи определяется формулой Л. Эйлера

$$\frac{F_1}{F_2} = e^{f\beta}, \quad (2.8)$$

где  $e$  – основание натурального логарифма;

$\beta$  – угол скольжения, принимаемый равным 0,7 от угла обхвата ремнем малого шкива:  $\beta = 0,7\alpha_1$ ;

$f$  – коэффициент трения между ремнем и шкивом: независимо от материала шкива коэффициент трения  $f$  принимают: для хлопчатобумажных ремней  $f = 0,20 \dots 0,22$ ; для шерстяных –  $f = 0,35$ ; для прорезиненных –  $f = 0,30$ ; для синтетических –  $f = 0,2 \dots 0,3$ .

Решая совместно уравнения (2.5)–(2.8), получим

$$F_1 = F_t \frac{e^{f\beta}}{e^{f\beta} - 1}; \quad F_2 = F_t \frac{1}{e^{f\beta} - 1}; \quad F_0 = \frac{F_t}{2} \left( \frac{e^{f\beta} + 1}{e^{f\beta} - 1} \right). \quad (2.9)$$

Формулы (2.9) устанавливают связь натяжений ветвей работающей передачи с передаваемой окружной силой  $F_t$ , коэффициентом трения  $f$  и геометрией передачи – углом  $\beta = 0,7\alpha_1$ .

#### 2.2.1.5. Силы на валы работающей передачи

Силы на валы работающей передачи определим по теореме косинусов (см. рис. 2.3, б):

$$F_q = \sqrt{F_1^2 + F_2^2 - 2F_1F_2 \cos \theta} = \sqrt{F_1^2 + F_2^2 + 2F_1F_2 \cos \gamma}, \text{ так как } \theta = \pi - \gamma.$$

Силы на валы неработающей и работающей передачи отличаются незначительно как по величине, так и по направлению, поэтому обычно пользуются упрощенной формулой для неработающей передачи.

#### 2.2.2. Силы в ременной передаче с натяжным роликом

##### 2.2.2.1. Силы предварительного натяжения ремня

Для создания сил трения ремня о шкивы и обеспечения тяговой способности передачи ремень предварительно натягивают, создавая в обеих ветвях ремня усилие предварительного натяжения  $F_0$ , Н.

Натягивают ремень в этой передаче натяжным (рис. 2.4) или оттяжным роликом с автоматическим или периодическим натяжением.

#### 2.2.2.2. Силы на валы неработающей передачи с натяжным роликом

Силы на валы неработающей передачи определяются как геометрическая сумма сил предварительного натяжения набегающей и сбегающей ветвей ремня. Вследствие огибания ремнем натяжного ролика направление сил предварительного натяжения со стороны ведомой ветви на ведущий и ведомый валы не совпадает, чем объясняется разная величина сил на шкивы. Согласно рис. (2.4) силы от предварительного натяжения ремня, Н:

- на вал меньшего шкива  $F_{q1} = 2F_0 \cos \frac{2\pi - \alpha_1}{2}$ ;
- на вал большего шкива  $F_{q2} = 2F_0 \cos \frac{2\pi - \alpha_2}{2}$ ;
- на ось натяжного ролика  $F_p = 2F_0 \cos \frac{\alpha_0}{2}$ .

#### 2.2.2.3. Окружная сила на шкивах и силы в ветвях работающей передачи с натяжным роликом

Окружную силу  $F_t$  и силы  $F_1$  и  $F_2$  в ветвях работающей передачи с натяжным роликом вычисляют по тем же зависимостям, что и в открытой передаче (см. п. 2.2.1.3 и п. 2.2.1.4).

#### 2.2.2.4. Силы на валы работающей передачи с натяжным роликом

Силы на валы работающей передачи определяются как геометрическая сумма сил натяжения набегающей и сбегающей ветвей ремня. Вследствие огибания ремнем натяжного ролика направление сил натяжения со стороны ведомой ветви на ведущий и ведомый валы не совпадает, чем объясняется разная величина сил на шкивы. Силы на валы от натяжения ремня вычислим по теореме косинусов, Н:

– на вал меньшего шкива

$$F_{q1} = \sqrt{F_1^2 + F_2^2 - 2F_1F_2 \cos(2\pi - \alpha_1)} = \sqrt{F_1^2 + F_2^2 + 2F_1F_2 \cos(\beta_1 - \gamma_1)},$$

так как угол между сторонами треугольника есть угол между векторами  $F_1$  и  $F_2$  и равен  $2\pi - \alpha_1 = -(\beta_1 - \gamma_1)$ ;

– на вал большего шкива

$$F_{q2} = \sqrt{F_1^2 + F_2^2 - 2F_1F_2 \cos(2\pi - \alpha_2)},$$

так как угол между сторонами треугольника есть угол между векторами  $F_1$  и  $F_2$  и равен  $2\pi - \alpha_2$ ;

– на ось натяжного ролика  $F_{q0} = 2F_2 \cos \frac{\alpha_0}{2}$ .

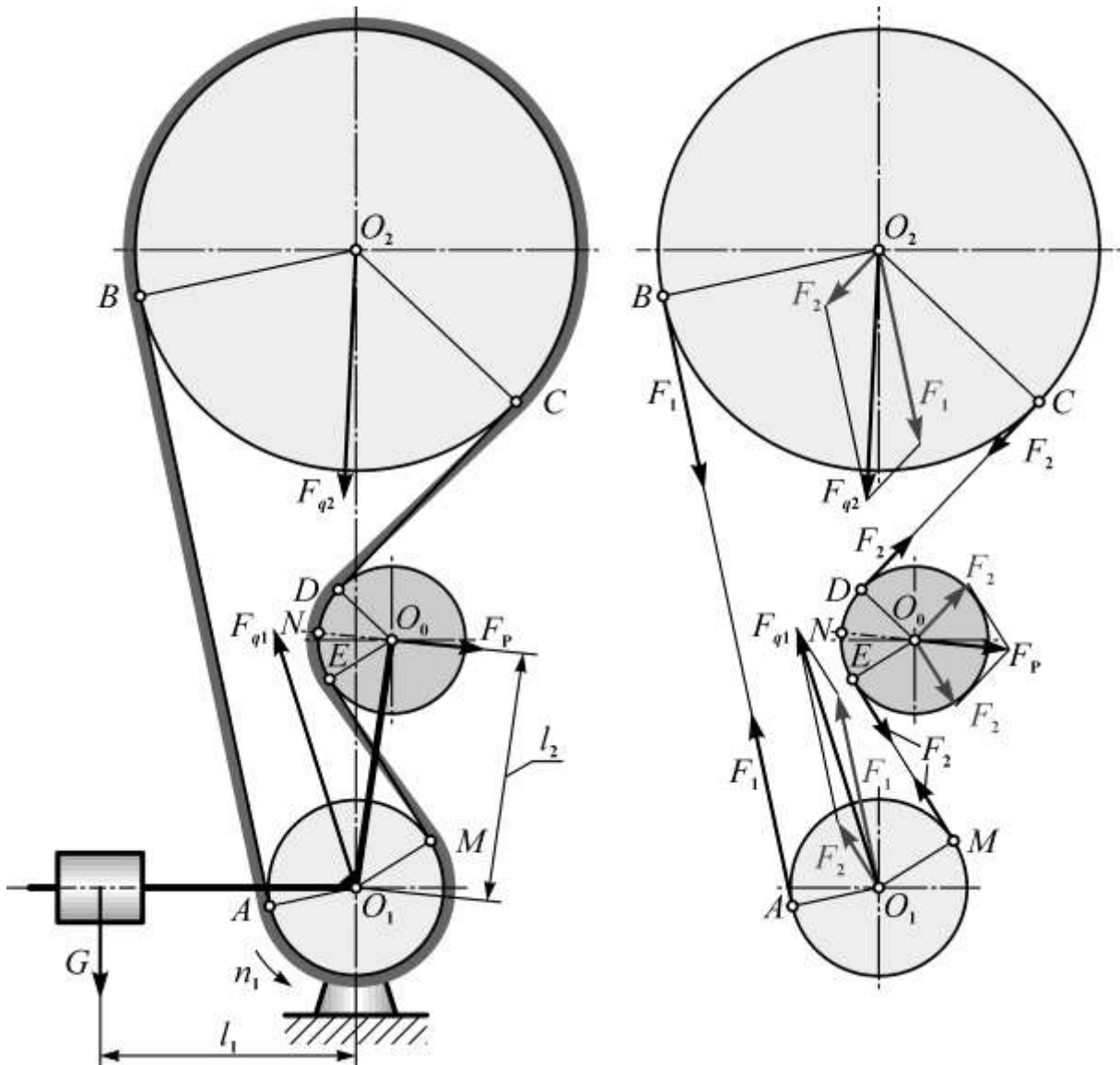


Рис. 2.4. Силы в ременной передаче с натяжным роликом

### 2.3. Напряжения в ремне

#### 2.3.1. Напряжения от предварительного натяжения ремня

Напряжения растяжения от предварительного натяжения ремня  $\sigma_0$ , МПа, вычисляются по формуле

$$\sigma_0 = \frac{F_0}{A} \leq [\sigma_0],$$

где  $A$  – площадь поперечного сечения ремня,  $\text{мм}^2$ .

С увеличением силы предварительного натяжения ремня тяговая способность передачи возрастает, но в ущерб долговечности ремня.

На основании опыта эксплуатации ременных передач рекомендуется принимать величину допускаемых напряжений предварительного натяжения:

- для плоских прорезиненных ремней  $[\sigma_0] = 1,8 \dots 2,0$  МПа;
- для плоских синтетических ремней  $[\sigma_0] = 5,0 \dots 15,0$  МПа;
- для клиновых ремней  $[\sigma_0] = 1,2 \dots 1,5$  МПа.

Тогда допускаемая сила предварительного натяжения ремня

$$[F_0] \leq [\sigma_0]A.$$

### 2.3.2. Напряжения растяжения в ветвях работающей передачи

От сил  $F_1$  и  $F_2$  в ветвях работающей передачи действуют напряжения растяжения, МПа:

- в ведущей ветви  $\sigma_1 = \frac{F_1}{A}$ ;
- в ведомой ветви  $\sigma_2 = \frac{F_2}{A}$ .

Поскольку силы  $F_1 > F_2$ , то и напряжения  $\sigma_1 > \sigma_2$ .

### 2.3.3. Напряжения от окружной силы

Нормальные напряжения от окружной силы  $F_t$  (полезные напряжения):

$$\sigma_t = \frac{F_t}{A} = \frac{F_1 - F_2}{A} = \sigma_1 - \sigma_2.$$

### 2.3.4. Напряжения изгиба ремня на шкивах

Согласно закону Гука напряжения изгиба ремня на шкиве, МПа,

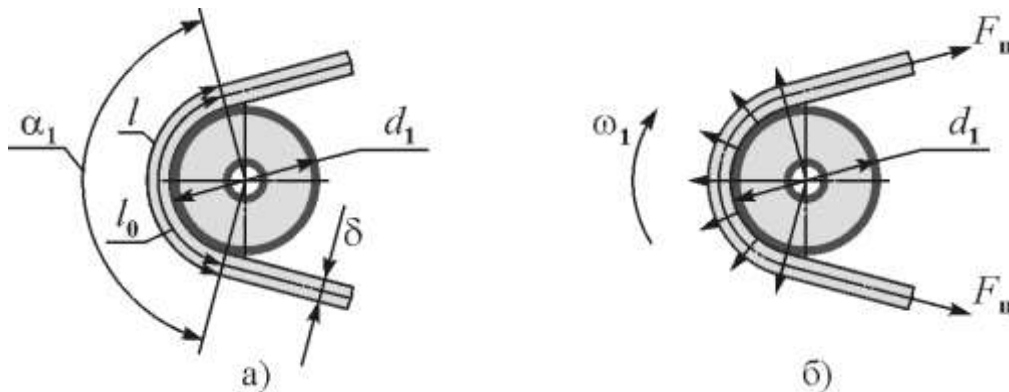
$$\sigma_{\text{и}} = E\varepsilon,$$

где  $E$  – модуль упругости материала ремня, МПа;

$\varepsilon$  – относительное удлинение ремня на наружном слое от изгиба.

При изгибе ремня толщиной  $\delta$  на шкиве диаметром  $d$  (рис. 2.5, а) относительное удлинение наружных волокон ремня как изогнутого бруса

$$\varepsilon = \frac{\delta}{d}$$



**Рис. 2.5.** К вопросу расчета напряжений в ремне ременной передачи

С учетом последнего выражения напряжения изгиба на шкивах:

– на малом шкиве  $\sigma_{и1} = E \frac{\delta}{d_1}$ ;

– на большом шкиве  $\sigma_{и2} = E \frac{\delta}{d_2}$ .

Поскольку диаметры  $d_1 < d_2$ , то напряжения  $\sigma_{и1} > \sigma_{и2}$ .

Напряжения изгиба являются основной составляющей напряжений в ремне, возрастая с уменьшением диаметров шкивов.

### 2.3.5. Напряжения от центробежных сил

Центробежные силы возникают в ремне на участках огибания им шкивов, но действуют по всему контуру ремня как растягивающие усилия  $F_{ц}$  (рис. 2.5, б).

Напряжения от центробежных сил вычисляют как во вращающемся кольце, МПа:

$$\sigma_{ц} = 10^{-6} \rho V^2,$$

где  $\rho$  – плотность материала ремня, кг/м<sup>3</sup>: для прорезиненных ремней

$\rho = 1100 \dots 1200$  кг/м<sup>3</sup>, для хлопчатобумажных и шерстяных ремней

$\rho = 900 \dots 1000$  кг/м<sup>3</sup>, для синтетических ремней  $\rho = 800 \dots 900$  кг/м<sup>3</sup>;

$V$  – скорость ремня, м/с.



### 2.3.6. Эпюра напряжений в ремне

Эпюра напряжений в ремне работающей передачи представлена на рис. 2.6.

Напряжения в ремне в процессе работы изменяются от  $\sigma_{\min} = \sigma_2 + \sigma_{\text{ц}}$  на ведомой ветви до  $\sigma_{\max} = \sigma_1 + \sigma_{\text{и1}} + \sigma_{\text{ц}}$  в зоне набегания ремня на ведущий шкив.

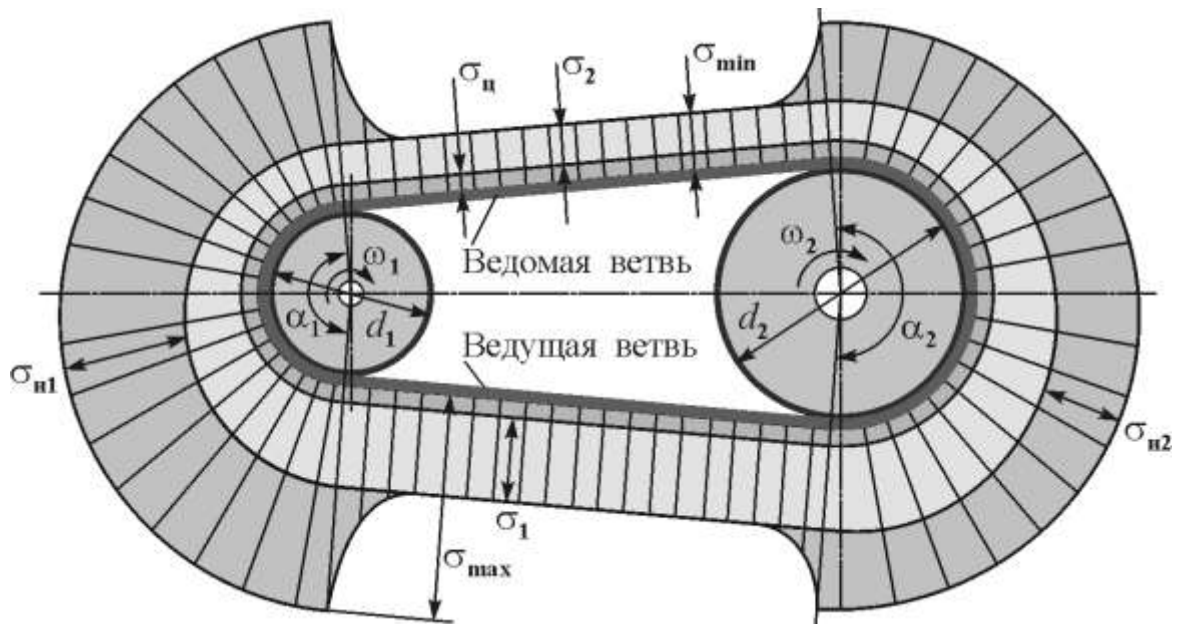


Рис. 2.6. Эпюра напряжений в ремне ременной передачи

### 2.4. Упругое скольжение ремня на шкивах

Вследствие разницы напряжений  $\sigma_1$  и  $\sigma_2$  и относительных удлинений  $\varepsilon_1$  и  $\varepsilon_2$  в ведущей и ведомой ветвях передача работает с неизбежным упругим скольжением: растянутый ремень, огибая ведущий шкив, укорачивается от состояния  $\varepsilon_1$  до состояния  $\varepsilon_2$ , огибая ведомый шкив, удлиняется от состояния  $\varepsilon_2$  до состояния  $\varepsilon_1$ . Относительное упругое скольжение ремня  $\varepsilon = \varepsilon_1 - \varepsilon_2$ . Упругое скольжение происходит не по всей дуге обхвата  $\alpha_1$  или  $\alpha_2$ , а на ее части, называемой дугой упругого скольжения (рис. 2.7). На оставшейся части дуги обхвата, называемой дугой покоя, ремень движется совместно со шкивом, без проскальзывания. С увеличением нагрузки дуга упругого скольжения возрастает, а дуга покоя уменьшается. В пределе, когда дуга покоя станет равной нулю, наступает полное буксование ремня. Буксование начинается на малом шкиве, где угол обхвата шкива ремнем меньше.

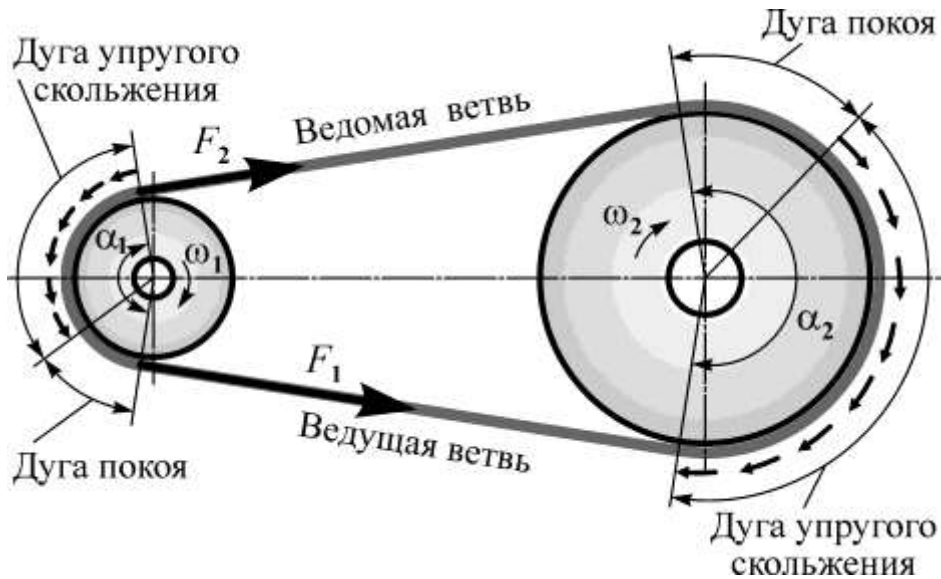


Рис. 2.7. Упругое скольжение ремня на шкивах

## 2.5. Кинематика ременной передачи

Окружные скорости на шкивах, м/с,

$$V_1 = \frac{\pi d_1 n_1}{60 \cdot 10^3} \quad \text{и} \quad V_2 = \frac{\pi d_2 n_2}{60 \cdot 10^3},$$

где  $n_1$  и  $n_2$  – частоты вращения ведущего и ведомого шкивов,  $\text{мин}^{-1}$ .

Вследствие упругого скольжения ремня на шкивах окружная скорость ведомого шкива меньше, чем ведущего:

$$V_2 = (1 - \varepsilon)V_1 \quad \text{или} \quad d_2 n_2 = (1 - \varepsilon)d_1 n_1.$$

Тогда передаточное отношение передачи

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{d_2}{d_1(1 - \varepsilon)}.$$

В ременной передаче передаточное отношение непостоянно: с увеличением нагрузки растет упругое скольжение и несколько увеличивается передаточное отношение передачи. Обычно упругое скольжение находится в пределах 0,01...0,02 и растет с увеличением нагрузки.

## 3. ПРОЕКТИРОВАНИЕ РЕМЕННЫХ ПЕРЕДАЧ

### 3.1. Тяговая способность и КПД ременной передачи

Основными критериями работоспособности ременных передач трением являются:

- 1) *тяговая способность*, т.е. прочность сцепления ремня со шкивами;
- 2) *долговечность ремня*.

Невыполнение первого условия приведет к буксованию передачи, при невыполнении второго условия ремень будет быстро выходить из строя.

#### 3.1.1. Кривые скольжения и КПД ременных передач

Расчет ременных передач базируется на кривых скольжения, полученных экспериментально и построенных в координатах: коэффициент тяги  $\varphi$  – относительное упругое скольжение ремня  $\varepsilon$ .

Коэффициент тяги – это отношение окружной силы  $F_t$  (полезная нагрузка) к суммарному натяжению ведущей и ведомой ветвей:

$$\varphi = \frac{F_t}{2F_0} = \frac{\sigma_t}{2\sigma_0}. \quad (3.1)$$

Коэффициент тяги характеризует уровень нагруженности передачи и не зависит от ее размеров.

Типовые условия эксперимента:

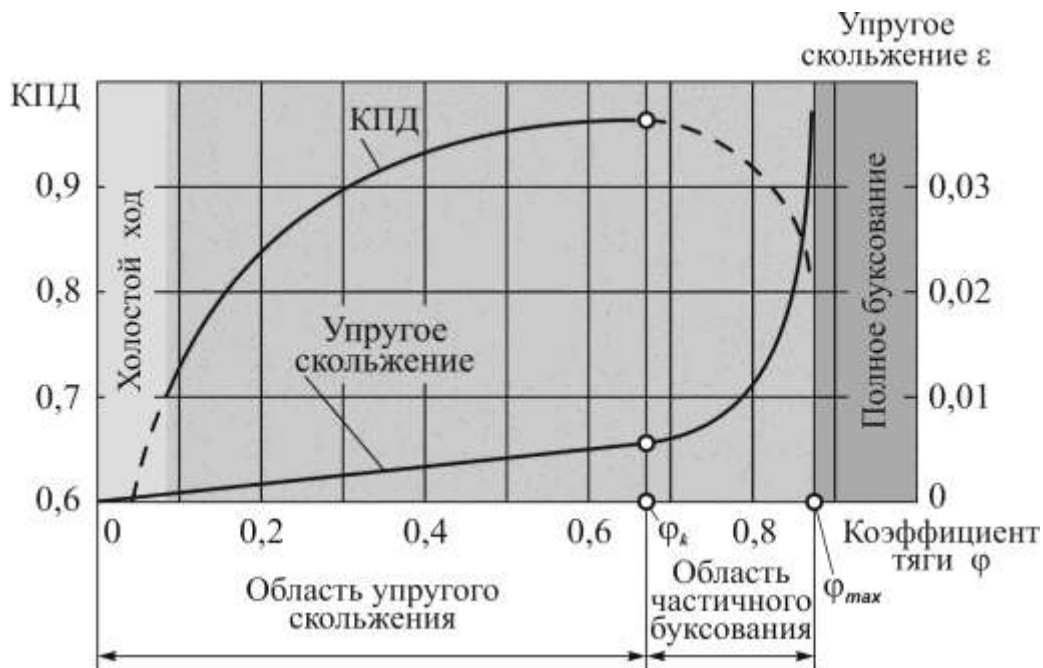
- диаметры шкивов одинаковые:  $d_1 = d_2$ ,  $\alpha_1 = \alpha_2 = \pi$ ,  $\gamma = 0$ ;
- скорость ведущего шкива  $V_1 = 10$  м/с;
- линия центров передачи расположена горизонтально;
- сила предварительного натяжения ремня  $F_0 = [\sigma_0]A = \text{const}$ ;
- отношение толщины ремня к диаметру малого шкива  $\delta/d_1$  принято оптимальным для испытываемых материалов;
- нагрузка спокойная.

В эксперименте при постоянном предварительном натяжении ремня  $F_0$  повышают полезную нагрузку  $F_t$  и измеряют упругое скольжение ремня  $\varepsilon$ . Строят график зависимости упругого скольжения  $\varepsilon$  и КПД передачи от коэффициента тяги  $\varphi$  (рис. 3.1).

С увеличением нагрузки до некоторого критического значения  $\varphi = \varphi_k$  скольжение вызывается упругими деформациями ремня, которые пропорциональны нагрузке, и имеет прямолинейный характер – это область упругого скольжения ремня. При  $\varphi = \varphi_k$  КПД передачи достигает

наибольшего значения вследствие уменьшения влияния потерь холостого хода, что говорит о целесообразности работы передачи в зоне  $\varphi = \varphi_k$ .

При дальнейшем увеличении нагрузки прямая пропорциональность нарушается, происходит частичное буксование ремня со снижением КПД передачи, суммарное скольжение возрастает и при некотором предельном коэффициенте тяги  $\varphi = \varphi_{max}$  наступает полное буксование ремня.



**Рис. 3.1. Тяговая способность и КПД ременной передачи**

Отношение  $\varphi_{max}/\varphi_k = 1,15...1,40$ , зависит от материала ремня и характеризует перегрузочную способность передачи. Работа передачи в области частичного буксования связана с повышенным износом ремня, потерей скорости и допустима только при кратковременных перегрузках.

Перейдя от напряжений  $\sigma_0$  и  $\sigma_t$  к допускаемым напряжениям  $[\sigma_0]$  и  $[\sigma_t^0]$  при оптимальном значении  $\varphi = \varphi_k$ , полученном в эксперименте, из формулы (3.1) найдем:

$$[\sigma_t^0] = 2[\sigma_0]\varphi_k.$$

Данные экспериментов сводят в таблицы. В реальных условиях эксплуатации, отличных от условий эксперимента, влияние параметров и условий работы учитывают корректирующими коэффициентами и расчетные допускаемые полезные напряжения вычисляют по формуле

$$[\sigma_t] = [\sigma_t^0]C_0C_pC_\alpha C_v, \tag{3.2}$$

где  $C_0$  – коэффициент, учитывающий условия натяжения ремня и угол наклона линии центров передачи к горизонту;

$C_p$  – коэффициент режима работы передачи;

$C_\alpha$  – коэффициент, учитывающий влияние угла обхвата малого шкива  $\alpha_1$ , с уменьшением которого тяговая способность передачи понижается;

$C_v$  – коэффициент, учитывающий ослабление сцепления ремня со шкивами под действием центробежных сил.

### 3.1.2. Влияние параметров передачи на ее тяговую способность и КПД

Тяговая способность ременной передачи в основном зависит от натяжения ремня и диаметра малого шкива.

Начальное натяжение ремня  $F_0$  следует выбирать так, чтобы ремень мог передавать полезную нагрузку, не получая при этом большой вытяжки и имея удовлетворительную долговечность.

Начальное натяжение в плоском ремне принято оценивать величиной начального напряжения

$$\sigma_0 = \frac{F_0}{A} = \frac{F_0}{b\delta}, \text{ МПа}, \quad (3.3)$$

или в многослойных ремнях удельной силой начального натяжения, отнесенной к одному слою ткани и к единице ширины ремня

$$p_{01} = \frac{F_0}{bz_c}, \text{ Н/мм}, \quad (3.4)$$

где  $z_c$  – число слоев ткани в сечении ремня;

$A$  – площадь поперечного сечения ремня,  $\text{мм}^2$ ;

$b$  – ширина ремня, мм;

$\delta$  – толщина ремня, мм.

Малое натяжение ремня и небольшое начальное напряжение  $\sigma_0$  в нем приводит к недоиспользованию ремня из-за понижения его тяговой способности, а чрезмерное натяжение приводит к быстрому выходу из строя ремня, хотя его тяговая способность при этом первоначально будет возрастать. При увеличении натяжения ремня возрастают силы, действующие на валы и их опоры, увеличиваются потери на трение. Повышенное натяжение ремня трудно поддерживать длительное время, особенно при отсутствии натяжных устройств, так как вытяжка ремня происходит тем интенсивнее, чем больше его первоначальное натяжение.

Натяжение лучше всего сохраняется в синтетических и прорезиненных ремнях, затем в шерстяных и хуже в хлопчатобумажных.

Эксперименты показывают, что наиболее рационально для плоских ремней в результате начального натяжения создавать напряжение в ремне  $\sigma_0 = 1,6 \dots 2,4$  МПа.

При расчете плоскоремennых передач рекомендуют

дифференцированно выбирать первоначальное напряжение  $\sigma_0$  или удельную силу начального натяжения  $p_{01}$  для различных приводов:

–  $\sigma_0 = 1,6$  МПа ( $p_{01} = 2,0$  Н/мм) – при вертикальном и близком к нему расположении передачи (с углом наклона линии центров к горизонту  $\theta \approx 90^\circ$ ), а также для передач с небольшим межосевым расстоянием, постоянным по величине;

–  $\sigma_0 = 1,8$  МПа ( $p_{01} = 2,25$  Н/мм) – в передачах с углом наклона  $\theta \leq 60^\circ$  с постоянным межосевым расстоянием или с варьлируемым межосевым расстоянием при периодическом подтягивании ремня;

–  $\sigma_0 = 2,0$  МПа ( $p_{01} = 2,5$  Н/мм) – при автоматически регулируемом постоянном натяжении;

–  $\sigma_0 = 2,4$  МПа ( $p_{01} = 3,0$  Н/мм) – при автоматически регулируемом переменном натяжении;

–  $\sigma_0 = 5...15$  МПа – для синтетических ремней.

Диаметр малого шкива  $d_1$  во многом обуславливает тяговую способность ременной передачи. На малом шкиве меньше длина дуги обхвата, следовательно, выше удельное давление ремня на шкив, что ведет к падению коэффициента трения между ремнем и шкивом, т.е. появляется опасность буксования.

С ростом малого диаметра  $d_1$  при постоянном начальном натяжении ремня кривые скольжения располагаются более полого, значение коэффициента тяги  $\varphi$  возрастает, что ведет к увеличению полезного напряжения в ремне и к росту тяговой способности передачи.

Уменьшение диаметра малого шкива  $d_1$  при неизменной величине толщины ремня  $\delta$  ведет к росту напряжения изгиба в ремне при огибании малого шкива (см. п. 2.3.4), что сказывается на уменьшении долговечности ремня.

Допускаемая удельная окружная сила  $[F_t]_{01}$  на 1 мм ширины ремня при типовых условиях работы для плоских ремней из различных материалов приведена в табл. 3.1–3.3.

Типоразмеры клиновых ремней, используемых в отечественном машиностроении, ограничены: семь размеров клиновых ремней нормальных сечений, четыре размера узких и три размера поликлиновых, что позволило в соответствующих стандартах на ремни привести в таблицах рассчитанные величины передаваемых каждым сечением ремня мощностей. Приводимая в табл. 3.4 мощность  $P_0$ , передаваемая одним ремнем нормального и узкого сечений или десятью клиньями поликлинового, дана при определенной скорости  $V$  и заданном диаметре шкива  $d_1$  при передаточном отношении  $i = 1$ , расчетной (базовой для данного сечения) длине ремня  $L_0$ , ресурсе  $T_p$  и спокойной работе.

Таблица 3.1

**Допускаемая удельная окружная сила на 1 мм ширины  $[F_t]_{01}$   
плоских текстильных ремней**

Тип ремня	Диаметр меньшего шкива $d_1$ , мм	Толщина ремня $\delta$ , мм	Число слоев, $z_c$	Допускаемая удельная окружная сила $[F_t]_{01}$ , Н/мм, при начальном напряжении $\sigma_0$ , МПа			
				1,6	1,8	2,0	2,4
Хлопчатобумажные	100	4,5	4	6,2	6,7	7,1	7,7
	224	4,5	4	6,8	7,3	7,8	8,4
	280	4,5	4	7,2	7,8	8,3	9,1
	100	6,5	6	9,3	10,1	10,7	11,6
	224	6,5	6	10,1	10,8	11,5	12,6
	280	6,5	6	10,5	11,3	12,1	12,3
	280	8,5	8	12,9	13,9	14,9	16,2
	360	8,5	8	13,7	14,8	15,8	17,4
Шерстяные	450	8,5	8	14,1	15,4	16,5	18,2
	160	6,0	3	7,1	7,6	7,8	7,3
	200	6,0	3	7,7	8,2	8,5	8,8
	250	6,0	3	8,1	8,7	9,2	9,5
	280	9,0	4	10,1	12,1	12,6	12,8
	360	9,0	4	11,4	13,0	13,7	14,0
	450	9,0	4	12,1	13,6	14,4	14,9
	400	11,0	5	14,4	15,3	16,3	16,8
	500	11,0	5	15,2	16,3	17,3	17,8
630	11,0	5	15,8	17,0	18,1	18,7	

Для плоскоременной передачи

$$[F_t]_1 = [F_t]_{01} C_0 C_p C_\alpha C_v, \text{ Н/мм.} \quad (3.5)$$

Для передачи с клиновыми ремнями

$$P = P_0 C_p C_\alpha C_L C_i, \text{ кВт.} \quad (3.6)$$

В приведенных формулах (3.5) и (3.6) коэффициент  $C_0$  учитывает условия натяжения ремня и влияние угла наклона  $\theta$  линии центров передачи к горизонту (рис. 3.2) и выбирается по табл. 3.5.

Таблица 3.2

**Допускаемая удельная окружная сила на 1 мм ширины  $[F_t]_{01}$   
плоских прорезиненных ремней**

Тип ремня	Диаметр меньшего шкива $d_1$ , мм	Толщина ремня $\delta$ , мм	Число слоев $z_c$	Допускаемая удельная окружная сила $[F_t]_{01}$ , Н/мм, при удельной силе начального натяжения $p_{01}$ , Н/мм			
				2,0	2,25	2,5	3,0
Кордтканевый	125	4,5/3,75*	3	7,1	8,3	8,8	10,0
	160	4,5/3,75	3	7,3	8,5	9,1	10,3
	200	4,5/3,75	3	7,5	8,2	9,3	10,5
	180	6/5	4	10,2	11,1	12,0	13,4
	224	6/5	4	10,5	11,4	12,3	13,8
	280	6/5	4	10,7	11,6	12,5	14,1
	250	7,5/6,25	5	12,7	14,0	15,1	17,9
	315	7,5/6,25	5	13,0	14,4	15,5	17,4
	400	7,5/6,25	5	13,2	14,6	15,8	17,7
Корд-шнуровый	100	3,5	-	2,5	2,7	3,0	3,3
	180	3,5	-	4,5	4,9	5,3	5,9
	224	3,5	-	6,5	7,0	7,7	8,6

*Примечание.* \*В числителе указана толщина ремня с прослойками, в знаменателе – без прослоек.

В горизонтальных несамонатяжных передачах вес ремня улучшает условия сцепления его со шкивами, а в передачах с большим углом  $\theta$  вес ремня ухудшает условия его сцепления с нижним шкивом. Условия работы перекрестных передач гораздо тяжелее, чем у открытых.

Коэффициент  $C_p$  учитывает режим работы передачи в зависимости от типа машины, типа двигателя на ведущем валу и сменности работы (табл. 3.6).

Коэффициент  $C_\alpha$  учитывает угол  $\alpha_1$  на меньшем шкиве и выбирается по данным табл. 3.7. Промежуточные значения коэффициента  $C_\alpha$  определяют линейной интерполяцией.



Таблица 3.3

**Допускаемая удельная окружная сила на 1 мм ширины  $[F_t]_{01}$   
плоских синтетических ремней**

Диаметр меньшего шкива, $d_1$ , мм	Рекомендуемые начальные напряжения в ремне $\sigma_0$ , МПа	Допускаемая удельная окружная сила $[F_t]_{01}$ , Н/мм, при толщине ремня $\delta$ , мм	
		0,8	1,0
56	5,0	1,9	–
63	5,6	3,2	–
71	6,3	3,5	4,4
80	7,1	4,0	5,0
90	8,0	4,5	5,6
100	8,0	5,0	6,3
112	10,0	5,6	7,0
125	11,1	6,2	7,8
140	12,5	6,4	8,8
160	14,3	8,0	10,0

Для передач с натяжным роликом угол обхвата на меньшем шкиве  $\alpha_1$  может быть больше  $180^\circ$ , в этом случае значение коэффициента  $C_\alpha$  выбирают по табл. 3.8.

При расчете передачи на ЭВМ целесообразнее коэффициент  $C_\alpha$  вычислять по эмпирическим формулам, подставляя угол  $\alpha_1$  в градусах:

– для плоских ремней  $C_\alpha = 1 - 0,003(180 - \alpha_1)$ ;

– для клиновых ремней  $C_\alpha = 1,24(1 - e^{-\frac{\alpha_1}{110}})$ ;

– для поликлиновых ремней  $C_\alpha = 1,37(1 - e^{-\frac{\alpha_1}{135}})$ .

Как уже отмечалось ранее, с уменьшением угла обхвата  $\alpha_1$  возрастает удельное давление между ремнем и шкивом, что ведет к снижению коэффициента трения. Для плоскоремненных передач рекомендуют  $\alpha_1 \geq 150^\circ$ .

При невыполнении условия следует либо увеличивать межосевое расстояние, либо применить натяжной ролик.

Для клиноремненной передачи  $\alpha_1 \geq 120^\circ$ .

Таблица 3.4

Номинальная мощность  $P_0$ , кВт, передаваемая одним ремнем  
клинового нормального сечения, узким клиновым, поликлиновым  
ремнем с десятью клиньями

Тип ремня	Сечение и расчетная длина ремня $L_0$ , мм	Диаметр меньшего шкива $d_1$ , мм	Мощность $P_0$ , кВт, при скорости ремня $V$ , м/с						
			3	5	10	15	20	25	30
Клиновой нормального сечения	Z 800	63	0,31	0,49	0,82	1,03	1,11	–	–
		71	0,37	0,56	0,95	1,22	1,37	1,40	–
		80	0,40	0,62	1,07	1,41	1,60	1,65	–
		90	0,44	0,67	1,16	1,56	1,73	1,90	1,85
		100	0,46	0,70	1,24	1,67	1,97	2,10	2,04
		112	0,48	0,78	1,32	1,80	2,12	2,30	2,28
	A 1700	90	0,56	0,84	1,39	1,75	1,88	–	–
		100	0,62	0,95	1,60	2,07	2,31	2,29	–
		112	0,70	1,05	1,82	2,39	2,74	2,82	2,50
		125	0,74	1,15	2,00	2,66	3,10	3,27	3,14
		140	0,80	1,23	2,18	2,91	3,44	3,70	3,64
		160	0,85	1,32	2,35	3,20	3,80	4,12	4,16
	B 2240	180	0,88	1,38	2,47	3,29	4,05	4,37	4,56
		125	0,92	1,39	2,26	2,80	–	–	–
		140	1,07	1,61	2,79	3,45	3,83	–	–
		160	1,20	1,83	3,15	4,13	4,73	4,88	4,47
		180	1,30	2,01	3,51	4,66	5,44	5,76	5,53
		200	1,40	2,15	3,79	5,08	6,00	6,43	6,38
		224	1,47	2,26	4,05	5,45	6,50	7,05	7,15
		250	1,54	2,39	4,29	5,85	7,00	7,70	7,90
	C 3150	280	1,57	2,50	4,50	6,15	7,40	8,20	8,50
		200	1,85	2,72	4,59	5,80	6,33	–	–
		224	2,08	3,15	5,35	6,95	7,86	7,95	7,06
		250	2,28	3,48	6,0	7,94	9,18	9,60	9,05
		280	2,46	3,78	6,63	8,86	10,4	11,1	10,09
		315	2,63	4,07	7,19	9,71	11,5	12,5	12,5
		355	2,76	4,32	7,70	10,5	12,6	13,8	14,1
		400	2,89	4,54	8,10	11,1	13,3	15,0	15,4
450	3,00	4,70	8,50	11,7	14,2	15,9	16,6		

Продолжение табл. 3.4

Тип ремня	Сечение и расчетная длина ремня $L_0$ , мм	Диаметр меньшего шкива $d_1$ , мм	Мощность $P_0$ , кВт, при скорости ремня $V$ , м/с						
			3	5	10	15	20	25	30
Клиновой нормального сечения	<i>D</i> 6000	355	4,46	6,74	11,4	14,8	16,8	17,1	15,4
		400	4,94	7,54	13,0	17,2	20,0	21,1	20,2
		450	5,36	8,24	14,4	19,3	22,8	24,6	24,5
		500	5,70	8,80	15,5	21,0	25,0	27,5	27,8
		560	5,90	9,24	16,6	22,5	27,0	29,8	31,0
		630	6,30	9,75	17,9	24,1	29,8	32,5	33,9
		710	6,56	10,3	18,6	25,5	31,0	34,9	36,6
	<i>E</i> 7100	800	6,82	10,7	19,8	26,8	32,6	37,0	39,0
		500	6,84	10,4	17,2	23,5	27,1	28,2	–
		560	7,45	11,4	19,9	26,5	31,1	33,3	32,6
		630	8,02	12,4	21,8	29,4	34,9	38,	38,3
		710	8,53	13,2	23,5	31,9	38,3	42,3	43,4
		800	9,0	14,0	25,0	34,2	41,3	46,1	47,9
		900	9,3	14,6	26,0	36,2	43,8	48,4	51,8
Узкий клиновой	<i>SPZ</i> 1600	1000	9,5	15,0	27,2	37,7	46,0	51,5	54,8
		63	0,68	0,95	1,50	1,80	1,85	–	–
		71	0,78	1,18	1,95	2,46	2,75	2,65	–
		80	0,90	1,38	2,34	3,06	3,50	3,66	–
		90	0,92	1,55	2,65	3,57	4,20	4,50	4,55
		100	1,07	1,66	2,92	3,95	4,72	5,20	5,35
		112	1,15	1,80	3,20	4,35	5,25	5,85	6,15
	<i>SPA</i> 2500	125	1,22	1,90	3,40	4,70	5,70	6,42	6,85
		90	1,08	1,56	2,57	–	–	–	–
		100	1,26	1,89	3,15	4,04	4,46	–	–
		112	1,41	2,17	3,72	4,88	5,61	5,84	–
		125	1,53	2,41	4,23	5,67	6,0	7,12	7,10
		140	1,72	2,64	4,70	6,3	7,56	8,25	8,43
	<i>SPB</i> 3550	160	1,84	2,88	5,17	7,03	8,54	9,51	9,94
		140	1,96	2,95	5,0	6,37	–	–	–
		160	2,24	3,45	5,98	7,88	9,10	9,49	–
		180	2,46	3,80	6,70	9,05	10,6	11,4	11,5
200		2,64	4,12	7,3	10,0	11,9	13,1	13,3	
	224	2,81	4,26	7,83	10,7	13,0	14,6	15,1	

Окончание табл. 3.4

Тип ремня	Сечение и расчетная длина ремня $L_0$ , мм	Диаметр меньшего шкива $d_1$ , мм	Мощность $P_0$ , кВт, при скорости ремня $V$ , м/с						
			3	5	10	15	20	25	30
Узкий клиновой	SPC 5600	224	3,55	5,45	9,40	12,3	14,3	–	–
		250	3,93	6,05	10,6	14,2	16,6	17,6	17,1
		280	4,18	6,60	11,5	16,3	18,7	20,5	20,7
		315	4,7	7,08	12,8	17,4	20,9	23,2	23,9
		355	–	7,63	13,8	18,8	22,9	25,6	26,8
		400	–	8,04	14,6	20,0	24,5	27,3	29,4
		450	–	8,30	15,2	21,2	26,1	30,3	31,4
Поликлиновой	К 710	40	0,90	1,4	2,4	3,2	3,7	–	–
		45	0,98	1,55	2,7	3,6	4,3	4,9	–
		50	1,06	1,65	2,9	4,0	4,8	5,3	–
		63	1,18	1,86	3,4	4,6	5,7	6,4	6,8
		71	1,25	2,0	3,6	4,9	6,0	6,9	7,4
		80	1,3	2,05	3,7	5,2	6,4	7,3	7,9
		90	1,35	2,15	3,9	5,4	6,7	8,0	8,7
		100	1,38	2,2	4,0	5,6	6,9	9,2	9,1
	Л 1600	80	2,57	3,9	6,4	7,9	8,3	–	–
		90	2,96	4,5	7,6	9,7	10,8	–	–
		100	3,2	5,0	8,6	11,2	12,7	13,0	–
		112	3,53	5,5	9,6	12,7	14,7	15,3	–
		125	3,76	5,9	10,4	13,9	16,3	17,4	17,0
		140	4,04	6,3	11,0	15,0	17,2	19,2	19,0
	М 2240	180	9,57	14,5	24,0	30,2	32,8	31,8	24,2
		200	10,56	16,3	27,7	35,8	40,3	40,4	35,4
		224	11,67	18,0	31,3	41,5	47,5	49,5	46,3

Скоростной коэффициент  $C_v$  учитывает ослабление сцепления ремня из-за действия центробежных сил. У самонатяжных передач ремень всегда прижат к шкивам постоянной нагрузкой и не зависит от величины центробежных сил, поэтому для них  $C_v = 1,0$ .

Коэффициент  $C_L$  учитывает длину клинового ремня

$$C_L = \sqrt[6]{\frac{L}{L_0}}, \quad (3.7)$$

где  $L$  – длина ремня рассчитываемой передачи;

$L_0$  – расчетная (базовая) длина ремня, выбирается в зависимости от его сечения (см. табл. 1.6 и 1.7).

Коэффициент  $C_i$  учитывает уменьшение напряжений изгиба на большем шкиве при росте передаточного отношения передачи (табл. 3.10).

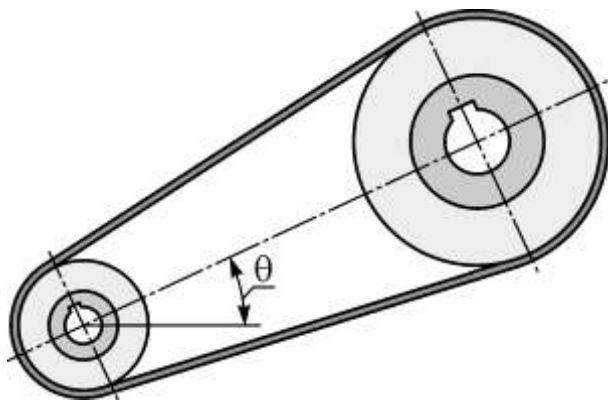


Рис. 3.2. К вопросу о наклоне линии центров передачи к горизонту

Таблица 3.5

Коэффициент  $C_0$ , учитывающий условия натяжения ремня

Вид передачи	Коэффициент $C_0$ при угле наклона $\theta^\circ$		
	0...60	60...80	80...90
Самонатяжная (с автоматическим натяжением ремня)	1,0	1,0	1,0
Натяжная и простая открытая (с периодическим подтягиванием)	1,0	0,9	0,8
Перекрестная	0,9	0,8	0,7

При работе ременной передачи потери мощности складываются из потерь от скольжения ремня по шкиву; от изгиба ремня при огибании шкивов и от периодического изменения деформаций ремня (потери на внутреннее трение); на преодоление моментов трения в опорах валов, на которых установлены шкивы и др. Расчетным путем оценить все эти потери не представляется возможным, поэтому в практических расчетах используют значения КПД ременных передач, полученные экспериментально.

При оптимальных режимах работы передачи КПД составляет: 0,97 – в плоскоремной, 0,96 – в клиноремной и поликлиновой и 0,92...0,98 – в зубчаторемной.

Для повышения КПД передачи следует выбирать шкивы больших

диаметров, т.е. передачи с меньшим отношением  $\delta/d_1$ , так как среди потерь от деформации ремня, как правило, наибольшие потери от изгиба ремня на шкивах (см. п. 2.3.4).

Благоприятно влияет на рост КПД и увеличение начального натяжения ремня. Хотя при этом несколько повышается абсолютная величина потерь, но одновременно более интенсивно растет передаваемая нагрузка, что ведет к уменьшению относительных потерь и увеличению КПД.

**Таблица 3.6**

**Коэффициент режима работы передачи  $C_p$**

Режим работы	Тип машины	Характер нагрузки	Электродвигатель переменного тока общепромышленного применения		Электродвигатель переменного тока с повышенным пусковым моментом			
			Число смен работы					
			1	2	3	1	2	3
Легкий	Ленточные конвейеры, станки с непрерывным процессом резания и др.	Спокойная, перегрузка до 120 % от номинальной	1,0	0,91	0,71	0,83	0,71	0,63
Средний	Цепные конвейеры (пластинчатые, подвесные, тяговые цепи и др.), элеваторы, станки фрезерные и др.	Умеренные колебания, перегрузка до 150 % от номинальной	0,91	0,83	0,67	0,77	0,67	0,59
Тяжелый	Винтовые, скребковые конвейеры, станки строгальные, долбежные; прессы винтовые эксцентриковые и др.	Значительные колебания нагрузки, перегрузка до 200% от номинальной	0,83	0,77	0,63	0,71	0,63	0,53
Очень тяжелый	Подъемники, молоты; шаровые мельницы и др.	Ударная и неравномерная нагрузка, перегрузка до 300% от номинальной	0,77	0,67	0,59	0,67	0,59	0,50

**Таблица 3.7**

**Коэффициент  $C_\alpha$  влияния угла обхвата шкива ремнем при  $\alpha_1 \leq 180^\circ$**

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

**Таблица 3.8**

**Коэффициент  $C_\alpha$  влияния угла обхвата шкива ремнем при  $\alpha_1 > 180^\circ$**

Угол обхвата $\alpha_1^\circ$	190	200	210	220	230	240
Коэффициент $C_\alpha$	1,03	1,06	1,09	1,12	1,15	1,18

Для передач с периодическим натяжением коэффициент  $C_v$  принимают по табл. 3.9.

**Таблица 3.9**

**Коэффициент  $C_v$ , учитывающий влияние центробежных сил**

Ремни	$C_v$ при скорости ремня $V$ , м/с						
	1	5	10	15	20	25	30
Плоские прорезиненные и тканые	1,04	1,03	1,00	0,95	0,88	0,79	0,68
Плоские синтетические	1,03	1,01	1,00	0,99	0,97	0,95	0,92

**Таблица 3.10**

**Коэффициент  $C_i$ , учитывающий влияние передаточного отношения**

Передаточное отношение $i$	1	1,1	1,2	1,4	1,8	> 2,5
Коэффициент $C_i$	1	1,04	1,07	1,1	1,12	1,14

Влияет на КПД и передаточное отношение передачи, наиболее неблагоприятный вариант, когда передаточное отношение  $i = 1$ , так как при этом изгиб ремня на обоих шкивах одинаков, а при  $i > 1$  изгиб на большем шкиве меньше, чем на малом (более благоприятная диаграмма нагружения ремня).

### 3.1.3. Долговечность ремня

При вращении шкивов ремень испытывает переменные циклические напряжения растяжения  $\sigma_1$  и  $\sigma_2$  в ведущей и в ведомой ветвях и напряжения изгиба  $\sigma_{и1}$  и  $\sigma_{и2}$  на ведущем и ведомом шкивах.

В передаче с натяжным или оттяжным роликом картина изменения напряжения в ремне еще более сложная, причем при огибании ремнем натяжного ролика напряжения изгиба в ремне изменяются по знаку.

Долговечность ремня определяется усталостной прочностью его элементов. Усталостные разрушения в ремне (трещины, разрывы) обуславливают его выход из строя. Помимо усталостных явлений отрицательно сказываются на долговечности ремня большие внутренние потери и неоднородность ремня. Внутренние потери в ремне при неблагоприятных условиях могут достигать до 18 % от передаваемой мощности [2], которая переходит в тепло и повышает температуру ремня. При повышении температуры ремня изменяются физико-механические свойства резины, ухудшается ее соединение с кордом.

Неправильная эксплуатация ременной передачи зачастую снижает долговечность ремня: применение шкивов с ребордами для предотвращения схода плоского ремня со шкивов приводит к разломачиванию боковых граней ремня; чрезмерное первоначальное натяжение ремня; работа передачи с систематическим проскальзыванием ремня, вызывающим его износ и др.

Практика эксплуатации ремней всех типов показывает на очень большой разброс результатов по их долговечности, что можно объяснить колебаниями физико-механических свойств резины, корда, обертки ремня. При изготовлении заготовок ремней, как указывают авторы [2], значительный удельный вес имеют ручные операции, что неизбежно сказывается на неоднородности расположения корда в сечении ремня, степени вытяжки ремня при вулканизации, однородности вулканизации по длине ремня и др. Поэтому следует иметь в виду, что предлагаемая ниже методика расчета на долговечность носит лишь относительный, оценочный характер.

Как показали испытания на долговечность, у ремней не обнаруживается длительного предела усталости [2]. Уравнение кривой усталости Веллера для ремней приближенно имеет вид



$$\sigma_{\max}^m N_E = C^m = \text{const}, \quad (3.8)$$

где  $m$  – показатель степени, определяемый экспериментально;

$N_E$  – эквивалентное число циклов изменения напряжений в ремне;

$C$  – константа, определяемая для каждого типа ремня экспериментально, МПа.

До накопления надежных экспериментальных данных можно ориентировочно принимать:

– для плоских прорезиненных ремней  $m = 6$  и  $C = 60 \dots 70$  МПа;

– для клиновых ремней  $m = 11$  и  $C = 90 \dots 100$  МПа.

Максимальное напряжение в ремне  $\sigma_{\max}$  имеют место в зоне набегания ремня на ведущий шкив (см. п. 2.3.6.).

Эквивалентное число циклов

$$N_E = \frac{3600 \lambda z_{\text{ш}} T_p}{\chi_i \chi_F}, \quad (3.9)$$

где  $\lambda$  – число пробегов ремня:

$$\lambda = \frac{V}{L}, \text{ с}^{-1}, \quad (3.10)$$

$V$  – скорость ремня, м/с;

$L$  – длина ремня, м;

$z_{\text{ш}}$  – число шкивов, огибаемых ремнем;

$T_p$  – ресурс (срок службы) ремня, ч;

$\chi_i$  – коэффициент, учитывающий разную степень изгиба ремня на меньшем и большем шкивах (рис. 3.3, 3.4);

$\chi_F$  – коэффициент, учитывающий переменность нагружения передачи. При постоянной нагрузке максимальным моментом  $\chi_F = 1,0$ , при переменной –  $\chi_F = 1,8$ .

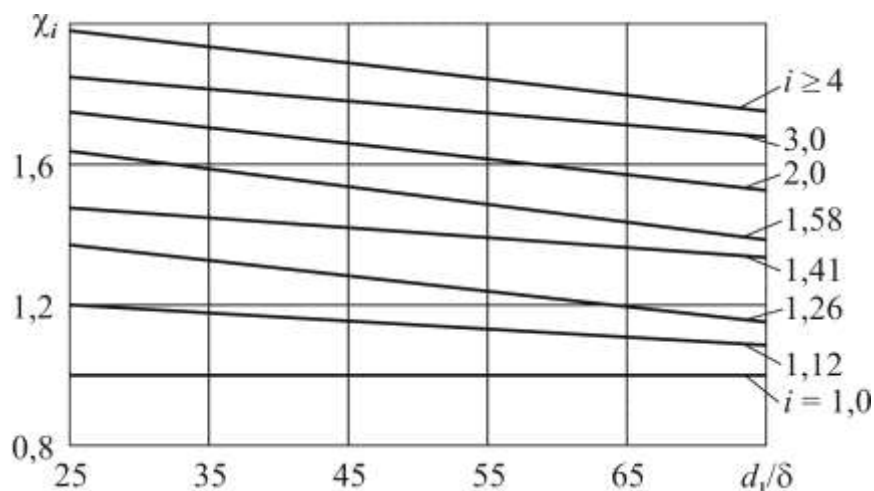


Рис. 3.3. Коэффициент  $\chi_i$  для плоских ремней

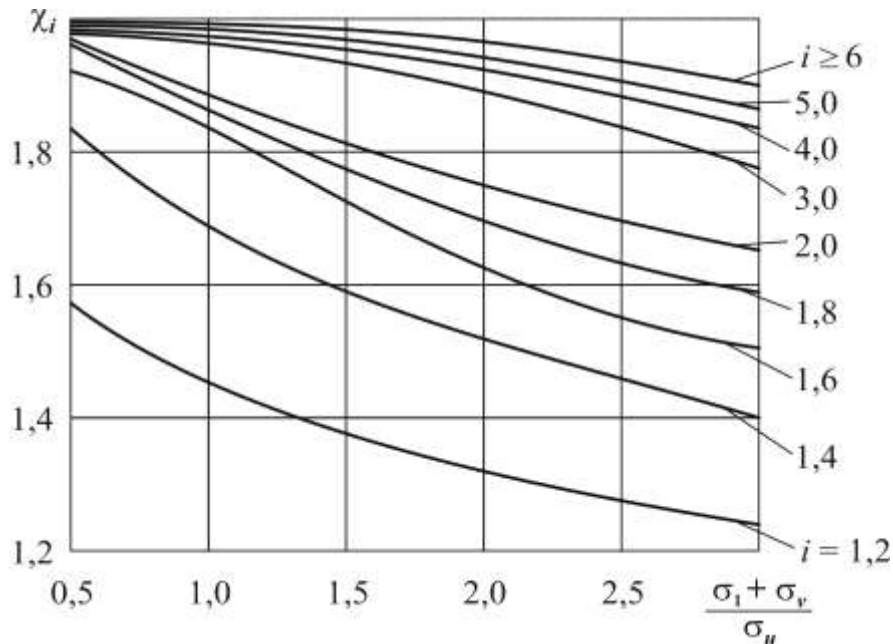


Рис. 3.4. Коэффициент  $\chi_i$  для клиновых ремней

Из формулы (3.9) с учетом (3.8) ресурс ремня

$$T_p = \left( \frac{C}{\sigma_{\max}} \right)^m \frac{\chi_i \chi_F}{3600 \lambda z_{\text{ш}}}, \text{ ч.} \quad (3.11)$$

### 3.1.3.1. Плоские ремни

На основании изложенных выше теоретических предпосылок проведены расчеты и составлена таблица данных по расчетной долговечности прорезиненных плоских ремней (табл. 3.11).

Долговечность плоского ремня при пользовании данными табл. 3.11 определяют по формуле

$$T_p = \frac{T_0 \chi_i \chi_F}{\lambda}, \text{ ч.} \quad (3.12)$$

Величину расчетной долговечности ремня  $T_0$  выбирают по табл. 3.11 в зависимости от отношения диаметра малого шкива к толщине ремня  $d_1/\delta$  и величины напряжения растяжения в ремне  $\sigma_1 + \sigma_2$  (см. п. 2.3.2. и п. 2.3.5), коэффициент  $\chi_i$  – по рис. 3.3.

### 3.1.3.2. Клиновые ремни нормальных сечений

Для клиновых ремней нормальных сечений в ГОСТ 1284.2-89 разработана упрощенная методика оценки их ресурса. Ресурс  $T_p$  определяют по формуле

$$T_p = T_{p(\text{cp})} k_1 k_2, \text{ ч.} \quad (3.13)$$

Таблица 3.11

Расчетная долговечность прорезиненных ремней  $T_0$  при двух шкивах:  
 $i = 1, \lambda = 1 \text{ с}^{-1}$

$\sigma_1 + \sigma_{ц},$ МПа	Значения $T_0$ , ч, при $d_1/\delta$					
	25	30	35	40	45	50
2,4	950	1970	3560	5850	8710	12400
2,8	725	1420	2460	3950	5850	8050
3,2	535	1040	1750	2740	3950	5280
3,6	410	775	1280	1900	2740	3560
4,0	320	585	950	1300	1900	2400
4,4	250	425	727	1020	1390	1750
4,8	195	345	585	750	1040	1280

*Примечание:* Долговечность кожаных ремней на 75 % выше, а хлопчатобумажных и шерстяных на 25 % ниже, чем прорезиненных.

где  $T_{p(ср)}$  – ресурс ремней в эксплуатации в среднем режиме работы, (табл. 3.12);

$k_1$  – коэффициент режима работы, равный:

2,5 – для легкого режима работы;

0,5 – для тяжелого режима работы;

0,25 – для очень тяжелого режима работы, перекрестных и полуперекрестных передач и двухшквивных передач с натяжным роликом вне контура передачи;

$k_2$  – коэффициент, учитывающий климатические условия эксплуатации, равный:

1,0 – для центральных и других зон, кроме районов с холодным и очень холодным климатом;

0,75 – для районов с холодным и очень холодным климатом.

### 3.1.3.3. Влияние параметров ременной передачи на долговечность ремня

Как отмечалось ранее, долговечность ремня зависит от многих факторов (геометрии передачи, скорости ремня, передаточного отношения, диаметра малого шкива, натяжения ремня и др.), оценить которые в совокупности не всегда представляется возможным.

Таблица 3.12

## Ресурс ремней в эксплуатации

Наименование показателя	Ресурс ремней, ч, для класса			
	I	II	III	IV
Для промышленного оборудования в среднем режиме работы $T_{p(ср)}$	2000	2500	2700	3700

*Примечание:* В зависимости от применяемых материалов и технологии изготовления ремни выпускают четырех классов: I, II, III, IV.

Ниже приведены данные по влиянию отдельных параметров передачи на долговечность ремня.

*Влияние передаточного отношения  $i$* 

Наиболее неблагоприятные условия работы ремня в передаче с  $i = 1$ , так как в этом случае ремень, огибая одинаковые по диаметру шкивы, испытывает два равноценных максимума напряжений при наибольшей длительности их действия. При увеличении передаточного отношения  $i \approx d_2 / d_1$  возрастает диаметр большего шкива  $d_2$ , следовательно, уменьшаются напряжения изгиба в ремне при огибании им большего шкива. При этом уменьшается и длительность действия максимальных напряжений в ремне. При передаточном отношении  $i = 6...7$  влияние второго максимума напряжений (на большем шкиве) на усталостную прочность ремня незначительно, так как увеличивается коэффициент  $\chi_i$  (см. рис. 3.3, 3.4) и пропорционально возрастает ресурс работы ремня (см. формулу (3.12)).

*Влияние числа пробегов ремня*

Долговечность ремня обратно пропорциональна числу его пробегов. Для обеспечения достаточной долговечности ремня вводят ограничение на величину числа пробегов  $\lambda$ . На число пробегов ремня для проектируемой передачи основное влияние оказывает длина ремня  $L_p$ , которая в свою очередь зависит от величины межосевого расстояния  $a$ .

Поэтому при проектировании передачи, когда отсутствуют жесткие требования на габариты привода, следует выбирать межосевое расстояние ее, обеспечивающее условие  $\lambda \leq [\lambda]$ .

*Влияние натяжения ремня*

Влияние напряжения в ремне  $\sigma_0$  от первоначального натяжения на долговечность ремня велико. Так, например, исследования показали, что для клиновых ремней различных конструкций и изготовленных из разных

материалов число циклов нагружения ремня до разрушения  $N_{эф}$  обратно пропорционально величине  $\sigma_0^p$ , т.е.  $N_{эф} \equiv 1/\sigma_0^p$ , где в среднем показатель  $p = 5$  [2].

Если принять число циклов до разрушения ремня при  $\sigma_0 = 1,2$  МПа за 100%, то при других значениях  $\sigma_0$  оно составит:

при $\sigma_0$ , МПа	0,9	1,0	1,2	1,5	1,8
$N_{эф}$ , %	420	250	100	33	13

Как видно, увеличение напряжения в ремне  $\sigma_0$  с 1 МПа до 1,5 МПа снижает долговечность ремня почти в 8 раз.

Приведенные данные заставляют обратить серьезное внимание на величину первоначального напряжения в ремне  $\sigma_0$ , а также на контроль и поддержание величины  $\sigma_0$  в процессе эксплуатации. Снижение напряжения (ослабление ремня) вызывает снижение работоспособности ремня, увеличение его скольжения и разогрева, что может вызвать разрушение ремня.

Таким образом, опасным для долговечности ремня является и повышенное и пониженное первоначальное натяжение ремня. Поэтому наиболее оптимально для долговечности ремня применение автоматических способов его натяжения.

#### *Влияние диаметра малого шкива $d_1$*

Величина диаметра малого шкива  $d_1$  определяет напряжения изгиба в ремне (см. п. 2.3.4), которые являются обычно наибольшим слагаемым в суммарных максимальных напряжениях в ремне.

Для клинового ремня сечения  $C$  с диаметром  $d_1 = 200$  мм расчетная долговечность принята за 100 %, тогда по опытным данным при шкивах других диаметров число циклов нагружения до разрушения будет [2]:

при $d_1$ , мм	160	180	200	224	250	280
$N_{эф}$ , %	30	50	100	200	370	600

Эксперименты показывают, что на снижение долговечности ремня при уменьшении диаметра  $d_1$  значительное влияние оказывает интенсивный разогрев ремня из-за роста внутренних потерь.

Для плоского ремня ограничивают отношение толщины ремня к диаметру малого шкива  $\delta/d_1$  в зависимости от материала ремня. С уменьшением величины  $\delta/d_1$  снижаются напряжения изгиба в ремне  $\sigma_{из}$ . Так, для прорезиненных плоских ремней (модуль упругости  $E \approx 200$  МПа) напряжения изгиба будут:

при $\delta/d_1$	1/25	1/50	1/100	1/200
$\sigma_{из}$ , МПа	8	4	2	1

При выборе отношения  $\delta/d_1$  следует помнить, что с его уменьшением возрастают диаметры шкивов, следовательно, и окружная скорость ремня, межосевое расстояние и габариты передачи.

### 3.2. Методика расчета ременных передач

В проектируемых приводах машин (конвейеры, лебедки, толкатели, испытательные стенды и др.) ременные передачи используют, как правило, в качестве понижающих передач для понижения частоты вращения и одновременного увеличения вращающего момента на ведомом шкиве, поэтому в дальнейших расчетах малый шкив диаметром  $d_1$  будем именовать ведущим, а больший шкив диаметром  $d_2$  – ведомым.

Ременные передачи рассчитывают по тяговой способности с использованием кривых скольжения. Долговечность ремня учитывают при выборе диаметра меньшего шкива, межосевого расстояния и величины предварительного натяжения ремня.

*Исходные данные* для расчета ременной передачи:

- мощность  $P_1$  (кВт), частота вращения  $n_1$  ( $\text{мин}^{-1}$ ), вращающий момент  $T_1$  (Н·м) на ведущем шкиве;
- передаточное отношение передачи  $i$ ;
- тип ремня;
- кинематическая схема передачи (открытая, с натяжным устройством, перекрестная и т.п.);
- характер нагрузки и условия работы;
- тип приводного двигателя;
- тип машины, в приводе которой используется ременная передача.

#### 3.2.1. Проектирование плоскоремennых передач

##### 3.2.1.1. Выбор материала ремня

По табл. 1.1 в зависимости от условий работы передачи выбирают материал приводного плоского ремня.

##### 3.2.1.2. Определение диаметра ведущего шкива $d_1$

При проектном расчете плоскоремennой передачи диаметр ведущего (меньшего) шкива  $d_1$  рекомендуется определять по формуле М.А. Саверина

$$d_1 = (1100 \dots 1300) \sqrt[3]{\frac{P_1}{n_1}}, \text{ мм}, \quad (3.14)$$

где  $P_1$  – мощность на ведущем шкиве, кВт;

$n_1$  – частота вращения ведущего шкива, мин<sup>-1</sup>.

Диаметр  $d_1$  округляют до ближайшего значения из стандартного ряда: 40; 50; 63; 71; 80; 90; 100; 112; 125; 140; 160; 180; 200; 224; 250; 280; 315; 355; 400; 450; 500; 560; 630; 710; 800; 900; 1000 мм.

При этом полученное значение диаметра  $d_1$  не должно быть меньше минимального, приведенного для различных типов плоских ремней в табл. 3.13.

Для синтетических ремней диаметр малого шкива не рассчитывают по формуле (3.14.), а назначают по табл. 3.13 в зависимости от толщины ремня.

#### 3.2.1.3. Оценка приемлемости принятого типа ремня по скорости

Окружная скорость на ведущем шкиве

$$V_1 = \frac{\pi d_1 n_1}{60 \cdot 10^3}, \text{ м/с.} \quad (3.15)$$

Полученная величина скорости не должна превышать допустимую для выбранного типа ремня, в противном случае необходимо выбрать другой ремень или при возможности уменьшить диаметр ведущего шкива (см. рис. 1.5) и уточнить скорость  $V_1$ .

#### 3.2.1.4. Определение диаметра большего шкива

Диаметр большего шкива  $d_2$  определяют по формуле

$$d_2 = d_1 i (1 - \varepsilon), \text{ мм,} \quad (3.16)$$

где  $\varepsilon$  – относительное упругое скольжение ремня, в плоскоременной передаче принимают  $\varepsilon = 0,01 \dots 0,015$ ;

$i$  – заданное в техническом задании на расчет передаточное отношение передачи.

Диаметр  $d_2$  округляют до ближайшего значения из стандартного ряда (см. п. 3.2.1.2).

#### 3.2.1.5. Уточнение передаточного отношения передачи и частоты вращения ведомого шкива

После определения и округления до стандартных размеров диаметров шкивов уточняют фактическое передаточное отношение передачи по формуле

$$i = \frac{d_2}{d_1 (1 - \varepsilon)}. \quad (3.17)$$

**Таблица 3.13**

**Минимальные диаметры шкивов для приводных ремней  
различных типов**

Типы ремней	Толщина ремня $\delta$ , мм	Число слоев (прокладок) $z_c$	Минимальный диаметр шкива $d_1$ , мм	
			рекомендуемый	допускаемый**
Прорезиненные кордшнуровые по ТУ 38.105514-84	2,8	–	90	80
	3,0	–	100	90
	3,5	–	112	100
	4,0	–	125	112
	4,5	–	140	125
	5,0	–	160	140
	5,5	–	180	160
Прорезиненные кордтканевые по ТУ 59-292-2004	4,5/3,75*	3	160	125
	6/5*	4	224	180
	7,5/6,25*	5	280	250
	9,0/7,5*	6	355	315
Хлопчатобумажные	4,5	4	125	112
	6,5	6	200	180
	8,5	8	315	280
Шерстяные	6	3	180	160
	9	4	320	280
	11	5	450	400
Синтетические	0,8	–	63	56
	1,0	–	80	71

*Примечания:*

\* В числителе указана толщина ремня с прослойками, в знаменателе – без прослоек.

\*\* Допускаемые значения диаметров следует применять только для второстепенных передач или при необходимости получить максимальную компактность привода.

Отклонение фактического передаточного отношения от заданного не должно превышать 3...5 %. При несоблюдении этого условия необходимо варьировать значениями диаметров шкивов  $d_1$  и  $d_2$  до достижения необходимого результата или, при наличии в приводе других передач, кроме ременной, перераспределить общее передаточное отношение привода в другой пропорции между передачами.



Частота вращения ведомого шкива при уточненном передаточном отношении

$$n_2 = \frac{n_1}{i}, \text{ мин}^{-1}. \quad (3.18)$$

### 3.2.1.6. Назначение межосевого расстояния

Оптимальное межосевое расстояние передачи назначают исходя из условия получения необходимого угла обхвата ремнем малого шкива для обеспечения достаточной тяговой способности передачи (см. п. 2.1).

Оптимальное значение межосевого расстояния передачи без автоматического натяжения ремня  $a_{\text{опт}} = 2(d_1 + d_2)$ .

Для передачи с натяжным роликом  $a_{\text{опт}} = (0,7 \dots 1,2)(d_1 + d_2)$ .

### 3.2.1.7. Определение углов обхвата шкивов ремнем

В открытой ременной передаче определяют угол  $\gamma$  между ветвями ремня и углы обхвата  $\alpha_1$  и  $\alpha_2$  ремнем шкивов (см. п. 2.1.1.).

В передаче с натяжным роликом назначают угол  $\alpha_1$  обхвата ремнем меньшего шкива в пределах  $\alpha_1 = 180^\circ \dots 210^\circ$ , диаметр натяжного ролика  $d_0$  в пределах  $d_0 = (0,8 \dots 1,0)d_1$  и вычисляют по формуле (2.3) угол  $\gamma_1$  между ведущей ветвью передачи и линией центров (см. п. 2.1.2.).

Угол обхвата  $\alpha_1$  должен быть не менее  $\alpha_1 = 150^\circ$  (для синтетических ремней  $\alpha_1 \geq 120^\circ$ ).

Если угол  $\alpha_1$  меньше указанных значений, то необходимо увеличить межосевое расстояние передачи или применить натяжной ролик.

### 3.2.1.8. Определение длины ремня и частоты его пробегов

Длину ремня  $L$  определяют по формуле (2.1) или (2.4) в зависимости от способа натяжения ремня передачи.

Для бесконечных ремней полученное значение длины ремня округляют до большего стандартного значения (см. табл. 1.2–1.4), для конечных ремней полученную длину ремня увеличивают на 50...100 мм в зависимости от способа соединения его концов.

Для сравнительной оценки долговечности ремня определяют по формуле (3.10) частоту его пробегов  $\lambda$ .

Для среднескоростных открытых передач  $\lambda \leq 5 \text{ с}^{-1}$ , для передачи с натяжным роликом принимают  $\lambda \leq 10 \text{ с}^{-1}$ , для быстроходных передач с

синтетическим ремнем  $\lambda \leq 50 \text{ с}^{-1}$ . При невыполнении указанных соотношений следует увеличить длину ремня  $L$ .

### 3.2.1.9. Уточнение межосевого расстояния

После определения длины ремня и ее уточнения (округления до стандартного значения для бесконечных ремней) определяют действительное межосевое расстояние передачи по формулам (2.2) или (2.4) и уточняют углы  $\gamma$ ,  $\alpha_1$  и  $\alpha_2$  для открытой ременной передачи (см. п. 2.1.1.) или  $\gamma_1$ ,  $\alpha_1$  и  $\alpha_2$  – для передачи с натяжным роликом (см. п. 2.1.2).

### 3.2.1.10. Назначение толщины ремня

Толщину ремня  $\delta$  предварительно вычисляют, ориентируясь на оптимальное отношение для выбранного материала ремня  $(\delta/d_1)_{\text{опт}}$ :

- для прорезиненных ремней принимают  $(\delta/d_1)_{\text{опт}} = 1/40$ ;
- для хлопчатобумажных и шерстяных ремней принимают  $(\delta/d_1)_{\text{опт}} = 1/30$ ;
- для синтетических ремней принимают  $(\delta/d_1)_{\text{опт}} = 1/70 \dots 1/100$ .

Рекомендуемая толщина ремня

$$\delta \leq d_1 \left( \frac{\delta}{d_1} \right)_{\text{опт}}, \text{ мм.}$$

Полученную толщину ремня  $\delta$  округляют до ближайшего стандартного значения в зависимости от материала и конструкции ремня (табл. 3.1–3.3).

### 3.2.1.11. Определение допускаемой удельной окружной силы

Для выбранной толщины и материала ремня в проектируемой передаче при заданных условиях ее работы допускаемая удельная окружная сила на 1 мм ширины  $[F_t]_1$ , передаваемая ремнем, определяется по формуле (3.5). В формуле допускаемую удельную окружную силу  $[F_t]_{01}$  определяют по табл. 3.1–3.3 в зависимости от типа ремня и начального напряжения  $\sigma_0$ . Рекомендации по выбору  $\sigma_0$  и коэффициентов, учитывающих условия работы передачи, приведены в п. 3.1.2.

### 3.2.1.12. Определение окружного усилия на ведущем шкиве

Окружное усилие  $F_t$  определяют по зависимости

$$F_t = \frac{1000P_1}{V_1}, \text{ Н}, \quad (3.19)$$

где  $P_1$  – мощность на ведущем шкиве, кВт;  
 $V_1$  – окружная скорость ведущего шкива, м/с.

### 3.2.1.13. Определение ширины ремня

Ширина ремня

$$b \geq \frac{F_t}{[F_t]_1}, \text{ мм}. \quad (3.20)$$

Полученное значение ширины округляют до большего значения ширины выпускаемых промышленностью ремней (см. табл. 1.2–1.5).

### 3.2.1.14. Определение сил в ременной передаче

Силу предварительного натяжения ремня определяют по формуле  $F_0 = \sigma_0 b \delta$ , Н. Далее вычисляют:

- в открытой ременной передаче – силы  $F_1$  и  $F_2$  в ветвях ремня и силу  $F_q$  на валы (см. п. 2.2.1);
- в передаче с натяжным роликом – силы  $F_1$  и  $F_2$  в ветвях ремня, силы  $F_{q1}$  и  $F_{q2}$  на валы, силу  $F_p$  на ось натяжного ролика и вес груза  $G$  или усилие пружины для обеспечения натяжения ремня (см. п. 2.2.2).

Вес груза  $G$  определяют из равенства моментов сил  $G$  и  $F_p$  относительно оси  $O_1$ :

$$G = \frac{F_p l_2}{l_1}.$$

Плечо  $l_1$  назначают конструктивно. Плечо  $l_2$  есть расстояние между осями ведущего шкива и натяжного ролика (см. рис. 2.2 и 2.4):

$$l_2 = \frac{d_1}{2} + a_1 + \frac{d_0}{2}.$$

### 3.2.1.15. Определение напряжений в ремне

Вычисляют напряжения растяжения  $\sigma_1$  и  $\sigma_2$  в ветвях ремня, напряжения изгиба ремня  $\sigma_{и1}$  и  $\sigma_{и2}$  на шкивах, полезные напряжения  $\sigma_t$ , напряжения от центробежных сил  $\sigma_{ц}$ , а также наибольшие и наименьшие напряжения  $\sigma_{\max}$  и  $\sigma_{\min}$  (см. п. 2.3).

При расчете напряжений изгиба ремня модуль упругости материала ремня принимают [2]:

- для кордшнуровых ремней  $E = 350...550$  МПа;
- для кордканевых ремней  $E = 100...150$  МПа;
- для хлопчатобумажных ремней  $E = 120...180$  МПа;
- для шерстяных ремней  $E = 100$  МПа;
- для синтетических ремней  $E = 1400...1750$  МПа.

При расчете напряжений в ремне от центробежных сил плотность материала ремня принимают:

- для прорезиненных кордшнуровых и кордканевых ремней  $\rho = 1100...1200$  кг/м<sup>3</sup>;
- для хлопчатобумажных и шерстяных ремней  $\rho = 900...1000$  кг/м<sup>3</sup>;
- для синтетических ремней  $\rho = 800...900$  кг/м<sup>3</sup>.

### 3.2.1.16. Оценка долговечности ремня

Долговечность плоских ремней оценивают по формуле (3.12).

### 3.2.2. Проектирование клиноременных передач

Ниже приведена последовательность расчета передач: ремнями приводными клиновыми нормальных сечений по ГОСТ 1284.1-89 – ГОСТ 1284.3–89, ремнями клиновыми узкими по ТУ 2563-038-70453527-2005, ремнями поликлиновыми по ТУ 2563-040-70453527-2004.

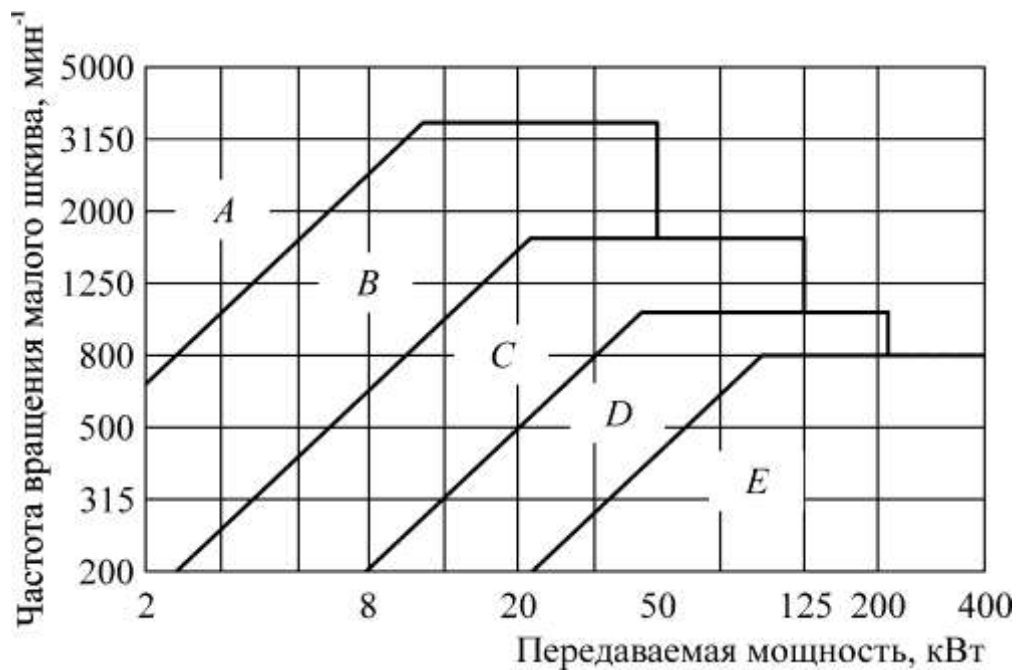
В связи с ограниченным типоразмером клиновых ремней расчет клиноременных передач упрощен.

По таблице или диаграмме выбирают рекомендуемый профиль ремня в зависимости от передаваемой мощности и частоты вращения ведущего шкива. Задача многовариантна, рекомендуется выбрать 2...3 профиля и провести для них расчеты с последующим выбором оптимального варианта.

На графиках или в таблицах приведены мощности  $P_0$ , кВт, передаваемые одним ремнем в типовых условиях. В реальных условиях эксплуатации вводятся корректирующие коэффициенты (см. п. 3.1.2).

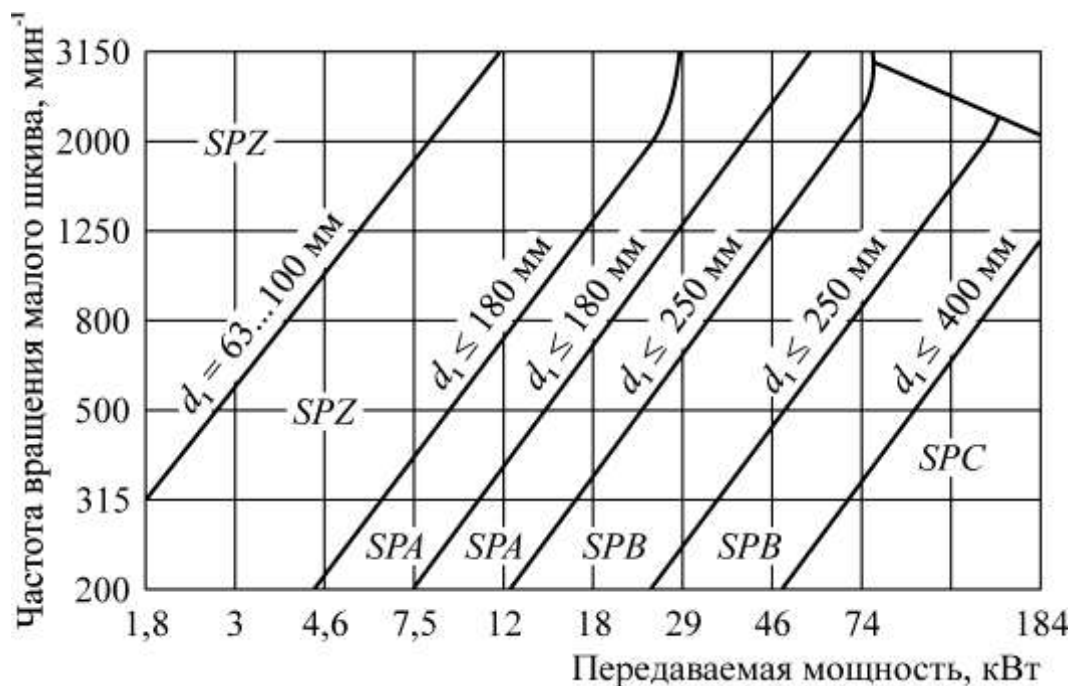
#### 3.2.2.1. Выбор сечения ремня

3.2.2.1.1. *Клиновые ремни нормальных сечений А, В, С, D, E* следует выбирать по рис. 3.5 или по табл. 1.6, ориентируясь на значения допускаемых вращающих моментов на быстроходном шкиве в зависимости от сечения ремня. Сечение ремня Z выбирают для передачи мощности  $P_1 \leq 2$  кВт.



**Рис. 3.5. Диаграмма для выбора типа клинового ремня нормального сечения**

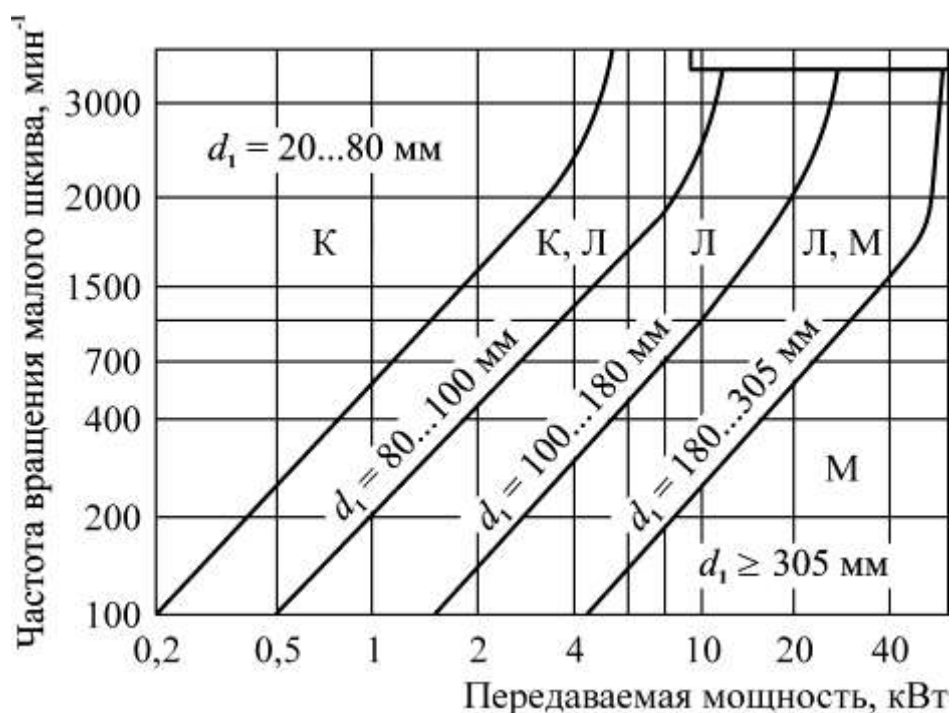
3.2.2.1.2. *Клиновые узкие ремни* выбирают по рис. 3.6 или по табл. 1.6, ориентируясь на значения допускаемых вращающих моментов на быстроходном шкиве в зависимости от сечения ремня.



**Рис. 3.6. Диаграмма для выбора типа узкого клинового ремня**

3.2.2.1.3. *Сечение поликлинового ремня* выбирают по рис. 3.7 или по

табл. 1.7, ориентируясь на значения допускаемых вращающих моментов на быстроходном шкиве в зависимости от сечения ремня.



**Рис. 3.7. Диаграмма для выбора типа поликлинового ремня**

### 3.2.2.2. Выбор диаметра меньшего (ведущего) шкива

Диаметр меньшего шкива  $d_1$  назначают в зависимости от сечения ремня по табл. 1.6 и 1.7. При отсутствии ограничений на габариты передачи диаметр шкива может быть назначен больше из ряда диаметров, указанных в примечании к таблице. Это приведет к увеличению размеров передачи, но одновременно позволит повысить долговечность ремня.

### 3.2.2.3. Определение диаметра большего шкива

См. п. 3.2.1.4.

Стандартные размеры диаметров шкивов приведены в *Примечаниях* к табл. 1.6, 1.7.

### 3.2.2.4. Уточнение передаточного отношения передачи и частоты вращения ведомого шкива

См. п. 3.2.1.5.

### 3.2.2.5. Назначение межосевого расстояния передачи

Оптимальное межосевое расстояние передачи назначают, исходя из

условия получения необходимого угла обхвата ремнем малого шкива для обеспечения достаточной тяговой способности передачи (см. п. 2.1).

Оптимальное значение межосевого расстояния клиноременных передач всех типов

$$a_{\text{опт}} = k_i d_2,$$

где  $k_i$  – коэффициент, зависящий от передаточного отношения передачи  $i$ :

$i$	1	2	3	4	5
$k_i$	1,5	1,2	1,0	0,95	0,90

### 3.2.2.6. Определение углов обхвата шкивов ремнем

В открытой ременной передаче определяют угол  $\gamma$  между ветвями ремня и углы обхвата  $\alpha_1$  и  $\alpha_2$  ремнем шкивов (см. п. 2.1.1.).

В клиноременной передаче угол обхвата  $\alpha_1$  должен быть не менее  $\alpha_1 = 120^\circ$  (допускается  $\alpha_1 \geq 90^\circ$ ).

При  $\alpha_1 < 90^\circ$  необходимо увеличить межосевое расстояние передачи.

### 3.2.2.7. Определение длины ремня и частоты его пробегов

Длину ремня  $L$  определяют по формуле (2.1) или (2.4) в зависимости от способа натяжения ремня передачи.

Клиновые и поликлиновые ремни выпускают только бесконечными, поэтому полученное значение длины ремня округляют до большего стандартного значения (см. *Примечания* к табл. 1.6, 1.7.)

Для сравнительной оценки долговечности ремня определяют частоту его пробегов  $\lambda$  по формуле (3.10).

Допускаемое число пробегов для клиновых и поликлиновых ремней принимают  $[\lambda] = 10 \dots 20 \text{ с}^{-1}$ .

Если число пробегов больше допускаемого, следует увеличить длину ремня  $L$ .

### 3.2.2.8. Уточнение межосевого расстояния

После определения длины ремня и ее уточнения (округления до стандартного значения для бесконечных ремней), определяют действительное межосевое расстояние передачи по формулам (2.2) или (2.4) и уточняют углы  $\gamma$ ,  $\alpha_1$  и  $\alpha_2$  для открытой ременной передачи (см. п. 2.1.1.) или  $\gamma_1$ ,  $\alpha_1$  и  $\alpha_2$  – для передачи с натяжным роликом (см. п. 2.1.2).

### 3.2.2.9. Определение мощности, передаваемой одним клиновым ремнем или поликлиновым ремнем с десятью клиньями

Для клиновых и поликлиновых ремней мощность  $P$ , передаваемая одним клиновым ремнем (нормального сечения, узкого сечения) или поликлиновым ремнем с десятью клиньями (ребрами), рассчитывают по формуле (3.6). Рекомендации по выбору коэффициентов, учитывающих условия работы передачи, приведены в п. 3.1.2.

### 3.2.2.10. Определение числа клиновых ремней нормальных и узких сечений или числа клиньев поликлиновых ремней

3.2.2.10.1. Для клиновых ремней нормальных и узких сечений определяют потребное число ремней  $z$  для передачи заданной мощности

$$z = \frac{P_1}{PC_z}, \quad (3.21)$$

где  $P_1$  – передаваемая мощность на ведущем шкиве ременной передачи, кВт;

$C_z$  – коэффициент, учитывающий число ремней в комплекте (табл. 3.14), вводится при  $z \geq 2$ .

**Таблица 3.14**  
**Коэффициент  $C_z$ , учитывающий число ремней в комплекте**

Число ремней в передаче, $z$	1	2...3	4...6	> 6
Коэффициент $C_z$	1,00	0,95	0,90	0,85

При повышенных требованиях к безотказности работы привода не следует применять передачи с одним ремнем. Максимальное число ремней в комплекте целесообразно иметь 6...8. Для обеспечения равномерного распределения нагрузки между ремнями необходимо обеспечить наименьшие различия в расчетных диаметрах всех канавок (ручьев) шкивов, тщательно подбирать в комплект ремни по длине и следить за их равномерным натяжением при надевании на шкивы.

3.2.2.10.2. Для поликлиновой передачи определяют потребное число клиньев (ребер)  $z$  для передачи мощности  $P_1$

$$z = \frac{10P_1}{P}. \quad (3.22)$$



Число клиньев ремня должно быть согласовано с данными, приведенными в табл. 1.7.

### 3.2.2.11. Определение сил в ременной передаче

Окружную силу  $F_{t_1}$ , передаваемую комплектом клиновых ремней или поликлиновым ремнем, определяют по формуле (3.19).

Суммарное натяжение ведущих ветвей  $F_1$ , ведомых ветвей  $F_2$  и усилие предварительного натяжения ремней  $F_0$  определяют по формулам (2.9).

Усилия на валы передачи – см. п. 2.2.1.2 и п. 2.2.1.5.

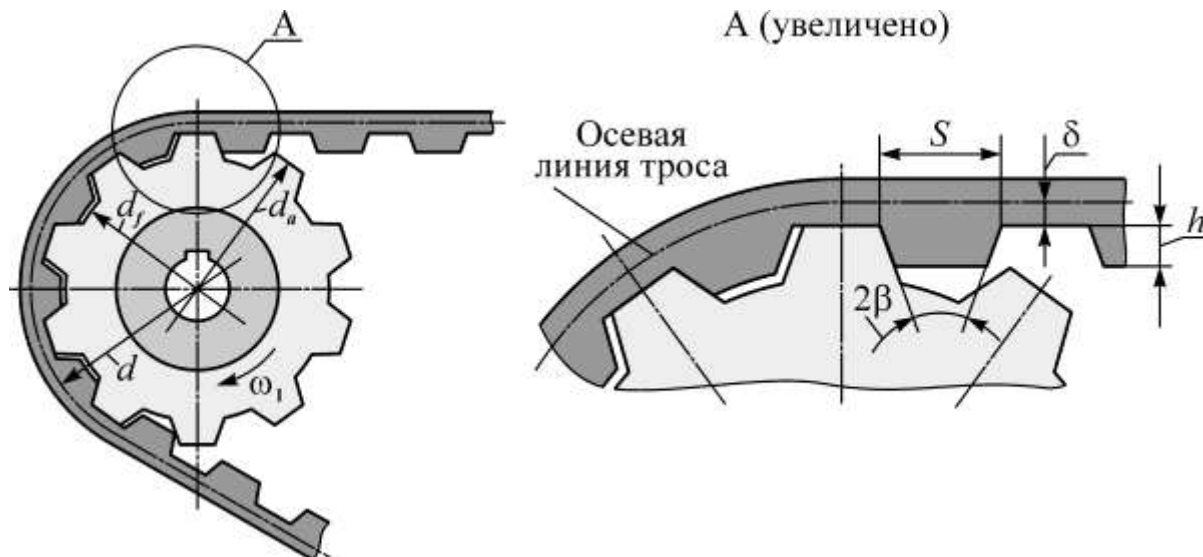
### 3.2.2.12. Оценка долговечности ремня

Оценку долговечности клиновых ремней проводят по формуле (3.13).

### 3.2.3. Проектирование передач зубчатым ремнем

Приведенный ниже расчет передачи базируется на ОСТ 38-05227-81 «Передачи зубчатым ремнем. Метод расчета» для ремней приводных зубчатых по ОСТ 38-05114-76 [3].

Зацепление зубчатого ремня со шкивом показано на рис. 3.8.



**Рис. 3.8. Зацепление зубчатого ремня со шкивом**

#### 3.2.3.1. Определение модуля зубчатого ремня

При передаваемой (расчетной) мощности до 0,2 кВт выбирают ремень с модулем  $m = 1$  мм.

При мощности  $P_1 > 0,2$  кВт для ремней трапецеидальной формы модуль определяют по формуле

$$m \geq 35 \sqrt[3]{\frac{P_1}{C_p n_1}}, \text{ мм}, \quad (3.23)$$

где  $C_p$  – коэффициент режима работы или динамичности.

Коэффициент  $C_p$  зависит от внешней динамики, определяемой механизмом в целом, его принимают в диапазоне 1,3...2,4 (большие значения для оборудования, работающего с ударами и имеющего приводные двигатели с большой кратностью перегрузки).

Полученное значение модуля округляют до ближайшего нормализованного значения по табл. 1.8.

### 3.2.3.2. Назначение числа зубьев меньшего шкива

По табл. 3.15 в зависимости от величины модуля  $m$  и частоты вращения меньшего шкива  $n_1$  выбирают число зубьев  $z_1$  меньшего шкива.

**Таблица 3.15**

**Число зубьев меньшего шкива  $z_1$**

Модуль ремня $m$ , мм		1,0	1,5; 2,0	3,0	4,0; 5,0	7,0; 10,0
		Число зубьев меньшего шкива $z_1$				
Частота вращения $n_1$ , МИН <sup>-1</sup>	750	–	–	–	–	22
	1000	13	10	12	16	24
	1500	14	11	14	18	26
	3000	15	12	16	20	–

### 3.2.3.3. Определение числа зубьев большего шкива

При заданном передаточном отношении передачи  $i$  число зубьев большего шкива определяют по формуле

$$z_2 = z_1 i. \quad (3.24)$$

Число зубьев  $z_2$  не должно превышать максимального значения  $z_{2\max}$  (табл. 3.16), в противном случае следует изменить (уменьшить) передаточное отношение ременной передачи за счет увеличения передаточного отношения других передач, входящих в привод машины.

Таблица 3.16

**Наибольшие значения числа зубьев  $z_2$   
и передаточного отношения передачи  $i$**

Модуль ремня $m$ , мм	1	1,5	2,0	3,0	4,0	5,0	7,0	10,0
Наименьшее число зубьев $z_{1\min}$	13	10			15		18	
Наибольшее число зубьев $z_{2\max}$	100		115	120				85
Наибольшее передаточное отношение $i_{\max}$	7,7	10	11,5	12	8	8	6,67	4,7

### 3.2.3.4. Уточнение передаточного отношения передачи

После определения числа зубьев большего шкива  $z_2$  и округления его до целого числа уточняют передаточное отношение передачи

$$i = \frac{z_2}{z_1}. \quad (3.25)$$

### 3.2.3.5. Определение диаметров делительных окружностей шкивов

Диаметры делительных окружностей  $d_1$  и  $d_2$ :

$$d_1 = mz_1, \text{ мм}; \quad (3.26)$$

$$d_2 = mz_2, \text{ мм}. \quad (3.27)$$

### 3.2.3.6. Назначение межосевого расстояния передачи

Межосевое расстояние, мм

$$a \geq 0,5(d_1 + d_2) + C_m,$$

где  $C_m$  – коэффициент, принимаемый:  $C_m = 2m$  при  $m = 1 \dots 5$  мм;

$$C_m = 3m \text{ при } m > 5 \text{ мм}.$$

Следует отметить, что назначение минимального межосевого расстояния целесообразно для уменьшения габаритов передачи, но при этом у малого шкива уменьшается число зубьев, находящихся в зацеплении с ремнем, снижается долговечность ремня за счет увеличения давления на его зубьях и частоты пробегов ремня. Поэтому при проектировании привода, как правило, величину межосевого расстояния принимают конструктивно, при этом расчетная длина ремня не должна превысить максимальную стандартную длину бесконечного зубчатого ремня для расчетного модуля.

### 3.2.3.7. Определение длины ремня

Длину ремня  $L$  определяют по формуле (2.1), предварительно вычислив угол  $\gamma$  между ветвями передачи (см. п. 2.1.1).

### 3.2.3.8. Выбор стандартного по длине ремня

По предварительной длине ремня  $L$  определяют число зубьев ремня

$$z_p = \frac{L}{\pi m}. \quad (3.28)$$

Полученное значение  $z_p$  округляют до ближайшего нормализованного значения для заданного модуля (табл. 3.17) и определяют стандартную длину ремня:  $L = \pi m z_p$ .

Таблица 3.17

Число зубьев ремней  $z_p$

Модуль $m$ , мм	1,0;1,5; 2,0; 3,0	4,0	5,0	7,0	10,0
Число зубьев $z_p$	40...160	48...250	48...200	56...140	56...100

*Примечание.* Число зубьев  $z_p$  выбирать из ряда: 40; 42; 45; 48; 50; 53; 56; 60; 63; 67; 71; 75; 80; 85; 90; 95; 100; 105; 112; 115; 125; 130; 140; 150; 160; 170; 180; 190; 200; 210; 220; 235; 250.

### 3.2.3.9. Уточнение межосевого расстояния

С учетом выбранного стандартного по длине ремня уточняют межосевое расстояние (без учета натяжного или оттяжного ролика) по формуле (2.2).

В случае натяжения ремня натяжным (оттяжным) роликом – см. п. 2.1.2.

### 3.2.3.10. Определение окружной скорости шкива

Окружную скорость шкива определяют по формуле (3.15)

$$V_1 = \frac{\pi d_1 n_1}{60 \cdot 10^3}, \text{ м/с.}$$

### 3.2.3.11. Окружная сила на ведущем шкиве

Окружную силу  $F_t$  на ведущем шкиве определяют по формуле (2.5)

$$F_t = \frac{1000P_1}{V_1}, \text{ Н.}$$

### 3.2.3.12. Расчетная окружная сила, передаваемая ремнем

Расчетную окружную силу  $F_p$ , передаваемую ремнем, с учетом внешней динамики определяют по формуле

$$F_p = \frac{F_t}{C_p}, \text{ Н.} \quad (3.29)$$

### 3.2.3.13. Определение расчетной удельной окружной силы

Расчетная удельная окружная сила, передаваемая ремнем шириной 1 мм

$$[F_t]_1 = [F_t]_{01} C_i C_Z C_H, \text{ Н/мм}, \quad (3.30)$$

где  $[F_t]_{01}$  – допускаемая удельная окружная сила, Н/мм, выбирается в зависимости от модуля ремня по табл. 1.8;

$C_i$  – коэффициент, вводимый только для ускоряющих передач ( $i < 1$ ):

$i$	1,0...0,8	0,8...0,6	0,6...0,4	0,4...0,3	< 0,3
$C_i$	1,0	0,95	0,9	0,85	0,8

$C_Z$  – коэффициент, учитывающий число зубьев  $z_0$  ремня, входящих в зацепление с малым шкивом, вводится при  $z_0 < 6$ :

$$C_Z = 1 - 0,2(6 - z_0); \quad (3.31)$$

$$z_0 = z_1 \frac{\alpha_1}{2\pi} = z_1 \frac{\pi - \gamma}{2\pi}; \quad (3.32)$$

$C_H$  – коэффициент, учитывающий применение натяжных роликов:

- при одном ролике внутри контура передачи  $C_H = 0,9$ ;
- при двух роликах внутри контура передачи  $C_H = 0,8$ ;
- при одном ролике вне контура передачи  $C_H = 0,7$ .

### 3.2.3.14. Предварительное определение ширины ремня

С учетом действия центробежных сил ширину ремня предварительно вычисляют по формуле

$$b^* = \frac{F_p}{[F_t]_1 - m_1 V_1^2}, \text{ мм}, \quad (3.33)$$

где  $m_1$  – погонная масса ремня, кг/(м·мм) – масса 1 метра ремня при его ширине 1 мм (см. табл. 1.8).

### 3.2.3.15. Выбор стандартной ширины ремня

Окончательно ширину ремня вычисляют с учетом коэффициента ширины ремня  $C_{ш}$  по формуле

$$b = \frac{b^*}{C_{ш}}, \text{ мм.} \quad (3.34)$$

Значения коэффициента  $C_{ш}$  приведена в табл. 3.18.

Ширину ремня  $b$ , вычисленную по формуле (3.34), округляют до ближайшей величины из стандартного ряда ширин (табл. 1.8).

**Таблица 3.18**

**Коэффициент ширины  $C_{ш}$**

Предварительная ширина ремня $b^*$ , мм	До 8	8...16	16...25	25	25...40	40...65	65...100	Св. 100
Коэффициент ширины $C_{ш}$	0,7	0,85	0,95	1,0	1,05	1,1	1,15	1,2

### 3.2.3.16. Проверка давления на зубьях ремня

При  $z_0 < 6$  рекомендуется проверить давление на зубьях ремня по формуле

$$p = \frac{\psi F_p}{z_0 b h} \leq [p] \text{ МПа,} \quad (3.35)$$

где  $\psi$  – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки между зубьями ремня, принимают в расчетах  $\psi = 2,0$ ;

$h$  – высота зуба ремня, мм, (см. табл. 1.8);

$[p]$  – допускаемое давление на зубьях ремня, МПа (табл. 3.19).

**Таблица 3.19**

**Допускаемое давление на поверхности зубьев  $[p]$**

Частота вращения $n_1$ , мин <sup>-1</sup>	100	200	400	1000	2000	5000	10000
Допускаемое давление $[p]$ , МПа	2,5	2,0	1,5	1,0	0,75	0,5	0,35

### 3.2.3.17. Определение усилия, действующего на валы передачи

Усилие на валы передачи полагают направленным по линии, соединяющей центры шкивов передачи, и вычисляют по формуле

$$F_q = (1,0...1,2)F_t, \text{ Н.} \quad (3.36)$$

## 3.3. Инструкция по расчету ременных передач на ЭВМ

### 3.3.1. Назначение программы и исходные данные

*Программа рассчитывает* основные параметры ременных передач разных типов.

Охвачены передачи:

- плоскоременные открытые и с натяжным роликом;
- клиноременные с ремнями нормального сечения, узкими и поликлиновыми;
- с зубчатым ремнем.

*Программа выполняет:*

- расчет параметров ременной передачи;
- выбор стандартного ремня.

*Исходные данные для расчета:*

- Мощность на быстроходном валу ременной передачи (на малом шкиве), кВт;
- Частота вращения быстроходного вала ременной передачи (меньшего шкива), мин<sup>-1</sup>;
- Передаточное отношение ременной передачи;
- Тип передачи:
  - плоскоременная открытая;
  - плоскоременная с натяжным роликом;
  - клиноременная;
  - с зубчатым ремнем;
- Число смен работы привода в сутки;
- Угол наклона линии центров ременной передачи к горизонту, градус;
- Характер приложения нагрузки;
- Способ натяжения ремня.

### 3.3.2. Инструкция по расчету ременных передач на ЭВМ

В зале ЭВМ кафедры (ауд. 125/3) записана программа расчета ременных передач на ЭВМ, а также инструкция по работе с ней. Программа прошла апробацию и зарегистрирована в Отраслевом фонде алгоритмов и программ Государственного координационного центра информационных технологий под № 4710 от 07.06.2005.

Найдите исполняемый файл *remen.exe*.

Для запуска программы дважды щелкните мышью на ее исполняемом файле *remen.exe* или на соответствующем ярлыке. Для последующей работы программы выполняйте последовательно команды главного меню, обращая внимание на подсказки, появляющиеся в главном окне программы.

С помощью команды главного меню «Справка» можно получить необходимую помощь по подготовке и вводу исходных данных.

Результаты расчета печатаются на локальном принтере компьютера по соответствующей команде меню.

## 4. КОНСТРУИРОВАНИЕ ШКИВОВ

### 4.1. Конструкции шкивов

#### 4.1.1. Конструктивные элементы шкивов

Конструкции шкивов плоскоременных передач представлены на рис. 4.1, а, клиноременных передач – на рис 4.1, б и передач зубчатым ремнем – на рис. 4.1, в.

Общими элементами шкивов ременных передач независимо от типа ремня являются: *обод 1* – часть шкива, несущая ремень; *ступица 3*, предназначенная для посадки шкива на вал; *диск 2* или *спицы*, соединяющие обод со ступицей (рис. 4.2).

Форму ступицы, диска и спиц выбирают в зависимости от геометрических размеров шкива, его материала и способа изготовления, конструкцию обода определяет тип ремня, его профиль.

Шкивы малых диаметров до 200 мм выполняют с плоским диском, при диаметре шкива 200...300 мм диск конструируют в виде конуса, шкивы диаметром более 300 мм – со спицами. Для облегчения шкивов больших диаметров в дисках предусматривают 4...6 отверстий или диски заменяют спицами.

Шкивы изготавливают:

- литыми чугунными;
- стальными сварными;
- литыми из легких сплавов и пластмасс.

Литые чугунные шкивы применяют в серийном производстве при скорости  $V \leq 30$  м/с, стальные сварные конструкции применяют в индивидуальном производстве, шкивы из легких сплавов и пластмасс весьма перспективны для быстроходных передач.



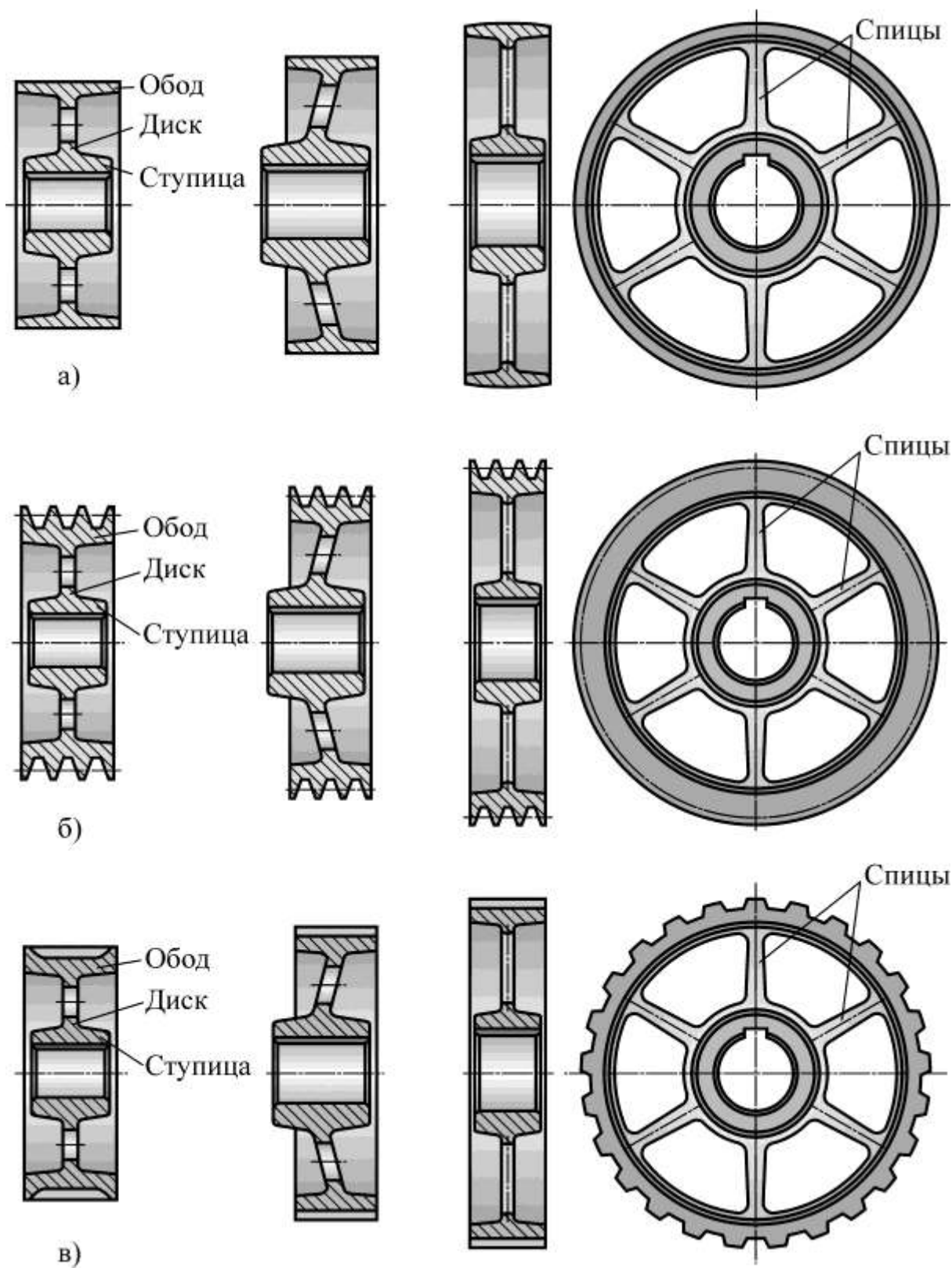
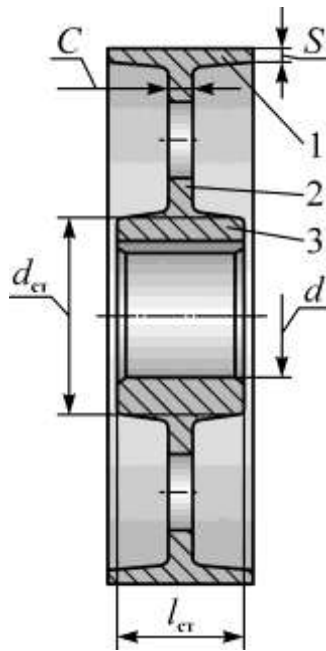


Рис. 4.1. Шкивы ременных передач



**Рис. 4.2. Элементы конструкции шкива ременной передачи**

В ступице выполнено отверстие для посадки шкива на вал. Посадочный диаметр вала  $d$  на этом этапе определен из расчета вала на прочность.

Длину ступицы назначают из условия устойчивой посадки шкива на валу по эмпирическим зависимостям:

$$l_{\text{ст}} = (0,8 \dots 1,2)d \text{ – для стальной ступицы;}$$

$$l_{\text{ст}} = (1,5 \dots 1,6)d \text{ – для чугунной ступицы.}$$

Диаметр ступицы  $d_{\text{ст}}$  назначают из условия обеспечения достаточной жесткости и прочности конструкции по эмпирическим зависимостям:

$$d_{\text{ст}} = 1,5d + 10 \text{ мм – для стальной ступицы;}$$

$$d_{\text{ст}} = 1,6d + 10 \text{ мм – для чугунной ступицы.}$$

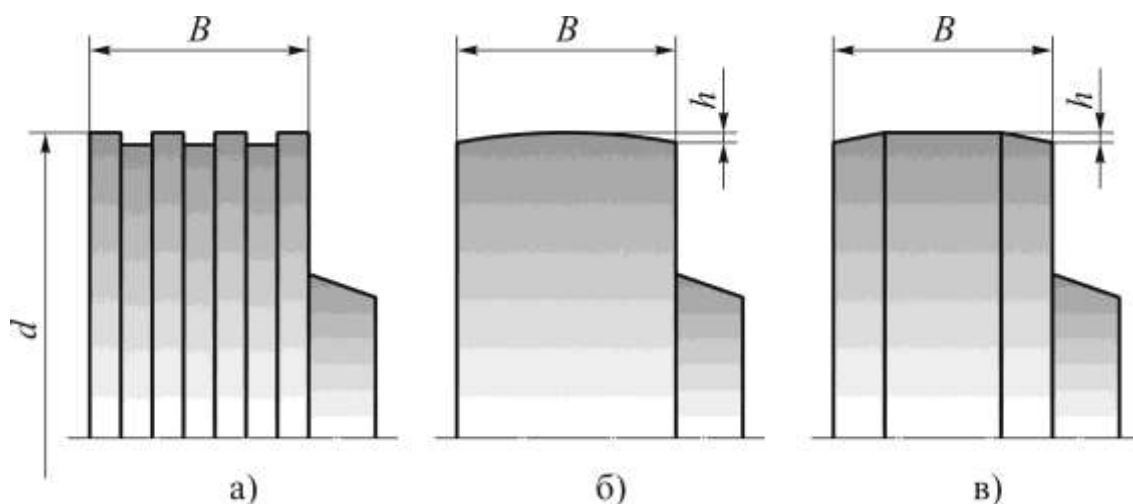
Толщину диска шкива назначают в долях от толщины обода  $S$ :

$$C = (1,2 \dots 1,3)S, \text{ мм.}$$

Передача вращающего момента между валом и шкивом обычно осуществляется шпоночным или шлицевым соединением.

#### 4.1.2. Шкивы плоскоремennых передач

Обод шкива плоскоремennой передачи имеет внешнюю поверхность в форме цилиндра (рис. 4.3, а), при высоких скоростях ее рекомендуется выполнять сферической (рис. 4.3, б) или с двумя конусами (рис. 4.3, в) для устойчивого положения ремня на шкивах при работе передачи и предотвращения сбегания ремня со шкивов.



**Рис. 4.3. Формы обода шкива плоскоременной передачи:**

- а) цилиндрическая с кольцевыми канавками;  
 б) сферическая; в) с двумя конусами

Выпуклым достаточно выполнять один из шкивов передачи, целесообразно больший, так как выпуклость малого шкива более резко снижает долговечность ремня.

На поверхности обода шкива, работающего с окружной скоростью свыше 40 м/с, должны быть выполнены кольцевые канавки, обеспечивающие выход воздуха из-под ремня (см. рис. 4.3, а).

Ширину шкива  $B$  назначают в зависимости от ширины ремня  $b$  (табл. 4.1).

**Таблица 4.1**

**Ширина шкива  $B$**

Ширина ремня $b$ , мм	Ширина шкива $B$ , мм		Ширина ремня $b$ , мм	Ширина шкива $B$ , мм	
	номинал	предельное отклонение		номинал	предельное отклонение
10	16	± 1	70	80	± 1,5
16	20		80	90	
20	25		90	100	
25	32		100	112	
30	40		125	140	± 2,0
40	50		150	170	
50	63		200	224	
60	71		—	—	—

Величину выпуклости шкива  $h$  принимают по табл. 4.2 в зависимости от его диаметра.

Таблица 4.2

Величина выпуклости обода плоского шкива

$d$ , мм	40...	125...	160...	200...	250...	315...	400...	500...
	112	140	180	224	280	355	450	560
$h$ , мм	0,3	0,4	0,5	0,6	0,8	1,0	1,2	1,5

Толщину обода чугунного шкива  $S$  (рис. 4.4) рассчитывают по зависимости

$$S_{\text{чуг}} = 0,02(d + 2b), \text{ мм},$$

где  $b$  – ширина ремня, мм;

$d$  – диаметр шкива, мм.

Для стальных шкивов толщина обода  $S_{\text{ст}} = 0,8 S_{\text{чуг}}$ .

Толщина диска шкивов любых передач  $C = (1,2 \dots 1,3)S$ .

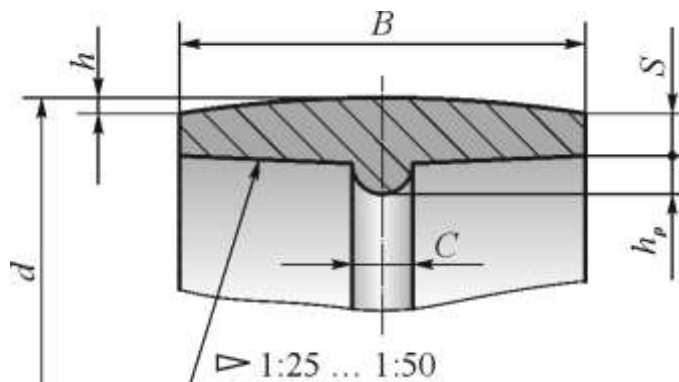


Рис. 4.4. Обод шкива плоскоременной передачи

#### 4.1.3. Шкивы клиноременных передач

Обод шкива для приводных клиновых ремней нормальных и узких сечений показан на рис. 4.5, размеры конструктивных элементов канавок под ремни и толщина обода  $S$  для литых и точеных шкивов приведены в табл. 4.3.

Обод шкива *поликлиновой передачи* представлен на рис. 4.6, размеры конструктивных элементов канавок шкивов принимают по табл. 4.4.

Таблица 4.3.

Размеры конструктивных элементов канавок для нормальных и узких клиновых ремней, мм

Сечение ремня	$W_p$	$b_{min}$	$h_{min}$	$e$		$f$		$r$	$d_p$ для угла канавки $\alpha$			$S_{min}$ рекомен- дуемое	
				НОМИН	пред. откл.	НОМИН	пред. откл.		34°	36°	38°		40°
Клиновые ремни нормальных сечений													
<i>Z</i>	8,5	2,5	7,0	12,0	±0,3	8,0	±1,0	0,5	50...71	80...100	112...160	≥180	5,5
<i>A</i>	11,0	3,3	8,7	15,0	±0,3	10,0	+2,0 -1,0	1,0	75...112	125...160	180...400	≥450	6,0
<i>B</i>	14,0	4,2	10,8	19,0	±0,4	12,5	+2,0 -1,0	1,0	125...160	180...224	250...500	≥560	7,5
<i>C</i>	19,0	5,7	14,3	25,5	±0,5	17,0	+2,0 -1,0	1,5	-	200...315	355...630	≥710	10,0
<i>D</i>	27,0	8,1	19,9	37,0	±0,6	24,0	+3,0 -1,0	2,0	-	315...400	500...900	≥1000	12,0
<i>E</i>	32,0	9,6	23,4	44,5	±0,7	29,0	+4,0 -1,0	2,0	-	500...560	630...1120	≥1250	15,0
Клиновые ремни узкие													
<i>SPZ</i>	8,5	2,5	9,0	12,0	±0,3	8,0	±1,0	0,5	63...80	-	>80	-	5,5
<i>SPA</i>	11,0	3,0	12,0	15,0	±0,3	10,0	+2,0 -1,0	1,0	90...112	-	>112	-	6,0
<i>SPB</i>	14,0	4,0	16,0	19,0	±0,4	12,5	+2,0 -1,0	1,0	140...180	-	>180	-	7,5
<i>SPC</i>	19,0	5,0	18,0	26,0	±0,5	17,0	+2,0 -1,0	1,5	224...315	-	>315	-	10,0

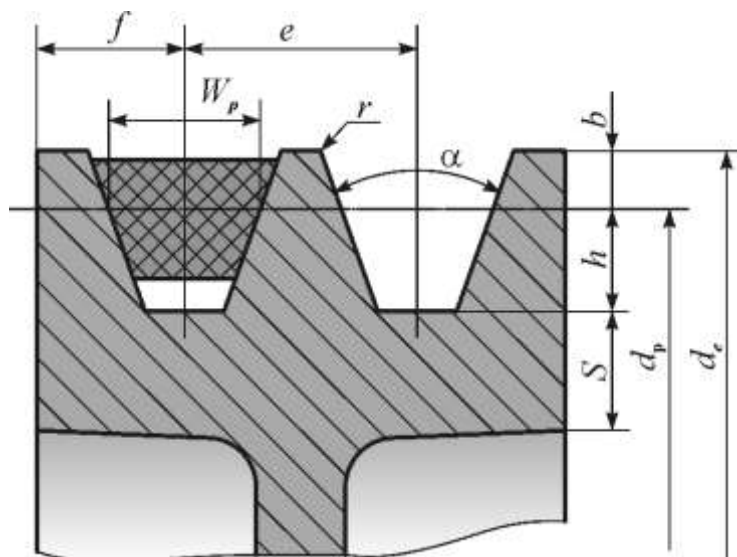


Рис. 4.5. Обод шкива клиноременной передачи

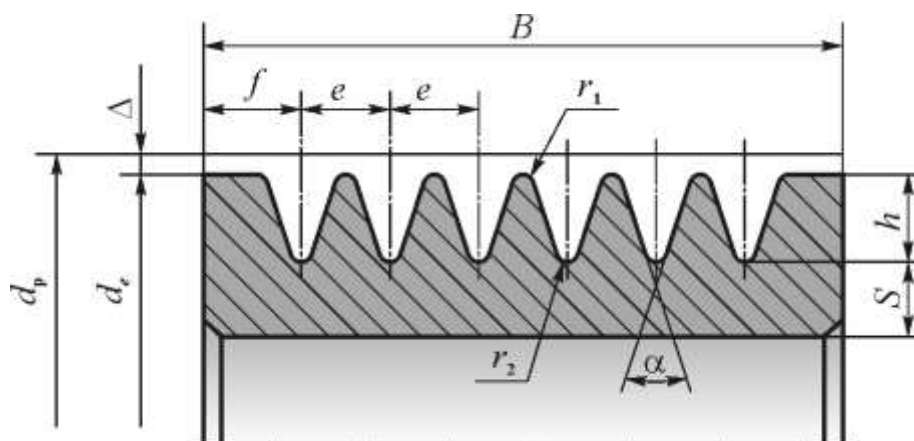


Рис. 4.6. Обод шкива поликлиновой передачи

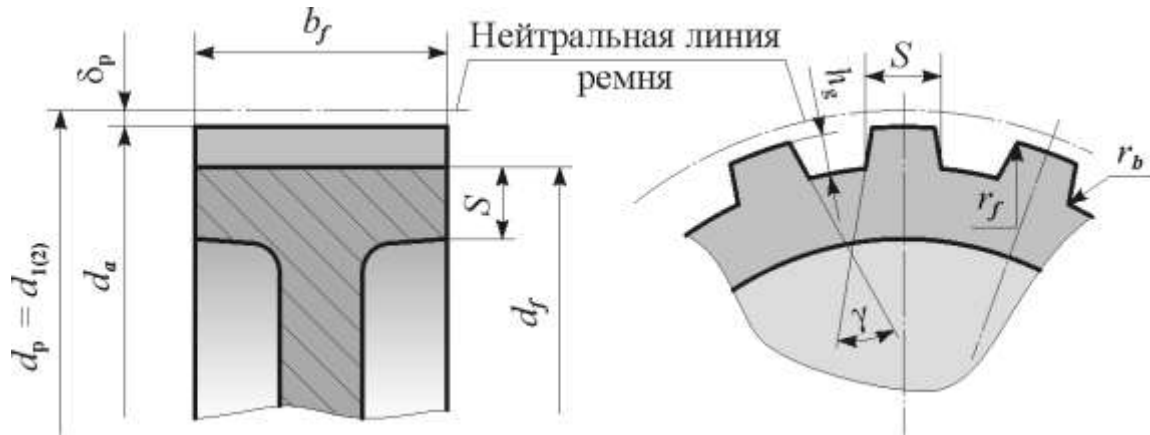
Таблица 4.4  
Размеры конструктивных элементов канавок шкивов для поликлиновых ремней, мм

Сечение ремня	$h$	$\Delta$	$e$	$f$	$r_1$	$r_2$	$S_{\min}$ (рекомендуемое)
К	$2,50^{+0,38}$	0,95	$2,4 \pm 0,03$	3,5	0,2...0,3	0,2...0,3	4,0
Л	$4,68^{+0,38}$	2,40	$4,8 \pm 0,04$	5,5	0,4...0,5	0,4...0,5	7,5
М	$9,60^{+0,77}$	3,55	$9,5 \pm 0,05$	10,0	0,8...1,0	0,6...0,8	15,5

Примечание: Угол клина канавок  $\alpha = 40^\circ$  независимо от диаметра шкива.

#### 4.1.4. Шкивы зубчато-ременных передач

Обод шкива зубчато-ременной передачи показан на рис. 4.7, размеры конструктивных элементов обода шкива приведены в табл. 4.5.



**Рис. 4.7. Обод шкива зубчато-ременной передачи**

Диаметр делительной окружности шкива  $d$ , измеряемый по нейтральной линии ремня (расположению осей металлических тросов), определяется по формуле

$$d = mz, \text{ мм,}$$

где  $m$  – модуль зацепления, мм;

$z$  – число зубьев шкива.

Диаметры вершин зубьев шкивов:

$$d_{a1} = d_1 - 2\delta_p + k_1, \text{ мм,}$$

$$d_{a2} = d_2 - 2\delta_p + k_2, \text{ мм,}$$

где  $\delta_p$  – расстояние от впадины зуба ремня до оси несущего слоя (оси троса), мм, (см. табл. 4.5);

$k_1, k_2$  – поправки к диаметрам шкивов в целях более равномерного распределения сил между зубьями:

$$k_1 = \frac{0,2F_t}{b} \lambda z_1, \text{ мм,}$$

$$k_2 = \frac{0,2F_t}{b} \lambda z_2, \text{ мм.}$$

$F_t$  – окружное усилие, Н;

$b$  – ширина ремня, мм;

$\lambda$  – податливость ремня шириной 1 мм на длине одного шага, мм<sup>2</sup>/Н.

Диаметр впадин зубьев

$$d_f = d_a - 2h_g, \text{ мм,}$$

где  $h_g$  – глубина пространства между зубьями, мм (см. табл. 4.5).

Таблица 4.5

Размеры конструктивных элементов обода шкива зубчато-ременной передачи, мм

Параметры	Модуль зацепления $m$										
	1,0	1,5	2,0	3,0	4,0	5,0	7,0	10,0	3*	4*	5*
Расстояние от впадины зуба до несущего слоя ремня (гроса) $\delta_p$	0,4	0,4	0,6	0,6	0,8	0,8	0,8	0,8	0,6	0,8	0,8
Ширина ремня $b$	3,0...12,5	3...20	5...20	12,5...50	20...100	25...100	40...125	50...200	12,5...50	20...100	25...100
Ширина основания зуба $S$	1,0±0,2	1,5±0,2	1,8±0,2	3,0±0,2	4,0±0,2	4,8±0,2	7,5±0,3	11,5±0,3	—	—	—
Глубина пространства между зубьями $h_g$	1,0±0,1	1,5±0,1	2,0±0,1	3,0±0,2	4,0±0,2	5,0±0,2	8,5±0,3	12,5±0,3	4,05	5,05	6,05
Угол профиля зуба $\gamma$ , градус	50	50	50	42	42	42	42	42	—	—	—
Радиус впадины шкива $R_3$	—	—	—	—	—	—	—	—	2,65	3,65	4,70
Радиус у вершины зуба $r_f$	0,3	0,4	0,5	0,7	1,2	1,5	2,5	3,0	1,2	1,2	2,5
Радиус у основания зуба $r_h$	0,3	0,4	0,5	1,0	1,3	2,0	3,0	3,5	—	—	—
Податливость ремня шириной 1 мм на длине 1 шага $\lambda$ , мм <sup>2</sup> /Н	0,0007	0,0008	0,0009	0,0014	0,0006	0,0008	0,0011	0,0016	0,0014	0,0006	0,0008

Примечания: 1. Ширина ремня  $b$  из ряда: 3; 4; 5; 8; 10; 12,5; 16; 20; 25; 33; 40; 50; 63; 80; 100; 125; 160; 200 мм.

2. Модули 3\* . 4\* . 5\* - для ремня полукруглой формы.



Минимальную ширину шкива  $b_f$  выбирают

$$b_f = b + 2h_g, \text{ мм.}$$

Для предотвращения схода ремня со шкивов в передачах с вертикальными осями и при передаточном отношении  $i \geq 3$  выполняют фланцы на обоих шкивах, в остальных случаях – только на малом шкиве.

Толщину обода  $S$  рассчитывают по формуле

$$S = 1,5t + 2 \text{ мм} \geq 6 \text{ мм.}$$

#### 4.1.5. Материалы шкивов

Шкивы ременных передач выполняют литыми из чугуна, литейных сталей и легких сплавов; сварными или сборными из стальных штампованных элементов; шкивы небольших размеров изготавливают из пластмасс.

При выборе материала шкива следует учитывать быстроходность передачи, так как вследствие действия центробежных сил прочность материала не всегда оказывается достаточной.

Допускаемые окружные скорости на внешней цилиндрической поверхности шкива в зависимости от материала и способа изготовления приведены в табл. 4.6.

**Таблица 4.6**

**Допускаемые окружные скорости шкивов**

Материал шкива	Способ изготовления шкива	Допускаемые скорости шкива, м/с
Чугун СЧ10, СЧ15	Литье	До 30...35
Сталь 25Л	Литье	До 45
Сталь Ст 3	Сварка или сборка	До 60
Легированные стали	Сборка	До 100
Легкие сплавы (АК10В)	Точное литье	До 100
Пластмассы	Литье под давлением	До 30

#### 4.2. Установка шкивов на валы

Для передачи вращающего момента от вала к ступице насаженной на вал детали широко используют шпоночные и шлицевые соединения.

#### 4.2.1. Шпоночные соединения

Для передачи вращающего момента от вала к ступице наиболее часто используют шпоночные соединения призматическими шпонками. При этом сопрягаемые поверхности вала и ступицы могут быть выполнены как цилиндрическими, так и коническими.

Поля допусков ширины паза  $b$  призматического шпоночного соединения (рис.4.8) рекомендуется выбирать по табл. 4.7.

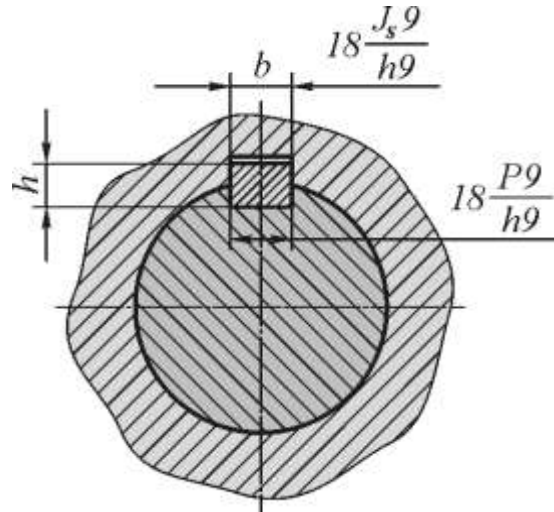


Рис. 4.8. Пример посадки шпонки в паз вала и в паз ступицы

Таблица 4.7  
Поля допусков ширины паза шпоночного соединения

Характер шпоночного соединения	Поле допуска ширины паза $b$	
	на валу	в отверстии
Свободное	$H9$	$D10$
Нормальное	$N9$	$J_s 9$
Плотное	$P9$	$P9$

- Примечания:
1. Допускается применять для ширины паза на валу и во втулке любые сочетания полей допусков, указанных в таблице.
  2. Для термообработанных деталей допускаются предельные отклонения ширины паза вала по  $H11$ .
  3. В неподвижных соединениях (вал-ступица) предпочтительно плотное соединение шпонки с валом и нормальное – шпонки со ступицей.

Предельные отклонения глубины шпоночного паза и размеров, связанных с глубиной паза (рис. 4.9), приведены в табл. 4.8.

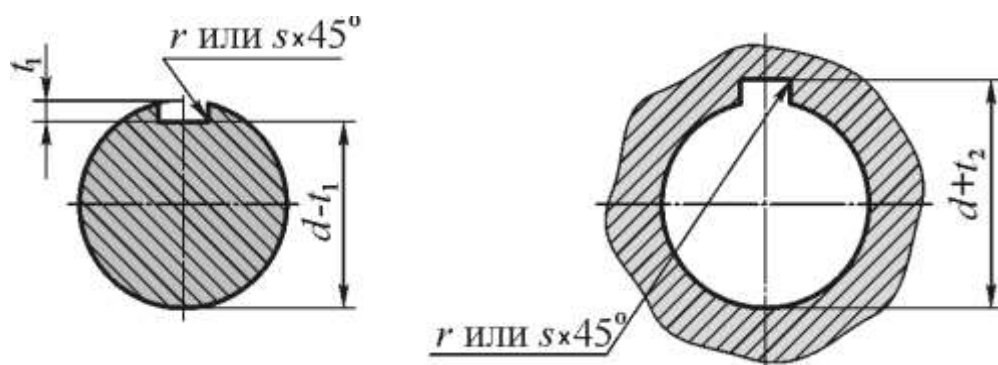


Рис. 4.9. Отклонения глубины шпоночного паза и радиусы скруглений или фаска

Таблица 4.8

Предельные отклонения глубины шпоночного паза и размеров радиусов или фасок скруглений

Высота шпонки $h$ , мм	Предельные отклонения размеров, мм			Фаска $s$ или радиус $r$ , мм	
	$t_1$	$d - t_1$	$d + t_2$	не более	не менее
От 2 до 4	+ 0,1	0	+0,1	0,25	0,16
Св. 4 до 6	0	-0,1	0	0,40	0,25
Св. 6 до 7	+0,2 0	0 -0,2	+0,2 0	0,60	0,40
Св. 7 до 11				0,80	0,60
Св. 11 до 18	+0,3 0	0 -0,3	+0,3 0	1,20	1,00
Св. 18 до 28					

Предельные отклонения ширины шпоночного паза на валу и в отверстиях приведены в табл. 4.9.

#### 4.2.2. Шлицевые соединения

В соединении вал-ступица находят применение прямобоочные шлицы по ГОСТ 1139-80 и эвольвентные – по ГОСТ 6033-80.

##### 4.2.2.1. Прямобоочные шлицевые соединения

Виды центрирования прямобоочных шлицевых соединений:

– по боковым граням  $b$  (рис. 4.10, а);

Таблица 4.9

## Предельные отклонения ширины шпоночного паза, мкм

Ширина шпоночного паза $b$ , мм	Поля допуска				
	$H9$	$N9$	$P9$	$D10$	$J_s 9$
От 1 до 3	+ 25 0	- 4 - 29	- 6 - 31	+ 60 + 20	+ 12 - 12
Св. 3 до 6	+ 30 0	0 - 30	- 12 - 42	+ 78 + 30	+ 15 - 15
Св. 6 до 10	+ 36 0	0 - 35	- 15 - 51	+ 98 + 40	+ 18 - 18
Св. 10 до 18	+ 43 0	0 - 43	- 18 - 61	+ 120 + 50	+ 21 - 21
Св. 18 до 30	+ 52 0	0 - 52	- 22 - 74	+ 140 + 65	+ 26 - 26

- по наружному диаметру  $D$  (рис. 4.10, б);
- по внутреннему диаметру  $d$  (рис. 4.10, в) .

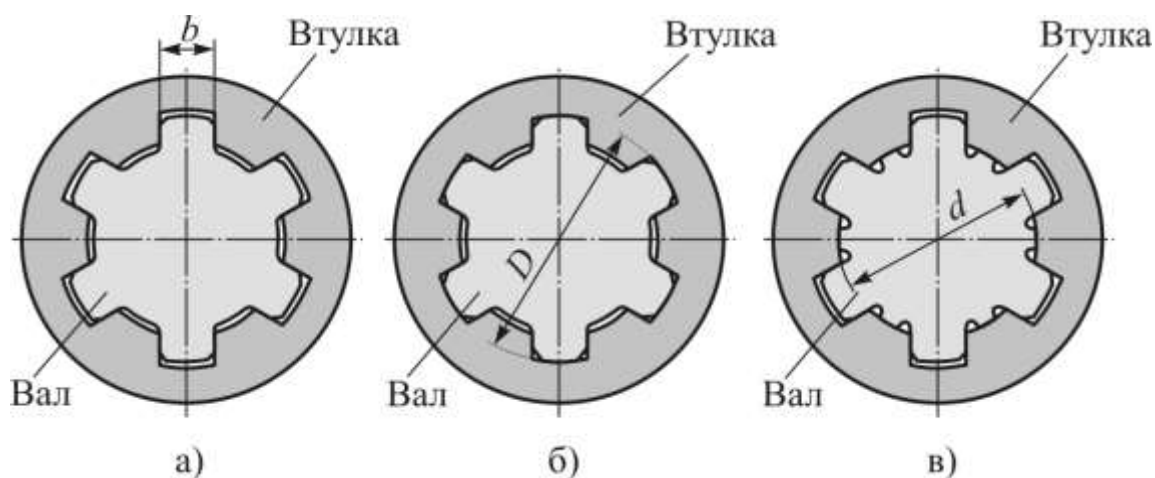


Рис. 4.10. Виды центрирования прямобоковых шлицевых соединений:

- а) по боковым граням  $b$  ; б) по наружному диаметру  $D$  ;
- в) по внутреннему диаметру  $d$

Выбор способа центрирования определяется величиной нагрузки, требованиями по точности центрирования деталей соединения и технологией изготовления.

В тихоходных высоконагруженных узлах предпочтение следует отдавать центрированию по боковым граням  $b$ , чем обеспечивается равномерное распределение нагрузки между шлицами.

В быстроходных конструкциях из условия хорошего центрирования детали на валу необходимо центрировать по одному из диаметров  $D$  или  $d$ . Выбор диаметра центрирования  $D$  или  $d$  определяется технологическими соображениями.

При твердости шлицев  $H \leq 350\text{HB}$  целесообразно центрировать соединение по наружному диаметру  $D$ : шлицы в ступице удобно с высокой точностью по диаметру  $D$  получить протягиванием, наружное шлифование шлицев вала по диаметру  $D$  не представляет трудностей.

При твердости шлицев  $H > 350\text{HB}$  целесообразно центрировать соединение по внутреннему диаметру  $d$ , так как невозможно точно обработать ступицу по диаметру  $D$ : нельзя применить протяжку для протягивания твердых шлицев ступицы, а также невозможно шлифовать впадины шлицев ступицы по диаметру  $D$ . В этом случае шлифуют в отверстиях внутренний диаметр  $d$ .

Условное обозначение шлицевого соединения вала и втулки с параметрами: число шлицев  $z = 8$ , внутренний диаметр  $d = 36$  мм, наружный диаметр  $D = 40$  мм, ширина шлица  $b = 7$  мм при центрировании по боковым сторонам  $b$ :

$$b - 8 \times 36 \times 40 \frac{H12}{a11} \times 7 \frac{F8}{j_s7};$$

для отверстия соединения:  $b - 8 \times 36 H11 \times 40 H12 \times 7 F8$ ;

для вала соединения:  $b - 8 \times 36 \times 40 a11 \times 7 j_s7$ .

Условное обозначение шлицевого соединения вала и втулки с параметрами: число шлицев  $z = 8$ , внутренний диаметр  $d = 36$  мм, наружный диаметр  $D = 40$  мм, ширина шлица  $b = 7$  мм при центрировании по наружному диаметру  $D$ :

$$D - 8 \times 36 \times 40 \frac{H8}{h7} \times 7 \frac{F8}{j_s7};$$

для отверстия соединения:  $D - 8 \times 36 H11 \times 40 H8 \times 7 F8$ ;

для вала соединения:  $D - 8 \times 36 \times 40 h7 \times 7 j_s7$ .

Условное обозначение шлицевого соединения вала и втулки с параметрами: число шлицев  $z = 8$ , внутренний диаметр  $d = 36$  мм, наружный диаметр  $D = 40$  мм, ширина шлица  $b = 7$  мм при центрированием по внутреннему диаметру  $d$ :

$$d - 8 \times 36 \frac{H7}{g6} \times 40 \frac{H12}{a11} \times 7 \frac{F8}{j_s7};$$

для отверстия соединения:  $d - 8 \times 36 H7 \times 40 H12 \times 7 F8$ ;

для вала соединения:  $d - 8 \times 36 g6 \times 40 a11 \times 7 j_s7$ .

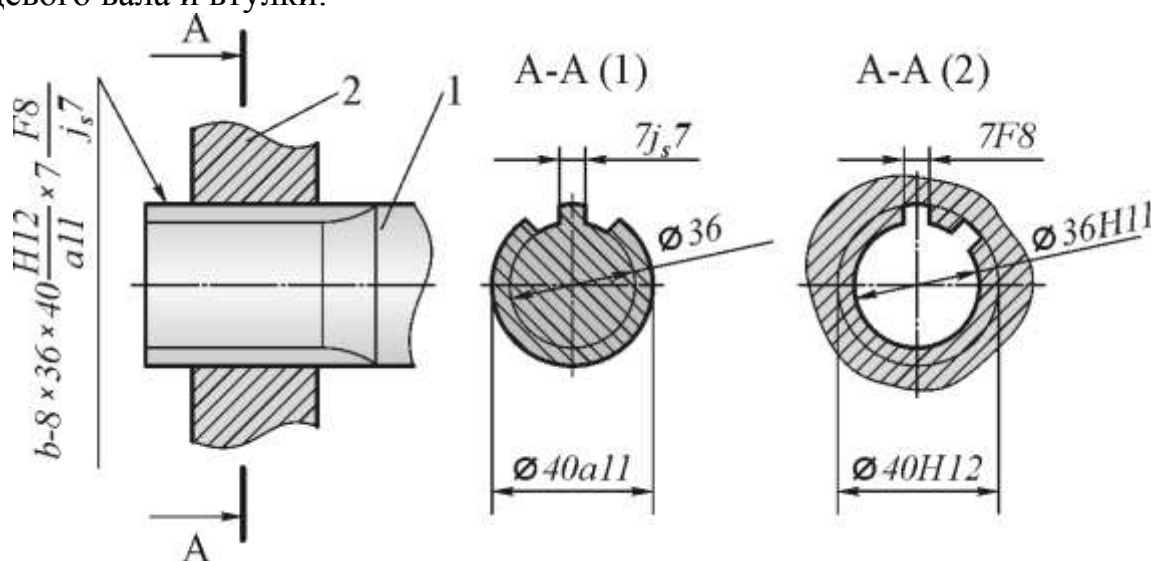
Предпочтительные посадки прямобочных шлицевых соединений при различных видах центрирования приведены в табл. 4.10.

**Таблица 4.10**  
**Предпочтительные посадки прямобочных шлицевых соединений**

Вид центрирования	Посадки		
	по наружному диаметру $D$	по внутреннему диаметру $d$	по ширине $b$
По наружному диаметру $D$	$\frac{H7}{f6}; \frac{H7}{j_s6}$	$H11$	$\frac{F8}{f7}; \frac{F8}{f8}; \frac{F8}{j_s7}$
По внутреннему диаметру $d$	$\frac{H12}{a11}$	$\frac{H7}{f7}; \frac{H7}{g6}$	$\frac{D9}{h9}; \frac{D9}{j_s7}; \frac{D9}{k7};$ $\frac{F10}{f9}; \frac{F10}{j_s7}$
По ширине $b$	$\frac{H12}{a11}$	$H11$	$\frac{F8}{j_s7}; \frac{D9}{e8}; \frac{D9}{f8};$ $\frac{F10}{d9}; \frac{F10}{f8}$

*Примечания:* 1.  $H11$  – поле допуска нецентрирующего диаметра втулки  $d$ .  
2. В обоснованных случаях допускаются другие посадки.

На рис. 4.11 приведен пример изображения соединения прямобочными шлицами при центрировании по боковым сторонам  $b$  и торцового сечения шлицевого вала и втулки.

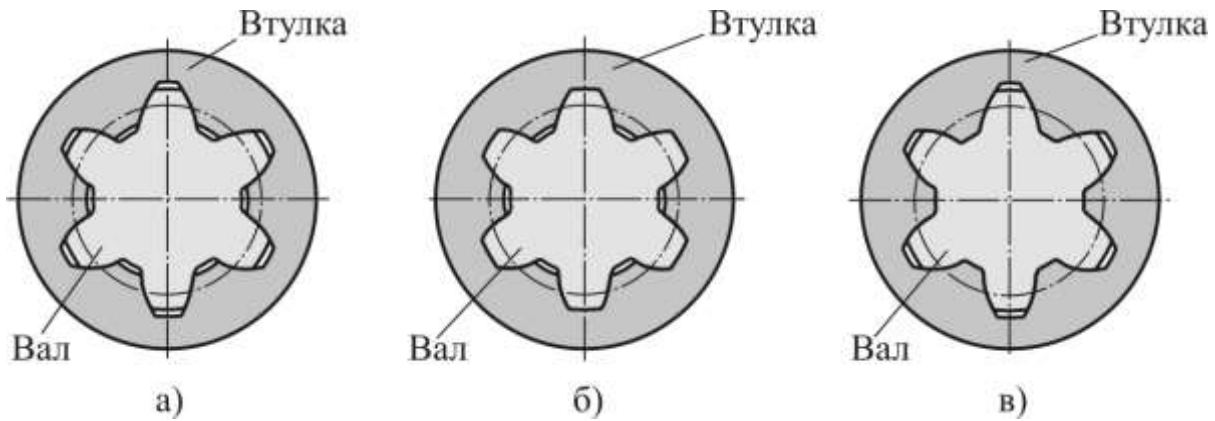


**Рис. 4.11. Изображение соединения прямобочными шлицами**

#### 4.2.2.2. Эвольвентные шлицевые соединения

Виды центрирования эвольвентных шлицевых соединений:

- по боковым граням  $b$  (рис. 4.12, а);
- по наружному диаметру  $D$  (рис. 4.12, б);
- по внутреннему диаметру  $d$  (рис. 4.12, в).



**Рис. 4.12. Виды центрирования эвольвентных шлицевых соединений:**  
а) по боковым граням  $b$ ; б) по наружному диаметру  $D$ ;  
в) по внутреннему диаметру  $d$

Выбор способа центрирования определяется величиной нагрузки, требованиями по точности центрирования деталей соединения и технологией изготовления.

В тихоходных высоконагруженных узлах предпочтение следует отдавать центрированию по боковым граням  $b$ , т.к. это обеспечивает равномерное распределение нагрузки между шлицами.

В быстроходных конструкциях для исключения эксцентриситета посаженной на вал детали соединение необходимо центрировать по одному из диаметров  $D$  или  $d$ . Выбор диаметра центрирования определяется технологическими соображениями.

При твердости шлицев  $H \leq 350HВ$  целесообразно центрировать соединение по наружному диаметру  $D$ : шлицы в ступице по диаметру  $D$  удобно с высокой точностью получить протягиванием, наружное шлифование шлицев вала по диаметру  $D$  не представляет трудностей.

При твердости шлицев  $H > 350HВ$  допускается центрировать соединение по внутреннему диаметру  $d$ , так как невозможно точно обработать ступицу по диаметру  $D$ : нельзя применить протяжку для протягивания твердых шлицев ступицы, а также невозможно шлифовать впадины шлицев ступицы по диаметру  $D$ . В этом случае шлифуют в отверстиях внутренний диаметр  $d$ . Из-за неудобства шлифования переходных поверхностей вала по внутреннему диаметру  $d$  этот вид центрирования применяют в исключительных случаях.

В эвольвентных шлицевых соединениях обозначение полей допусков размеров ширины впадины втулки  $e$  и толщины зуба вала  $s$  устанавливается в виде числа, показывающего степень точности (для ширины впадины втулки  $e$  – степени точности: 7, 9, 11; для толщины зуба вала  $s$  – 7, 8, 9, 10, 11), за которым следует буква, показывающая основное отклонение (для ширины впадины втулки –  $H$ ; для толщины зуба вала –  $r, p, n, k, h, g, f, d, a$ ). Например, для втулки:  $7H, 9H, 11H$ ; для вала:  $7p, 8k, 10a$ .

Предпочтительные посадки при центрировании по боковым поверхностям зубьев:

$$\frac{9H}{9h}; \frac{9H}{9g}.$$

При центрировании по наружному диаметру предпочтительными посадками являются:

$$\frac{H7}{n6}; \frac{H7}{j_s6}; \frac{H7}{h6}; \frac{H7}{g6}; \frac{H7}{f7}.$$

Условное обозначение шлицевых соединений валов и втулок должно содержать:

- номинальный диаметр  $D$ ;
- модуль  $m$ ;
- обозначение посадки соединения (полей допусков вала и втулки), помещаемое после размеров центрирующих элементов;
- обозначение стандарта (ГОСТ 6033-80).

Условное обозначение эвольвентного шлицевого соединения вала и втулки с параметрами: номинальный диаметр  $D = 40$  мм, модуль  $m = 2$  мм при центрировании по боковым сторонам зубьев с посадкой  $\frac{9H}{9g}$ :

$$40 \times 2 \times \frac{9H}{9g} \text{ ГОСТ 6033-80;}$$

для отверстия соединения:  $40 \times 2 \times 9H$  ГОСТ 6033-80;

для вала соединения:  $40 \times 2 \times 9g$  ГОСТ 6033-80.

Условное обозначение эвольвентного шлицевого соединения вала и втулки с параметрами: номинальный диаметр  $D = 40$  мм, модуль  $m = 2$  мм при центрировании по наружному диаметру с посадкой  $\frac{H7}{h6}$ :

$$40 \times \frac{H7}{h6} \times 2 \text{ ГОСТ 6033-80;}$$

для отверстия соединения:  $40 \times H7 \times 2$  ГОСТ 6033-80;

для вала соединения:  $40 \times h6 \times 2$  ГОСТ 6033-80.

Условное обозначение эвольвентного шлицевого соединения вала и



штулки с параметрами: номинальный диаметр  $D = 40$  мм, модуль  $m = 2$  мм при центрировании по внутреннему диаметру с посадкой  $\frac{H7}{h6}$ :

$$i 40 \times 2 \times \frac{H7}{h6} \text{ ГОСТ 6033-80};$$

для отверстия соединения:  $i 40 \times 2 \times H7$  ГОСТ 6033-80;

для вала соединения:  $i 40 \times 2 \times h6$  ГОСТ 6033-80.

На рис. 4.13 приведен пример изображения соединения эвольвентными шлицами при центрировании по боковым сторонам и торцового сечения шлицевого вала и штулки.

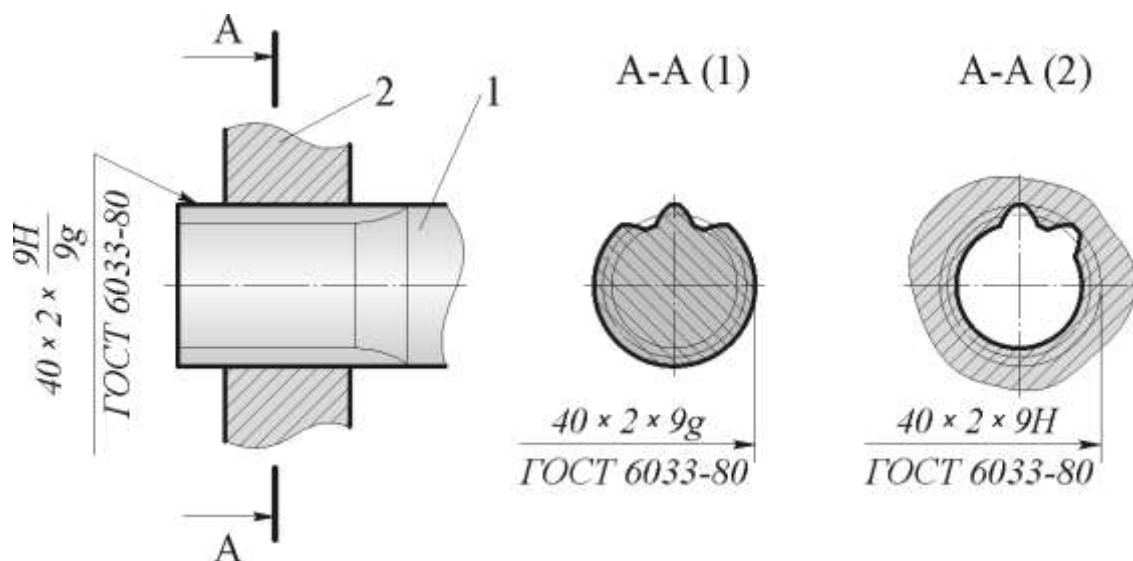


Рис. 4.13. Изображение соединения эвольвентными шлицами

### 4.3. Указания на чертежах допусков размеров, отклонений формы и расположения поверхностей деталей

#### 4.3.1. Общие сведения

На рабочих чертежах шкивов указывают допуски формы и расположения поверхностей [4].

Требования точности к форме поверхности и расположению поверхностей диктуются условиями надежной работы детали, сборочной единицы и машины в целом. Ниже приведены некоторые пояснения влияния погрешности формы и расположения поверхностей на эксплуатацию узла и машины в целом.

*Допуск цилиндричности* посадочных (базовых) отверстий и поверхностей шеек вала назначают с целью ограничения концентрации контактных давлений на посадочных поверхностях.

*Допуски круглости и профиля продольного сечения* назначают для

посадочных поверхностей под подшипники качения с целью сохранения правильной геометрии дорожек качения колец подшипника.

*Допуски параллельности и симметричности* шпоночного паза назначают для обеспечения равномерного контакта рабочих поверхностей шпонки и пазов вала и ступицы.

*Допуск соосности* посадочных поверхностей под подшипники качения относительно их общей оси назначают для ограничения перекоса колец подшипников качения, что может вызвать заклинивание подшипника.

Допуски формы и расположения поверхностей назначают в зависимости от степени точности допуска и величины номинального размера по табл. 4.11–4.14 (ГОСТ 24 643-81).

**Таблица 4.11**

**Допуски цилиндричности, круглости, профиля продольного сечения по ГОСТ 24 643-81**

Интервалы номинальных размеров, мм	Степени точности								
	4	5	6	7	8	9	10	11	12
	Допуски, мкм								
До 3	1,2	2	3	5	8	12	20	30	50
Св. 3 до 10	1,6	2,5	4	6	10	16	25	40	60
Св. 10 до 18	2	3	5	8	12	20	30	50	80
Св. 18 до 30	2,5	4	6	10	16	25	40	60	100
Св. 30 до 50	3	5	8	12	20	30	50	80	120
Св. 50 до 120	4	6	10	16	25	40	60	100	160
Св. 120 до 250	5	8	12	20	30	50	80	120	200
Св. 250 до 400	6	10	16	25	40	60	100	160	250
Св. 400 до 630	8	12	20	30	50	80	120	200	300

*Допуски соосности* посадочной поверхности для полумуфт, шкивов, звездочек, зубчатых колес открытых передач назначают для снижения дисбаланса вала и установленных на этой поверхности деталей. При частоте вращения вала  $n < 1000 \text{ мин}^{-1}$  допуск соосности посадочной поверхности не задают.

В некоторых случаях на чертежах указывают вместо допуска соосности допуск радиального биения (см. табл. 4.14).

Если величина допуска не выбирается из указанных таблиц, а рассчитывается по эмпирическим зависимостям (например, допуски параллельности и симметричности шпоночного паза), то вычисленный по

формуле допуск округляют до ближайшего меньшего значения из ряда:  
 0,5; 0,6; 0,8; 1; 1,2; 1,6; 2; 2,5; 3; 4; 5; 6; 8; 10; 12; 16; 20; 25; 30; 40; 50; 60;  
 80; 100; 120; 160; 200; 250; 300; 400; 500; 600; 800; 1000 мкм.

**Таблица 4.12**

**Допуски параллельности, перпендикулярности, наклона,  
 торцевого биения и полного торцевого биения по ГОСТ 24 643-81**

Интервалы номинальных размеров, мм	Степени точности								
	4	5	6	7	8	9	10	11	12
	Допуски, мкм								
До 10	1,6	2,5	4	6	10	16	25	40	60
Св. 10 до 16	2	3	5	8	12	20	30	50	80
Св. 16 до 25	2,5	4	6	10	16	25	40	60	100
Св. 25 до 40	3	5	8	12	20	30	50	80	120
Св. 40 до 63	4	6	10	16	25	40	60	100	160
Св. 63 до 100	5	8	12	20	30	50	80	120	200
Св.100 до 160	6	10	16	25	40	60	100	160	250
Св.160 до 250	8	12	20	30	50	80	120	200	300
Св.250 до 400	10	16	25	40	60	100	160	250	400
Св.400 до 630	12	20	30	50	80	120	200	300	500

**Таблица 4.13**

**Допуски соосности, симметричности и пересечения осей в радиусном выражении по ГОСТ 24 643-81**

Интервалы номинальных размеров, мм	Степени точности								
	4	5	6	7	8	9	10	11	12
	Допуски, мкм								
До 3	3	5	8	12	20	30	50	80	120
Св. 3 до 10	4	6	10	16	25	40	60	100	160
Св. 10 до 18	5	8	12	20	30	50	80	120	200
Св. 18 до 30	6	10	16	25	40	60	100	160	250
Св. 30 до 50	8	12	20	30	50	80	120	200	300
Св. 50 до 120	10	16	25	40	60	100	160	250	400
Св.120 до 250	12	20	30	50	80	120	200	300	500
Св.250 до 400	16	25	40	60	100	160	250	400	600
Св.400 до 630	20	30	50	80	120	200	300	500	800

*4.3.2. Простановка допусков размеров, отклонений формы и расположения поверхностей на рабочих чертежах шкивов*

На рабочем чертеже шкива (рис. 4.14), измерительной базой которого является ось посадочного отверстия, указывают:

*Позиция 1.* Допуск цилиндричности базового отверстия  $d$  (рис. 4.14) назначают  $T_{\sigma} = 0,3t$ , где  $t$  – допуск размера отверстия. Полученный размер  $T_{\sigma}$  округляют до ближайшего значения из ряда допусков (см. ряд значений допусков в п. 4.3.1 перед табл. 4.12).

*Позиция 2.* Допуск цилиндричности наружного диаметра по 8-й степени точности по ГОСТ 24643-81 (см. табл. 4.11).

*Позиция 3.* Допуск радиального биения поверхности наружного диаметра шкива относительно оси посадочного отверстия: для плоскоременной передачи по 7-й степени точности, для клиноременной передачи по 9-й степени точности по ГОСТ 24643-81 (см. табл. 4.14).

*Позиция 4.* У шкивов для клиновых ремней указывают допуск биения конусной рабочей поверхности канавки шкива в заданном направлении на каждые 100 мм расчетного диаметра относительно оси:

- 0,20 мм – при частоте вращения шкива до 480 мин<sup>-1</sup>;
- 0,15 мм – при частоте вращения шкива св. 480 мин<sup>-1</sup> до 960 мин<sup>-1</sup>;
- 0,10 мм – при частоте вращения шкива св. 960 мин<sup>-1</sup>.

Таблица 4.14

**Допуски радиального биения и полного радиального биения.  
Допуски соосности, симметричности, пересечения осей  
в диаметральном выражении по ГОСТ 24 643-81**

Интервалы номинальных размеров, мм	Степени точности								
	4	5	6	7	8	9	10	11	12
	Допуски, мкм								
До 3	3	5	8	12	20	30	50	80	120
Св. 3 до 10	4	6	10	16	25	40	60	100	160
Св. 10 до 18	5	8	12	20	30	50	80	120	200
Св. 18 до 30	6	10	16	25	40	60	100	160	250
Св. 30 до 50	8	12	20	30	50	80	120	200	300
Св. 50 до 120	10	16	25	40	60	100	160	250	400
Св. 120 до 250	12	20	30	50	80	120	200	300	500
Св. 250 до 400	16	25	40	60	100	160	250	400	600
Св. 400 до 630	20	30	50	80	120	200	300	500	800

*Позиция 5.* Допуск торцевого биения обода шкива относительно оси посадочного отверстия: для плоскоременной передачи – по 8-й степени точности, для клиноременной передачи – по 8-й степени точности по ГОСТ 24 643-81 (см. табл. 4.12).

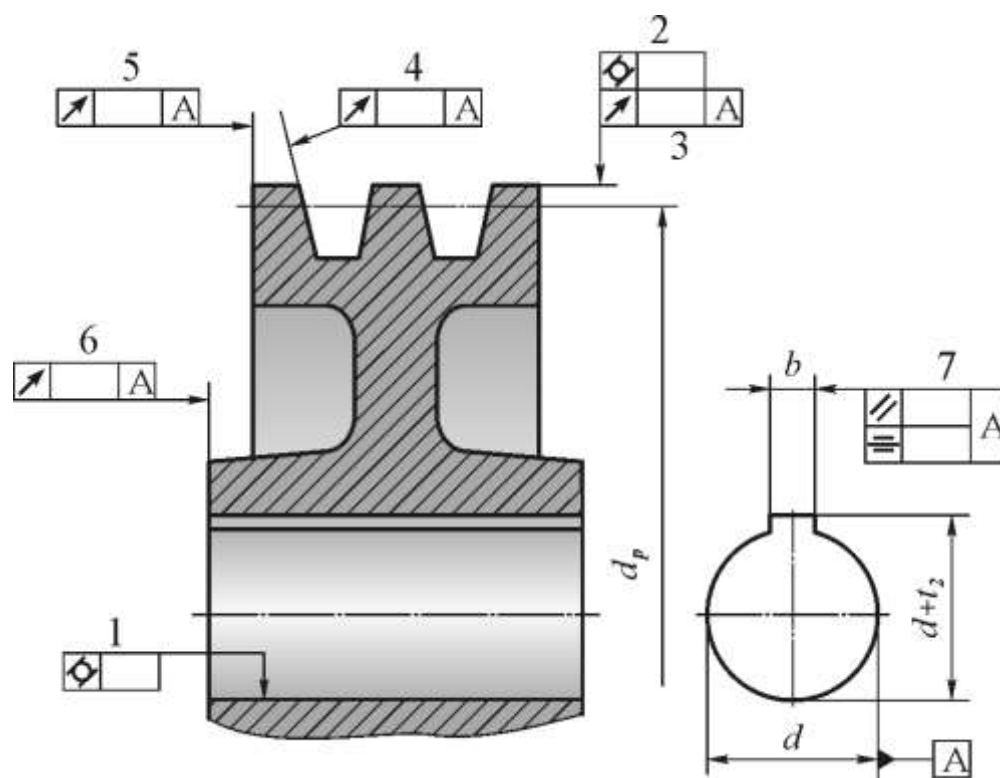
*Позиция 6.* Допуск торцевого биения ступицы шкива относительно оси посадочного отверстия по 8-й степени точности по ГОСТ 24 643-81 (см. табл. 4.12).

*Позиции 7.* Допуски параллельности и симметричности шпоночного паза: задают допуски параллельности  $T_{\#}$  и симметричности  $T_{\equiv}$ . Допуск параллельности  $T_{\#}=0,5t$ , а симметричности  $T_{\equiv}=2t$ , где  $t$  – допуск ширины шпоночного паза. Полученные значения допусков округляют до ближайшего значения из ряда допусков (см. ряд значений допусков в п. 4.3.1 выше табл. 4.12).

Шкивы, работающие со скоростью свыше 5 м/с, подлежат балансировке. Допустимый дисбаланс, указываемый в технических требованиях на чертеже, г·м:

- б – для шкивов с окружной скоростью от 5 до 10 м/с;
- 3 – для шкивов с окружной скоростью от 10 до 15 м/с;
- 2 – для шкивов с окружной скоростью от 15 до 20 м/с;

1 – для шкивов с окружной скоростью от 20 до 40 м/с;  
 0,5 – для шкивов с окружной скоростью свыше 40 м/с.



**Рис. 4.14. Указание допусков формы и расположения поверхностей на чертеже шкива**

При проектировании вала указывают допуск соосности посадочной поверхности для шкива согласно табл. 4.15.

**Таблица 4.15**  
**Допуск соосности посадочных поверхностей для шкивов**

Частота вращения вала, мин <sup>-1</sup>	Допуск соосности, мкм
1000	18
1500	12
3000	6

Примеры выполнения рабочих чертежей шкивов приведены в Приложении к работе [4].

## 5. НАТЯЖЕНИЕ ПРИВОДНЫХ РЕМНЕЙ

### 5.1. Способы натяжения ремней

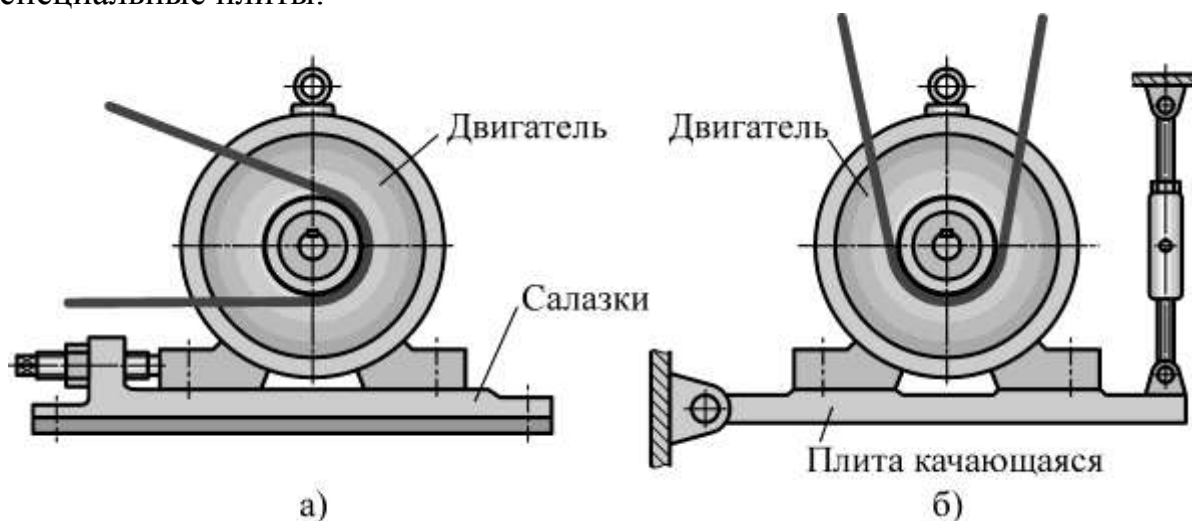
Нормальную работоспособность ременной передачи в первую очередь обеспечивает установление и поддержание при эксплуатации правильного рабочего натяжения ремня. При недостаточном натяжении ремня резко снижается его тяговая способность. Чрезмерное натяжение ремня хотя и будет до известного предела способствовать росту тяговой способности ремня, но одновременно приведет к понижению его долговечности, увеличению нагрузки на валы и опоры и потерь в опорах. Повышенное натяжение ремня сложно поддерживать при эксплуатации ременной передачи.

Поэтому при проектировании ременных передач особое внимание уделяют выбору способов натяжения ремня, которые можно укрупненно подразделить на следующие [5, 6, 7]:

1. *Натяжение за счет упругих деформаций ремня.* Длину ремня выполняют меньше расчетной и надевают ремень на шкивы с предварительным натягом. По мере вытягивания ремень периодически перешивают, т.е. укорачивают. Этот способ находит крайне ограниченное применение в тех случаях, когда применить другие способы по тем или иным причинам невозможно.

2. *Периодическое натяжение ремня* прямолинейным перемещением или качанием одного из валов (чаще электродвигателя).

Для прямолинейного перемещения, например, электродвигателя с ведущим шкивом (рис. 5.1, а), используют салазки или конструируют специальные плиты.



**Рис. 5.1. Периодическое натяжение ремня:**  
а) перемещением двигателя относительно салазок;  
б) поворотом качающейся плиты

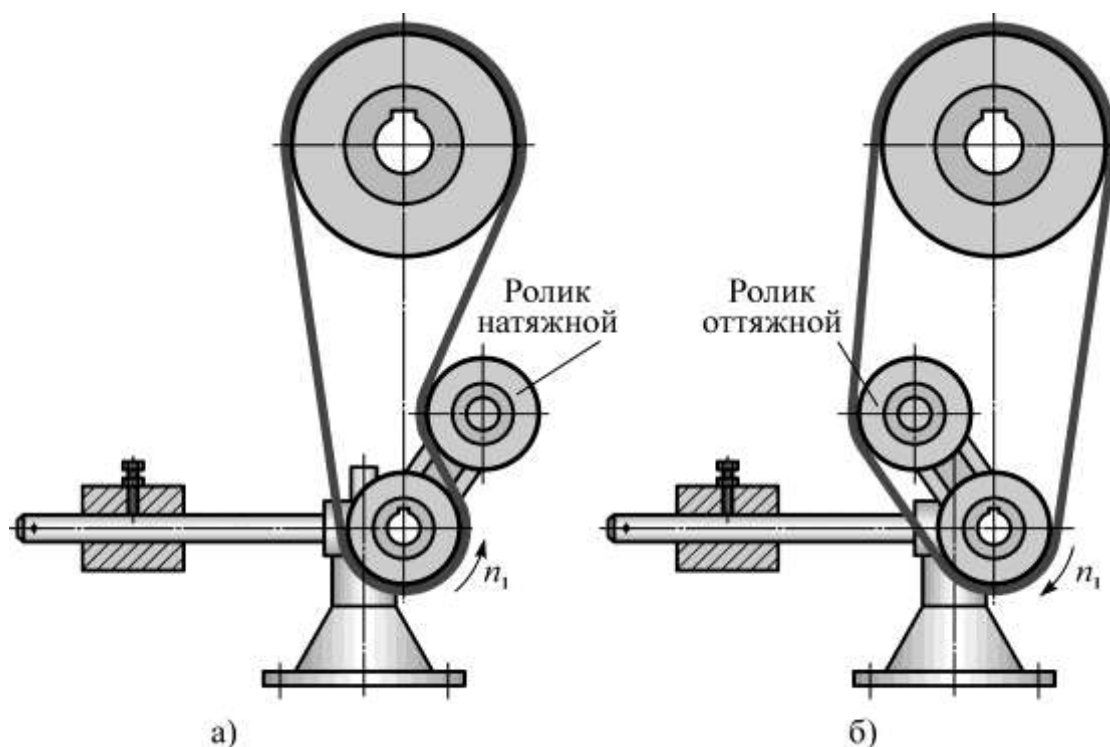
При натяжении ремня с помощью качающихся плит (рис. 5.1, б) на последнюю устанавливают электродвигатель или любой другой узел ременной передачи. Натяжение ремней при этом зачастую осуществляют откидными болтами, стяжкой, установочными винтами и др.

Недостатком указанного способа является необходимость периодического «подтягивания» ремня по мере его вытяжки. Натяжение ремня в период между очередными «подтяжками» уменьшается за счет его остаточной деформации, что ведет к отклонению режима работы передачи от расчетного (изменяются величины КПД и относительного скольжения).

3. *Автоматическое и непрерывное натяжение ремня* (самонатяжные передачи). Этот способ натяжения, как правило, используется в передачах с небольшим межосевым расстоянием.

Автоматическое натяжение ремня может быть постоянным по величине или переменным в течение работы ремня при разных режимах нагружения.

Постоянное натяжение ремня независимо от режима нагружения осуществляют грузом, пружиной, весом качающегося электродвигателя, натяжным (рис. 5.2, а) или оттяжным (рис. 5.2, б) роликом, качающимся на рычаге относительно неподвижной оси и прижимаемым к ремню грузом или пружиной. Строго говоря, применение пружины в таких устройствах создает только близкое к постоянному натяжение ремня, так как при вытяжке ремня изменяется и длина пружины, что ведет к изменению создаваемого пружиной усилия на ремень.



**Рис. 5.2. Натяжение ремня роликами:**  
а) натяжным; б) оттяжным

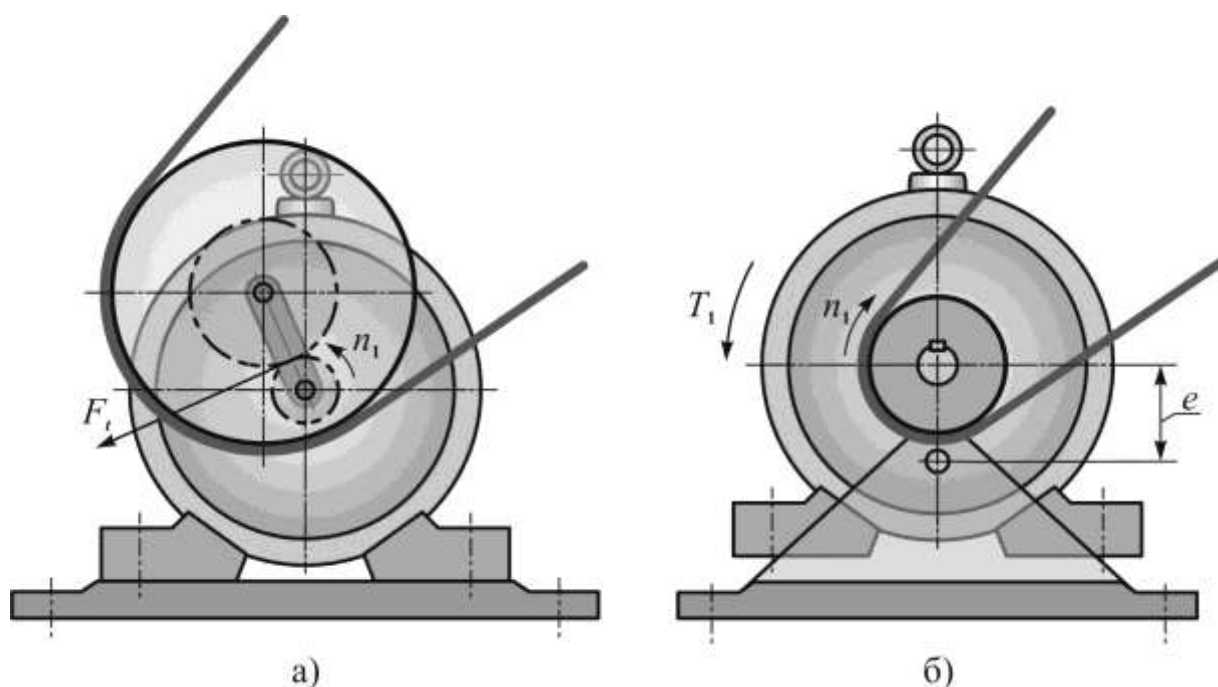


Наиболее рациональным является переменное натяжение ремня, т.е. его автоматическое регулирование по мере изменения передаваемой мощности (вращающего момента), что создает оптимальные условия для работы передачи, увеличивая ее КПД и долговечность ремня. При работе ременной передачи с автоматическим переменным натяжением снижается скольжение в передаче, уменьшаются нагрузки на валы и опоры, что увеличивает долговечность подшипников.

Эти передачи получают в последнее время все большее распространение, как наиболее перспективные.

Для самонатяжения ременной передачи могут быть использованы различные схемы:

- окружной силой на шестерне (рис. 5.3, а);
- реактивным моментом на корпусе электродвигателя (рис. 5.3, б).



**Рис. 5.3. Натяжение ременной передачи:**  
 а) окружной силой на шестерне;  
 б) реактивным моментом на корпусе электродвигателя

На рис. 5.3, б приведена реализация одной из схем самонатяжной передачи с переменным натяжением, используемая в приводах типа Sespa, в которой натяжение ремня зависит от величины реактивного момента на качающемся корпусе электродвигателя. При увеличении передаваемого вращающего момента растет натяжение ведущей ветви (за счет увеличения окружного усилия) и уменьшается натяжение ведомой ветви ремня. В результате ось шкива отклоняется по стрелке (влево), общее натяжение ветвей ремня возрастает приблизительно пропорционально передаваемой мощности.

При снижении передаваемой мощности соответственно уменьшается натяжение ремня, а на холостом ходу и в состоянии покоя оно практически становится равным нулю.

На пути перемещения (качания) оси шкива предусматривают специальный упор. При конструировании подобной схемы натяжения ремня существенное значение имеет правильный выбор величины эксцентриситета  $e$ .

Приведенная передача типа *Sespa* допускает практически любое расположение привода, небольшое межосевое расстояние, малый угол обхвата  $\alpha_1 \leq 90^\circ$ , передаточное отношение  $i \leq 6$ , передаваемую мощность  $P_1 \leq 200$  кВт.

Следует помнить, что передачи с автоматическим натяжением являются, как правило, нереверсивными и при необходимости реверсирования нужно предусматривать либо конструктивные изменения, либо дополнительную регулировку натяжения.

Натяжное устройство, независимо от его типа, должно обеспечивать изменение длины ремня в пределах:  $(0,94...1,12)a$ , где  $a$  – номинальное межосевое расстояние.

## 5.2. Начальное натяжение ремня и его контроль

Как уже отмечалось выше, начальное натяжение ремня во многом определяет его тяговую способность и долговечность.

Наиболее просто установить натяжение ремня и осуществить его контроль при эксплуатации по стреле прогиба ветви ремня  $f$  под действием определенной нагрузки  $F$  (рис. 5.4).

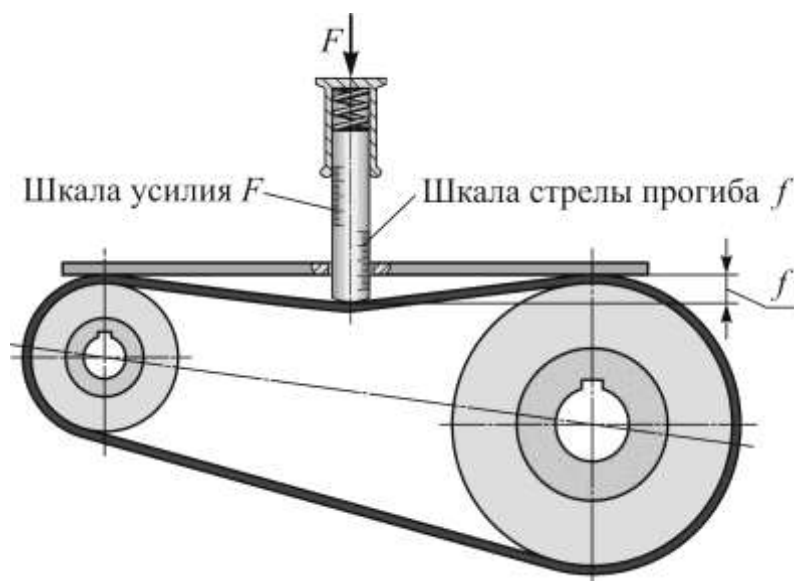


Рис. 5.4. Стрела прогиба ветви ремня

### 5.2.1. Плоские ремни

Исследования И.И. Воробьева [8] показали, что наиболее точное описание зависимости между стрелой прогиба  $f$  и начальным натяжением ремня  $F_0$  дает формула, полученная Н.М. Гутьяром:

$$F_0 = \frac{Fa}{4f} - E \cdot A \left( \frac{f}{a} \right)^2, \text{ Н}, \quad (5.1)$$

где  $F$  – нагрузка, приложенная посередине ветви ремня, Н;

$a$  – межосевое расстояние, мм;

$E$  – модуль упругости материала ремня, МПа;

$A$  – площадь поперечного сечения ремня мм<sup>2</sup>.

Стрелу прогиба  $f$  при действии заданной нагрузки  $F$  замеряют специальным устройством, показанным на рис. 5.4.

Для получения оптимальных величин стрелы прогиба ремней рекомендуется нагрузку  $F$  дифференцировать в зависимости от ширины ремня  $b$ :

$b$ , мм	до 25	св. 25 до 50	св. 50 до 80	св. 80 до 100
$F$ , Н	10	20	25	30

На практике контроль обычно ведут по следующей схеме:

1) Определяют величину начального натяжения ремня  $F_0 = \sigma_0 A = \sigma_0 b \delta$ , Н. Величину начального напряжения  $\sigma_0$  выбирают по данным п. 3.1.2.

Для новых ремней или долгое время не работающим ремням начальное напряжение задают в 1,5 раза больше нормального, для работающих ремней – в 1,25 раза.

2) По приведенным выше рекомендациям в зависимости от ширины  $b$  ремня определяют величину потребной нагрузки  $F$ .

3) Подсчитывают стрелу прогиба  $f$ , соответствующую параметрам передачи и приложенной нагрузке  $F$ :

$$f = \sqrt[3]{k + \sqrt{\Delta}} + \sqrt[3]{k - \sqrt{\Delta}}, \text{ мм}, \quad (5.2)$$

где  $k = \frac{Fa^3}{8EA}$ ;  $\Delta = \frac{F_0^3 a^6}{(3EA)^3} + k^2$ .

4) Прикладывая к ремню с помощью устройства (см. рис. 5.4) заданное усилие  $F$ , добиваются такого натяжения ремня, чтобы его стрела прогиба соответствовала полученному по формуле (5.2) значению.

5) При замере стрелы прогиба следует проверить несколько раз шкивы передачи для получения равномерного распределения натяжения по длине ремня от силы  $F$ .

### 5.2.2. Клиновые ремни

Для клиновых ремней нормальных сечений по ГОСТ 1284.1-89 – ГОСТ 1284.3-89 величину начального натяжения  $F_0$  вычисляют по формуле

$$F_0 = -\frac{850P_1C_L}{zVC_\alpha C_p} + \Theta V^2, \text{ Н}, \quad (5.3)$$

где  $P_1$  – передаваемая мощность на ведущем валу, кВт;

$C_p, C_L, C_\alpha$  – корректирующие коэффициенты, учитывающие условия работы передачи (см. п. 3.1.2);

$z$  – число ремней в комплекте;

$V$  – окружная скорость ремня, м/с;

$\Theta$  – коэффициент, учитывающий влияние центробежных сил (табл.

5.1).

Таблица 5.1

Коэффициент  $\Theta$

Сечение ремня	Z	A	B	C	D	E
$\Theta, \text{ Н}\cdot\text{с}^2/\text{М}^2$	0,06	0,1	0,18	0,3	0,6	0,9

Стрела прогиба ремня  $f$  под действием нагрузки  $F$  должна быть равна

$$f = 1,55 \frac{a}{100}, \text{ мм}. \quad (5.4)$$

Силу  $F$  определяют:

для нового ремня

$$F = \frac{1,45F_0 + C_k}{16}, \text{ Н}; \quad (5.5)$$

для приработанного ремня

$$F = \frac{F_0 + C_k}{16}, \text{ Н}; \quad (5.6)$$

где  $F_0$  – начальное натяжение ветви ремня, Н;

$C_k$  – коэффициент, зависящий от жесткости ремня, Н (табл. 5.2).

Таблица 5.2

Коэффициент  $C_k$

Сечение ремня	Z	A	B	C	D	E
$C_k, \text{ Н}$	20	40	60	150	320	470

### 5.2.3. Зубчатые ремни

Передача зубчатым ремнем – передача зацеплением, поэтому в ней требуется гораздо меньшее натяжение ремня, чем в плоско- и клиноременной.

Предварительное натяжение ветви ремня шириной 1 мм при окружной скорости шкива  $V \leq 20$  м/с выбирают в зависимости от величины модуля (табл. 5.3).

**Таблица 5.3**  
**Предварительное натяжение ветви зубчатого ремня  $F_{01}$  шириной 1 мм**

Модуль $m$ , мм	1	1,5	2	3	4	5	7	10
$F_{01}$ , Н/мм	0,25	0,35	0,5	0,75	2,0	2,5	3,0	3,5

Предварительное натяжение ветви ремня шириной  $b$  определяют по зависимости

$$F_0 = F_{01} b, \text{ Н.} \quad (5.7)$$

При работе передачи с перегрузками в динамических режимах

$$F_0 = (0,3...0,4) F_t, \text{ Н,} \quad (5.8)$$

где  $F_t$  – окружная сила на шкиве, Н.

При окружной скорости шкива  $V > 20$  м/с следует учитывать натяжение ветвей от действия центробежных сил

$$F_0 = (0,3...0,4) F_t + m_1 V^2 b, \text{ Н,} \quad (5.9)$$

где  $m_1$  – погонная масса ремня шириной 1 мм,  $\frac{\text{кг}}{\text{м} \cdot \text{мм}}$  (см. табл. 1.8).

## БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Детали машин: Учебник для вузов/ Л.А. Андриенко, Б.А. Байков, И.К. Ганулич и др.; Под ред. О.А. Ряховского. — 3-е изд., перераб. — М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2007. — 520 с.
2. Пронин Б.А., Ревков Г.А. Бесступенчатые клиноременные и фрикционные передачи. — М.: Машиностроение, 1967. — 404 с.
3. Машиностроение: Энциклопедия в 40 т. Т. 4-1. Детали машин. Конструкционная прочность. Трение, износ, смазка, 1995.
4. Разработка рабочих чертежей деталей передач / П.П. Сохрин, Е.В. Вайчулис, Е.П. Устиновский и др.: компьютеризированное учебное пособие с программой расчета комплекса для контроля передач зацеплением; под ред. Е.П. Устиновского. — Челябинск: Издательский центр ЮУрГУ, 2011.— 97 с.
5. Атлас конструкций узлов и деталей машин: Учеб. пособие / Б.А. Байков, А.В. Клыпин, И.К. Ганулич и др.; Под ред. О.А. Ряховского. — М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2005. — 384 с.
6. Дунаев П.Ф., Леликов О.П. Конструирование узлов и деталей машин: Учеб. пособие для техн. специальностей вузов. — 10-е изд., испр. — М.: Издательский центр «Академия», 2010. — 496 с.
7. Расчет и проектирование деталей машин: Учеб. пособие для вузов / К.П. Жуков, А.К. Кузнецова, С.И. Масленникова и др.: Под ред. Г.Б. Столбина и К.П. Жукова. — М.: Высшая школа, 1978. — 247 с.
8. Воробьев И.И. Ременные передачи. — М.: Машиностроение, 1979. — 168 с.

## ПРИМЕРЫ РАСЧЕТА РЕМЕННЫХ ПЕРЕДАЧ

*Задание:* Рассчитать ременную передачу привода ленточного конвейера, установленную между электродвигателем и редуктором.

*Исходные данные:*

1. Мощность на валу электродвигателя (на ведущем шкиве ременной передачи) .....  $P_1 = 3,0$  кВт;
2. Частота вращения вала электродвигателя .....  $n_1 = 1410$  мин<sup>-1</sup>;
3. Передаточное отношение ременной передачи.....  $i_0 = 2,3$ ;
4. Работа привода в две смены.....  $N_{см} = 2$ ;
5. Расположение линии центров передачи..... горизонтальное;
6. Равномерный ход с легкими колебаниями нагрузки;
7. Привод работает в помещении с расчетной температурой  $t = 20^\circ\text{C}$ .

*Расчет проведем в четырех вариантах и дадим их сравнительную оценку:*

1. Передача плоскоременная открытая.
2. Передача плоскоременная с натяжным роликом.
3. Передача клиноременная с ремнями нормального сечения.
4. Передача с зубчатым ремнем.

### Вариант 1. Расчет плоскоременной открытой передачи

#### 1.1. Выбор материала плоского ремня

Принимаем прорезиненный кордшнуровой ремень типа II с двусторонней обкладкой (см. рис. 1.6, б), защищающей ремень от повреждений. Этот ремень является наиболее совершенным из прорезиненных ремней и получил наибольшее применение в общем машиностроении.

#### 1.2. Вычисление диаметра ведущего (меньшего) шкива

Диаметр ведущего (меньшего) шкива  $d_1$  вычислим по формуле (3.14):

$$d_1 = (1100 \dots 1300) \sqrt[3]{\frac{P_1}{n_1}} = (1100 \dots 1300) \sqrt[3]{\frac{3}{1410}} = 142 \dots 167 \text{ мм,}$$

где  $P_1$  – мощность на валу электродвигателя (на ведущем шкиве ременной передачи), кВт;

$n_1$  – частота вращения вала электродвигателя (меньшего шкива передачи),  $\text{мин}^{-1}$ .

Полученное значение диаметра  $d_1$  округляем до ближайшего значения из стандартного ряда (см. п. 3.2.1.2.). Принимаем  $d_1 = 160$  мм.

### 1.3. Оценка приемлемости принятого типа ремня по скорости

Окружная скорость на ведущем шкиве вычисляется по формуле (3.15)

$$V_1 = \frac{\pi d_1 n_1}{60 \cdot 1000} = \frac{\pi 160 \cdot 1410}{60 \cdot 1000} = 11,8 \text{ м/с.}$$

Скорость для плоского кордшнурового ремня приемлема (см. рис. 1.5).

### 1.4. Вычисление диаметра ведомого (большого) шкива

Диаметр ведомого (большого) шкива  $d_2$  вычислим по формуле (3.16):

$$d_2 = d_1 i_0 (1 - \varepsilon) = 160 \cdot 2,3 (1 - 0,015) = 362 \text{ мм,}$$

где  $i_0$  – заданное передаточное отношение ременной передачи;

$\varepsilon$  – относительное упругое скольжение ремня на шкивах, в плоскоременной передаче принимают  $\varepsilon = 0,010 \dots 0,015$ .

Полученное значение диаметра  $d_2$  округляем до ближайшего значения из стандартного ряда (см. п. 3.2.1.2.). Принимаем  $d_2 = 355$  мм.

### 1.5. Уточнение передаточного отношения передачи

После определения и округления до стандартных размеров диаметров шкивов уточняем передаточное отношение  $i$  передачи по формуле (3.17)

$$i = \frac{d_2}{d_1 (1 - \varepsilon)} = \frac{355}{160 (1 - 0,015)} = 2,19.$$

Отклонение передаточного отношения от заданного составляет

$$\Delta i = \frac{|i - i_0|}{i_0} 100 \% = \frac{2,3 - 2,19}{2,3} 100 \% = 2,5 \%.$$

Отклонение передаточного отношения от заданного не должно превышать 3...5 %. Отклонение передаточного отношения от заданного в допустимых пределах.

### 1.6. Вычисление частоты вращения ведомого шкива

Частоту вращения ведомого шкива  $n_2$  вычислим по формуле (3.18)

$$n_2 = \frac{n_1}{i} = \frac{1410}{2,19} = 643,8, \text{ мин}^{-1}.$$



### 1.7. Назначение межосевого расстояния

Оптимальное межосевое расстояние передачи назначают исходя из условия получения необходимого угла обхвата ремнем малого шкива для обеспечения достаточной тяговой способности передачи (см. п. 3.2.1.6).

Оптимальное значение межосевого расстояния передачи без автоматического натяжения ремня  $a_{\text{опт}} = 2(d_1 + d_2) = 2(160 + 355) = 1030$  мм.

### 1.8. Вычисление угла между ветвями передачи и углов обхвата шкивов ремнем

В открытой ременной передаче угол между ветвями ремня  $\gamma$  и углы обхвата  $\alpha_1$  и  $\alpha_2$  ремнем шкивов вычисляют по формулам (см. п. 2.1.1.)

$$\gamma = 2\arcsin \frac{d_2 - d_1}{a_{\text{опт}}} = 2\arcsin \frac{355 - 160}{1030} = 10,9^\circ = 0,19 \text{ радиан.}$$

Угол обхвата ремнем меньшего шкива

$$\alpha_1 = \pi - \gamma = 3,14 - 0,19 = 2,95 \text{ радиан.}$$

Угол обхвата ремнем большего шкива

$$\alpha_2 = \pi + \gamma = 3,14 + 0,19 = 3,33 \text{ радиан.}$$

### 1.9. Определение длины ремня и частоты его пробегов

Длину ремня  $L$  определим по формуле (2.1)

$$\begin{aligned} L &= 2a \cos \frac{\gamma}{2} + \frac{\pi(d_1 + d_2)}{2} + \gamma \frac{d_2 - d_1}{2} = \\ &= 2 \cdot 1030 \cos \frac{0,19}{2} + \frac{\pi(160 + 355)}{2} + 0,19 \frac{355 - 160}{2} = 2878 \text{ мм.} \end{aligned}$$

Кордшнуровые ремни отечественной промышленностью выпускаются бесконечными. Полученное значение длины ремня округляем до большего стандартного значения (см. табл. 1.2) и принимаем  $L = 3000$  мм.

Оценим приемлемость этой длины ремня по частоте пробегов по формуле (3.10)

$$\lambda = \frac{V}{L} = \frac{11,8}{3} = 3,9 \text{ с}^{-1}.$$

Для среднескоростных открытых передач приемлемое значение пробегов  $\lambda \leq 5 \text{ с}^{-1}$ .

### 1.10. Уточнение межосевого расстояния

После выбора длины бесконечного ремня уточняем межосевое расстояние передачи по формуле (2.2)

$$a = \frac{1}{4} \left[ L - \frac{\pi(d_1 + d_2)}{2} + \sqrt{\left( L - \frac{\pi(d_1 + d_2)}{2} \right)^2 - 8 \left( \frac{d_2 - d_1}{2} \right)^2} \right] =$$
$$= \frac{1}{4} \left[ 3000 - \frac{\pi(160 + 355)}{2} + \sqrt{\left( 3000 - \frac{\pi(160 + 355)}{2} \right)^2 - 8 \left( \frac{355 - 160}{2} \right)^2} \right] = 1095 \text{ мм.}$$

### 1.11. Уточнение угла между ветвями передачи и углов обхвата шкивов ремнем

Уточняем угол между ветвями ремня  $\gamma$  и углы обхвата  $\alpha_1$  и  $\alpha_2$  ремнем шкивов

$$\gamma = 2 \arcsin \frac{d_2 - d_1}{a} = 2 \arcsin \frac{355 - 160}{1095} = 10,2^\circ = 0,18 \text{ радиан.}$$

Угол обхвата ремнем меньшего шкива

$$\alpha_1 = \pi - \gamma = 3,14 - 0,18 = 2,96 \text{ радиан} = 169,8^\circ.$$

Угол обхвата ремнем большего шкива

$$\alpha_2 = \pi + \gamma = 3,14 + 0,18 = 3,32 \text{ радиан} = 190,2^\circ.$$

### 1.12. Назначение толщины ремня

Толщину ремня  $\delta$  предварительно вычисляют, ориентируясь на оптимальное отношение для выбранного материала ремня  $(\delta/d_1)_{\text{опт}}$ : для прорезиненных ремней принимают  $(\delta/d_1)_{\text{опт}} = 1/40$ ;

Рекомендуемая толщина ремня

$$\delta \leq d_1 \left( \frac{\delta}{d_1} \right)_{\text{опт}} = 160 \frac{1}{40} = 4 \text{ мм.}$$

Полученную толщину ремня  $\delta$  согласуем с номенклатурой выпускаемых кордшнуровых ремней (см. табл. 3.2) и принимаем  $\delta = 3,5$  мм.

### 1.13. Определение допускаемой удельной окружной силы

Для выбранной толщины и материала ремня в проектируемой передаче

при заданных условиях ее работы допускаемая удельная окружная сила на 1 мм ширины  $[F_t]_1$ , передаваемая ремнем, определяется по формуле (3.5)

$$[F_t]_1 = [F_t]_{01} C_0 C_p C_\alpha C_v = 4,4 \cdot 1 \cdot 0,91 \cdot 0,97 \cdot 0,98 = 3,8 \text{ Н/мм.}$$

В формуле допускаемую удельную окружную силу  $[F_t]_{01}$  для плоских прорезиненных ремней определяют по табл. 3.2 в зависимости от типа ремня и начального напряжения  $\sigma_0$ . Рекомендации по выбору  $\sigma_0$  и коэффициентов, учитывающих условия работы передачи, приведены в п. 3.1.2: для передачи с углом наклона линии центров к горизонту  $\theta \leq 60^\circ$  (см рис. 3.2) рекомендуется принимать  $\sigma_0 = 1,8 \text{ МПа}$  (удельная сила начального натяжения  $p_{01} = 2,25 \text{ Н/мм}$ ). При этих условиях и при диаметре меньшего шкива  $d_1 = 160 \text{ мм}$  интерполяцией находим  $[F_t]_{01} = 4,4 \text{ Н/мм}$ .

Поправочные коэффициенты:

$C_0$  – коэффициент, учитывающий условия натяжения ремня и угол наклона линии центров передачи к горизонту;

$C_p$  – коэффициент режима работы передачи;

$C_\alpha$  – коэффициент, учитывающий влияние угла обхвата малого шкива  $\alpha_1$ , с уменьшением которого тяговая способность передачи понижается;

$C_v$  – коэффициент, учитывающий ослабление сцепления ремня со шкивами под действием центробежных сил.

По табл. 3.5 для открытой плоскоремной передачи при  $\theta \leq 60^\circ$   $C_0 = 1$ .

По табл. 3.6 для легкого режима работы (ленточный конвейер) при работе в две смены  $C_p = 0,91$ .

Коэффициент  $C_\alpha$  вычислим по формуле

$$C_\alpha = 1 - 0,003(180 - \alpha_1) = 1 - 0,003(180 - 169,8) = 0,97.$$

Коэффициент  $C_v$  определим интерполяцией по табл. 3.9 при скорости  $V = 11,8 \text{ м/с}$ :  $C_v = 0,98$ .

#### 1.14. Вычисление окружного усилия на ведущем шкиве

Окружное усилие  $F_t$  на ведущем шкиве определим по формуле (3.19)

$$F_t = \frac{1000P_1}{V_1} = \frac{1000 \cdot 3}{11,8} = 254 \text{ Н.}$$

#### 1.15. Определение ширины ремня

Ширину ремня определим по формуле (3.20)

$$b \geq \frac{F_t}{[F_t]_1} = \frac{254}{3,8} = 66,8 \text{ мм.}$$

Полученное значение ширины округляем до большего значения ширины выпускаемых промышленностью ремней (см. табл. 1.2).

Принимаем  $b = 71$  мм.

Обозначение кордшнурового ремня шириной  $b = 71$  мм, толщиной  $\delta = 3,5$  мм, внутренней длиной  $L = 3000$  мм типа II с двусторонней обкладкой при заказе:

**Ремень 71x3,5–3000 Тип II ТУ 38.105514-84.**

### 1.16. Определение сил в ременной передаче

#### 1.16.1. Сила предварительного натяжения ремня

$$F_0 = \sigma_0 b \delta = 1,8 \cdot 71 \cdot 3,5 = 447 \text{ Н.}$$

#### 1.16.2. Сила на валы неработающей передачи

$$F_q = 2F_0 \cos \frac{\gamma}{2} = 2 \cdot 447 \cos \frac{10,2^\circ}{2} = 890 \text{ Н.}$$

#### 1.16.3. Сила в ветвях работающей передачи:

– в ведущей ветви

$$F_1 = F_0 + \frac{F_t}{2} = 447 + \frac{254}{2} = 574 \text{ Н.}$$

– в ведомой ветви

$$F_2 = F_0 - \frac{F_t}{2} = 447 - \frac{254}{2} = 320 \text{ Н.}$$

#### 1.16.4. Сила на валы работающей передачи

$$F_q = \sqrt{F_1^2 + F_2^2 + 2F_1F_2 \cos \gamma} = \sqrt{574^2 + 320^2 + 2 \cdot 574 \cdot 320 \cos 10,2^\circ} = 891 \text{ Н.}$$

### 1.17. Напряжения в ремне

– в ведущей ветви  $\sigma_1 = \frac{F_1}{A} = \frac{F_1}{b \delta} = \frac{574}{71 \cdot 3,5} = 2,3 \text{ МПа;}$

– в ведомой ветви  $\sigma_2 = \frac{F_2}{A} = \frac{F_2}{b \delta} = \frac{320}{71 \cdot 3,5} = 1,3 \text{ МПа;}$

– от окружной силы (полезные напряжения)

$$\sigma_t = \frac{F_t}{A} = \frac{F_t}{b \delta} = \frac{254}{71 \cdot 3,5} = 1,0 \text{ МПа;}$$

– напряжения изгиба ремня на шкивах:

– на малом шкиве  $\sigma_{н1} = E \frac{\delta}{d_1} = 450 \frac{3,5}{160} = 9,8 \text{ МПа;}$

– на большом шкиве  $\sigma_{и2} = E \frac{\delta}{d_2} = 450 \frac{3,5}{355} = 4,4 \text{ МПа}$ ;

– напряжения от центробежных сил

$$\sigma_{ц} = 10^{-6} \rho V_1^2 = 10^{-6} \cdot 1200 \cdot 11,8^2 = 0,2 \text{ МПа}.$$

В формулах  $E$  – модуль упругости материала ремня, принимаемый для кордшнуровых ремней  $E=350\dots550$  МПа (см. п. 3.2.1.15) и  $\rho$  – плотность материала ремня, кг/м<sup>3</sup>: для прорезиненных ремней  $\rho = 1100\dots1200$  кг/м<sup>3</sup>.

Напряжения в ремне в процессе работы изменяются от  $\sigma_{\min} = \sigma_2 + \sigma_{ц} = 1,3 + 0,2 = 1,5$  МПа на ведомой ветви до  $\sigma_{\max} = \sigma_1 + \sigma_{и1} + \sigma_{ц} = 2,3 + 9,8 + 0,2 = 12,3$  МПа в зоне набегания ремня на ведущий шкив.

### 1.18. Оценка долговечности ремня

Долговечность (ресурс)  $T_p$  ремня оценим по формуле (3.12)

$$T_p = \frac{T_0 \chi_i \chi_F}{\lambda} = \frac{8000 \cdot 1,8 \cdot 1,1}{3,9} = 4061 \text{ ч}.$$

где  $T_0$  – расчетная (базовая) долговечность ремня при двух шкивах одинакового диаметра и числе пробегов  $\lambda = 1 \text{ с}^{-1}$ ;

$\chi_i$  – коэффициент, учитывающий разную степень изгиба ремня на меньшем и большем шкивах: по рис. 3.3  $\chi_i = 1,8$ ;

$\chi_F$  – коэффициент, учитывающий переменность нагружения передачи.

При постоянной нагрузке максимальным моментом  $\chi_F = 1,0$ , при переменной –  $\chi_F = 1,8$ . При небольших колебаниях нагрузки принимаем  $\chi_F = 1,1$ .

По табл. 3.11 определяем базовую долговечность  $T_0$  при значениях  $\sigma_1 + \sigma_{ц} = 2,3 + 0,2 = 2,5$  МПа и  $d_1 / \delta = 45$ :  $T_0 = 8000$  ч.

Долговечность ремня в пределах 3...5 тыс. часов считают приемлемой.

### 1.19. Начальное натяжение ремня и его контроль

Контроль натяжения ремня проводится с помощью устройства, описанного в п. 5.2.

Величина нагрузки  $F$ , прикладываемой со стороны устройства посередине ветви ремня, зависит от ширины ремня: при ширине ремня  $b = 50\dots80$  мм рекомендуется замер прогиба ремня проводить при усилнии  $F = 25$  Н.

При контроле новых ремней обеспечивают начальное натяжение ремня в 1,5 раза больше нормального, для работающих ремней – в 1,25 раза больше. Это связано с релаксацией напряжений в ремне в процессе работы передачи.

Отрегулируем передачу на начальное натяжение, увеличенное в 1,25 раза:  $F_0 = 1,25 \cdot 447 \approx 560 \text{ Н}$ .

Стрелу прогиба  $f$ , соответствующую параметрам передачи и приложенной нагрузке  $F$  вычисляем по формуле (5.2)

$$f = \sqrt[3]{k + \sqrt{\Delta}} + \sqrt[3]{k - \sqrt{\Delta}} = \sqrt[3]{36690 + \sqrt{81,8 \cdot 10^8}} + \sqrt[3]{36690 - \sqrt{81,8 \cdot 10^8}} = 13 \text{ мм},$$

где 
$$k = \frac{F a^3}{8EA} = \frac{25 \cdot 1095^3}{8 \cdot 450 \cdot 71 \cdot 3,5} = 36690 \text{ мм}^3;$$

$$\Delta = \frac{F_0^3 a^6}{(3EA)^3} + k^2 = \frac{560^3 \cdot 1095^6}{(3 \cdot 450 \cdot 71 \cdot 3,5)^3} + 36690^2 = 81,8 \cdot 10^8.$$

Прикладывая к ремню требуемое усилие  $F$ , добиваемся такого натяжения ремня, чтобы его стрела прогиба соответствовала полученному по формуле (5.2) значению.

## **Вариант 2. Расчет плоскоремной передачи с натяжным роликом**

### *2.1. Выбор материала плоского ремня*

Для сравнительной оценки передач с разными материалами в этом варианте передачи принимаем наиболее перспективный синтетический ремень.

### *2.2. Выбор диаметров ведущего (меньшего) шкива и натяжного ролика*

Для синтетических ремней диаметр малого шкива назначают по табл. 3.13. Ориентируясь на толщину ремня  $\delta = 1,0 \text{ мм}$ , можно принять диаметр натяжного ролика  $d_0 = 80 \text{ мм}$  (наименьший рекомендуемый диаметр) и учитывая, что  $d_0 = (0,8 \dots 1,0) d_1$ , выбрать из стандартного ряда  $d_1 = 100 \text{ мм}$  (см. п. 3.2.1.2.). Однако отметим, что следуя дальнейшим рекомендациям, мы получим требуемую длину ремня  $L = 1320 \text{ мм}$  при ширине ремня  $b \geq 84 \text{ мм}$ , в то время как ремни этой длины выпускаются при ширине  $b = 25 \dots 50 \text{ мм}$ .

Окончательно принимаем диаметр натяжного ролика  $d_0 = 100 \text{ мм}$  и диаметр меньшего шкива  $d_1 = 125 \text{ мм}$ .

### *2.3. Оценка приемлемости принятого типа ремня по скорости*

Окружная скорость на ведущем шкиве вычисляется по формуле (3.15)

$$V_1 = \frac{\pi d_1 n_1}{60 \cdot 1000} = \frac{\pi \cdot 125 \cdot 1410}{60 \cdot 1000} = 9,2 \text{ м/с.}$$

Скорость для плоского синтетического ремня приемлема (см. рис. 1.5).

#### 2.4. Вычисление диаметра ведомого (большого) шкива

Диаметр ведомого (большого) шкива  $d_2$  вычислим по формуле (3.16):

$$d_2 = d_1 i_0 (1 - \varepsilon) = 125 \cdot 2,3 (1 - 0,015) = 283 \text{ мм,}$$

где  $i_0$  – заданное передаточное отношение ременной передачи;

$\varepsilon$  – относительное упругое скольжение ремня на шкивах, в плоскоремной передаче принимают  $\varepsilon = 0,010 \dots 0,015$ .

Полученное значение диаметра  $d_2$  округляем до ближайшего значения из стандартного ряда (см. п. 3.2.1.2.). Принимаем  $d_2 = 280$  мм.

#### 2.5. Уточнение передаточного отношения передачи

После определения и округления до стандартных размеров диаметров шкивов уточняем передаточное отношение  $i$  передачи по формуле (3.17)

$$i = \frac{d_2}{d_1 (1 - \varepsilon)} = \frac{280}{125 (1 - 0,015)} = 2,27.$$

Отклонение передаточного отношения от заданного составляет

$$\Delta i = \frac{|i - i_0|}{i_0} 100 \% = \frac{2,3 - 2,27}{2,3} 100 \% = 1,3 \%.$$

Отклонение передаточного отношения от заданного не должно превышать 3...5 %. Отклонение передаточного отношения от заданного в допустимых пределах.

#### 2.6. Вычисление частоты вращения ведомого шкива

Частоту вращения ведомого шкива  $n_2$  вычислим по формуле (3.18)

$$n_2 = \frac{n_1}{i} = \frac{1410}{2,27} = 621,1 \text{ мин}^{-1}.$$

#### 2.7. Назначение межосевого расстояния

Для обеспечения достаточной тяговой способности и долговечности передачи с натяжным роликом рекомендуется принимать:  $a_{\text{онт}} = (0,7 \dots 1,2)(d_1 + d_2)$ , причем большее значение рекомендуется принимать при малых передаточных отношениях.

Принимая  $a = 1,2(d_1 + d_2) = 1,2(125 + 280) = 486$  мм, округляем полученное значение до  $a = 500$  мм.

## 2.8. Геометрические зависимости в плоскоременной передаче с натяжным роликом

Геометрические параметры в плоскоременной передаче с натяжным роликом приведены на рис. 2.2 и описаны в п. 2.1.2.

Обозначим:

$$\Delta = \frac{d_2 - d_1}{2}, \text{ мм};$$

$\alpha_1$  и  $\alpha_2$  – углы обхвата ремнем меньшего и большего шкивов, радиан;

$\gamma_1$  – угол между ведущей ветвью передачи и линией центров, радиан;

$a_1$  – расстояние между меньшим шкивом и натяжным роликом, мм;

$\alpha_0$  – угол обхвата ремнем натяжного ролика, радиан.

Угол между ведущей ветвью передачи и линией центров вычислим по формуле (2.3)

$$\sin \gamma_1 = \frac{\Delta}{a} = \frac{d_2 - d_1}{2a} = \frac{280 - 125}{2 \cdot 500} = 0,155, \text{ откуда}$$
$$\gamma_1 = \arcsin \frac{\Delta}{a} = \arcsin 0,155 = 8,9^\circ = 0,156 \text{ радиан.}$$

Для обеспечения достаточной тяговой способности и долговечности передачи рекомендуется принимать:

– угол обхвата ремнем малого шкива  $\alpha_1 = 180^\circ \dots 210^\circ$ , принимаем  $\alpha_1 = 200^\circ = 3,49$  радиан;

– рекомендуемое расстояние между меньшим шкивом и натяжным роликом  $a_1 \approx d_1 / 2$ , принимаем  $a_1 = 60$  мм.

При известных значениях указанных параметров длину ремня  $L$  определим по формуле (2.4) суммированием прямолинейных участков  $AB$ ,  $CD$  и  $EM$  между шкивами и длин дуг, на которых шкивы и натяжной ролик охватываются ремнем на углах обхвата  $\alpha_1$ ,  $\alpha_2$  и  $\alpha_0$ .

При использовании ЭВМ задачу рациональнее решать аналитически.

При решении задачи известными являются диаметры шкивов  $d_1$  и  $d_2$ , диаметр натяжного ролика  $d_0$ , межосевое расстояние  $a$ , расстояние между меньшим шкивом и натяжным роликом  $a_1$ , угол обхвата ремнем меньшего шкива  $\alpha_1$ .

Длину прямолинейного участка  $AB$  определим по теореме Пифагора:

$$L_{AB} = L_{O_1K} = \sqrt{a^2 - \left(\frac{d_2 - d_1}{2}\right)^2} = \sqrt{500^2 - \left(\frac{280 - 125}{2}\right)^2} = 494 \text{ мм.}$$



Для определения длин остальных прямолинейных участков ремня необходимо определить координаты их конечных точек.

Для нахождения координат точки  $M$  предварительно определим угол  $\beta_1$ , образуемый радиус-вектором  $O_1M$  с горизонтальной осью, приняв за центр системы координат точку  $O_1$ :

$$\beta_1 = \alpha_1 + \gamma_1 - \pi = 200^\circ + 8,9^\circ - 180^\circ = 28,9^\circ;$$

координаты точки  $M$  соответственно

$$X_M = \frac{d_1}{2} \cos \beta_1 = \frac{125}{2} \cos 28,9^\circ = 54,7 \text{ мм};$$

$$Y_M = \frac{d_1}{2} \sin \beta_1 = \frac{125}{2} \sin 28,9^\circ = 30,2 \text{ мм}.$$

Угол  $\varepsilon_1$  между радиус-вектором  $O_1M$  и стойкой  $O_1O_0$  вычислим по формуле

$$\varepsilon_1 = \arccos \frac{\frac{d_1}{2} + \frac{d_0}{2}}{\frac{d_1}{2} + a_1 + \frac{d_0}{2}} = \arccos \frac{\frac{125}{2} + \frac{100}{2}}{\frac{125}{2} + 60 + \frac{100}{2}} = 49,3^\circ.$$

Угол  $\theta_1$  наклона стойки  $O_1O_0$  к линии центров  $O_1O_2$  передачи вычислим по формуле  $\theta_1 = 90^\circ - \beta_1 - \varepsilon_1 = 90^\circ - 28,9^\circ - 49,3^\circ = 11,8^\circ$ .

Угол  $\theta_2$  наклона линии центров ролика и большего шкива  $O_2O_0$  к линии центров  $O_1O_2$  передачи вычислим по формуле

$$\begin{aligned} \theta_2 &= \operatorname{arctg} \left[ \frac{\left( \frac{d_1}{2} + a_1 + \frac{d_0}{2} \right) \sin \theta_1}{a - \left( \frac{d_1}{2} + a_1 + \frac{d_0}{2} \right) \cos \theta_1} \right] = \\ &= \operatorname{arctg} \left[ \frac{\left( \frac{125}{2} + 60 + \frac{100}{2} \right) \sin 11,8^\circ}{500 - \left( \frac{125}{2} + 60 + \frac{100}{2} \right) \cos 11,8^\circ} \right] = 6,1^\circ. \end{aligned}$$

Угол  $\varepsilon_2$  между линией центров ролика и большего шкива  $O_2O_0$  и радиус-вектором  $O_2C$  передачи вычислим по формуле

$$\begin{aligned} \varepsilon_2 &= \arccos \left[ \frac{\left( \frac{d_2}{2} + \frac{d_0}{2} \right) \cos \theta_2}{a - \left( \frac{d_1}{2} + a_1 + \frac{d_0}{2} \right) \cos \theta_1} \right] = \\ &= \arccos \left[ \frac{\left( \frac{280}{2} + \frac{100}{2} \right) \cos 6,1^\circ}{500 - \left( \frac{125}{2} + 60 + \frac{100}{2} \right) \cos 11,8^\circ} \right] = 55,2^\circ. \end{aligned}$$

Угол между радиус-вектором  $O_2C$  и горизонталью

$$\beta_2 = 90^\circ - \theta_2 - \varepsilon_2 = 90^\circ - 6,1^\circ - 55,2^\circ = 28,7^\circ.$$

Угол контакта большего шкива с ремнем

$$\alpha_2 = 180^\circ + \gamma_1 + \beta_2 = 180^\circ + 8,9^\circ + 28,7^\circ = 217,6^\circ = 3,80 \text{ радиан}.$$

Угол обхвата ремнем натяжного ролика

$$\alpha_0 = \beta_1 + \beta_2 = 28,9^\circ + 28,7^\circ = 57,6^\circ = 1,01 \text{ радиан}.$$

Координаты точки  $E$  в той же системе координат:

$$\begin{aligned} X_E &= \left( \frac{d_1}{2} + a_1 + \frac{d_0}{2} \right) \sin \theta_1 - \frac{d_0}{2} \cos \beta_1 = \\ &= \left( \frac{125}{2} + 60 + \frac{100}{2} \right) \sin 11,8^\circ - \frac{100}{2} \cos 28,9^\circ = -8,5 \text{ мм}; \\ Y_E &= \left( \frac{d_1}{2} + a_1 + \frac{d_0}{2} \right) \cos \theta_1 - \frac{d_0}{2} \sin \beta_1 = \\ &= \left( \frac{125}{2} + 60 + \frac{100}{2} \right) \cos 11,8^\circ - \frac{100}{2} \sin 28,9^\circ = 144,7 \text{ мм}. \end{aligned}$$

Длина участка  $EM$ :

$$\begin{aligned} L_{EM} &= \sqrt{(X_M - X_E)^2 + (Y_M - Y_E)^2} = \\ &= \sqrt{(54,7 + 8,5)^2 + (30,2 - 144,7)^2} = 130,8 \text{ мм}. \end{aligned}$$

Координаты точки  $D$  в той же системе координат:

$$\begin{aligned} X_D &= \left( \frac{d_1}{2} + a_1 + \frac{d_0}{2} \right) \sin \theta_1 - \frac{d_0}{2} \cos \beta_2 = \\ &= \left( \frac{125}{2} + 60 + \frac{100}{2} \right) \sin 11,8^\circ - \frac{100}{2} \cos 28,7^\circ = -8,6 \text{ мм}. \end{aligned}$$

$$Y_D = \left( \frac{d_1}{2} + a_1 + \frac{d_0}{2} \right) \cos \theta_1 + \frac{d_0}{2} \sin \beta_2 =$$

$$= \left( \frac{125}{2} + 60 + \frac{100}{2} \right) \cos 11,8^\circ + \frac{100}{2} \sin 28,7^\circ = 192,9 \text{ мм.}$$

Координаты точки  $C$  в принятой системе координат:

$$X_C = \frac{d_2}{2} \cos \beta_2 = \frac{280}{2} \cos 28,7^\circ = 122,8 \text{ мм;}$$

$$Y_C = a - \frac{d_2}{2} \sin \beta_2 = 500 - \frac{280}{2} \sin 28,7^\circ = 432,8 \text{ мм.}$$

Длину участка  $CD$  найдем по координатам ее конечных точек, учитывая, что координаты точки  $O_2$ :  $X_{O_2}=0$ ;  $Y_{O_2}=a$ .

Длина участка  $CD$ :

$$L_{CD} = \sqrt{(X_C - X_D)^2 + (Y_C - Y_D)^2} =$$

$$= \sqrt{(122,8 + 8,6)^2 + (432,8 - 192,9)^2} = 273,5 \text{ мм.}$$

Длина ремня

$$L = \frac{d_1}{2} \alpha_1 + L_{AB} + \frac{d_2}{2} \alpha_2 + L_{CD} + \frac{d_0}{2} \alpha_0 + L_{EM} =$$

$$= \frac{125}{2} 3,49 + 494 + \frac{280}{2} 3,80 + 273,5 + \frac{100}{2} 1,01 + 130,8 = 1699 \text{ мм.}$$

Подбираем по табл. 1.4 стандартный ремень ближайшей длины к вычисленной по формуле. Принимаем синтетический ремень длиной  $L = 1700$  мм.

Корректировать межосевое расстояние нет необходимости из-за полного совпадения расчетной длины ремня и ее табличного значения.

Оценим приемлемость этой длины ремня по частоте пробегов по формуле (3.10)

$$\lambda = \frac{V}{L} = \frac{9,2}{1,7} = 5,4 \text{ с}^{-1}.$$

Для среднескоростных передач с натяжным роликом приемлемое значение пробегов  $\lambda \leq 10 \text{ с}^{-1}$ .

## 2.9. Определение допускаемой удельной окружной силы

Для выбранной толщины и материала ремня в проектируемой передаче при заданных условиях ее работы допускаемая удельная окружная сила на 1 мм ширины  $[F_t]_1$ , передаваемая ремнем, определяется по формуле (3.5)

$$[F_t]_1 = [F_t]_{01} C_0 C_p C_\alpha C_v = 7,8 \cdot 1 \cdot 0,91 \cdot 1,06 \cdot 1,0 = 7,52 \text{ Н/мм.}$$

В формуле допускаемую удельную окружную силу  $[F_t]_{01}$  для плоских синтетических ремней определим по табл. 3.3 в зависимости от диаметра меньшего шкива и толщины ремня: при диаметре меньшего шкива  $d_1 = 125$  мм рекомендуются начальные напряжения в ремне  $\sigma_0 = 11,1$  МПа и допускаемая удельная окружная сила  $[F_t]_{01} = 7,8$  Н/мм при толщине ремня  $\delta = 1,0$  мм.

Поправочные коэффициенты:

$C_0$  – коэффициент, учитывающий условия натяжения ремня и угол наклона линии центров передачи к горизонту;

$C_p$  – коэффициент режима работы передачи;

$C_\alpha$  – коэффициент, учитывающий влияние угла обхвата малого шкива  $\alpha_1$ , с уменьшением которого тяговая способность передачи понижается;

$C_v$  – коэффициент, учитывающий ослабление сцепления ремня со шкивами под действием центробежных сил.

По табл. 3.5 для плоскоремной самонатяжной передачи при  $\theta \leq 60^\circ$   $C_0 = 1$ .

По табл. 3.6 для легкого режима работы (ленточный конвейер) при работе в две смены  $C_p = 0,91$ .

Коэффициент  $C_\alpha$  вычислим по формуле

$$C_\alpha = 1 - 0,003(180 - \alpha_1) = 1 - 0,003(180 - 200) = 1,06.$$

Коэффициент  $C_v$  определим интерполяцией по табл. 3.9 при скорости  $V = 9,2$  м/с:  $C_v = 1,0$ .

## 2.10. Вычисление окружного усилия на ведущем шкиве

Окружное усилие  $F_t$  на ведущем шкиве определим по формуле (3.19)

$$F_t = \frac{1000P_1}{V_1} = \frac{1000 \cdot 3}{9,2} = 326 \text{ Н.}$$

## 2.11. Определение ширины ремня

Ширину ремня определим по формуле (3.20)

$$b \geq \frac{F_t}{[F_t]_1} = \frac{326}{7,52} = 44 \text{ мм.}$$

Полученное значение ширины округляем до большего значения ширины выпускаемых промышленностью ремней (см. табл. 1.4).

Принимаем  $b = 60$  мм.

Обозначение синтетического ремня шириной  $b = 60$  мм, толщиной  $\delta = 1,0$  мм, внутренней длиной  $L = 1700$  мм при заказе:

**Ремень 60x1,0–1700 ОСТ 17969-84.**

## 2.12. Силы в ременной передаче с натяжным роликом

### 2.12.1. Сила предварительного натяжения ремня

$$F_0 = \sigma_0 b \delta = 11,1 \cdot 60 \cdot 1,0 = 666 \text{ Н.}$$

### 2.12.2. Силы на валы неработающей передачи с натяжным роликом

Силы на валы неработающей передачи определяются как геометрическая сумма сил предварительного натяжения набегающей и сбегающей ветвей ремня. Вследствие огибания ремнем натяжного ролика направление сил предварительного натяжения со стороны ведомой ветви на ведущий и ведомый валы не совпадает, чем объясняется разная величина сил на шкивы. Согласно рис. (2.4) силы от предварительного натяжения ремня, Н:

– на вал меньшего шкива

$$F_{q1} = 2F_0 \cos \frac{2\pi - \alpha_1}{2} = 2 \cdot 666 \cdot \cos \frac{360^\circ - 200^\circ}{2} = 231 \text{ Н;}$$

– на вал большего шкива

$$F_{q2} = 2F_0 \cos \frac{2\pi - \alpha_2}{2} = 2 \cdot 666 \cdot \cos \frac{360^\circ - 217,6^\circ}{2} = 429 \text{ Н;}$$

– на ось натяжного ролика  $F_p = 2F_0 \cos \frac{\alpha_0}{2} = 2 \cdot 666 \cdot \cos \frac{57,6^\circ}{2} = 1167 \text{ Н.}$

### 2.12.3. Определение сил в ветвях работающей передачи

Силы в ветвях работающей передачи определим по формулам:

– в ведущей ветви

$$F_1 = F_0 + \frac{F_t}{2} = 666 + \frac{326}{2} = 829 \text{ Н;}$$

– в ведомой ветви

$$F_2 = F_0 - \frac{F_t}{2} = 666 - \frac{326}{2} = 503 \text{ Н.}$$

### 2.12.4. Силы на валы работающей передачи

Силы на валы работающей передачи определяются как геометрическая

сумма сил натяжения набегающей и сбегающей ветвей ремня (рис. 2.4). Вследствие огибания ремнем натяжного ролика направление сил натяжения со стороны ведомой ветви на ведущий и ведомый валы не совпадает, чем объясняется разная величина сил на шкивы. Силы на валы от натяжения ремня вычислим по теореме косинусов, Н:

– на вал меньшего шкива

$$F_{q1} = \sqrt{F_1^2 + F_2^2 + 2F_1F_2 \cos(\beta_1 - \gamma_1)} = \\ = \sqrt{829^2 + 503^2 + 2 \cdot 829 \cdot 503 \cos(28,9^\circ - 8,9^\circ)} = 1252, \text{ Н};$$

– на вал большего шкива

$$F_{q2} = \sqrt{F_1^2 + F_2^2 - 2F_1F_2 \cos(2\pi - \alpha_2)} = \\ = \sqrt{829^2 + 503^2 - 2 \cdot 829 \cdot 503 \cdot \cos(360^\circ - 217,6^\circ)} = 1202 \text{ Н},$$

так как угол между сторонами треугольника есть угол между векторами  $F_1$  и  $F_2$  и равен  $2\pi - \alpha_2$ ;

– на ось натяжного ролика

$$F_p = 2F_2 \cos \frac{\alpha_0}{2} = 2 \cdot 503 \cdot \cos \frac{57,6^\circ}{2} = 882 \text{ Н}.$$

#### 2.12.5. Определение веса груза

Вес груза  $G$  (или усилие пружины натяжного устройства) определим из равенства моментов сил  $G$  и  $F_p$  относительно оси  $O_1$ :

$$G = \frac{F_p l_2}{l_1}.$$

Плечо  $l_1$  назначают конструктивно. Плечо  $l_2$  есть расстояние между осями ведущего шкива и натяжного ролика (см. рис. 2.2 и 2.4):

$$l_2 = \frac{d_1}{2} + a_1 + \frac{d_0}{2} = \frac{125}{2} + 60 + \frac{100}{2} = 172,5 \text{ мм}.$$

Назначив  $l_2 = l_1 = 172,5$  мм, получим  $G = F_{p1} = 882$  Н.

### 2.13. Напряжения в ремне

#### 2.13.1. Напряжения от предварительного натяжения ремня

Напряжения растяжения от предварительного натяжения ремня  $\sigma_0 = 11,1$  МПа (см. п. 2.9 в рассматриваемом примере), где  $A$  – площадь поперечного сечения ремня, мм<sup>2</sup>.

### 2.13.2. Напряжения растяжения в ветвях работающей передачи

От сил  $F_1$  и  $F_2$  в ветвях работающей передачи действуют напряжения растяжения, МПа:

$$\text{– в ведущей ветви } \sigma_1 = \frac{F_1}{A} = \frac{F_1}{b \delta} = \frac{829}{60 \cdot 1} = 13,8 \text{ МПа};$$

$$\text{– в ведомой ветви } \sigma_2 = \frac{F_2}{A} = \frac{F_2}{b \delta} = \frac{503}{60 \cdot 1} = 8,4 \text{ МПа}.$$

Поскольку силы  $F_1 > F_2$ , то и напряжения  $\sigma_1 > \sigma_2$ .

### 2.13.3. Напряжения от окружной силы

Нормальные напряжения от окружной силы  $F_t$  (полезные напряжения):

$$\sigma_t = \frac{F_t}{A} = \frac{F_1 - F_2}{A} = \sigma_1 - \sigma_2 = 13,8 - 8,4 = 5,4 \text{ МПа}.$$

### 2.13.4. Напряжения изгиба ремня на шкивах

Напряжения изгиба на шкивах:

$$\text{– на малом шкиве } \sigma_{и1} = E \frac{\delta}{d_1} = 1500 \frac{1}{125} = 12 \text{ МПа};$$

$$\text{– на большом шкиве } \sigma_{и2} = E \frac{\delta}{d_2} = 1500 \frac{1}{280} = 5,4 \text{ МПа};$$

$$\text{– на натяжном ролике } \sigma_{и0} = E \frac{\delta}{d_0} = 1500 \frac{1}{100} = 15 \text{ МПа}.$$

Поскольку диаметры  $d_0 < d_1 < d_2$ , то напряжения  $\sigma_{и0} > \sigma_{и1} > \sigma_{и2}$ .

Модуль упругости для синтетических ремней  $E = 1400 \dots 1750$  МПа (см. п. 3.2.1.15).

Напряжения изгиба являются основной составляющей напряжений в ремне, возрастая с уменьшением диаметров шкивов.

### 2.13.5. Напряжения от центробежных сил

Центробежные силы возникают в ремне на участках огибания им шкивов, но действуют по всему контуру ремня как растягивающие усилия  $F_{ц}$ .

Напряжения от центробежных сил вычисляют как во вращающемся кольце, МПа:

$$\sigma_{ц} = 10^{-6} \rho V^2 = 10^{-6} \cdot 850 \cdot 9,2^2 = 0,07 \text{ МПа},$$

где  $\rho$  – плотность материала ремня,  $\text{кг/м}^3$ : для синтетических ремней  
 $\rho = 800 \dots 900 \text{ кг/м}^3$  (см. п. 3.2.1.15).

Напряжения в ремне в процессе работы изменяются от  
 $\sigma_{\min} = \sigma_2 + \sigma_{\text{ц}} = 8,4 + 0,07 = 8,47 \text{ МПа}$  на ведомой ветви до  
 $\sigma_{\max} = \sigma_1 + \sigma_{\text{ил}} + \sigma_{\text{ц}} = 13,8 + 12,0 + 0,07 = 25,87 \text{ МПа}$  в зоне набегания ремня на ведущий шкив.

### **Вариант 3. Расчет клиноременной передачи с ремнями нормального сечения**

#### *3.1. Выбор сечения ремня*

Сечение ремня выбираем по диаграмме, приведенной на рис. 3.5. При мощности на быстроходном валу  $P_1 = 3,0 \text{ кВт}$  и частоте вращения вала электродвигателя  $n_1 = 1410 \text{ мин}^{-1}$  подходит только профиль сечения А.

#### *3.2. Выбор диаметра меньшего (ведущего) шкива*

Диаметр меньшего шкива  $d_1$  назначаем в зависимости от сечения ремня по табл. 1.6. Для сечения А наименьший диаметр шкива  $d_{1\min} = 90 \text{ мм}$ .

Для повышения долговечности ремня принимаем  $d_1 = 100 \text{ мм}$ .

#### *3.3. Оценка приемлемости принятого типа ремня по скорости*

Окружная скорость на ведущем шкиве вычисляется по формуле (3.15)

$$V_1 = \frac{\pi d_1 n_1}{60 \cdot 1000} = \frac{\pi 100 \cdot 1410}{60 \cdot 1000} = 7,4 \text{ м/с.}$$

Скорость для клинового ремня приемлема (до 30 м/с).

#### *3.4. Вычисление диаметра ведомого (большого) шкива*

Диаметр ведомого (большого) шкива  $d_2$  вычислим по формуле (3.16):

$$d_2 = d_1 i_0 (1 - \varepsilon) = 100 \cdot 2,3 (1 - 0,015) = 226 \text{ мм,}$$

где  $i_0$  – заданное передаточное отношение ременной передачи;

$\varepsilon$  – относительное упругое скольжение ремня на шкивах, в клиноременной передаче принимают  $\varepsilon = 0,010 \dots 0,015$ .

Полученное значение диаметра  $d_2$  округляем до ближайшего значения из стандартного ряда (см. *Примечание* к табл. 1.6). Принимаем  $d_2 = 224 \text{ мм}$ .



### 3.5. Уточнение передаточного отношения передачи

После определения и округления до стандартных размеров диаметров шкивов уточняем передаточное отношение  $i$  передачи по формуле (3.17)

$$i = \frac{d_2}{d_1(1-\varepsilon)} = \frac{224}{100((1-0,015))} = 2,27.$$

Отклонение передаточного отношения от заданного составляет

$$\Delta i = \frac{|i - i_0|}{i_0} 100\% = \frac{2,3 - 2,27}{2,3} 100\% = 1,3\%.$$

Отклонение передаточного отношения от заданного не должно превышать 3...5 %. Отклонение передаточного отношения от заданного в допустимых пределах.

### 3.6. Вычисление частоты вращения ведомого шкива

Частоту вращения ведомого шкива  $n_2$  вычислим по формуле (3.18)

$$n_2 = \frac{n_1}{i} = \frac{1410}{2,27} = 621,1 \text{ мин}^{-1}.$$

### 3.7. Назначение межосевого расстояния

Оптимальное значение межосевого расстояния клиноременных передач всех типов

$$a_{\text{опт}} = k_i d_2 = 1,15 \cdot 224 = 258 \text{ мм},$$

где  $k_i$  – коэффициент, зависящий от передаточного отношения передачи  $i$  (см. п. 3.2.2.5). Принимаем  $k_i = 1,15$ .

### 3.8. Вычисление угла между ветвями передачи и углов обхвата шкивов ремнем

В открытой ременной передаче угол между ветвями ремня  $\gamma$  и углы обхвата  $\alpha_1$  и  $\alpha_2$  ремнем шкивов вычисляют по формулам (см. п. 2.1.1.)

$$\gamma = 2 \arcsin \frac{d_2 - d_1}{a_{\text{опт}}} = 2 \arcsin \frac{224 - 100}{258} = 27,8^\circ = 0,48 \text{ радиан}.$$

Угол обхвата ремнем меньшего шкива

$$\alpha_1 = 180^\circ - \gamma = 180^\circ - 27,8^\circ = 152,2^\circ = 2,66 \text{ радиан}.$$

Угол обхвата ремнем большего шкива

$$\alpha_2 = 180^\circ + \gamma = 180^\circ + 27,8^\circ = 207,8^\circ = 3,62 \text{ радиан}.$$

### 3.9. Определение длины ремня и частоты его пробегов

Длину ремня  $L$  определим по формуле (2.1)

$$\begin{aligned} L &= 2a \cos \frac{\gamma}{2} + \frac{\pi(d_1 + d_2)}{2} + \gamma \frac{d_2 - d_1}{2} = \\ &= 2 \cdot 258 \cos \frac{0,48}{2} + \frac{\pi(100 + 224)}{2} + 0,48 \frac{224 - 100}{2} = 1040 \text{ мм.} \end{aligned}$$

Принимаем стандартный ремень длиной  $L = 1000$  мм.

Обозначение клинового ремня сечением  $A$  длиной  $L = 1000$  мм при заказе:

**Ремень А–1000 ГОСТ 1284.2-89.**

### 3.10. Вычисление числа пробегов ремня

Оценим приемлемость длины ремня по частоте пробегов по формуле (3.10)

$$\lambda = \frac{V}{L} = \frac{7,4}{1} = 7,4 \text{ с}^{-1}.$$

Для среднескоростных открытых передач приемлемое значение пробегов  $\lambda \leq 10 \dots 20 \text{ с}^{-1}$ .

### 3.11. Уточнение межосевого расстояния

После выбора длины бесконечного ремня уточняем межосевое расстояние передачи по формуле (2.2)

$$\begin{aligned} a &= \frac{1}{4} \left[ L - \frac{\pi(d_1 + d_2)}{2} + \sqrt{\left( L - \frac{\pi(d_1 + d_2)}{2} \right)^2 - 8 \left( \frac{d_2 - d_1}{2} \right)^2} \right] = \\ &= \frac{1}{4} \left[ 1000 - \frac{\pi(100 + 224)}{2} + \sqrt{\left( 1000 - \frac{\pi(100 + 224)}{2} \right)^2 - 8 \left( \frac{224 - 100}{2} \right)^2} \right] = 238 \text{ мм.} \end{aligned}$$

### 3.12. Уточнение угла между ветвями передачи и углов обхвата шкивов ремнем

Уточняем угол между ветвями ремня  $\gamma$  и углы обхвата  $\alpha_1$  и  $\alpha_2$  ремнем шкивов

$$\gamma = 2\arcsin \frac{d_2 - d_1}{a} = 2\arcsin \frac{224 - 100}{238} = 30,2^\circ = 0,53 \text{ радиан.}$$

Угол обхвата ремнем меньшего шкива

$$\alpha_1 = 180^\circ - \gamma = 180^\circ - 30,2^\circ = 149,8^\circ = 2,61 \text{ радиан.}$$

Угол обхвата ремнем большего шкива

$$\alpha_2 = 180^\circ + \gamma = 180^\circ + 30,2^\circ = 210,2^\circ = 3,67 \text{ радиан.}$$

Угол обхвата ремнем меньшего шкива превышает  $120^\circ$  – тяговая способность передачи обеспечена.

### 3.13. Определение мощности, передаваемой одним клиновым ремнем

Мощность, передаваемую одним клиновым ремнем, определим по формуле (3.6)

$$P = P_0 C_p C_\alpha C_L C_i = 1,27 \cdot 0,91 \cdot 0,92 \cdot 0,92 \cdot 1,13 = 1,1 \text{ кВт.}$$

В формуле  $P_0$  – номинальная мощность, передаваемая одним ремнем клинового нормального сечения, определяемая по табл. 3.4: для ремня сечением А при диаметре меньшего шкива  $d_1 = 100$  мм и скорости  $V = 7,4$  м/с интерполяцией получим  $P_0 = 1,27$  кВт.

Поправочные коэффициенты:

$C_p$  – коэффициент режима работы передачи;

$C_\alpha$  – коэффициент, учитывающий влияние угла обхвата малого шкива  $\alpha_1$ , с уменьшением которого тяговая способность передачи понижается;

$C_L$  – коэффициент, учитывающий длину клинового ремня;

$C_i$  – коэффициент, учитывающий уменьшение напряжений изгиба на большем шкиве.

По табл. 3.6 для легкого режима работы (ленточный конвейер) при работе в две смены  $C_p = 0,91$ .

Коэффициент  $C_\alpha$  для клинового ремня вычислим по формуле

$$C_\alpha = 1,24(1 - e^{-\frac{\alpha_1}{110}}) = 1,24(1 - e^{-\frac{149,8}{110}}) = 0,92.$$

Коэффициент  $C_L$  определим по формуле (3.7), в которой  $L_0$  – расчетная (базовая) длина ремня, определяемая по табл. (1.6): для ремня сечением А  $L_0 = 1700$  мм.

$$C_L = \sqrt[6]{\frac{L}{L_0}} = \sqrt[6]{\frac{1000}{1700}} = 0,92.$$

Коэффициент  $C_i$  определим по табл. (3.10):  $C_i = 1,13$ .

### 3.14. Вычисление числа клиновых ремней

Число клиновых ремней определим по формуле (3.21)

$$z = \frac{P_1}{PC_z} = \frac{3}{1,1 \cdot 0,95} = 2,9.$$

Принимаем  $z = 3$ .

### 3.15. Вычисление сил в ременной передаче

#### 3.15.1. Окружная сила на ведущем шкиве

Окружную силу, передаваемую комплектом клиновых ремней,  $F_t$  на ведущем шкиве определим по формуле (3.19)

$$F_t = \frac{1000P_1}{V_1} = \frac{1000 \cdot 3}{7,4} = 405,4 \text{ Н.}$$

#### 3.15.2. Силы в ветвях ремня

Суммарное натяжение в ветвях ремней вычислим по формулам (2.9), в которых коэффициент трения ремня о шкивы для прорезиненных ремней принимают равным  $f = 0,3$  и угол скольжения  $\beta = 0,7\alpha_1 = 0,7 \cdot 2,61 = 1,83$  радиан.

##### 3.15.2.1. Сила предварительного натяжения ремней

$$F_0 = \frac{F_t}{2} \left( \frac{e^{f\beta} + 1}{e^{f\beta} - 1} \right) = \frac{405,4}{2} \left( \frac{e^{0,3 \cdot 1,83} + 1}{e^{0,3 \cdot 1,83} - 1} \right) = 758 \text{ Н.}$$

##### 3.15.2.2. Суммарное натяжение ведущих ветвей

$$F_1 = F_t \left( \frac{e^{f\beta}}{e^{f\beta} - 1} \right) = 405,4 \left( \frac{e^{0,3 \cdot 1,83}}{e^{0,3 \cdot 1,83} - 1} \right) = 961 \text{ Н.}$$

##### 3.15.2.3. Суммарное натяжение ведомых ветвей

$$F_2 = F_t \left( \frac{1}{e^{f\beta} - 1} \right) = 405,4 \left( \frac{1}{e^{0,3 \cdot 1,83} - 1} \right) = 555 \text{ Н.}$$

### 3.15.3. Силы на валы передачи

#### 3.15.3.1. Силы на валы неработающей передачи (см. п. 2.2.1.2)

$$F_q = 2F_0 \cos \frac{\gamma}{2} = 2 \cdot 758 \cos \frac{30,2^\circ}{2} = 1465 \text{ Н.}$$

3.15.3.2. Силы на валы работающей передачи (см. п. 2.2.1.5)

$$F_q = \sqrt{F_1^2 + F_2^2 + 2F_1F_2 \cos \gamma} = \sqrt{961^2 + 555^2 + 2 \cdot 961 \cdot 555 \cos 30,2^\circ} = 1025 \text{ Н.}$$

### 3.16. Оценка долговечности ремня

Для клиновых ремней нормальных сечений в ГОСТ 1284.2-89 разработана упрощенная методика оценки их ресурса. Ресурс  $T_p$  определяют по формуле (3.13)

$$T_p = T_{p(\text{ср})} k_1 k_2 = 3700 \cdot 2,5 \cdot 1 = 9250 \text{ ч,}$$

где  $T_{p(\text{ср})}$  – ресурс ремней в эксплуатации в среднем режиме работы, ч:

по табл. 3.12 для ремня IV класса имеем  $T_{p(\text{ср})} = 3700$  ч;

$k_1$  – коэффициент режима работы, для легкого режима работы  $k_1 = 2,5$ ;

$k_2$  – коэффициент, учитывающий климатические условия эксплуатации: для центральных и других зон, кроме районов с холодным и очень холодным климатом  $k_2 = 1$ .

Долговечность передачи приемлема.

### 3.17. Контроль начального натяжения ремня

Для клиновых ремней нормальных сечений по ГОСТ 1284.1-89 – ГОСТ 1284.3-89 величину начального натяжения  $F_0$  вычислим по формуле (5.3)

$$F_0 = -\frac{850P_1C_L}{zVC_\alpha C_p} + \Theta V^2 = \frac{850 \cdot 3 \cdot 0,92}{3 \cdot 7,4 \cdot 0,92 \cdot 0,91} + 0,1 \cdot 7,4^2 = 132 \text{ Н,}$$

где  $\Theta$  – коэффициент, учитывающий влияние центробежных сил: по табл.

5.1 для ремня сечения А  $\Theta = 0,1$ .

Стрелу прогиба  $f$  ремня под действием нагрузки  $F$  вычислим по формуле (5.4)

$$f = 1,55 \frac{a}{100} = 1,55 \frac{238}{100} = 3,7 \text{ мм.}$$

Силу  $F$  определим по формуле (5.6) как для приработанного ремня

$$F = \frac{F_0 + C_k}{16} = \frac{132 + 40}{16} = 11 \text{ Н;}$$

где  $F_0$  – начальное натяжение ветви ремня, Н;

$C_k$  – коэффициент, зависящий от жесткости ремня: по табл. 5.2 для ремня сечения А  $C_k = 40$ .

Контроль начального натяжения ремня проводим на приспособлении согласно рис. 5.4.

#### **Вариант 4. Расчет ременной передачи с зубчатым ремнем**

##### *4.1. Определение модуля зубчатого ремня*

Принимаем ремень трапецеидальной формы, для которого модуль определяем по формуле (3.23)

$$m \geq 35 \sqrt[3]{\frac{P_1}{C_p n_1}} = 35 \sqrt[3]{\frac{3}{1,3 \cdot 1410}} = 4,1 \text{ мм},$$

где  $C_p$  – коэффициент режима работы или динамичности.

Коэффициент  $C_p$  зависит от внешней динамики, определяемой механизмом в целом. При работе привода с легкими колебаниями нагрузки принимаем  $C_p = 1,3$  (см. п. 3.2.3). Полученное значение модуля округляем до ближайшего нормализованного значения по табл. 1.8 и принимаем  $m = 5$  мм.

##### *4.2. Назначение числа зубьев меньшего шкива*

По табл. 3.15 при модуле  $m = 5$  мм и частоте вращения меньшего шкива  $n_1 = 1410 \text{ мин}^{-1}$  выбираем число зубьев меньшего шкива  $z_1 = 18$ .

##### *4.3. Определение числа зубьев большего шкива*

При заданном передаточном отношении передачи  $i$  число зубьев большего шкива определим по формуле (3.24)

$$z_2 = z_1 i = 18 \cdot 2,3 = 41,4.$$

Принимаем  $z_2 = 41$ . Число зубьев  $z_2$  не превышает максимального значения  $z_{2 \max} = 115$  (см. табл. 3.16).

##### *4.4. Уточнение передаточного отношения передачи*

После определения числа зубьев большего шкива  $z_2$  и округления его до целого числа уточняем передаточное отношение передачи по формуле (3.25)

$$i = \frac{z_2}{z_1} = \frac{41}{18} = 2,28.$$

Отклонение передаточного отношения от заданного составляет

$$\Delta i = \frac{|i - i_0|}{i_0} 100\% = \frac{2,3 - 2,28}{2,3} 100\% = 0,9\%.$$

Отклонение передаточного отношения от заданного не должно превышать 3...5 %. Отклонение передаточного отношения от заданного в допустимых пределах.

#### 4.5. Вычисление частоты вращения ведомого шкива

Частоту вращения ведомого шкива  $n_2$  вычислим по формуле (3.18)

$$n_2 = \frac{n_1}{i} = \frac{1410}{2,28} = 618,4 \text{ мин}^{-1}.$$

#### 4.6. Определение диаметров делительных окружностей шкивов

Диаметры делительных окружностей  $d_1$  и  $d_2$  вычислим по формулам (3.26) и (3.27):

$$\begin{aligned} d_1 &= mz_1 = 5 \cdot 18 = 90 \text{ мм}; \\ d_2 &= mz_2 = 5 \cdot 41 = 205 \text{ мм}. \end{aligned}$$

#### 4.7. Назначение межосевого расстояния передачи

Межосевое расстояние, мм

$$a \geq 0,5(d_1 + d_2) + C_m = 0,5(90 + 205) + 2 \cdot 5 = 157,5 \text{ мм}.$$

где  $C_m$  – коэффициент, принимаемый:  $C_m = 2m$  при  $m = 1 \dots 5$  мм;

Следует отметить, что назначение минимального межосевого расстояния целесообразно для уменьшения габаритов передачи, но при этом у малого шкива уменьшается число зубьев, находящихся в зацеплении с ремнем, снижается долговечность ремня за счет увеличения давления на его зубьях и частоты пробегов ремня. Поэтому при проектировании привода, как правило, величину межосевого расстояния принимают конструктивно, при этом расчетная длина ремня не должна превышать максимальную стандартную длину бесконечного зубчатого ремня для расчетного модуля.

#### 4.8. Определение длины ремня

Длину ремня  $L$  определим по формуле (2.1), предварительно вычислив угол  $\gamma$  между ветвями передачи (см. п. 2.1.1).

Угол между ветвями передачи

$$\gamma = 2 \arcsin \frac{\frac{d_2 - d_1}{2}}{a} = \frac{205 - 90}{157,5} 42,8^\circ = 0,747 \text{ радиан.}$$

Длина ремня  $L$  определяется как сумма длин дуг шкивов на углах обхвата и длин прямолинейных участков ремня:

$$\begin{aligned} L &= 2a \cos \frac{\gamma}{2} + \frac{\pi(d_1 + d_2)}{2} + \gamma \frac{(d_2 - d_1)}{2} = \\ &= 2 \cdot 157,5 \cos \frac{42,8^\circ}{2} + \frac{\pi(90 + 205)}{2} + 0,747 \frac{205 - 90}{2} = 813,4 \text{ мм.} \end{aligned}$$

#### 4.9. Выбор стандартного ремня

По предварительной длине ремня  $L$  определяем число зубьев ремня по формуле (3.28)

$$z_p = \frac{L}{\pi t} = \frac{813,4}{\pi \cdot 5} = 51,9.$$

Полученное значение  $z_p$  округляем до ближайшего нормализованного значения для заданного модуля по табл. 3.17:  $z_p = 53$  и определяем стандартную длину ремня  $L = \pi t z_p = \pi \cdot 5 \cdot 53 = 832,5$  мм.

#### 4.10. Уточнение межосевого расстояния

При стандартной длине ремня уточняем межосевое расстояние по формуле (см. п. 2.1.2)

$$\begin{aligned} a &= \frac{1}{4} \left[ L - \frac{\pi(d_1 + d_2)}{2} + \sqrt{\left( L - \frac{\pi(d_1 + d_2)}{2} \right)^2 - 8 \left( \frac{d_2 - d_1}{2} \right)^2} \right] = \\ &= \frac{1}{4} \left[ 832,5 - \frac{\pi(90 + 205)}{2} + \sqrt{\left( 832,5 - \frac{\pi(90 + 205)}{2} \right)^2 - 8 \left( \frac{205 - 90}{2} \right)^2} \right] = 175,1 \text{ мм.} \end{aligned}$$

#### 4.11. Уточнение угла между ветвями передачи и углов обхвата шкивов ремнем

Угол между ветвями передачи

$$\gamma = 2 \arcsin \frac{\frac{d_2 - d_1}{2}}{a} = \frac{205 - 90}{175,1} 42,8^\circ = 38,3^\circ = 0,663 \text{ радиан.}$$

Угол обхвата ремнем меньшего шкива

$$\alpha_1 = \pi - \gamma = \pi - 0,663 = 2,479 \text{ радиан.}$$



Угол обхвата ремнем большего шкива

$$\alpha_2 = \pi + \gamma = \pi + 0,663 = 3,805 \text{ радиан.}$$

#### 4.12. Вычисление окружной скорости шкива

Окружная скорость шкива (см. формулу (3.15))

$$V_1 = \frac{\pi d_1 n_1}{60 \cdot 10^3} = \frac{\pi \cdot 90 \cdot 1410}{60 \cdot 1000} = 6,6, \text{ м/с.}$$

#### 4.13. Окружная сила на ведущем шкиве

Окружную силу  $F_t$  на ведущем шкиве определим по формуле (2.5)

$$F_t = \frac{1000 P_1}{V_1} = \frac{1000 \cdot 3}{6,6} = 454,5 \text{ Н.}$$

#### 4.14. Расчетная окружная сила, передаваемая ремнем

Расчетную окружную силу  $F_p$ , передаваемую ремнем, с учетом внешней динамики определим по формуле (3.29)

$$F_p = \frac{F_t}{C_p} = \frac{454,5}{1,3} = 349,6 \text{ Н.}$$

#### 4.15. Расчетная удельная окружная сила

Расчетную удельную окружную силу, передаваемую ремнем шириной 1 мм, определим по формуле (3.30)

$$[F_t]_1 = [F_t]_{01} C_i C_Z C_H = 30 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 = 30 \text{ Н/мм,}$$

где  $[F_t]_{01}$  – допускаемая удельная окружная сила, Н/мм, выбирается в зависимости от модуля ремня по табл. 1.8: при  $m = 5$  мм

$$[F_t]_{01} = 30 \text{ Н/мм;}$$

$C_i$  – коэффициент, вводимый только для ускоряющих передач ( $i < 1$ ):  $C_i = 1$ ;

$C_Z$  – коэффициент, учитывающий число зубьев  $z_0$  ремня, входящих в зацепление с малым шкивом, вводится при  $z_0 < 6$ :

$$z_0 = z_1 \frac{\alpha_1}{2\pi} = 18 \frac{2,479}{2\pi} = 7,1, \text{ поэтому } C_Z = 1;$$

$C_H$  – коэффициент, учитывающий применение натяжных роликов: при отсутствии натяжного ролика  $C_H = 1$ .

#### 4.16. Предварительное определение ширины ремня

С учетом действия центробежных сил ширину ремня предварительно вычислим по формуле (3.33)

$$b^* = \frac{F_p}{[F_t]_1 - m_1 V_1^2} = \frac{349,6}{30 - 0,0007 \cdot 6,6^2} = 11,7 \text{ мм},$$

где  $m_1$  – погонная масса ремня – масса 1 метра ремня при его ширине 1 мм: по табл. 1.8  $m_1 = 0,0007 \text{ кг}/(\text{м} \cdot \text{мм})$ .

#### 4.17. Выбор стандартной ширины ремня

Окончательно ширину ремня вычислим с учетом коэффициента ширины ремня  $C_{ш}$  по формуле (3.34)

$$b = \frac{b^*}{C_{ш}} = \frac{11,7}{0,85} = 13,8 \text{ мм}.$$

Значение коэффициента  $C_{ш}$  взято из табл. 3.18: при  $b^* = 8 \dots 16$   $C_{ш} = 0,85$ .

По табл. 1.8 выбираем стандартную ширину  $b = 16 \text{ мм}$ .

#### 4.18. Проверка давления на зубьях ремня

Проверку давления на зубьях ремня не проводим в связи с тем, что число зубьев  $z_0$  ремня, входящих в зацепление с малым шкивом, больше шести.

#### 4.19. Определение предварительного натяжения ремня

Предварительное натяжение ветви ремня шириной 1 мм при окружной скорости шкива  $V \leq 20 \text{ м/с}$  выберем в зависимости от величины модуля по табл. 5.3: при модуле  $m = 5 \text{ мм}$   $F_{01} = 2,5 \text{ Н/мм}$ .

Предварительное натяжение ветви ремня шириной  $b$  при незначительных колебаниях нагрузки определим по зависимости (5.7)

$$F_0 = F_{01} b = 2,5 \cdot 16 = 40 \text{ Н}.$$

#### 4.20. Определение усилия, действующего на валы передачи

Усилие на валы передачи полагаем направленным по линии,

соединяющей центры шкивов передачи, и вычислим по формуле (3.36)

$$F_q = (1,0...1,2)F_t = (1,0...1,2) \cdot 454,5 = 454,5...545,4 \text{ Н.}$$

При плавной работе передачи с небольшими колебаниями нагрузки можно принять  $F_q = 460 \text{ Н.}$

### ***Сравнительный анализ качественных показателей спроектированных ременных передач***

1. Наименьшие диаметры шкивов, межосевое расстояние и габариты по ширине имеет передача с зубчатым ремнем. По диаметральным размерам шкивов и межосевому расстоянию клиноременная передача незначительно уступает передаче с зубчатым ремнем, однако, имея три ремня, она значительно уступает передаче с зубчатым ремнем по ширине.
2. Наибольшие диаметры шкивов, межосевое расстояние и габариты по ширине имеет плоскоременная открытая передача с прорезиненным ремнем: диаметры шкивов плоскоременной передачи почти в два раза больше, а межосевое расстояние в три с лишним раза больше по сравнению с передачей с зубчатым ремнем.
3. Ресурс ремней клиноременной передачи практически в два раза выше, чем плоскоременной передачи с прорезиненным ремнем. Оценить ресурс плоскоременной передачи с синтетическим ремнем и передачи с зубчатым ремнем практически не представляется возможным в связи с недостаточностью экспериментальных данных о параметрах кривых усталости.
4. Наименьшая нагрузка на валы в передаче с зубчатым ремнем в связи с малым начальным натяжением ремня.

# ОГЛАВЛЕНИЕ

ПРЕДИСЛОВИЕ.....	3
ВВЕДЕНИЕ.....	3
<b>1. КОНСТРУКЦИЯ РЕМЕННОЙ ПЕРЕДАЧИ</b>	
<b>1.1. Общие сведения о ременных передачах</b> .....	4
<b>1.2. Схемы ременных передач</b> .....	5
<b>1.3. Профили приводных ремней</b> .....	7
<b>1.4. Плоские приводные ремни</b> .....	9
1.4.1. Плоские прорезиненные ремни .....	10
1.4.2. Плоские синтетические ремни .....	13
1.4.3. Плоские хлопчатобумажные ремни .....	14
1.4.4. Плоские шерстяные ремни .....	14
<b>1.5. Клиновые приводные ремни</b>	
1.5.1. Конструкции приводных клиновых ремней .....	14
1.5.2. Клиновые ремни нормальных и узких сечений .....	15
1.5.3. Поликлиновые ремни .....	17
<b>1.6. Зубчатые приводные ремни</b> .....	19
<b>2. ГЕОМЕТРИЧЕСКИЕ, СИЛОВЫЕ И КИНЕМАТИЧЕСКИЕ ЗАВИСИМОСТИ В РЕМЕННЫХ ПЕРЕДАЧАХ</b>	
<b>2.1. Геометрические зависимости в ременных передачах</b>	
2.1.1. Геометрические зависимости в открытой ременной передаче	21
2.1.2. Геометрические зависимости в плоскоременной передаче с натяжным роликом .....	22
<b>2.2. Силы в ременной передаче</b>	
2.2.1. Силы в открытой ременной передаче .....	26
2.2.2. Силы в ременной передаче с натяжным роликом .....	28
<b>2.3. Напряжения в ремне</b>	
2.3.1. Напряжения от предварительного натяжения ремня .....	30
2.3.2. Напряжения растяжения в ветвях работающей передачи .....	31
2.3.3. Напряжения от окружной силы .....	31
2.3.4. Напряжения изгиба ремня на шкивах .....	31
2.3.5. Напряжения от центробежных сил .....	32
2.3.6. Эпюра напряжений в ремне .....	33
<b>2.4. Упругое скольжение ремня на шкивах</b> .....	33
<b>2.5. Кинематика ременной передачи</b> .....	34
<b>3. ПРОЕКТИРОВАНИЕ РЕМЕННЫХ ПЕРЕДАЧ</b>	
<b>3.1. Тяговая способность и КПД ременной передачи</b> .....	35
3.1.1. Кривые скольжения и КПД ременных передач .....	35

3.1.2. Влияние параметров передачи на ее тяговую способность и КПД .....	37
3.1.3. Долговечность ремня .....	48
<b>3.2. Методика расчета ременных передач .....</b>	<b>54</b>
3.2.1. Проектирование плоскоременных передач .....	54
3.2.2. Проектирование клиноременных передач .....	60
3.2.3. Проектирование передач зубчатым ремнем .....	65
<b>3.3. Инструкция по расчету ременных передач на ЭВМ</b>	
3.3.1. Назначение программы и исходные данные .....	71
3.3.2. Инструкция по расчету ременных передач на ЭВМ .....	71
<b>4. КОНСТРУИРОВАНИЕ ШКИВОВ</b>	
<b>4.1. Конструкции шкивов</b>	
4.1.1. Конструктивные элементы шкивов .....	72
4.1.2. Шкивы плоскоременных передач .....	74
4.1.3. Шкивы клиноременных передач .....	76
4.1.4. Шкивы зубчато-ременных передач .....	79
4.1.5. Материалы шкивов .....	81
<b>4.2. Установка шкивов на валы .....</b>	<b>81</b>
4.2.1. Шпоночные соединения .....	82
4.2.2. Шлицевые соединения .....	83
<b>4.3. Указания на чертежах допусков размеров, отклонений формы и расположения поверхностей деталей</b>	
4.3.1. Общие сведения .....	89
4.3.2. Простановка допусков размеров, отклонений формы и расположения поверхностей на рабочих чертежах шкивов ..	92
<b>5. НАТЯЖЕНИЕ ПРИВОДНЫХ РЕМНЕЙ</b>	
<b>5.1. Способы натяжения ремней .....</b>	<b>95</b>
<b>5.2. Начальное натяжение ремня и его контроль .....</b>	<b>98</b>
5.2.1. Плоские ремни .....	99
5.2.2. Клиновые ремни .....	100
5.2.3. Зубчатые ремни .....	101
<b>БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК .....</b>	<b>102</b>
<b>ПРИЛОЖЕНИЕ. ПРИМЕРЫ РАСЧЕТА РЕМЕННЫХ ПЕРЕДАЧ .....</b>	<b>103</b>