

Министерство образования и науки  
Российской Федерации

Государственное образовательное учреждение  
высшего профессионального образования

**САНКТ-ПЕТЕРБУРГСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ  
ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ  
РАСТИТЕЛЬНЫХ ПОЛИМЕРОВ**

**А. Б. Коновалов, В. М. Гребенникова**

## **РЕМЕННЫЕ ПЕРЕДАЧИ**

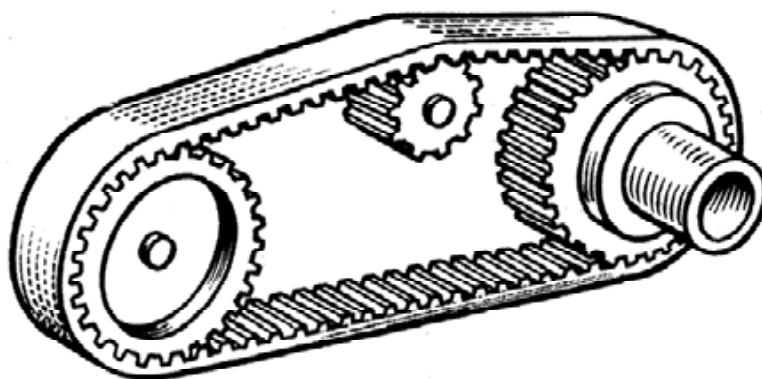
**УЧЕБНОЕ ПОСОБИЕ**

**Санкт-Петербург  
2011**

**А. Б. КОНОВАЛОВ, В. М. ГРЕБЕННИКОВА**

# **РЕМЕННЫЕ ПЕРЕДАЧИ**

**Учебное пособие**



**Санкт-Петербург  
2011**

Учебное издание

Александр Борисович Коновалов  
Вера Михайловна Гребенникова

## **РЕМЕННЫЕ ПЕРЕДАЧИ**

Учебное пособие

Редактор и корректор Н.П. Новикова  
Техн. редактор Л.Я.Титова

Темплан 2011 г., поз. 9

---

Подп. к печати 15.04.11. Формат 60×84/16. Бумага тип №1. Печать офсетная.  
6,75 уч.- изд. л.; 6,75 усл.- печ. л. Тираж 100 экз. Изд. № 9.  
Цена «С». Заказ №

---

Ризограф ГОУВПО Санкт-Петербургского государственного технологи-  
ческого университета растительных полимеров, 198095, СПб., ул. Ивана Чер-  
ных, 4.

ББК 34.44 я 7

К 647

УДК 621.8 (075)

Коновалов А.Б., Гребенникова В. М. Ременные передачи: учебное пособие / СПбГТУРП. – СПб., 2011. – 106 с.: ил.42.

Приводятся общие сведения об основных видах ременных передач, применяемых в машиностроении, теоретические основы работы ременных передач, рассмотрены методики расчетов различных видов ременных передач. Приведены примеры расчетов и необходимые для их выполнения справочные данные.

Учебное пособие предназначено для студентов всех форм обучения при выполнении практических заданий по курсам «Детали машин и основы конструирования», «Прикладная механика», а также при изучении теоретических частей этих курсов.

Рецензенты:

Сергеевичев В.В. – заведующий кафедрой «Теория механизмов, деталей машин и подъемно-транспортных устройств» Санкт-Петербургской лесотехнической академии им. С.М.Кирова, профессор, доктор технических наук

Лепеш Г.В. – заведующий кафедрой «Сервис торгового оборудования и бытовой техники» Санкт-Петербургского государственного университета сервиса и экономики», профессор, доктор технических наук

Рекомендовано к изданию Редакционно-издательским советом в качестве учебно-методического пособия.

© Коновалов А.Б., Гребенникова В.М., 2011

© ГОУВПО Санкт-Петербургский государственный технологический университет растительных полимеров, 2011

## ВВЕДЕНИЕ

Механической передачей называют устройство для передачи мощности двигателя исполнительным органам машины. Одним из старейших типов механических передач, сохранивших свое значение до настоящего времени и широко применяемых в различных отраслях промышленности, являются ременные передачи. Простейшая ременная передача состоит из двух шкивов, закрепленных на валах, и ремня, охватывающего шкивы. Передача движения осуществляется за счет сил трения, возникающих между ремнем и шкивами. Использование ремней различной формы поперечного сечения и различной конструкции позволяет варьировать параметры ременных передач в широких пределах. Помимо традиционных ременных передач, в которых движение передается за счет сил трения, широко применяются и зубчато-ременные передачи. Эти передачи представляют собой своеобразный гибрид зубчатых и ременных передач. Ремни таких передач имеют на внутренней поверхности зубья, и передача движения осуществляется путем зацепления зубьев ремня с зубьями шкива.

Ременная передача может быть регулируемой по передаточному отношению. С этой целью на ведущем и ведомом валах устанавливают ступенчатые шкивы. Переводя ремень с одной ступени на другую, можно получить столько передаточных отношений, сколько ступеней на шкивах. Применяются также различные конструкции ременных вариаторов, в которых передаточное отношение можно изменять бесступенчато.

В настоящее время зарубежными и отечественными производителями налажен выпуск различных новых конструкций ремней, что позволяет существенно расширить область применения ременных передач.

К сожалению, ситуация, сложившаяся в области образования, науки и производства в нашей стране за последние десятилетия, существенно затрудняет возможность использования этих разработок на отечественных предприятиях. Многие справочники и учебники содержат устаревшую информацию и не отражают успехов в области разработки новых конструкций приводных ремней. Некоторые разработки и технологии, ставшие стандартом за рубежом, в нашей стране остаются мало изученными и не внедряются. В технических университетах и институтах такая дисциплина, как детали машин, преподается по учебникам 1980-х гг. или по мало отличающимся от них переизданиям. В связи с этим молодой специалист, поступающий после окончания вуза на производство, обладает уже заведомо устаревшей информацией, и ему приходится изучать все с нуля методом проб и ошибок. В результате оборудование, которое произведено по устаревшим рекомендациям, не обладает конкурентными преимуществами на рынке.

Цель настоящего учебного пособия – познакомить студентов с новыми конструкциями приводных ремней и методами расчета ременных передач.

## 1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

Ременная передача – передача трением с гибкой связью (рис. 1). Составляет из ведущего 1 и ведомого 2 шкивов и ремня 3, надетого на шкивы с предварительным натяжением. В состав передачи могут входить натяжные устройства и ограждения. Возможны передачи с двумя или несколькими ведомыми шкивами.

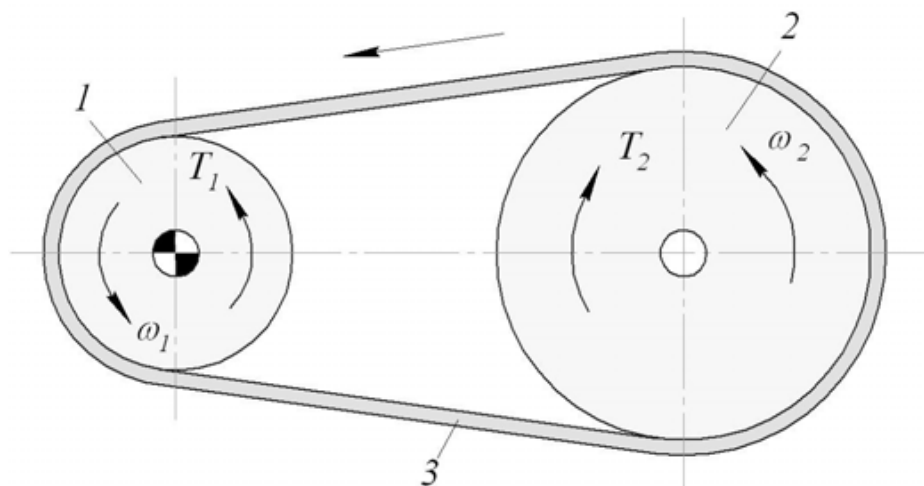


Рис.1. Ременная передача

По принципу работы различают ременные передачи трением (большинство передач) и зацеплением (зубчато–ременные). Передачи трением по форме поперечного сечения ремня разделяют на плоскоремные, клиноремные, поликлиновые и круглоремные.

К достоинствам ременных передач следует отнести:

- возможность передачи движения на значительные расстояния;
- плавность и бесшумность работы;
- возможность работы с высокими частотами вращения;
- предохранение механизмов от резких колебаний нагрузки и ударов;
- защита от перегрузки за счет проскальзывания ремня по шкиву;
- высокий КПД (до 98 %);
- низкая стоимость.

Недостатки ременных передач:

- значительные габариты (обычно в несколько раз большие, чем у зубчатых);
- неизбежность некоторого упругого скольжения ремня и как следствие этого – непостоянство передаточного отношения;
- повышенные силы воздействия на валы и опоры, так как для передачи сил трения нужны значительные силы прижатия и их назначают по максимальной нагрузке;

- необходимость, за редкими исключениями, устройств для натяжения ремня;
- необходимость предохранения ремня от попадания масла;
- малая долговечность ремня в быстроходных передачах.

Широкую область применения приводных ремней обеспечивают им простота конструкции ременной передачи и возможность быстрой замены ремня в случае выхода его из строя. Ограничением для применения приводных ремней являются большие габаритные размеры шкивов и относительно малая передаваемая мощность (ремни приводные обеспечивают передачу мощности обычно в пределах 50 кВт).

Ременные передачи, как правило, применяют между параллельными валами, вращающимися в одну сторону. Реже встречаются перекрестные и полуперекрестные передачи, позволяющие получить реверсивное вращение или передать движение на валы с непараллельными осями. Достаточно редко применяют в настоящее время угловые передачи (рис.2).

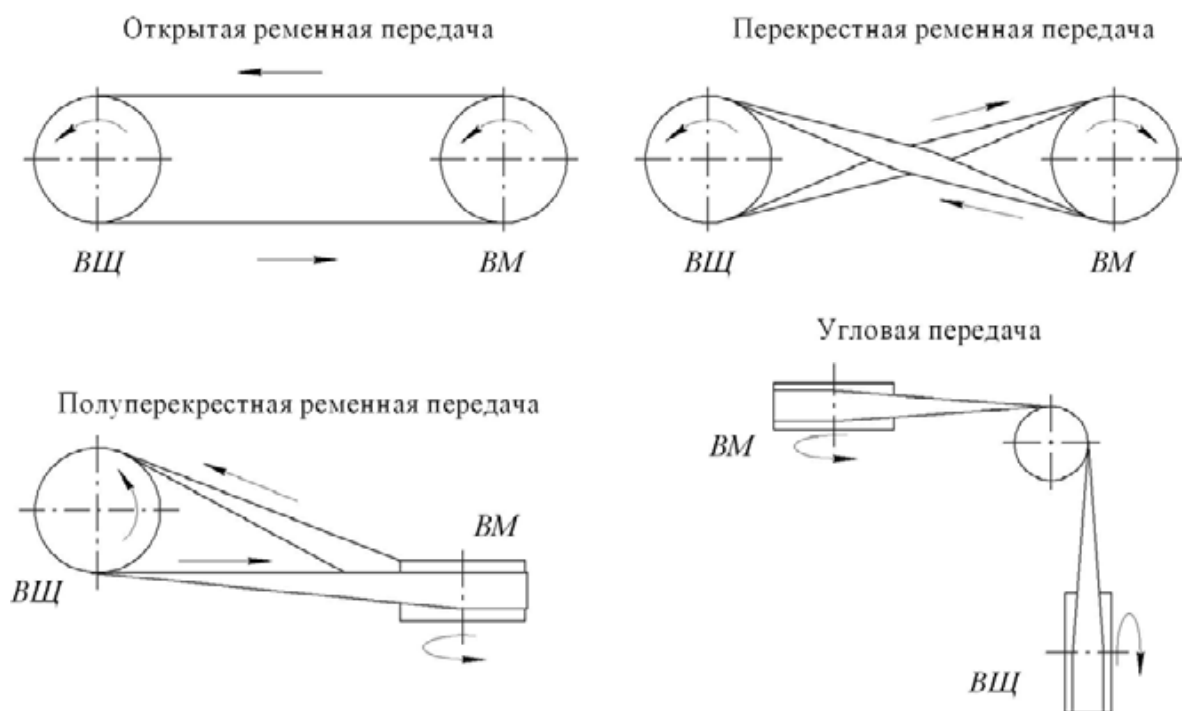


Рис.2. Основные схемы ременных передач: ВШ – ведущий шкив; ВМ – ведомый шкив

Использование передач со ступенчатыми шкивами позволяет изменять угловую скорость вращения ведомого вала при постоянной скорости ведущего. Ступени шкивов располагаются так, чтобы меньшая ступень одного шкива находилась против большей ступени другого. Для изменения скорости ведомого шкива ремень перекидывают с одной пары ступеней на другую.

Наиболее широкое распространение в машинах имеют плоские и клиновые ремни. Плоские ремни применяют как простейшие, испытывающие напряжения изгиба на шкивах; клиновые и поликлиновые – в связи с их повышенной тяговой способностью. Многопрофильные ремни состоят из двух – четырех клиновых, соединенных между собой тканевым слоем, и применяются вместо комплектов клиновых ремней. Зубчатые ремни используют благодаря тому, что они обладают достоинствами передач зацеплением. Круглые и квадратные ремни применяют для передачи малых мощностей, преимущественно в приборах. Клиновые ремни в передаче применяют комплектом по несколько штук, чтобы варьировать нагрузочную способность и избежать больших напряжений изгиба у одного ремня, который получился бы увеличенного сечения. Плоские ремни применяют по одному в передаче.

## 2. МЕХАНИКА РЕМЕННОЙ ПЕРЕДАЧИ

### 2.1. Основные геометрические соотношения

При проектировании ременных передач определяют (рис.3): угол  $\gamma$  между ветвями ремня, угол  $\alpha_1$  охвата ремнем малого шкива, длину ремня  $L$  и при использовании бесконечных ремней — межосевое расстояние  $a$ . Расчетные диаметры  $d_1$ ,  $d_2$  шкивов и длину ремня  $L$  определяют по нейтральному слою поперечного сечения ремня.

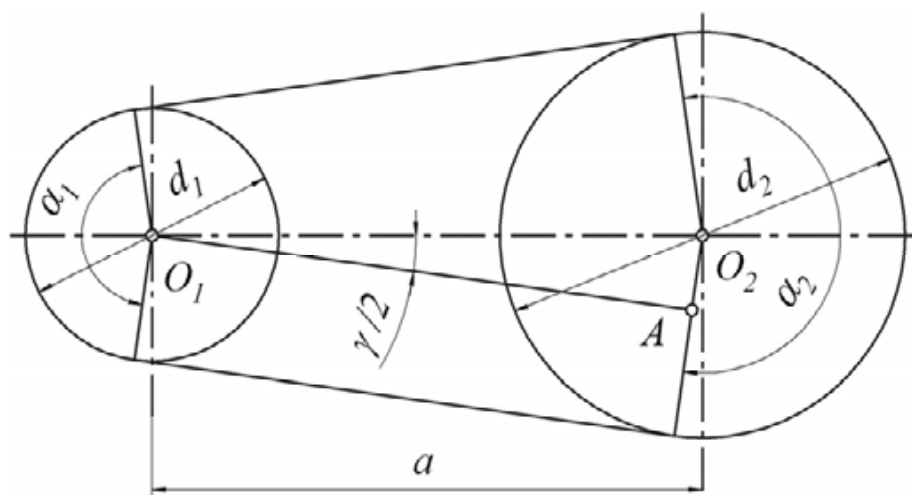


Рис.3. Геометрические параметры ременной передачи

Угол между ветвями ремня находят из треугольника  $O_1AO_2$

$$\sin \frac{\gamma}{2} = \frac{\Delta}{a}, \quad \text{где} \quad \Delta = \frac{d_2 - d_1}{2}.$$

Тогда угол между ветвями ремня в радианах



$$\gamma = 2 \arcsin \frac{\Delta}{a} \approx \frac{2\Delta}{a}. \quad (1)$$

Угол охвата ремнем малого шкива в градусах

$$\alpha_1 = 180^\circ - \gamma^\circ \approx 180^\circ - 2 \frac{\Delta}{a} \cdot 57,3^\circ. \quad (2)$$

Минимальный угол охвата  $\alpha_{lmin}$  должен быть для плоскоременной передачи –  $150^\circ$ , для клиноременной –  $120^\circ$ .

Длина ремня (без учета его деформации на шкивах) определяется как сумма длин прямолинейных участков и длин дуг охвата ремнем малого и большого шкивов

$$L = 2a \cdot \cos \frac{\gamma}{2} + \frac{\pi(d_2 + d_1)}{2} + \gamma \frac{d_2 - d_1}{2}. \quad (3)$$

Используя разложение в ряд Маклорена с точностью до первых двух членов

$$\cos \frac{\gamma}{2} \approx 1 - \frac{1}{2} \left( \frac{\gamma}{2} \right)^2,$$

получаем зависимость для определения длины ремня

$$L \approx 2a + \pi \frac{d_1 + d_2}{2} + \frac{\Delta^2}{a}. \quad (4)$$

Для бесконечных ремней следует уточнить предварительно заданное межосевое расстояние, определяя его как больший корень квадратного уравнения (4)

$$a = 0,25 \left[ L - \pi \frac{d_1 + d_2}{2} + \sqrt{\left( L - \pi \frac{d_1 + d_2}{2} \right)^2 - 8 \Delta^2} \right]. \quad (5)$$

## 2.2. Упругое скольжение ремня

Движение ремня по шкиву сопровождается упругим скольжением, определяющим основные особенности работы передачи. В ременной передаче возникают два вида скольжения ремня по шкиву: упругое – неизбежное при нормальной работе передачи и буксование – при перегрузке. При огибании ремнем ведущего шкива натяжение его уменьшается от  $F_1$  до  $F_2$  (рис.4).

В принятой классической теории ременных передач дугу обхвата ведущего шкива ремнем  $AC$  разбивают на два участка:

- 1) дугу покоя  $AB$ , расположенную со стороны набегающей ветви, в пределах которой ремень, сохраняя первоначальное натяжение, не деформируется и не проскальзывает;
- 2) дугу скольжения  $BC$ , расположенную со стороны сбегающей ветви, в пределах которой происходит упругое проскальзывание ремня по шкиву.

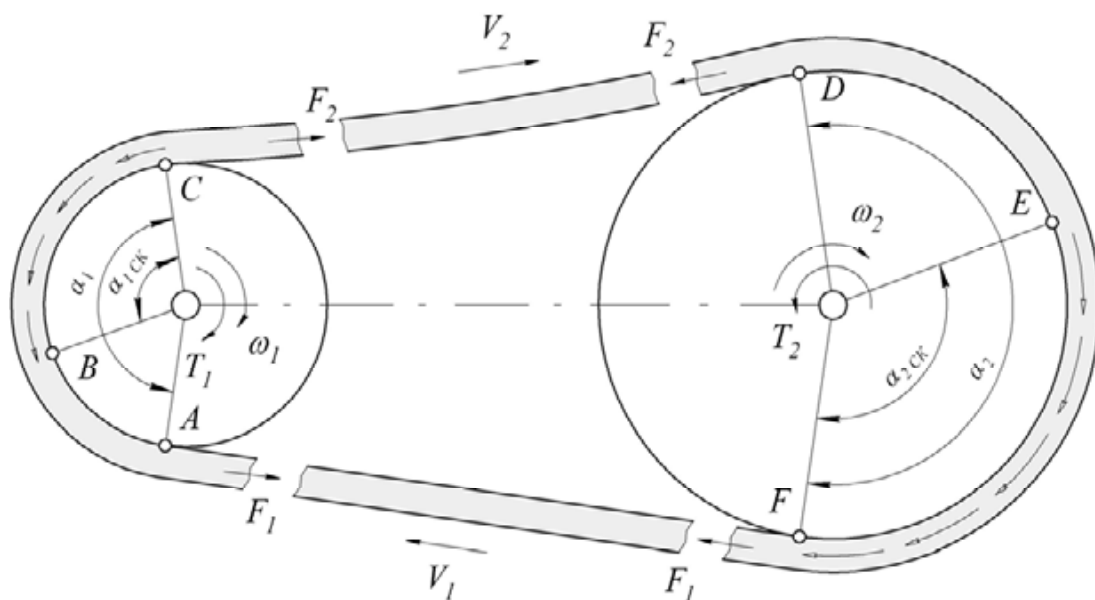


Рис.4. Схема взаимодействия ремня со шкивом

Сила трения между ремнем и шкивом передается в основном на дуге скольжения, но частично, благодаря тангенциальной податливости ремня также на дуге покоя. В обычных расчетах передачу силы трения на дуге покоя не учитывают. Скольжение ремня по шкивам приводит к тому, что скорость ведущей ветви ремня, равная окружной скорости ведущего шкива, больше скорости ведомой ветви, которая, в свою очередь, равна окружной скорости ведомого шкива. Окружные скорости ведущей и ведомой ветвей ремня

$$v_1 = \frac{\omega_1 \cdot d_1}{2}; \quad v_2 = \frac{\omega_2 \cdot d_2}{2}. \quad (6)$$

Таким образом, передаточное отношение ременной передачи

$$i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{v_1 \cdot d_2}{v_2 \cdot d_1}. \quad (7)$$

Обозначим  $v_{СК} = v_1 - v_2$ . Тогда формула (7) для передаточного отношения может быть записана в виде

$$i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{d_2}{d_1} \cdot \frac{1}{1 - \xi}, \quad (8)$$

где  $\xi = 1 / (1 - v_{CK} / v_1)$  – коэффициент скольжения, характеризующий упругое скольжение ремня и относительную потерю скорости.

Коэффициент скольжения зависит от передаваемой мощности, и поэтому передаточное отношение ременной передачи не является постоянной величиной. При увеличении передаваемой нагрузки (момента сопротивления на ведомом шкиве) происходит увеличение дуги скольжения, и при некоторой критической нагрузке скольжение распространяется на всю дугу обхвата, в первую очередь, меньшего из шкивов. При этом КПД передачи достигает максимума. Дальнейшее увеличение нагрузки приводит к буксованию, при котором КПД передачи резко падает, а ее работоспособность нарушается вплоть до полной потери (остановки ведомого шкива).

### 2.3. Усилия и напряжения в ремне

При работе ременной передачи ремень передает энергию от ведущего шкива на ведомый шкив за счет сил трения на поверхностях контакта ремня со шкивами. Поэтому для обеспечения работоспособности передачи необходимо обеспечить начальное натяжение ремня  $F_0$ . При холостом ходе передачи (при работе передачи без нагрузки) натяжение ремня по всей его длине остается практически постоянным и близким по величине к  $F_0$ . После нагружения передачи – приложения внешнего момента сопротивления  $T_2$  к ведомому валу и движущего момента  $T_1$  к ведущему валу – натяжения в ремне перераспределяются. В ведущей ветви ремня, сбегаящей с ведомого шкива, натяжение становится  $F_1 > F_0$ , а в ведомой ветви, сбегаящей с ведущего шкива,  $F_2 < F_0$ . При этом суммарное натяжение в обеих ветвях ремня, определяемое начальным натяжением, можно считать постоянным

$$F_1 + F_2 = 2F_0 = const, \quad (9)$$

а разность натяжений при этом становится равной окружному усилию

$$F_1 - F_2 = F_t. \quad (10)$$

Из совместного решения уравнений (9) и (10) можно найти натяжения в ветвях ремня

$$F_1 = F_0 + 0,5F_t; \quad (11)$$

$$F_2 = F_0 - 0,5F_t. \quad (12)$$

Если скольжение происходит по всей дуге обхвата (граница буксования), то зависимость между  $F_1$  и  $F_2$  выражается формулой Эйлера

$$F_1 = F_2 \cdot e^{f \cdot \alpha_{CK}}, \quad (13)$$

где  $f$  – коэффициент трения между ремнем и поверхностью шкива;  $\alpha_{CK}$  – дуга скольжения.

Из приведенных выше уравнений следует, что значение критической окружной силы

$$F_{KP} = 2F_0 \cdot \frac{e^{f \cdot \alpha_{CK}} - 1}{e^{f \cdot \alpha_{CK}} + 1}. \quad (14)$$

Величина

$$\varphi = \frac{e^{f \cdot \alpha} - 1}{e^{f \cdot \alpha} + 1}, \quad (15)$$

характеризующая степень нагруженности передачи, называется коэффициентом тяги. Критическое значение коэффициента тяги

$$\varphi_{KP} = \frac{e^{f \cdot \alpha_{CK}} - 1}{e^{f \cdot \alpha_{CK}} + 1} \quad (16)$$

определяет оптимальную тяговую способность передачи.

Разделив значения натяжений на площадь поперечного сечения ремня  $A$ , можно найти значения соответствующих напряжений в ремне. Различают следующие виды напряжения в ремне:

1. Напряжение  $\sigma_0$  от силы предварительного натяжения. В состоянии покоя или при холостом ходе каждая ветвь ремня натянута силой  $F_0$  предварительного натяжения, следовательно:

$$\sigma_0 = F_0 / A. \quad (17)$$

2. Полезное напряжение  $\sigma_t$ . Отношение окружной силы (полезной нагрузки)  $F_t$  в передаче к площади поперечного сечения  $A$  называют полезным напряжением

$$\sigma_t = F_t / A. \quad (18)$$

Так как  $F_t = F_1 - F_2$ , то полезное напряжение является разностью напряжений  $\sigma_1$  в ведущей ветви и  $\sigma_2$  в ведомой ветви ремня при рабочем ходе на малой скорости (пока не сказывается влияние центробежных сил)

$$\sigma_t = \sigma_1 - \sigma_2. \quad (19)$$

Напряжения  $\sigma_1$  в ведущей и  $\sigma_2$  в ведомой ветвях ремня от сил  $F_1$  и  $F_2$  определяются по формулам

$$\sigma_1 = F_1/A = F_0/A + 0,5F_t/A = \sigma_0 + \sigma_t/2; \quad (20)$$

$$\sigma_2 = F_2/A = F_0/A - 0,5F_t/A = \sigma_0 - \sigma_t/2. \quad (21)$$

3. Напряжения изгиба  $\sigma_{II}$  возникают в ремне при огибании им шкивов (рис. 5).

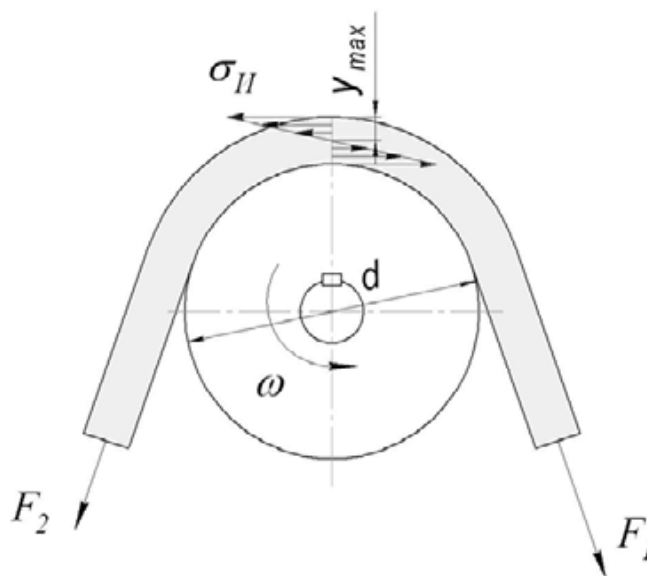


Рис.5. Напряжения изгиба

По закону Гука  $\sigma_{II} = \varepsilon \cdot E$ , где  $\varepsilon \approx 2 y_{max} / d$  – относительное удлинение волокон на наружной стороне ремня при изгибе;  $E$  – модуль упругости материала ремня;  $y_{max}$  – расстояние от нейтрального слоя до опасных волокон. Следовательно,

$$\sigma_{II} = 2 y_{max} \cdot E / d. \quad (22)$$

За расчетный диаметр  $d$  для плоскоременной передачи принимают диаметр наружной поверхности шкива; для передач с клиновым, поликлиновым и круглым ремнем – диаметр окружности по нейтральной линии ремня. Напряжения изгиба, изменяясь по отнулевому циклу, являются главной причиной усталостного разрушения ремня.

4. Напряжения от центробежной силы  $F_{Ц}$ . При действии на выделенный элемент ремня центробежной силы (рис.6) для сохранения контакта ремня со шкивом натяжение ремня должно быть равно

$$F = \frac{F_{Ц}}{2 \sin \frac{\alpha}{2}} \approx \frac{m \cdot a_{II}}{\alpha},$$

где  $m$  – масса выделенного элемента ремня;  $a_{ц}$  – центростремительное ускорение.

Учитывая, что  $m = \rho \cdot \alpha \cdot 0,5d \cdot \delta \cdot b$  и  $a_{ц} = 2v^2 / d$ , где  $\rho$  – плотность материала ремня;  $\delta$  – толщина ремня;  $b$  – ширина ремня;  $v$  – скорость ремня, из предыдущего выражения получим  $F \approx \rho \cdot v^2 \cdot \delta \cdot b$ .

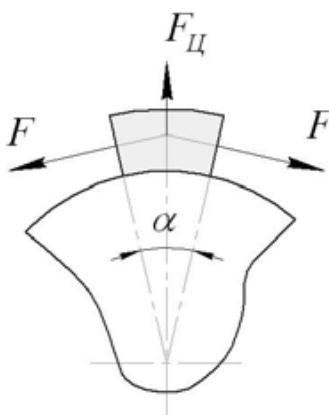


Рис.6. Натяжение ремня от центробежной силы

В результате в ремне возникают напряжения

$$\sigma_{ц} = \frac{\rho \cdot v^2 \cdot \delta \cdot b}{A} = \rho \cdot v^2. \quad (23)$$

Распределение напряжений по длине ремня показано на рис.7.

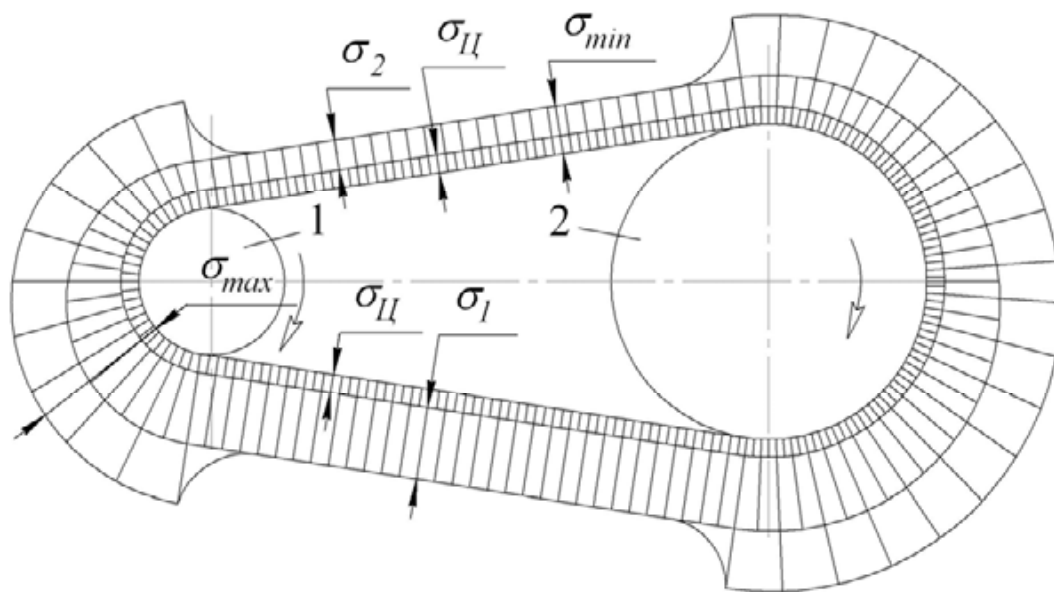


Рис. 7. Напряжения в ремне: 1 – ведущий шкив; 2 – ведомый шкив

Силы натяжения в ремне создают нагрузки на валы (рис.8). Равнодействующая этих сил

$$F_B = \sqrt{F_1^2 + F_2^2 + 2F_1 \cdot F_2 \cdot \cos(180^\circ - \alpha_1)} \approx 2F_0 \cdot \sin \frac{\alpha_1}{2}. \quad (24)$$

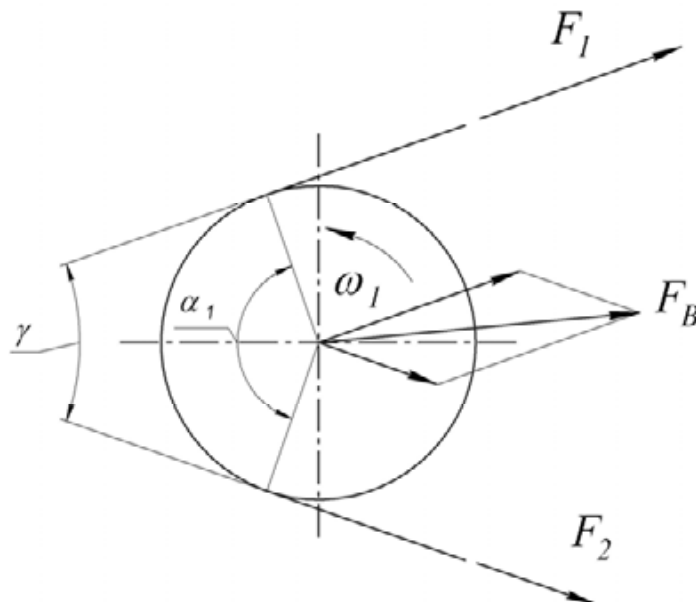


Рис.8. Нагрузки, действующие на валы передачи

#### 2.4. Кривые скольжения и КПД ременной передачи

Для оценки работоспособности ременной передачи на основе экспериментальных данных строят кривые скольжения (рис.9). На графике по осям ординат отмечают значения относительного скольжения и КПД, по оси абсцисс – значения коэффициента тяги.

На графике можно выделить три зоны:

- I – зона упругого скольжения;
- II – зона частичного буксования;
- III – зона полного буксования.

В первой зоне при увеличении коэффициента тяги до критического значения  $\varphi_{KR}$  имеет место упругое скольжение ремня по шкиву. КПД передачи  $\eta$  при этом возрастает до максимального значения. При дальнейшем увеличении коэффициента тяги начинается частичное буксование передачи (зона II), так как при  $\varphi = \varphi_{KR}$  дуга скольжения  $\alpha_{СК}$  достигает всего угла охвата  $\alpha_l$ . При этом передача еще продолжает оставаться работоспособной, поскольку коэффициент тяги растет. Однако КПД передачи начинает уменьшаться из-за сильного скольжения. Ремень при работе в этой зоне сильно нагревается и быстро изнашивается. Работу передачи при  $\varphi > \varphi_{KR}$

можно допускать только при кратковременных перегрузках, например, в период пуска машины.

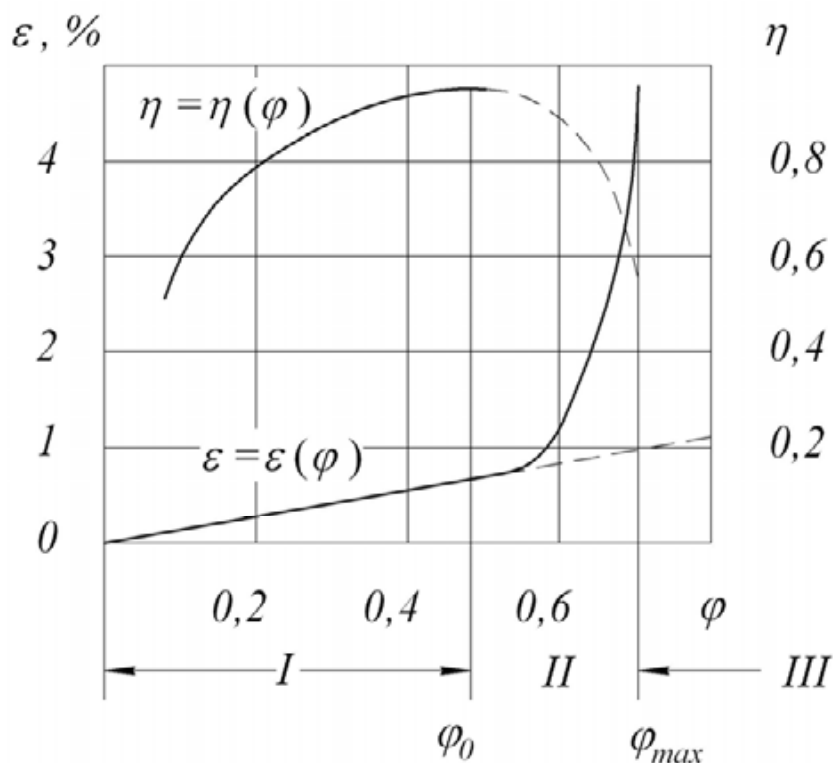


Рис.9. Кривые скольжения

При  $\varphi = \varphi_{max}$  передача становится неработоспособной, ремень останавливается. Значения  $\varphi_{KR}$  зависят от вида передачи. Так, для плоскоремennых передач  $\varphi_{KR} = 0,4 \dots 0,6$  ( $\eta_{max} = 0,95 \dots 0,97$ ), для клиновых и поликлиновых —  $\varphi_{KR} = 0,6 \dots 0,8$  ( $\eta_{max} = 0,92 \dots 0,96$ ).

### 3. ПЛОСКОРЕМЕННЫЕ ПЕРЕДАЧИ

Плоскоремennая передача наиболее проста, может работать при высоких скоростях и вследствие большой гибкости ремня обладает сравнительно высокими долговечностью и КПД. Плоскоремennую передачу с одним ведомым валом можно выполнять по всем схемам, показанным на рис.2.

На практике чаще всего применяют простую открытую передачу. В сравнении с другими она обладает повышенными работоспособностью и долговечностью. В перекрестных и полуперекрестных передачах ремень быстро изнашивается вследствие дополнительных перегибов и взаимного трения ведущей и ведомой ветвей. Нагрузку этих передач принимают не более 70...80 % от нагрузки открытой передачи.



КПД передач плоским ремнем при нормальных условиях работы  $\eta = 0,95 \dots 0,97$ . Передаточное отношение открытой передачи  $i < 5$  (с натяжным роликом  $i < 10$ ).

Плоскоременные передачи предпочтительны при больших межосевых расстояниях; они сравнительно дешевы, ремни их обладают большой гибкостью и повышенной долговечностью, шкивы просты по конструкции. Плоскоременные передачи применяют при скоростях ремня до 100 м/с.

Общие требования, которые предъявляются к материалам приводных ремней, следующие: достаточно высокое сопротивление усталости, статическая прочность и износостойкость, высокий коэффициент трения, эластичность (малая жесткость при растяжении и изгибе). Плоские ремни изготавливают различной ширины, конструкции и из различных материалов: хлопчатобумажных, прорезиненных, шерстяных тканей, кожи. Выбор материала для ремней зависит от условий работы (атмосферные влияния, вредные пары, температурные изменения, ударные нагрузки и т.п.) и тяговой способностью.

**Хлопчатобумажные тканые ремни** изготавливают из хлопчатобумажной пряжи в несколько переплетающихся слоев обычно конечными шириной 30 ... 250 мм толщиной 4,5 ... 8,5 мм (соответственно числу слоев 4 ... 8). Для предохранения от действия атмосферных влияний, увеличения прочности и долговечности их пропитывают специальным составом из озокерита (горного воска) и битума. Эти ремни имеют низкую стоимость, допускают значительные колебания нагрузки, но их не рекомендуется применять в сырых помещениях. Такие ремни используют для передачи небольших и средних мощностей при скорости ремня до 25 м/с.

**Шерстяные тканые ремни** выполняют в несколько слоев из шерстяных и хлопчатобумажных нитей, пропитывают составом из олифы, порошкового мела и железного сурика. Шерстяные ремни допускают резкие колебания нагрузки и значительную кратковременную перегрузку на 40-50 %, устойчивы в сырых помещениях и в парах кислот и щелочей. Стоимость их сравнительно высока; применяются для передачи малых и средних мощностей.

**Плоские приводные кожаные ремни** изготавливают из полос высококачественной кожи. Кожаные ремни позволяют сглаживать рывки (скачки крутящего момента) при тяжелом пуске на больших оборотах за счет начального проскальзывания и постепенного зацепления ремня за ведущий шкив. Приводные ремни из кожи технической в значительной степени впитывают машинные масла и консистентные смазки и передают мощность без потери коэффициента трения в течение длительного времени. Кожаные ремни бывают одинарные и двойные (прошитые или склеенные) толщиной 4,5-9 мм.

**Ремни плоские синтетические** (ТУ 17-21-598-87) (толщина до 1 мм, ширина от 10 до 100 мм, длина от 400 до 3150 мм) обладают высокой прочностью и износоустойчивостью при эксплуатации в неагрессивной среде, при скорости до 75 м/с, температуре окружающей среды от  $-10^{\circ}\text{C}$  до  $+40^{\circ}\text{C}$  и относительной влажности воздуха не выше 90 %. Плоские приводные синтетические ремни рассчитаны на малые и средние нагрузки (разрывная нагрузка не менее 600 Н на 10 мм ширины при удельной окружной силе не менее 10 Н на 10 мм ширины). Несущий слой этих ремней выполняется из капроновых тканей, полиэфирных нитей. Эластомеры, из которых изготовлены синтетические приводные ремни, обеспечивают им такие специфические свойства, как стойкость к воздействию масел и алифатических углеводородов. Эти ремни не являются токсичным материалом, обладают антистатическими свойствами и не могут самовозгораться. Синтетические ремни изготовляют бесконечными и используют, как правило, при скорости более 30 м/с.

**Плоские ремни с полиамидным сердечником** рассчитаны на передачу средних и больших нагрузок. В этих ремнях несущий слой - это полиэстер или полиамид, который является высокопрочным и малорастяжимым материалом, а слой трения - это кожа хромового дубления, полиуретан, силикон, эластомер и резина. Существуют плоские приводные ремни с двумя слоями трения, их называют двусторонними. Если в процессе эксплуатации оборудования возможны существенные перепады температуры, то в качестве слоя трения целесообразно использовать силикон. Ремни с силиконовым покрытием имеют толщину от 0,7 мм до 6 мм и работают в диапазоне температур от  $-50^{\circ}\text{C}$  до  $+150^{\circ}\text{C}$ . Очень популярны ремни с полиамидным сердечником и покрытием из кожи хромового дубления. Эти ремни отличаются большой прочностью на растяжение, плотностью, высокой упругостью и равномерностью по толщине. Ремни с полиамидным сердечником малорастяжимы, антистатичны, устойчивы к органическим и неорганическим маслам и смазкам, а также к абразивному износу.

**Ремни плоские резиноканевые** (ГОСТ 23831-79) изготавливаются на основе тканей БКНЛ-65 (полиэфир/хлопок), ТК-200-2 (из капроновых нитей), ТА-150, ТК-300 (из анидных нитей) (табл. 1) с внутренними тканевыми прокладками (от 3 до 6) и с наружными резиновыми обкладками (одной или двумя), а также без резиновых обкладок (рис.10). Ремни выпускают нарезной конструкции, т. е. из целькового вулканизированного резиноканевого полотна нарезают ремни заданной ширины.

По назначению различают следующие плоские резиноканевые ремни:

- общего назначения (диапазон рабочих температур от  $-25^{\circ}\text{C}$  до  $+60^{\circ}\text{C}$ );
- морозостойкие (диапазон рабочих температур от  $-45^{\circ}\text{C}$  до  $+60^{\circ}\text{C}$ );
- антистатические (диапазон рабочих температур от  $-45^{\circ}\text{C}$  до  $+60^{\circ}\text{C}$ ).

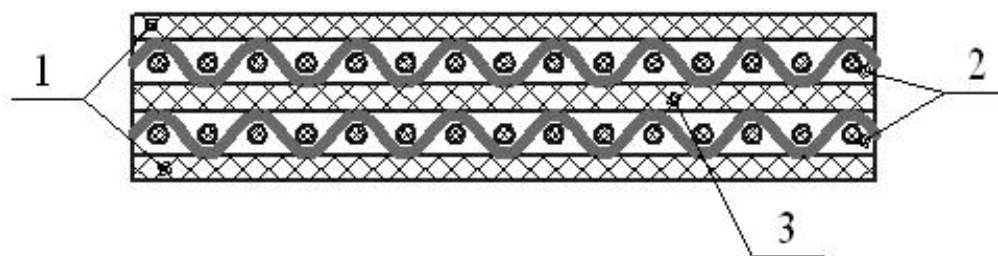


Рис.10. Конструкция прорезиненного ремня: 1 – резиновая обкладка; 2 – тканевый каркас (тканевые прокладки); 3 – резиновая прослойка

Ремни на основе тканей из комбинированных нитей допускается изготавливать без резиновых прослоек. Морозостойкие и антистатические ремни должны изготавливаться с наружными резиновыми обкладками.

Ремни общего назначения изготавливаются как с наружными резиновыми обкладками, так и без резиновых обкладок.

Таблица 1

Наименование тканей, применяемых для изготовления плоских ремней

Прочность по основе, Н/мм ширины	Ткани с основой и утком из комбинированных нитей (полиэфир/хлопок)	Ткани с основой и утком из синтетических нитей
65	БКНЛ – 65 и БКНЛ – 65 – 2 по ГОСТ 19700-91	–
150	–	ТА – 150 по ГОСТ 18215-87
200	–	ТК – 200 – 2 по ГОСТ 18215-87
300	–	ТА – 300 и ТК – 300 по ГОСТ 18215-86

Основным преимуществом этих ремней является возможность их установки на приводы с контуром любой длины. Однако в месте стыка ремень имеет меньшую прочность, что снижает надежность передачи. Стыковка является трудоемким и сложным процессом. Поэтому в тех случаях, когда к приводу предъявляются повышенные требования по надежности и долговечности, применяют бесконечные ремни, производство которых сложнее и стоимость выше. Недостатком ремней, выпускаемых по ГОСТ 23831-79, является также сравнительно большая толщина – до 10 мм, что снижает их эластичность и затрудняет использование в быстроходных приводах.

Условное обозначение ремня содержит буквенные и цифровые индексы, обозначающие вид ремня, его ширину в миллиметрах, количество тканевых прокладок каркаса, сокращенное наименование ткани, расчетную толщину наружных резиновых обкладок в миллиметрах, класс обкладочной ре-

зины и обозначение стандарта. Например, обозначение ремня общего назначения шириной 150 мм с четырьмя прокладками из ткани ТА-150 с односторонней резиновой обкладкой толщиной 2,0 мм из резины класса «М» имеет вид

*Ремень 150 – 4 ТА – 150 – 2,0 – М ГОСТ 23831-79.*

Обозначение морозостойкого ремня шириной 200 мм с тремя прокладками из ткани БКНЛ-65 с наружными резиновыми обкладками толщиной 3,0 мм и 1,0 мм из резины класса «Б» имеет вид

*Ремень М – 200-3БКНЛ-65 – 3,0 – 1,0 – Б ГОСТ 23831-79.*

**Прорезиненные бесконечные приводные ремни** (ширина от 20 мм до 1200 мм) состоят из кордового шнура или прочной ткани, связанных вулканизированной резиной. Соответственно, плоские бесконечные ремни делятся на кордшнуровые (изготовление согласно ТУ 38 105514-84) и кордтканевые (изготовление согласно ТУ 59-292-2004). Кордшнуровые ремни (рис.11а) состоят из несущего слоя, содержащего один ряд синтетического кордшнура 1, связующей резины 2 и тканевых обкладок 3. Корд – прочная крученая нить из хлопчатобумажного или искусственного волокна. Кордшнуровые ремни выпускаются трех типов: I – с односторонней тканевой обкладкой, II – с двусторонней обкладкой и III – без обкладки. Ремни прорезиненные с кордшнуровым несущим слоем рекомендуется применять как среднескоростные, так и быстроходные при скорости не выше 40 м/с. Кордтканевые плоские бесконечные ремни (рис. 11б) производятся с внутренними тканевыми прокладками (от 3 до 6) и наружными резиновыми обкладками (одной или двумя) или без резиновых обкладок.

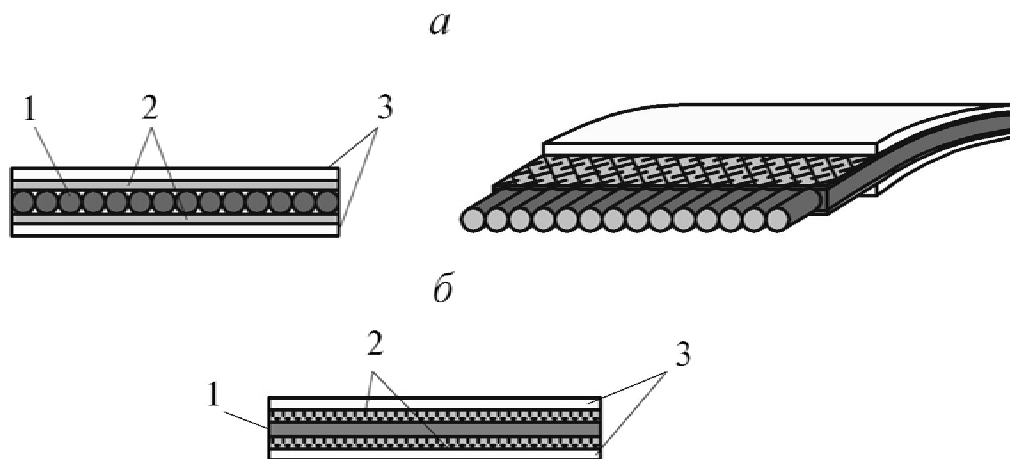


Рис. 11. Конструкция кордшнуровых (а) и кордтканевых (б) плоских ремней

В прорезиненных ремнях резина обеспечивает работу ремня как единого целого, защищает корд от повреждений и повышает коэффициент трения ремня о шкив. Эти ремни обладают хорошей тяговой способностью,

прочностью, эластичностью. Их недостатком является разрушающее действие на них минеральных масел, бензина, щелочей.

Плоские ремни с тяговым сердечником из высокоориентированного полиамида обладают высокой эластичностью тяговой части ремня, передают значительные мощности (до 15 кВт) при скоростях до 60 м/с. Для повышения тяговой способности применяют специальные фрикционные покрытия.

Серийно изготавливаются ремни шириной от 10 мм до 420 мм; длиной от 900 до 1600 мм; толщина: – кордтканевых – 1,0; 2,0 мм; – кордшнуровых – 2,8; 3,0; 3,5; 4,0; 5,0; 6,0 мм.

Условное обозначение ремня: *ремень 50 × 2,8 - 1600 ТУ 38 105514-84*, где 50 - ширина ремня; 2,8 - толщина ремня; 2800 - внутренняя длина ремня.

#### 4. РАСЧЕТ ПЛОСКОРЕМЕННОЙ ПЕРЕДАЧИ

Исходными данными для расчета ременной передачи являются: передаваемая мощность  $P_1$ , кВт; частота вращения ведущего шкива  $n_1$ , мин<sup>-1</sup>; передаточное отношение  $i$ , условия эксплуатации и требования конструктивного исполнения. Материал и тип ремня выбирают в зависимости от условий работы передачи.

Критериями работоспособности передачи являются надежность сцепления ремня со шкивом (тяговая способность) и долговечность, определяемая усталостной прочностью ремня. Проектировочный расчет плоскоременной передачи производится по первому критерию с учетом условий работы передачи. Проверочный расчет выполняется по второму критерию. Коэффициент полезного действия плоскоременной передачи при полной нагрузке:

- для среднескоростных передач  $\eta = 0,92 \dots 0,98$ ;
- для быстроходных  $\eta = 0,85 \dots 0,95$ .

Расчет выполняется в следующей последовательности.

4.1. Выбирается тип ремня, исходя из условий работы. Для среднескоростных передач наибольшее применение получили резинотканевые ремни, для быстроходных и сверхбыстроходных – синтетические бесконечные ремни. Ремни прорезиненные с кордшнуровым несущим слоем рекомендуется применять в среднескоростных и быстроходных передачах при  $V \leq 40$  м/с.

4.2. Расчет диаметра меньшего шкива  $d_1$ , если он не назначается по конструктивным соображениям исходя из габаритов установки, производят:

- для резинотканевых и капроновых с полиамидным покрытием ремней по формуле

$$d_1 = (1100 \dots 1300) \sqrt[3]{P_1/n_1}, \text{ мм}, \quad (25)$$

где  $P_1$  – мощность на ведущем шкиве, кВт;  $n_1$  – частота вращения ведущего шкива, об/мин;

– для полиамидных кордленточных ремней по формуле

$$d_1 = K_d \sqrt[3]{T_1}, \text{ мм}, \quad (26)$$

где  $K_d = 28,8$  при  $n_1 \leq 2000$  об/мин и  $K_d = 31,0$  при  $n_1 > 2000$  об/мин.

При переменной нагрузке принимается большее отношение  $P_1 / n_1$  или большее значение  $T_1$ . Полученное значение  $d_1$  округляется до ближайшего большего значения по ГОСТ 17383 – 73 (табл.2).

Расчетный диаметр ведущего шкива не должен быть меньше минимально допустимого  $d_1 \geq d_{1 \min}$  (табл. 3).

4.3. Определяется диаметр ведомого шкива  $d_2 = d_1 \cdot i \cdot (1 - \varepsilon)$ , который округляется до ближайшего меньшего значения по табл. 2.

Таблица 2

Диаметры шкивов плоскоремennых передач, мм (ГОСТ 17383 – 73)

40	45	50	56	63	71	80	90	100	112	125	140	160	180	200
224	250	280	315	355	400	450	500	560	630	710	800	900	1000	...

4.4. Действительное передаточное отношение передачи

$$i = \frac{d_2}{d_1 (1 - \varepsilon)}, \quad (27)$$

где  $\varepsilon = 0,015 \dots 0,020$  – коэффициент упругого скольжения.

4.5. Рекомендуемое межосевое расстояние

$$a = (1,5 \div 2) (d_1 + d_2), \text{ мм}. \quad (28)$$

Для быстроходных передач принимается коэффициент 1,5, для средне-скоростных 2.

4.6. По формуле (4) определяется длина ремня  $L'$ .

Определяется сравнительная долговечность ремня по условию

$$L' \geq \frac{v}{[v]}, \text{ м}, \quad (29)$$

где  $v$  – скорость ремня, определяемая по формуле

$$v = \frac{\pi \cdot d_1 \cdot n_1}{60}, \text{ м/с}; \quad (30)$$

$[\nu]$  – рекомендуемая частота пробега ремня, 1/с (для среднескоростных передач  $[\nu] = 5$ , для быстроходных передач с синтетическими ремнями  $[\nu] = 50$ , с кордшнуровыми прорезиненными ремнями  $[\nu] = 15$ ).

Если приведенное условие не удовлетворяется, длину ремня увеличивают. Для бесконечных ремней  $L$  увеличивают до большего стандартного значения из ряда: 500; 550; 600; 700; 750; 800; 850; 900; 1000; 1050; 1150; 1200; 1250; 1300; 1400; 1450; 1500; 1600; 1700; 1800; 2000; 2240; 2500; 2800; 3150; 3550; 3750; 4000; 4250; 4500; 4750; 5000; 5300; 5600; 6000.

Затем уточняют межосевое расстояние  $a$  при стандартном значении  $L$ . При этом угол обхвата ремнем меньшего шкива  $\alpha_1$  должен быть не менее  $150^\circ$  (для синтетических ремней  $\alpha_1 \geq 120^\circ$ ).

4.7. Исходя из рекомендуемых отношений  $\delta / d_{1min}$ , определяется толщина ремня  $\delta$ . Рекомендуемые значения  $\delta / d_{1min}$  для ремней:

- прорезиненных – 1 / 40;
- хлопчатобумажных – 1 / 30;
- синтетических – 1 / 80 ... 1 / 90.

При известном диаметре меньшего шкива  $d_1$  толщина ремня

$$\delta = d_1 \cdot \frac{\delta}{d_{1min}}, \text{ мм.} \quad (31)$$

Толщину ремня округляют до ближайшего стандартного значения для данного типа ремня (табл.3 и 4).

Таблица 3

Количество прокладок, толщина и минимальные диаметры шкивов для плоских прорезиненных ремней

Количество прокладок	Толщина ремня			Минимальный диаметр, мм	
	Бельтинг Б–820		Бельтинг БКНЛ - 65	рекомендуемый	допустимый
	с обкладками	без обкладок			
2	3	2,5	–	100	80
3	4,5	3,75	3,6	160	125
4	6,0	5,0	4,8	224	160
5	7,5	6,25	6,0	280	250
6	9,0	7,5	7,2	360	315
7	10,5	8,75	8,4	450	400
8	12	10	9,6	560	500
9	13,6	11,25	10,8	630	560

Таблица 4

Толщина и минимальные диаметры шкивов для плоских  
синтетических ремней

Толщина $\delta$ , мм	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0	1,1	1,2
$d_{1min}$ , мм	28	36	45	56	63	71	80	90	100

#### 4.8. Назначают начальное напряжение в ремне.

Для резинотканевых плоских ремней рекомендуется начальное напряжение в ремне принимать:

$\sigma_0 = 1,6$  МПа – при вертикальном или близком к нему расположении передачи, небольшом межосевом расстоянии и постоянной длине ремня;

$\sigma_0 = 1,8$  МПа – при угле наклона передачи к горизонту не более  $60^\circ$  и при периодическом регулировании межосевого расстояния;

$\sigma_0 = 2,0$  МПа – для самонатяжных передач с постоянным натяжением;

$\sigma_0 = 2,4$  МПа – для самонатяжных передач с переменным натяжением.

Для синтетических ремней

$\sigma_0 = 4 \dots 5$  МПа – при  $(\delta / d_{1min}) \leq 1 / 80$  и периодическом регулировании межосевого расстояния;

$\sigma_0 = 7,5$  МПа – при  $(\delta / d_{1min}) > 1 / 80$  и самонатяжных передачах с постоянным натяжением;

$\sigma_0 = 10$  МПа – при  $(\delta / d_{1min}) > 1 / 100$  и самонатяжных передачах с переменным натяжением.

#### 4.9. Определяется приведенное полезное напряжение:

для прорезиненных ремней

$$[\sigma_F]_0 = A - w \cdot \frac{\delta}{d_1}, \quad \text{МПа}, \quad (32)$$

где величины  $A$  и  $w$  принимаются из табл. 5;

для синтетических ремней

$$[\sigma_F]_0 = 0,431 \cdot \ln(d_1 - 10) - 0,239, \quad \text{МПа}; \quad (33)$$

для кордшнуровых ремней

$$[\sigma_F]_0 = 0,113 \cdot e^{0,012 \cdot d_1} + 0,386, \quad \text{МПа}. \quad (34)$$



Таблица 5

Значения  $A$  и  $w$  для плоскоремennых передач с прорезиненными ремнями

Коэффициенты	$\sigma_0$ , МПа			
	1,6	1,8	2,0	2,4
$A$	2,3	2,5	2,7	3,05
$W$	9,0	10,0	11,0	13,5

4.10. Величина допускаемого полезного напряжения для условий работы передачи определяется по формуле

$$[\sigma_F] = [\sigma_F]_0 \cdot C_0 \cdot C_1 \cdot C_2 \cdot C_3, \text{ МПа}, \quad (35)$$

где  $C_0$  – коэффициент, зависящий от способа натяжения ремня и расположения передачи (табл.6);  $C_1$  – геометрический коэффициент (табл.7);  $C_2$  – скоростной коэффициент, учитывающий влияние центробежных сил (табл. 8);  $C_3$  – коэффициент режима работы и динамичности нагрузки (табл. 9).

Таблица 6

Значения коэффициента  $C_0$ , зависящего от рода передачи и от угла ее наклона к горизонту

Вид передачи	Коэффициент $C_0$ при угле $\gamma$ , град		
	0 – 60	60 – 80	80 – 90
Самонатяжная (с автоматическим натяжением ремня)	1,0	1,0	1,0
Натяжная и простая открытая (с периодическим подтягиванием или перешивкой ремня)	1,0	0,9	0,8
Перекрестная	0,9	0,8	0,7
Полуперекрестная и угловая с направляющими роликами	0,8	0,7	0,6

Таблица 7

Значения геометрического коэффициента  $C_1$

Угол обхвата $\alpha_1$ , град	120	130	140	150	160	170
Коэффициент $C_1$	0,82	0,85	0,88	0,91	0,94	0,97
Угол обхвата $\alpha_1$ , град	180	190	200	210	220	230
Коэффициент $C_1$	1,00	1,03	1,06	1,09	1,12	1,15

Таблица 8

Значения скоростного коэффициента  $C_2$ 

Ремни	$C_2$ при скорости ремня, м/с								
	1	5	10	15	20	25	30	35	40
Прорезиненные	1,04	1,03	1,00	0,95	0,88	0,79	0,68	—	—
Синтетические	1,03	1,01	1,00	0,99	0,97	0,95	0,92	0,89	0,85

Примечание. Для самонатяжных передач скоростной коэффициент  $C_2 = 1$  при любой скорости.

Таблица 9

Значения коэффициента режима работы и динамичности нагрузки ременных передач  $C_3$ 

Характер нагрузки	Тип машин	Коэффициент $C_3$
Спокойная нагрузка. Пусковая нагрузка до 120 % нормальной	Электрические генераторы. Вентиляторы. Центробежные насосы и компрессоры. Ленточные конвейеры. Станки с непрерывным процессом резания: токарные, сверлильные, шлифовальные	1,0
Умеренные колебания нагрузки. Пусковая до 150 % нормальной	Поршневые насосы и компрессоры с тремя и более цилиндрами. Пластинчатые конвейеры. Станки-автоматы, фрезерные станки	0,9
Значительные колебания нагрузки. Пусковая нагрузка до 200 % нормальной	Реверсивные приводы. Станки строгальные и долбежные. Поршневые насосы и компрессоры с одним или двумя цилиндрами. Конвейеры винтовые и скребковые. Элеваторы. Винтовые и эксцентриковые прессы с относительно тяжелыми маховиками	0,8
Весьма неравномерная и ударная нагрузки. Пусковая нагрузка до 300 % нормальной	Подъемники, экскаваторы, драги. Винтовые и эксцентриковые прессы с относительно легкими маховиками. Ножницы, молоты, бегуны, мельницы	0,7

Примечания.

1. При частых и резких пусках двигателей с большими пусковыми моментами коэффициент  $C_3$  следует снижать на 0,1.

2. При расчете не по номинальным, как обычно, а по максимальным пиковым нагрузкам коэффициент  $C_3$  не вводится.
3. С помощью коэффициента  $C_3$  можно учитывать также влияние режима работы на долговечность. Табличные данные относятся к работе в одну смену. При двухсменной работе коэффициент  $C_3$  понижается на 0,1, а при трехсменной – на 0,2.

4.11. Окружное усилие, передаваемое передачей:

$$F_t = \frac{10^3 \cdot P_1}{V}, \text{ Н.} \quad (36)$$

4.12. Определяется ширина ремня, исходя из допускаемого полезного напряжения:

$$b = \frac{F_t}{\delta \cdot [\sigma_F]}, \text{ мм.} \quad (37)$$

Ширина ремня должна быть округлена до большего стандартного значения. При этом выбранное значение  $\delta$  должно соответствовать полученному стандартному значению  $b$  (табл.10).

Таблица 10

Ширина  $b$  и количество прокладок  $n$  резинотканевых ремней

$b$ , мм	20, 25, 30, 40, 50, 63, 71	80, 90, 100, 112	125, 160, 180, 200, 224, 250
$n$ , шт.	2 ÷ 5	3 ÷ 6	4 ÷ 6

4.13. Проверка ремня на прочность выполняется сравнением максимальных напряжений, возникающих в ремне при работе с допускаемыми  $\sigma_{max} \leq [\sigma]_P$ , где

$$\sigma_{max} = \sigma_1 + \sigma_{из} + \sigma_{ц}, \text{ МПа;} \quad (38)$$

напряжение  $\sigma_1$  от рабочего натяжения  $F_1$

$$\sigma_1 = \frac{F_1}{b \cdot \delta} = \sigma_0 + \frac{F_t}{2b \cdot \delta}, \text{ МПа;} \quad (39)$$

напряжение изгиба

$$\sigma_{из} = E \frac{\delta}{d_1}, \text{ МПа,}$$

(модуль упругости при изгибе  $E = 140 \div 200$  МПа для прорезиненных и текстильных ремней,  $E = 350 - 500$  МПа для синтетических ремней);  
напряжение от центробежной силы

$$\sigma_{\text{ц}} = \rho v^2 \cdot 10^{-6}, \text{ МПа},$$

(для прорезиненных ремней  $\rho = 1250 \text{ кг/м}^3$ ; для синтетических  $\rho = 800 \text{ кг/м}^3$ ; для кордшнуровых  $\rho = 1900 \text{ кг/м}^3$ ).

Значение допускаемого напряжения принимается равным:

для прорезиненных ремней  $[\sigma]_p = 6 \dots 8 \text{ МПа}$ ;

для кожаных ремней  $[\sigma]_p = 5 \dots 7 \text{ МПа}$ ;

для хлопчатобумажных ремней  $[\sigma]_p = 4 \dots 5 \text{ МПа}$ .

- 4.14. Расчетная долговечность ремня  $L_h$  определяется по формуле, полученной на основе обработки экспериментальных данных:

$$L_h = \frac{N_0}{7200 \cdot u} \cdot \left( \frac{\sigma_N}{\sigma_{\max}} \right)^m \cdot v_1 \cdot v_2, \quad \text{ч}, \quad (40)$$

где  $N_0$  – базовое число циклов нагружений ( $N_0 = 10^7$ ), при котором определен временный предел выносливости  $\sigma_N$ ;  $u$  – число пробегов ремня в секунду;  $m$  – показатель степени: для плоских прорезиненных ремней  $m = 4,2 \dots 7,5$ ; для хлопчатобумажных  $m = 4,2 \dots 8,5$ ; в среднем для плоских приводных ремней  $m = 6$ ;  $\sigma_N$  – временный предел выносливости ремня: для плоских прорезиненных ремней  $\sigma_N \approx 7,5 \text{ МПа}$ ; для хлопчатобумажных ремней  $\sigma_N \approx 3 \text{ МПа}$ ;  $v_1$  – коэффициент, учитывающий влияние передаточного отношения  $i$  на долговечность ремня в зависимости от напряжений изгиба

$$v_1 = 1,5 \sqrt[3]{i} - 0,5;$$

$v_2$  – коэффициент, учитывающий режим работы передачи (при постоянной нагрузке  $v_2 = 1,0$ ; при переменной  $v_2 = 1,8$ ).

Рекомендуемая долговечность не менее 2000 ч.

- 4.15. Определение усилий, действующих на валы передачи. При угле  $\alpha_l \geq 150^\circ$  усилие на валы приблизительно направлено по линии центров передачи и равно  $Q \approx 2\sigma_0 \cdot b \cdot \delta$ . Для передач без автоматического натяжения давление на валы принимается с полуторным запасом  $Q_{\max} \approx 1,5Q$ .

## 5. КЛИНОРЕМЕННАЯ ПЕРЕДАЧА

В клиноременных передачах применяются ремни с трапецидальным поперечным сечением с углом профиля в недеформированном состоянии  $40^\circ$  (рис.12). По сравнению с плоским ремнем, клиновидный передает большие тяговые усилия, но клиноременная передача имеет более низкий КПД (при скорости до 25 м/с  $\eta = 0,9 \dots 0,98$ ).

Клиноременные передачи целесообразно использовать при больших передаточных отношениях ( $i < 8$ ), малых межосевых расстояниях и вертикальном расположении осей валов. Скорость ремней клиноременной передачи не должна превышать 30 м/с. В противном случае клиновидные ремни будут вибрировать.

Ремни работают на шкивах с канавками соответствующего профиля. Профили ремней и канавок шкивов имеют контакт только по боковым (рабочим) поверхностям ремней и боковым граням канавок шкивов. Между внутренней поверхностью ремня и дном канавки шкива должен быть зазор.

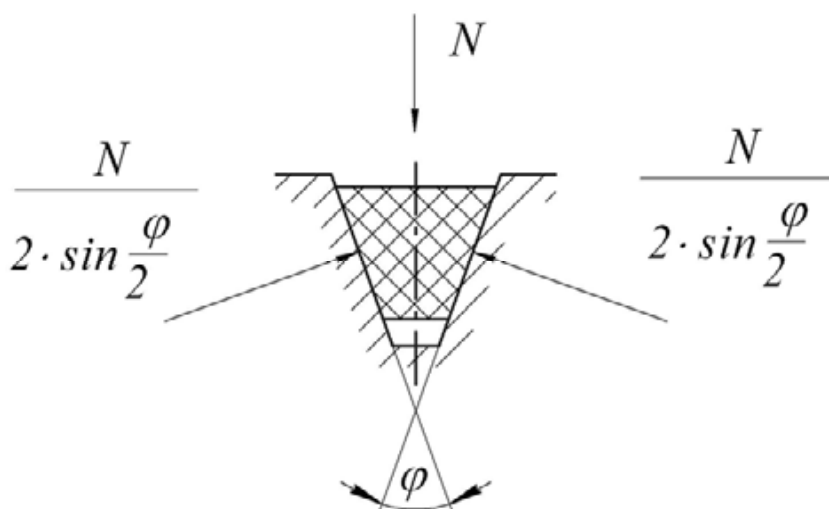


Рис.12. Силы, действующие на элемент клинового ремня

Эта передача, по сравнению с плоскоременной, обладает большей тяговой способностью благодаря повышенному (до 3 раз) сцеплению ремня со шкивами. Действительно, при одной и той же силе прижима ремня к поверхности шкива  $N$  давление ремня на рабочую поверхность шкива в клиноременной передаче равно  $N / (2 \cdot \sin(\varphi / 2))$ . В результате сила трения между шкивом и ремнем в клиноременной передаче становится равной

$$F_{TP} = f \cdot \frac{N}{\sin \frac{\varphi}{2}}, \quad (41)$$

где  $f$  - коэффициент трения между ремнем и рабочей поверхностью шкива.

При принятом угле  $\varphi = 40^\circ$  величина  $f / \sin(\varphi / 2) \approx 3f$  и, таким образом, сила трения, действующая на клиновой ремень, в три раза больше, чем сила трения, действующая на плоский ремень при одинаковом натяжении. Использование меньших значений угла  $\varphi$  с целью получения больших значений силы трения не рационально в связи с возможностью заклинивания ремня, которое ведет к дополнительному перегибу ремня при выходе из канавки шкива и, как следствие этого, к быстрому его разрушению.

Возможность меньшего начального натяжения ремня обеспечивает по сравнению с плоскоремennыми передачами меньшие нагрузки на валы и опоры.

Недостатками клиноремennых передач являются большие напряжения изгиба вследствие значительной высоты ремня, большие потери на внешнее и внутреннее трение, высокая стоимость изготовления шкивов, неодинаковая работа ремней в комплекте вследствие отклонений в их длине.

Клиновые ремни состоят из несущего слоя на основе материалов из химических волокон (кордшнур или кордная ткань), расположенного примерно по центру сечения ремня, и слоев резины, вулканизированных в одно изделие. Несущий слой располагается в продольном направлении ремня. Устаревшая технология изготовления ремней для их упрочнения предусматривала на последнем этапе изготовления, непосредственно перед вулканизацией, оборачивание ремня по всему сечению и длине технической тканью. Использование современных высокопрочных кордшнуров на основе полиэфирных нитей, обладающих большой адгезией с резиной, позволило делать ремни без оборачивания боковых граней. Коэффициент трения при этом в два раза выше, чем при наличии обертки, что увеличивает тяговую способность, позволяет уменьшить напряжение и тем самым повысить ресурс.

В кордшнуровых ремнях (рис.13а) корд состоит из одного ряда навитых по спирали шнуров из полиэфирных или полиамидных волокон.

В настоящее время применяют также корд из арамида и кевлара, что повышает нагрузочную способность ремня. В кордтканевых ремнях (рис.13,б) корд состоит из нескольких рядов вискозной, капроновой или лавсановой ткани.

Для передач общего назначения применяют в основном кордтканевые ремни. Их характеризует меньший модуль упругости, они лучше работают при ударной и вибрационной нагрузке. Кордшнуровые ремни более эластичные, и их применяют при малых диаметрах шкивов и больших частотах вращения.

Клиновые ремни выпускают нормального сечения, согласно ГОСТ 1284.1–89, 1284.2–89, и узкие, согласно ГОСТ 5813–93. В зависимости от применяемых материалов и технологии изготовления, ремни выпускают классов 0, I, II, III, IV по ГОСТ 1284.2 – 89 (табл.11).

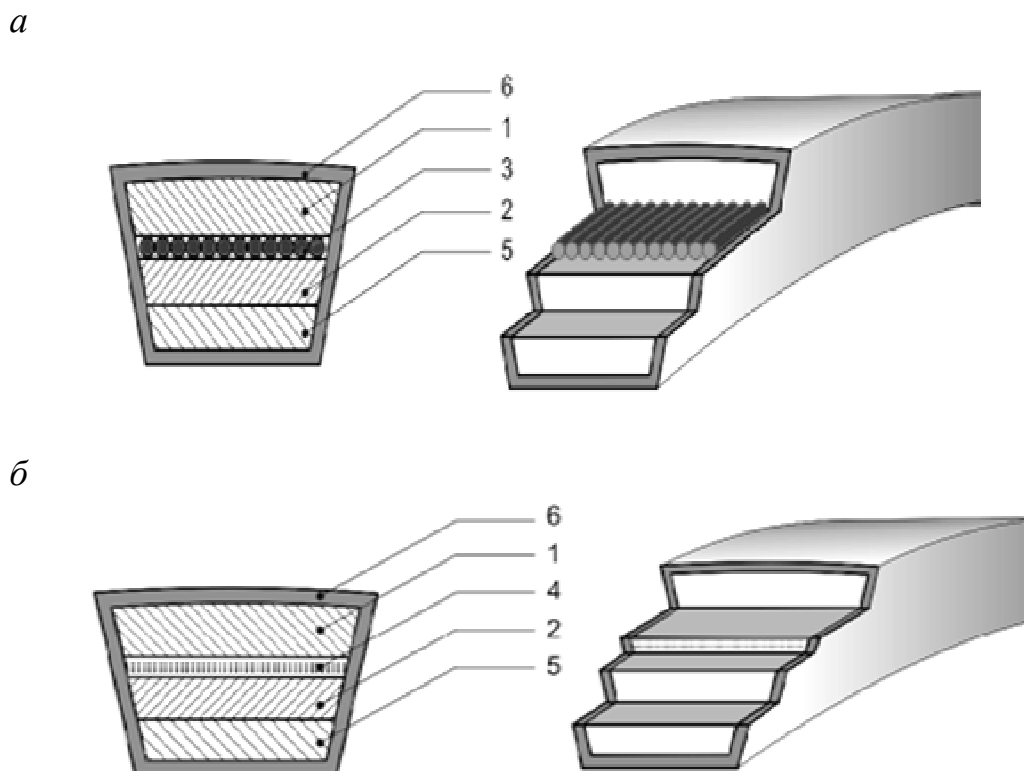


Рис. 13. Клиновые ремни кордшнуровые (а) и кордтканевые (б): 1 – слой растяжения (резиновый слой); 2 – эластичный слой (резина); 3 – несущий слой (кордшнур для ремней кордшнуровой конструкции); 4 – несущий слой (тканевый каркас для ремней кордтканевой конструкции); 5 – слой сжатия (состоит из резины); 6 – обертка

Таблица 11  
Характеристика классов клиновых ремней нормального сечения

Класс	Наработка с передачей мощности (млн. циклов)	Удлинение, %	Профиль	Наработка без передачи мощности (млн. циклов)	Удлинение, %
1	2	3	4	5	6
I	1,5	2,5	Z, A	4,6	1,8 – для станков и оборудования 2,5 – для движущихся сельскохозяйственных машин

1	2	3	4	5	6
I	1,5	2,5	<i>B, C, D</i>	4,7	1,8 – для станков и оборудования 2,5 – для движущих сельскохозяйственных машин
II	2,5	2,0	Все профили	5,7	1,8
III	2,5	1,5	Все профили	7,0	1,5
IV	3,0	1,5	Все профили	8,0	1,0

Клиновые ремни нормальных сечений обозначают (в порядке увеличения поперечного сечения): *Z, A, B, C, D, E, EO, 40×20*. Ремни сечений *EO* и *40×20* для вновь проектируемых приводов не применяются. Размеры сечений клиновых ремней нормальных сечений приведены в табл. 12.

Узкие клиновые ремни появились в связи с повышением прочности корда. Если у ремней нормальных сечений отношение  $W_p / T \approx 1,3 \dots 1,4$ , то у ремней узких сечений это отношение равно  $1,05 \dots 1,1$ . Ремни приводные выпускаются трех классов, в зависимости от применяемых материалов и технологии изготовления:

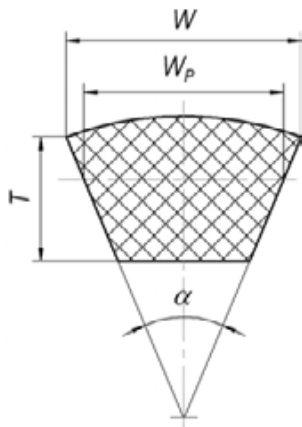
- с полиамидным кордшнуром;
- с полиэфирным кордшнуром;
- с арамидовым (кевларовым) кордшнуром.

Клиновые ремни узких сечений изготавливают четырех сечений (табл.13). Благодаря меньшему отношению ширины ремня к высоте они имеют более равномерное распределение нагрузки по нитям корда. При равных габаритах передачи они позволяют передавать в 1,5 – 2 раза большие мощности, что делает возможным уменьшить число ремней в комплекте и ширину шкива; могут работать при более высоких скоростях и с большей частотой перегибов. Эти ремни не имеют тканевой обертки боковых граней. Вместо ее установки, их шлифуют с высокой точностью, что обеспечивает равномерное сцепление с канавками шкива.



Таблица 12

Размеры сечений клиновых ремней (ГОСТ 1284.1-89)

 <p> <math>W</math> - ширина большого основания ремня, мм;  <math>W_p</math> - расчетная ширина ремня, мм;  <math>T</math> - высота ремня, мм;         </p>				
Обозначение сечения ремня	$W_p$	$W$ (справочный)	$T$	$\alpha$ , град
1	2	4	5	7
Z	8,5	10	6,0	40
A	11,0	13	8,0	
B	14,0	17	11 (10,5)	
C	19,0	22	14(13,5)	
D	27,0	32	20 (19,0)	
E	32,0	38 (40)	25 (23,5)	

Условное обозначение:  $B - 1180$  ГОСТ 1284.1– 89, где  $B$  – профиль ремня,  $1180$  – расчетная длина, мм.

Таблица 13

Основные параметры ремней узкого сечения

Обозначение по международному стандарту	SPZ	SPA	SPB	SPC
1	2	3	4	5
Обозначение ТУ 38.105 1998-91	УО	УА	УБ	УВ
Ширина $W$ , мм	9,7	12,7	16,3	22
Ширина $W_p$ , мм	8,5	11	14	19
Высота ремня $T$ , мм	8	10	13	18
Минимальный диаметр шкива $d_{min}$ , мм	63	90	140	224

1	2	3	4	5
Максимальная частота перегибов, $f_{b\ max}$ , $c^{-1}$	100	100	100	100
Максимальная окружная скорость, м/с	40	40	40	40
Масса погонного метра, $m$ , кг/м	0,073	0,1	0,178	0,38
Расчетная длина $L_W$ , мм				
от	512	647	1250	2000
до	3550	4500	8000	12250

Многоручьевые узкие клиновые ремни (рис.14) состоят из плоской резиноканевой пластины и нескольких (2 – 6) клиновых ремней (ручьев) одного типоразмера, вулканизованных в одно изделие.

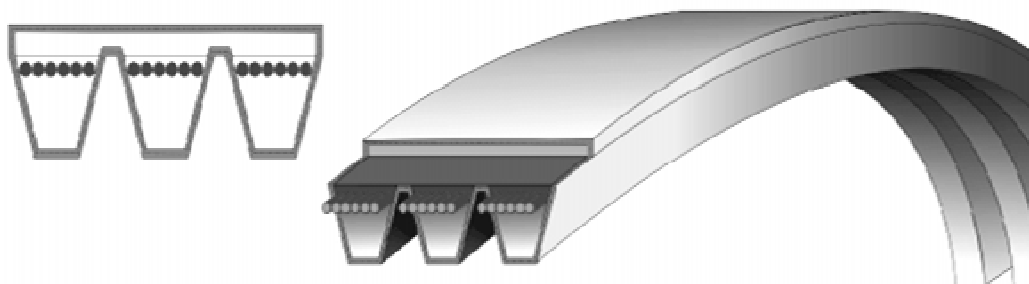


Рис.14. Многоручьевой узкий клиновой ремень

Пластина должна состоять из обрешиненной полиэфирной или вискозной ткани. Многоручьевые клиновые ремни предназначены для замены комплекта клиновых ремней, работающих параллельно в одной передаче. Применение многоручьевых клиновых ремней обеспечивает более равномерное распределение нагрузки между отдельными ручьями, что повышает срок службы.

Ремни с зубчатой кромкой (рис.15) являются дальнейшим развитием ремней узкого и классического сечений.

Наиболее часто встречаются ремни такого типа с узким сечением. Фасонные зубцы обеспечивают снижение и равномерное распределение изгибающих и тепловых напряжений. Также уменьшается шум. Глубина зубца пропорциональна размеру поперечного сечения, что обеспечивает жесткость ремня. Такие ремни могут работать при шкивах меньшего диаметра, чем ремни других сечений, либо передавать большую мощность при тех же оборотах и диаметрах шкивов. Увеличение номинальной мощности составляет не менее 15 %.

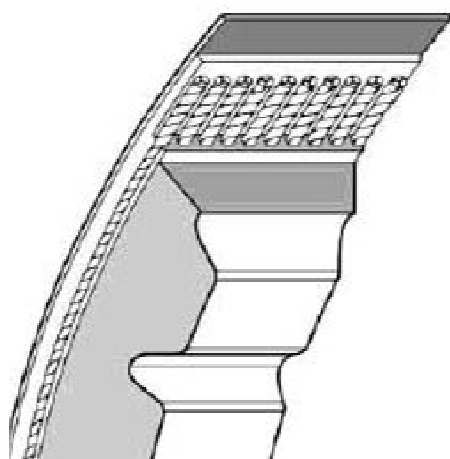


Рис.15. Клиновой узкий ремень с зубчатой кромкой без обертки боковых граней

Разновидностью клиновых ремней являются двусторонние ремни шестигранного сечения. Шестигранные ремни являются сдвоенными, соединенными в процессе изготовления по большому основанию трапеции ремнями нормального сечения с расположенным посередине кордшнуровым или кордшнуровым силовым слоем (рис. 16). Обе поверхности такого ремня являются рабочими.

Они имеют в сечении шестигранник, что позволяет осуществлять вращение валов многошківной передачи в разных направлениях при использовании одного и того же ремня (рис. 17).

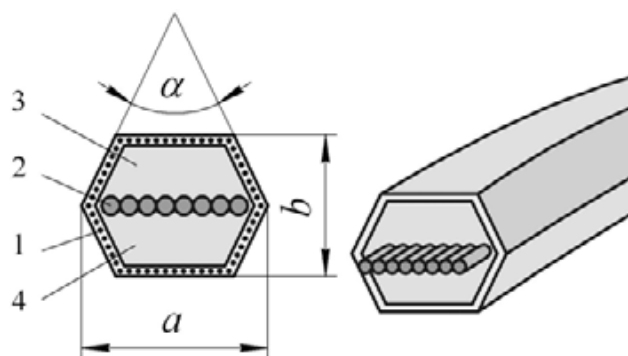


Рис. 16. Конструкция шестигранного ремня: 1 – обертка; 2 – кордшнур ; 3 – верхнее основание; 4 – нижнее основание

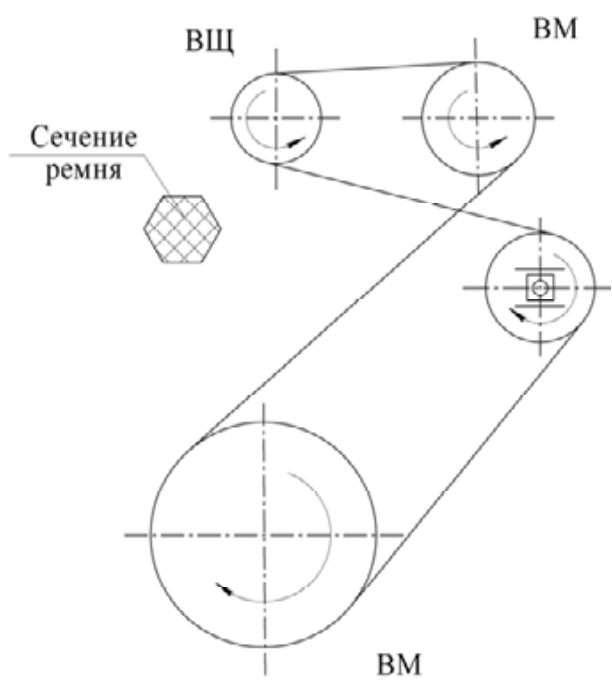


Рис.17. Перекрестная клиноременная передача: ВЩ – ведущий шкив; ВМ – ведомый шкив

Шестигранные ремни могут изготавливаться трех типов (табл.14).

Таблица 14

Параметры шестигранных ремней

Тип ремня	Ширина $a$ , мм	Толщина $b$ , мм	Угол $\alpha$ , град
АА	12,5	10	40
ВВ	16,5	13	40
СС	22	17	40

6. РАСЧЕТ КЛИНОРЕМЕННОЙ ПЕРЕДАЧИ

Исходными данными для расчета ременной передачи являются: передаваемая мощность  $P_1 = P_{НОМ}$ , кВт; частота вращения ведущего шкива  $n_1$ , мин<sup>-1</sup>; передаточное отношение  $i$ , условия эксплуатации и требования конструктивного исполнения.

6.1. Сечения ремней  $A, B, C, D, E$  выбирают в соответствии с рис. 18.



Рис. 18. Диаграмма для выбора сечения клинового ремня

Ремни сечения *Z* применяют при передаваемых мощностях до 2 кВт, сечения *EO* – при мощностях свыше 200 кВт.

6.2. Расчетную передаваемую мощность  $P_P$  вычисляют по формуле

$$P_P = P_{НОМ} \cdot C_P, \text{ кВт}, \quad (42)$$

где  $P_{НОМ}$  – номинальная мощность, потребляемая приводом, кВт;  $C_P$  – коэффициент динамичности нагрузки и режима работы (табл.15).

Номинальной считают нагрузку, вероятность распределения которой на стационарных режимах не превышает 80 %.

6.3. Расчетные диаметры шкивов выбирают в соответствии с требованиями ГОСТ 20889–98 (табл. 16). Диаметр меньшего шкива передачи следует брать возможно большего значения, но с учетом предельно допустимой скорости ремня 30 м/с.

Таблица 15

Значения коэффициента  $C_p$  для ременных передач от электродвигателей  
общепромышленного применения

Режим работы	Тип машины	Характер нагрузки	$C_p$ при числе смен работы		
			1	2	3
Легкий	Конвейеры ленточные, компрессоры и насосы центробежные, станки токарные, сверлильные, шлифовальные	С незначительными колебаниями, кратковременная перегрузка до 120 %	1,0	1,1	1,4
Средний	Конвейеры цепные, элеваторы, полиграфические машины, станки фрезерные и зубофрезерные	С умеренными колебаниями, кратковременная перегрузка до 150 %	1,1	1,2	1,5
Тяжелый	Конвейеры винтовые и скребковые, ткацкие машины, станки строгальные, зубодолбежные, деревообрабатывающие	Со значительными колебаниями, кратковременная перегрузка до 200 %	1,2	1,3	1,6
Очень тяжелый	Подъемники, экскаваторы, прессы, молоты, дробилки, ножницы, лесопильные рамы, бегуны, мельницы	Ударная и резко неравномерная, кратковременная перегрузка до 300 %	1,3	1,5	1,7

Таблица 16

Минимальный расчетный диаметр меньшего шкива

Сечение ремня	$Z$	$A$	$B$	$C$	$D$	$E$	$EO$
$d_{1\ min}$	63 (50)	90 (75)	125	200	315	500	800

Примечание. Размеры, указанные в скобках, применяются в технически обоснованных случаях.

Расчетный диаметр большего шкива

$$d_2 = i \cdot d_1, \text{ мм.}$$

Нормальные расчетные диаметры шкивов  $d_p$  должны соответствовать указанному ряду: 50; (53); 56; 63; (67); 71; (75); 80; (85); 90; (95); 100; (106); 112; (118); 125; (132); 140; (150); 160; (170); 180; (190); 200; (212); 224; (236); 250; (265); 280; (300); 315; (335); 355; (375); 400; (425); 450; 475; 500; (530); 560; (600); (620); 630; (670); 710; (750); 800; (850); (950); 1000; (1060); 1120 и т.д.

Размеры, указанные в скобках, применяют в технически обоснованных случаях.

#### 6.4. Передаточное отношение

$$i = \frac{n_1}{n_2} \approx \frac{d_2}{d_1},$$

где  $n_1$  – частота вращения ведущего шкива;  $n_2$  – частота вращения ведомого шкива.

#### 6.5. Угол обхвата ремнем меньшего шкива $\alpha$ вычисляют по формулам

$$\alpha = 180^\circ - 57,3^\circ \frac{d_2 - d_1}{a} \quad \text{при} \quad \alpha > 110^\circ,$$

$$\alpha = 2 \arccos \frac{d_2 - d_1}{2a} \quad \text{при} \quad \alpha \leq 110^\circ,$$

где  $a$  – межосевое расстояние, мм.

Минимальный угол обхвата ремнем шкива рекомендуется брать не менее  $90^\circ$ .

#### 6.6. Межосевое расстояние определяется конструктивными особенностями привода. Для увеличения долговечности ремней рекомендуется принимать межосевое расстояние

$$a = 2 \frac{d_2}{\sqrt[3]{i}}, \text{ мм.} \quad (43)$$

При этом значение  $a$  должно находиться в диапазоне

$$0,7(d_1 + d_2) < a < 2(d_1 + d_2).$$

#### 6.7. В зависимости от выбранного межосевого расстояния расчетную длину ремня $L_p$ , мм, определяют по формуле (4). Вычисленную расчетную длину округляют до ближайшей стандартной расчетной длины ремня в соответствии с ГОСТ 1284.1–89.

#### 6.8. Номинальное межосевое расстояние $a_{НОМ}$ вычисляют по формуле (5).

#### 6.9. Для компенсации отклонений от номинала по длине ремня, его удлинения в процессе эксплуатации, а также для свободной установки новых ремней в передаче должна быть предусмотрена регулировка межосевого

расстояния шкивов. Возможное увеличение межосевого расстояния  $\Delta_1$  относительно номинального  $a_{НОМ}$  должно удовлетворять условию

$$\Delta_1 \geq S_1 \cdot L_p, \text{ мм},$$

где  $S_1$  – коэффициент, определяемый по табл.17.

Уменьшение межцентрового расстояния  $\Delta_2$  должно удовлетворять условию

$$\Delta_2 \geq S_2 \cdot L_p + 2W_p, \text{ мм},$$

где  $S_2$  – коэффициент, определяемый по табл.17;  $W_p$  – расчетная ширина канавки шкива для ремня выбранного сечения, мм (ГОСТ 20889-98).

Таблица 17

Значения коэффициентов  $S_1$  и  $S_2$

Класс ремня (ГОСТ 1284.2–89)	$S_1$	$S_2$
I, II	0,025	0,009
III, IV	0,020	0,009
Примечание - По согласованию потребителя с разработчиком ремней для движущихся сельхозмашин допускается изменять пределы регулирования межцентрового расстояния.		

6.10. Необходимое число ремней в приводе  $z$  вычисляют по формуле

$$K = \frac{P_{НОМ} \cdot C_p}{P_0 \cdot C_\alpha \cdot C_L \cdot C_K}, \quad (44)$$

где  $P_0$  - номинальная мощность, кВт, передаваемая одним ремнем определенного сечения и длины при угле обхвата  $\alpha = 180^\circ$  и спокойном режиме работы (табл. 18 - 24);  $C_\alpha$  - коэффициент угла обхвата (табл. 26);  $C_L$  – коэффициент, учитывающий длину ремня (табл. 27);  $C_K$  – коэффициент, учитывающий количество ремней в передаче (табл. 28).

Для клиновых ремней узких сечений значения номинальной мощности, передаваемой одним ремнем, приведены в табл. 25.



Таблица 18

Номинальная мощность, передаваемая одним ремнем 0, I и II классов сечения Z при  $L_P = 1320$  мм

$d_1$ , мм	$i$	$P_0$ , кВт, при частоте вращения меньшего шкива, мин <sup>-1</sup>																	
		200	400	700	800	950	1200	1450	1600	2000	2400	2800	3200	3600	4000	4500	5000	5500	6000
63	1,00	0,09	0,17	0,27	0,30	0,34	0,41	0,48	0,51	0,61	0,70	0,78	0,85	0,91	0,97	1,03	1,07	1,10	1,11
	1,05	0,10	0,17	0,27	0,31	0,35	0,42	0,49	0,53	0,63	0,72	0,80	0,88	0,94	1,00	1,06	1,11	1,14	1,15
	1,20	0,10	0,18	0,28	0,32	0,36	0,44	0,51	0,55	0,63	0,75	0,83	0,91	0,98	1,04	1,10	1,14	1,17	1,19
	1,50	0,10	0,19	0,29	0,33	0,38	0,45	0,53	0,57	0,67	0,77	0,86	0,94	1,01	1,07	1,13	1,18	1,21	1,23
	≥ 3,0	0,11	0,19	0,30	0,34	0,39	0,47	0,54	0,59	0,69	0,79	0,88	0,97	1,04	1,10	1,17	1,22	1,25	1,26
71	1,00	0,11	0,20	0,33	0,37	0,42	0,51	0,59	0,64	0,76	0,88	0,98	1,07	1,15	1,22	1,29	1,35	1,38	1,39
	1,05	0,12	0,21	0,34	0,38	0,44	0,53	0,61	0,66	0,79	0,91	1,10	1,11	1,19	1,27	1,34	1,39	1,43	1,44
	1,20	0,12	0,22	0,35	0,39	0,45	0,54	0,63	0,69	0,82	0,94	1,05	1,14	1,23	1,31	1,39	1,44	1,48	1,48
	1,50	0,13	0,23	0,36	0,40	0,46	0,56	0,66	0,71	0,84	0,97	1,08	1,18	1,27	1,35	1,43	1,49	1,52	1,53
	≥ 3,0	0,13	0,23	0,37	0,42	0,48	0,58	0,68	0,73	0,87	1,00	1,11	1,22	1,31	1,39	1,48	1,54	1,57	1,58
80	1,00	0,14	0,25	0,40	0,44	0,51	0,62	0,72	0,78	0,93	1,07	1,20	1,31	1,41	1,49	1,57	1,60	1,65	1,65
	1,05	0,14	0,25	0,41	0,46	0,53	0,64	0,75	0,81	0,97	1,11	1,24	1,34	1,46	1,54	1,63	1,68	1,71	1,71
	1,20	0,15	0,26	0,42	0,47	0,55	0,66	0,77	0,84	1,00	1,15	1,28	1,40	1,51	1,60	1,68	1,74	1,77	1,76
	1,50	0,15	0,27	0,44	0,49	0,56	0,68	0,80	0,86	1,03	1,18	1,32	1,45	1,56	1,65	1,74	1,80	1,83	1,82
	≥ 3,0	0,1	0,28	0,45	0,50	0,58	0,71	0,82	0,89	1,06	1,22	1,36	1,49	1,60	1,70	1,79	1,86	1,88	1,88
90	1,00	0,16	0,29	0,47	0,53	0,61	0,74	0,86	0,94	1,12	1,28	1,43	1,56	1,67	1,77	1,85	1,90	1,90	1,86
	1,05	0,17	0,30	0,49	0,54	0,63	0,77	0,89	0,97	1,16	1,33	1,48	1,62	1,73	1,83	1,91	1,96	1,97	1,93
	1,20	0,17	0,31	0,50	0,56	0,65	0,79	0,93	1,00	1,20	1,37	1,53	1,67	1,79	1,89	1,98	2,03	2,03	1,99
	1,50	0,18	0,32	0,52	0,58	0,67	0,82	0,96	1,03	1,23	1,42	1,58	1,73	1,85	1,95	2,04	2,09	2,10	2,06
	≥ 3,0	0,18	0,33	0,54	0,60	0,69	0,84	0,99	1,07	1,27	1,46	1,63	1,78	1,91	2,01	2,11	2,16	2,17	2,12
$v$ , м/с		2			5			10			15			20			25		

Окончание табл.18

$d_l$ , мм	$i$	$P_0$ , кВт, при частоте вращения меньшего шкива, мин <sup>-1</sup>																	
		200	400	700	800	950	1200	1450	1600	2000	2400	2800	3200	3600	4000	4500	5000	5500	6000
100	1,00	0,18	0,34	0,54	0,61	0,71	0,86	1,00	1,09	1,30	1,49	1,65	1,80	1,92	2,01	2,09	2,11	2,08	2,00
	1,05	0,19	0,35	0,56	0,63	0,73	0,89	1,04	1,13	1,34	1,54	1,71	1,86	1,99	2,08	2,16	2,19	2,16	2,07
	1,20	0,20	0,36	0,58	0,65	0,75	0,92	1,07	1,16	1,39	1,59	1,77	1,93	2,05	2,15	2,23	2,26	2,23	2,14
	1,50	0,20	0,37	0,60	0,67	0,78	0,95	1,11	1,20	1,43	1,64	1,83	1,99	2,12	2,22	2,31	2,34	2,30	2,21
	≥ 3,0	0,21	0,38	0,62	0,70	0,80	0,98	1,14	1,24	1,48	1,69	1,89	2,05	2,19	2,29	2,38	2,41	2,38	2,28
112 и бо- лее	1,00	0,21	0,39	0,63	0,71	0,82	1,00	1,17	1,26	1,51	1,72	1,91	2,06	2,19	2,27	2,32	2,30	2,21	
	1,05	0,22	0,40	0,65	0,73	0,85	1,03	1,21	1,31	1,56	1,78	1,97	2,14	2,26	2,35	2,40	2,38	2,29	
	1,20	0,23	0,42	0,68	0,76	0,88	1,07	1,25	1,35	1,61	1,84	2,04	2,21	2,34	2,43	2,48	2,46	2,36	
	1,50	0,23	0,43	0,70	0,78	0,91	1,10	1,29	1,40	1,66	1,90	2,11	2,28	2,42	2,51	2,57	2,54	2,44	
	≥ 3,0	0,24	0,44	0,72	0,81	0,94	1,14	1,33	1,44	1,72	1,96	2,17	2,35	2,49	2,59	2,65	2,63	2,52	
$v$ , м/с		2		5				10		15		20		25		30			

Таблица 19

Номинальная мощность, передаваемая одним ремнем 0, I и II классов сечения  $A$  при  $L_P = 1700$  мм

$d_l$ , мм	$i$	$P_0$ , кВт, при частоте вращения меньшего шкива, мин <sup>-1</sup>																	
		200	400	700	800	950	1200	1450	1600	1800	2000	2200	2400	2600	2800	3200	3600	4000	4500
90	1,00	0,22	0,39	0,61	0,68	0,77	0,93	1,07	1,15	1,24	1,34	1,42	1,50	1,58	1,64	1,75	1,83	1,87	1,88
	1,05	0,23	0,40	0,63	0,70	0,80	0,96	1,10	1,19	1,29	1,38	1,47	1,56	1,63	1,70	1,81	1,89	1,94	1,94
	1,20	0,24	0,41	0,65	0,72	0,83	0,99	1,14	1,23	1,33	1,43	1,52	1,61	1,69	1,76	1,87	1,96	2,00	2,01
	1,50	0,24	0,43	0,67	0,75	0,85	1,02	1,18	1,27	1,38	1,48	1,57	1,66	1,74	1,82	1,94	2,02	2,07	2,07
	≥ 3,0	0,25	0,44	0,69	0,77	0,88	1,05	1,21	1,31	1,42	1,53	1,62	1,71	1,80	1,87	2,00	2,09	2,14	2,14
100	1,00	0,26	0,47	0,74	0,83	0,95	1,14	1,32	1,42	1,54	1,66	1,77	1,87	1,97	2,05	2,19	2,28	2,34	2,33
	1,05	0,27	0,48	0,77	0,85	0,98	1,18	1,36	1,47	1,60	1,72	1,83	1,94	2,04	2,12	2,26	2,36	2,42	2,42
	1,20	0,28	0,50	0,79	0,88	1,01	1,22	1,41	1,52	1,65	1,78	1,90	2,01	2,10	2,19	2,34	2,44	2,50	2,50
	1,50	0,29	0,52	0,82	0,91	1,05	1,25	1,45	1,57	1,71	1,84	1,96	2,07	2,17	2,27	2,42	2,52	2,58	2,58
	≥ 3,0	0,30	0,53	0,84	0,94	1,08	1,30	1,50	1,62	1,76	1,89	2,02	2,14	2,24	2,34	2,49	2,60	2,66	2,66
112	1,00	0,31	0,56	0,90	1,00	1,15	1,39	1,61	1,74	1,89	2,04	2,18	2,30	2,41	2,51	2,68	2,78	2,83	2,79
	1,05	0,32	0,58	0,93	1,04	1,19	1,44	1,67	1,80	1,96	2,11	2,25	2,38	2,50	2,60	2,77	2,88	2,93	2,89
	1,20	0,34	0,60	0,96	1,07	1,23	1,49	1,72	1,86	2,03	2,18	2,33	2,46	2,58	2,69	2,86	2,98	3,03	2,99
	1,50	0,35	0,62	0,99	1,11	1,27	1,54	1,78	1,92	2,09	2,25	2,40	2,54	2,67	2,78	2,96	3,08	3,13	3,09
	≥ 3,0	0,36	0,64	1,02	1,14	1,31	1,59	1,84	1,98	2,16	2,33	2,48	2,62	2,75	2,87	3,05	3,17	3,22	3,18
125	1,00	0,37	0,67	1,07	1,19	1,37	1,66	1,92	2,07	2,26	2,44	2,60	2,74	2,87	2,98	3,16	3,26	3,28	3,17
	1,05	0,38	0,69	1,10	1,23	1,42	1,72	1,99	2,15	2,34	2,52	2,69	2,84	2,97	3,09	3,27	3,37	3,39	3,28
	1,20	0,39	0,71	1,14	1,28	1,47	1,77	2,06	2,22	2,42	2,61	2,78	2,93	3,07	3,19	3,38	3,49	3,51	3,39
	1,50	0,41	0,74	1,18	1,32	1,52	1,83	2,13	2,29	2,50	2,69	2,87	3,03	3,17	3,30	3,49	3,60	3,62	3,50
	≥ 3,0	0,42	0,76	1,22	1,36	1,57	1,89	2,19	2,36	2,58	2,78	2,96	3,12	3,27	3,40	3,60	3,72	3,74	3,62
$v$ , м/с		2			5			10			15			20			25		

$d_l$ , мм	$i$	$P_0$ , кВт, при частоте вращения меньшего шкива, мин <sup>-1</sup>																	
		200	400	700	800	950	1200	1450	1600	1800	2000	2200	2400	2600	2800	3200	3600	4000	4500
140	1,00	0,43	0,78	1,26	1,41	1,62	1,96	2,28	2,45	2,67	2,87	3,06	3,22	3,36	3,48	3,65	3,79	3,67	3,44
	1,05	0,45	0,81	1,30	1,46	1,68	2,03	2,36	2,54	2,76	2,97	3,16	3,33	3,48	3,60	3,78	3,85	3,80	3,56
	1,20	0,46	0,84	1,35	1,51	1,74	2,10	2,43	2,62	2,86	3,07	3,27	3,44	3,60	3,72	3,91	3,98	3,93	3,68
	1,50	0,48	0,86	1,39	1,56	1,79	2,17	2,51	2,71	2,95	3,17	3,38	3,56	3,71	3,85	4,03	4,11	4,06	3,80
	≥ 3,0	0,49	0,89	1,43	1,60	1,85	2,24	2,59	2,79	3,04	3,27	3,48	3,67	3,83	3,87	4,16	4,24	4,19	3,92
160	1,00	0,51	0,94	1,51	1,69	1,95	2,36	2,73	2,94	3,19	3,42	3,63	3,80	3,95	4,06	4,19	4,17		
	1,05	0,53	0,97	1,56	1,75	2,02	2,44	2,82	3,04	3,30	3,54	3,75	3,93	4,09	4,20	4,34	4,31		
	1,20	0,55	1,00	1,62	1,81	2,09	2,52	2,92	3,14	3,61	3,66	3,88	4,07	4,22	4,35	4,48	4,46		
	1,50	0,57	1,03	1,67	1,87	2,15	2,60	3,02	3,24	3,53	3,78	4,01	4,20	4,36	4,49	4,63	4,60		
	≥ 3,0	0,58	1,07	1,72	1,93	2,22	2,69	3,11	3,35	3,64	3,90	4,13	4,33	4,50	4,63	4,78	4,75		
180 и более	1,00	0,59	1,09	1,76	1,97	2,27	2,74	3,16	3,40	3,68	3,93	4,14	4,32	4,45	4,54	4,58			
	1,05	0,61	1,12	1,82	2,04	2,35	2,83	3,27	3,52	3,81	4,07	4,29	4,47	4,61	4,70	4,74			
	1,20	0,63	1,16	1,88	2,10	2,43	2,93	3,38	3,63	3,94	4,20	4,43	4,62	4,76	4,86	4,90			
	1,50	0,66	1,20	1,94	2,17	2,51	3,03	3,50	3,75	4,07	4,34	4,58	4,77	4,92	5,02	5,05			
	≥ 3,0	0,68	1,24	2,00	2,24	2,59	3,12	3,61	3,87	4,19	4,48	4,72	4,92	5,07	5,18	5,22			
$v$ , м/с		2	5	10	15	20	25	30											

Таблица 20

Номинальная мощность, передаваемая одним ремнем 0, I и II классов сечения *B* при *L<sub>p</sub>* = 2240 мм

$d_l$ , мм	$i$	$P_0$ , кВт, при частоте вращения меньшего шкива, мин <sup>-1</sup>																								
		200	300	400	500	600	700	800	950	1000	1200	1450	1600	1800	2000	2200	2400	2600	2900							
125	1,00	0,48	0,67	0,84	1,00	1,16	1,30	1,44	1,64	1,70	1,93	2,19	2,33	2,50	2,64	2,76	2,85	2,92	2,96							
	1,05	0,50	0,69	0,87	1,04	1,20	1,35	1,49	1,69	1,76	2,00	2,27	2,41	2,59	2,73	2,86	2,95	3,02	3,06							
	1,20	0,52	0,72	0,90	1,07	1,24	1,39	1,54	1,75	1,82	2,07	2,35	2,50	2,67	2,83	2,95	3,05	3,12	3,16							
	1,50	0,53	0,74	0,93	1,11	1,28	1,44	1,59	1,81	1,88	2,13	2,42	2,58	2,76	2,92	3,05	3,15	3,22	3,27							
	≥ 3,0	0,55	0,76	0,96	1,14	1,32	1,48	1,64	1,86	1,93	2,20	2,50	2,66	2,85	3,01	3,15	3,25	3,33	3,37							
140	1,00	0,59	0,83	1,05	1,26	1,45	1,64	1,82	2,08	2,16	2,47	2,82	3,00	3,23	3,42	3,58	3,70	3,79	3,85							
	1,05	0,61	0,86	1,09	1,30	1,50	1,70	1,89	2,15	2,24	2,56	2,91	3,11	3,34	3,54	3,70	3,83	3,93	3,98							
	1,20	0,64	0,89	1,12	1,34	1,55	1,76	1,95	2,22	2,32	2,64	3,01	3,21	3,45	3,66	3,83	3,96	4,06	4,11							
	1,50	0,66	0,92	1,16	1,39	1,61	1,81	2,01	2,30	2,39	2,72	3,10	3,32	3,56	3,78	3,95	4,09	4,19	4,25							
	≥ 3,0	0,68	0,95	1,20	1,43	1,66	1,87	2,08	2,37	2,46	2,82	3,21	3,42	3,68	3,90	4,08	4,22	4,33	4,38							
160	1,00	0,74	1,04	1,32	1,59	1,84	2,09	2,32	2,66	2,76	3,17	3,62	3,86	4,15	4,40	4,60	4,75	4,85	4,89							
	1,05	0,76	1,08	1,37	1,64	1,91	2,16	2,40	2,75	2,86	3,28	3,75	4,00	4,30	4,55	4,76	4,91	5,02	5,06							
	1,20	0,79	1,11	1,41	1,70	1,97	2,23	2,48	2,84	2,96	3,39	3,87	4,13	4,44	4,70	4,92	5,08	5,19	5,23							
	1,50	0,82	1,15	1,46	1,75	2,04	2,31	2,57	2,94	3,05	3,50	4,00	4,27	4,59	4,86	5,08	5,25	5,35	5,40							
	≥ 3,0	0,84	1,18	1,51	1,81	2,10	2,38	2,65	3,03	3,15	3,61	4,13	4,40	4,73	5,01	5,24	5,41	5,52	5,58							
180	1,00	0,88	1,25	1,59	1,91	2,23	2,53	2,81	3,22	3,35	3,85	4,39	4,68	5,02	5,30	5,52	5,67	5,75	5,76							
	1,05	0,91	1,20	1,64	1,98	2,30	2,61	2,91	3,33	3,47	3,98	4,55	4,85	5,20	5,49	5,71	5,87	5,95	5,96							
	1,20	0,94	1,33	1,70	2,05	2,38	2,70	3,01	3,45	3,59	4,11	4,70	5,01	5,37	5,67	5,91	6,07	6,16	6,16							
	1,50	0,98	1,38	1,76	2,12	2,46	2,79	3,11	3,56	3,70	4,25	4,85	5,17	5,55	5,86	6,10	6,27	6,36	6,36							
	≥ 3,0	1,01	1,42	1,81	2,18	2,54	2,88	3,21	3,67	3,82	4,38	5,01	5,34	5,73	6,05	6,29	6,47	6,56	6,56							
$v$ , м/с		5					10					15					20					25				

$d_l$ , мм	$i$	$P_0$ , кВт, при частоте вращения меньшего шкива, мин <sup>-1</sup>																	
		200	300	400	500	600	700	800	950	1000	1200	1450	1600	1800	2000	2200	2400	2600	2900
200	1,00	1,02	1,45	1,85	2,24	2,60	2,96	3,30	3,70	3,93	4,50	5,13	5,46	5,83	6,13	6,35	6,47	6,50	6,43
	1,05	1,06	1,50	1,92	2,32	2,70	3,06	3,41	3,91	4,07	4,66	6,31	5,65	6,04	6,35	6,57	6,70	6,73	6,66
	1,20	1,10	1,55	1,98	2,39	2,79	3,16	3,53	4,04	4,20	4,82	5,49	5,84	6,24	6,56	6,79	6,93	6,90	6,88
	1,50	1,13	1,60	2,05	2,47	2,88	3,27	3,64	5,17	4,34	4,97	5,67	6,03	6,45	6,78	7,01	7,15	7,19	7,11
	≥ 3,0	1,17	1,65	2,11	2,55	2,97	3,37	3,76	4,30	4,48	5,13	5,85	6,22	6,65	6,99	7,24	7,42	7,46	7,33
224	1,00	1,19	1,67	2,17	2,62	3,05	3,47	3,86	4,42	4,60	5,26	5,97	6,33	6,73	7,02	7,19	7,25	7,17	
	1,05	1,24	1,75	2,24	2,71	3,16	3,59	4,00	4,58	4,76	5,44	6,18	6,55	6,96	7,26	7,49	7,55	7,47	
	1,20	1,28	1,81	2,32	2,80	3,27	3,71	4,13	4,73	4,92	5,63	6,39	6,77	7,20	7,55	7,74	7,80	7,72	
	1,50	1,32	1,87	2,40	2,89	3,37	3,83	4,27	4,89	5,08	5,81	6,60	7,70	7,48	7,80	8,00	8,08	7,97	
	≥ 3,0	1,36	1,93	2,47	2,99	3,48	3,95	4,40	5,04	5,24	6,00	6,81	7,22	7,71	8,05	8,25	8,31	8,22	
250	1,00	1,37	1,95	2,50	3,03	3,53	4,00	4,46	5,10	5,30	6,04	6,82	7,20	7,63	7,87	7,97	7,89		
	1,05	1,42	2,02	2,59	3,13	3,65	4,14	4,62	5,28	5,49	6,25	7,06	7,49	7,89	8,15	8,24	8,10		
	1,20	1,47	2,09	2,68	3,24	3,77	4,28	4,77	5,46	5,67	6,47	7,30	7,74	8,16	8,42	8,52	8,44		
	1,50	1,52	2,16	2,77	3,34	3,90	4,42	4,93	5,63	5,86	6,68	7,58	8,00	8,43	8,70	8,80	8,71		
	≥ 3,0	1,57	2,23	2,85	3,45	4,02	4,56	5,08	5,81	6,04	6,89	7,82	8,25	8,69	8,97	9,07	8,99		
280 и более	1,00	1,58	2,25	2,89	3,49	4,06	4,61	5,13	5,85	6,08	6,90	7,76	8,13	8,46	8,60	8,53			
	1,05	1,64	2,33	2,99	3,61	4,21	4,77	5,31	6,06	6,29	7,14	8,03	8,41	8,76	8,90	8,83			
	1,20	1,69	2,41	3,09	3,73	4,35	4,93	5,49	6,26	6,50	7,42	8,30	8,69	9,05	9,20	9,12			
	1,50	1,75	2,49	3,19	3,86	4,49	5,10	5,67	6,47	6,72	7,66	8,57	8,97	9,35	9,50	9,42			
	≥ 3,0	1,80	2,57	3,29	3,96	4,63	5,26	5,85	6,67	6,93	7,91	8,84	9,26	9,64	9,80	9,72			
$v$ , м/с		5			10			15			20	25			30				

Таблица 21

Номинальная мощность, передаваемая одним ремнем 0, I и II классов сечения  $C$  при  $L_P = 3750$  мм

$d_I$ , мм	$i$	$P_0$ , кВт, при частоте вращения меньшего шкива, мин <sup>-1</sup>								
		50	100	200	300	400	500	600	700	800
200	1,00	0,44	0,79	1,39	1,92	2,41	2,87	3,30	3,69	4,07
	1,05	0,46	0,81	1,44	1,99	2,50	2,97	3,41	3,81	4,21
	1,20	0,47	0,84	1,48	2,06	2,58	3,07	3,53	3,95	4,35
	1,50	0,49	0,87	1,53	2,12	2,67	3,17	3,64	4,08	4,49
	≥ 3,0	0,51	0,90	1,58	2,19	2,75	3,27	3,76	4,21	4,64
224	1,00	0,53	0,95	1,70	2,37	2,99	3,58	4,12	4,64	5,12
	1,05	0,55	0,99	1,76	2,45	3,10	3,70	4,27	4,80	5,30
	1,20	0,57	1,02	1,82	2,54	3,20	3,83	4,41	4,96	5,47
	1,50	0,59	1,05	1,88	2,62	3,31	3,95	4,56	5,12	5,65
	≥ 3,0	0,61	1,09	1,94	2,70	3,41	4,08	4,70	5,29	5,83
250	1,00	0,63	1,13	2,03	2,85	3,62	4,33	5,00	5,64	6,23
	1,05	0,65	1,17	2,11	2,95	3,74	4,48	5,18	5,83	6,45
	1,20	0,67	1,21	2,18	3,05	3,87	4,64	5,35	6,03	6,66
	1,50	0,69	1,25	2,25	3,15	4,00	4,79	5,53	6,23	6,88
	≥ 3,0	0,71	1,28	2,32	3,25	4,12	4,94	5,71	6,43	7,10
280	1,00	0,74	1,34	2,42	3,40	4,32	5,19	6,00	6,76	7,52
	1,05	0,76	1,38	2,50	3,52	4,48	5,37	6,21	7,00	7,78
	1,20	0,79	1,43	2,59	3,64	4,63	5,55	6,42	7,24	8,04
	1,50	0,81	1,48	2,67	3,76	4,78	5,73	6,63	7,52	8,30
	≥ 3,0	0,84	1,52	2,76	3,88	4,93	5,92	6,84	7,76	8,57
$v$ , м/с		5				10				

Продолжение табл.21

$d_l$ , мм	$i$	$P_0$ , кВт, при частоте вращения меньшего шкива, мин <sup>-1</sup>								
		950	1000	1100	1200	1300	1450	1600	1800	2000
200	1,00	4,58	4,73	5,03	5,29	5,53	5,84	6,07	6,28	6,34
	1,05	4,74	4,90	5,20	5,48	5,73	6,04	6,29	6,50	6,57
	1,20	4,80	5,06	5,38	5,66	5,92	6,25	6,50	6,72	6,79
	1,50	5,06	5,23	5,55	5,85	6,11	6,45	6,71	6,94	7,01
	≥ 3,0	5,22	5,40	5,73	6,03	6,31	6,66	6,93	7,16	7,23
224	1,00	5,78	5,98	6,36	6,70	7,01	7,45	7,75	8,00	8,00
	1,05	5,98	6,19	6,58	6,94	7,26	7,71	8,02	8,28	8,35
	1,20	6,18	6,40	6,81	7,18	7,55	7,97	8,29	8,56	8,63
	1,50	6,38	6,61	7,03	7,45	7,80	8,23	8,56	8,84	8,91
	≥ 3,0	6,58	6,82	7,25	7,69	8,04	8,49	8,83	9,12	9,19
250	1,00	7,04	7,29	7,79	8,21	8,58	9,04	9,38	9,63	9,62
	1,05	7,28	7,59	8,07	8,50	8,88	9,36	9,71	9,96	9,95
	1,20	7,58	7,84	8,34	8,78	9,18	9,67	10,03	10,30	10,20
	1,50	7,82	8,10	8,61	9,07	9,48	9,99	10,36	10,63	10,62
	≥3,0	8,07	8,35	8,88	9,36	9,78	10,30	10,69	10,97	10,96
280	1,00	8,49	8,78	9,32	9,81	10,22	10,72	11,00	11,22	11,04
	1,05	8,78	9,06	9,65	10,15	10,58	11,10	11,44	11,61	11,42
	1,20	9,80	9,39	9,97	10,49	10,94	11,47	11,83	12,00	11,81
	1,50	9,37	9,70	10,30	10,82	11,29	11,84	12,21	12,39	12,19
	≥ 3,0	9,67	10,00	10,62	11,17	11,65	12,22	12,60	12,79	12,58
$v$ , м/с		15			20			25		



Окончание табл.21

$d_l$ , мм	$i$	$P_0$ , кВт, при частоте вращения меньшего шкива, мин <sup>-1</sup>								
		50	100	200	300	400	500	600	700	800
315	1,00	0,86	1,57	2,86	4,04	5,14	6,17	7,14	8,09	8,92
	1,05	0,89	1,63	2,96	4,18	5,32	6,39	7,43	8,37	9,24
	1,20	0,92	1,68	3,06	4,32	5,50	6,60	7,68	8,65	9,55
	1,50	0,95	1,74	3,16	4,46	5,68	6,82	7,93	8,93	9,86
	≥ 3,0	0,98	1,79	3,26	4,60	5,86	7,03	8,18	9,21	10,17
355	1,00	1,00	1,84	3,36	4,75	6,05	7,27	8,45	9,50	10,46
	1,05	1,05	1,90	3,47	4,91	6,26	7,57	8,74	9,83	10,83
	1,20	1,07	1,97	3,59	5,08	6,47	7,82	9,04	10,16	11,19
	1,50	1,11	2,03	3,71	5,25	6,69	8,08	9,33	10,49	11,56
	≥ 3,0	1,14	2,10	3,82	5,41	6,90	8,33	9,62	10,82	11,92
400	1,00	1,16	2,13	3,91	5,54	7,06	8,52	9,82	11,02	12,10
	1,05	1,20	2,21	4,04	5,73	7,30	8,81	10,17	11,41	12,52
	1,20	1,24	2,29	4,18	5,93	7,60	9,11	10,51	11,79	12,94
	1,50	1,28	2,36	4,32	6,12	7,84	9,41	10,85	12,17	13,37
	≥ 3,0	1,32	2,43	4,45	6,31	8,09	9,70	11,19	12,56	13,79
450 и более	1,00	1,33	2,46	4,51	6,40	8,20	9,81	11,29	12,63	13,80
	1,05	1,38	2,56	4,67	6,62	8,48	10,16	11,69	13,07	14,28
	1,20	1,43	2,63	4,83	6,85	8,77	10,50	12,08	13,51	14,76
	1,50	1,47	2,72	4,99	7,07	9,05	10,84	12,48	13,95	15,24
	≥ 3,0	1,52	2,80	5,15	7,30	9,34	11,18	12,87	14,39	15,72
$v$ , м/с		5			10			15		

Таблица 22

Номинальная мощность, передаваемая одним ремнем 0, I и II классов сечения *D* при *L<sub>P</sub>* = 6000 мм

<i>d<sub>I</sub></i> , мм	<i>i</i>	<i>P</i> <sub>0</sub> , кВт, при частоте вращения меньшего шкива, мин <sup>-1</sup>									
		50	100	150	200	250	300	350	400	450	500
315	1,00	1,37	2,22	3,33	4,22	5,04	5,82	6,59	7,28	7,98	8,69
	1,05	1,41	2,26	3,42	4,34	5,19	5,99	6,78	7,49	8,21	8,95
	1,20	1,47	2,37	3,56	4,51	5,39	6,22	7,05	7,78	8,53	9,29
	1,50	1,52	2,46	3,69	4,68	5,59	6,46	7,31	8,08	8,85	9,64
	≥ 3,0	1,56	2,53	3,79	4,81	5,74	6,63	7,51	8,29	9,09	9,90
355	1,00	1,69	3,01	4,20	5,31	6,36	7,35	8,34	9,24	10,09	10,90
	1,05	1,75	3,11	4,35	5,50	6,58	7,65	8,63	9,56	10,44	11,28
	1,20	1,81	3,22	4,50	5,69	6,81	7,91	8,92	9,88	10,79	11,66
	1,50	1,87	3,32	4,64	5,87	7,03	8,17	9,21	10,20	11,14	12,04
	≥ 3,0	1,92	3,43	4,79	6,06	7,25	8,43	9,50	10,52	11,50	12,42
400	1,00	2,03	3,66	5,14	6,52	7,88	9,13	10,32	11,45	12,52	13,55
	1,05	2,10	3,79	5,32	6,75	8,16	9,45	10,68	11,85	12,96	14,02
	1,20	2,18	3,91	5,50	6,98	8,43	9,76	11,03	12,25	13,40	14,49
	1,50	2,25	4,04	5,68	7,21	8,70	10,08	11,39	12,64	13,83	14,96
	≥ 3,0	2,32	4,17	5,86	7,48	8,98	10,40	11,75	13,04	14,27	15,44
450	1,00	2,41	4,37	6,17	7,90	9,50	11,02	12,47	13,85	15,16	16,40
	1,05	2,50	4,52	6,38	8,17	9,83	11,40	12,91	14,33	15,69	16,98
	1,20	2,58	4,68	6,60	8,45	10,16	11,79	13,34	14,82	16,22	17,55
	1,50	2,67	4,83	6,81	8,72	10,49	12,17	13,78	15,30	16,75	18,12
	≥ 3,0	2,75	4,98	7,03	9,00	10,82	12,56	14,21	15,78	17,28	18,69
500	1,00	2,79	5,08	7,18	9,21	11,09	12,88	14,58	16,20	17,73	19,17
	1,05	2,89	5,25	7,48	9,53	11,48	13,33	15,09	16,77	18,35	19,84
	1,20	2,99	5,43	7,73	9,85	11,86	13,78	15,60	17,33	18,97	20,51
	1,50	3,08	5,61	7,98	10,17	12,25	14,23	16,11	17,90	19,59	21,18
	≥ 3,0	3,18	5,79	8,23	10,49	12,64	14,68	16,62	18,46	20,21	21,85
<i>v</i> , м/с		5					10				

Продолжение табл.22

$d_l$ , мм	$i$	$P_0$ , кВт, при частоте вращения меньшего шкива, мин <sup>-1</sup>							
		550	600	700	800	950	1000	1100	1200
315	1,00	9,35	9,99	11,23	12,45	14,09	14,64	15,78	16,78
	1,05	9,63	10,28	11,56	12,82	14,51	15,07	16,25	17,28
	1,20	10,00	10,68	12,01	13,32	15,07	15,66	16,88	17,95
	1,50	10,37	11,08	12,46	13,81	15,63	16,25	17,51	18,62
	≥ 3,0	10,65	11,38	12,80	14,19	16,06	16,68	17,98	19,12
355	1,00	11,67	12,39	13,70	14,83	16,15	16,48	16,98	17,25
	1,05	12,07	12,82	14,18	15,35	16,71	17,06	17,58	17,85
	1,20	12,48	13,25	14,66	15,86	17,28	17,63	18,17	18,45
	1,50	12,89	13,68	15,13	16,38	17,84	18,21	18,76	19,06
	≥ 3,0	13,29	14,12	15,61	16,90	18,40	18,78	19,36	19,66
400	1,00	14,51	15,42	17,07	18,46	20,06	20,45	20,99	21,20
	1,05	15,02	15,96	17,66	19,11	20,76	21,16	21,72	21,94
	1,20	15,52	16,50	18,26	19,75	21,46	21,87	22,45	22,68
	1,50	16,03	17,04	18,85	20,40	22,16	22,59	23,19	23,42
	≥ 3,0	16,54	17,57	19,45	21,04	22,86	23,30	23,92	24,16
450	1,00	17,57	18,67	20,63	22,25	24,01	24,39	24,84	24,84
	1,05	18,19	19,32	21,35	23,03	24,84	25,24	25,71	25,71
	1,20	18,80	19,97	22,07	23,81	25,68	26,10	26,58	26,58
	1,50	19,41	20,62	22,79	24,58	26,52	26,95	27,45	27,44
	≥ 3,0	20,03	21,28	23,51	25,36	27,36	27,80	28,32	28,31
500	1,00	20,53	21,78	23,99	25,76	27,50	27,82	28,02	27,61
	1,05	21,24	22,54	24,82	26,66	28,46	28,79	29,00	28,57
	1,20	21,96	23,30	25,66	27,56	29,42	29,76	29,98	29,54
	1,50	22,68	24,06	26,50	28,45	30,38	30,73	30,96	30,50
	≥ 3,0	23,39	24,82	27,34	29,35	31,34	31,70	31,94	31,47
$v$ , м/с		15		20		25		30	

Продолжение табл. 22

$d_l$ , мм	$i$	$P_0$ , кВт, при частоте вращения меньшего шкива, мин <sup>-1</sup>									
		50	100	150	200	250	300	350	400	450	500
560	1,00	3,24	5,91	8,43	10,76	12,97	15,07	17,06	18,95	20,72	22,38
	1,05	3,35	6,12	8,72	11,14	13,42	15,60	17,66	19,61	21,44	23,16
	1,20	3,46	6,33	9,02	11,51	13,88	16,12	18,25	20,27	22,17	23,94
	1,50	3,58	6,53	9,31	11,89	14,38	16,65	18,85	20,93	22,89	24,72
	≥ 3,0	3,69	6,74	9,60	12,26	14,78	17,17	19,45	21,59	23,61	25,50
630	1,00	3,75	6,88	9,82	12,54	15,13	17,57	19,88	22,05	24,07	25,94
	1,05	3,88	7,12	10,16	12,98	15,65	18,18	20,57	22,82	24,91	26,84
	1,20	4,02	7,36	10,50	13,42	16,18	18,80	21,27	23,59	25,75	27,75
	1,50	4,15	7,65	10,84	13,86	16,71	19,41	21,96	24,36	26,59	28,66
	≥ 3,0	4,28	7,89	11,19	14,29	17,24	20,02	22,66	25,13	27,43	29,56
710	1,00	4,34	8,01	11,38	14,55	17,54	20,35	22,99	25,45	27,71	29,76
	1,05	4,49	8,29	11,78	15,05	18,15	21,06	23,80	26,34	28,68	30,80
	1,20	4,64	8,57	12,17	15,56	18,76	21,78	24,60	27,23	29,64	31,84
	1,50	4,79	8,85	12,57	16,07	19,37	22,49	25,40	28,12	30,61	32,88
	≥ 3,0	4,94	9,13	12,97	16,58	19,99	23,20	26,21	29,01	31,58	33,92
800 и более	1,00	4,99	9,22	13,11	16,76	20,18	23,39	26,36	29,08	31,55	33,72
	1,05	5,16	9,55	13,57	17,34	20,89	24,20	27,28	30,10	32,65	34,90
	1,20	5,33	9,87	14,03	17,93	21,59	25,02	28,20	31,12	33,75	36,08
	1,50	5,51	10,19	14,48	18,51	22,30	25,84	29,12	32,13	34,85	37,26
	≥ 3,0	5,68	10,51	14,94	19,10	23,00	26,66	30,04	33,15	35,96	38,44
$v$ , м/с		5			10			15			20

Окончание табл. 22

$d_l$ , мм	$i$	$P_0$ , кВт, при частоте вращения меньшего шкива, мин <sup>-1</sup>						
		550	600	700	800	950	1000	1100
560	1,00	23,91	25,32	27,73	29,55	31,04	31,17	30,85
	1,05	24,75	26,21	28,70	30,59	32,13	32,26	31,92
	1,20	25,58	27,09	29,67	31,62	33,21	33,35	33,00
	1,50	26,42	27,98	30,64	32,65	34,30	34,44	34,08
	≥ 3,0	27,25	28,86	31,61	33,68	35,38	35,53	35,16
630	1,00	27,64	29,18	31,68	33,38	34,19		
	1,05	28,61	30,19	32,79	34,54	35,38		
	1,20	29,57	31,21	33,90	35,71	36,58		
	1,50	30,54	32,23	35,01	36,88	37,78		
	≥ 3,0	31,51	33,25	36,11	38,04	38,97		
710	1,00	31,59	33,18	35,59	36,87	36,35		
	1,05	32,69	34,34	36,83	38,16	37,62		
	1,20	33,80	35,50	38,08	39,44	38,90		
	1,50	34,90	36,66	39,32	40,73	40,17		
	≥ 3,0	36,00	37,82	40,57	42,02	41,44		
800 и более	1,00	35,59	37,13	39,14	39,55			
	1,05	36,83	38,43	40,51	40,94			
	1,20	38,08	39,73	41,88	42,32			
	1,50	39,32	41,03	43,25	43,70			
	≥ 3,0	40,57	42,33	44,61	45,08			
$v$ , м/с		25			30			

Таблица 23

Номинальная мощность, передаваемая одним ремнем 0, I и II классов сечения  $E$  при  $L_P = 7100$  мм

$d_L$ , мм	$i$	$P_0$ , кВт, при частоте вращения меньшего шкива, мин <sup>-1</sup>								
		50	100	150	200	250	300	350	400	450
500	1,00	3,42	6,12	8,60	10,86	12,97	14,96	16,81	18,55	20,16
	1,05	3,54	6,33	8,90	11,24	13,42	15,48	17,40	19,20	20,87
	1,20	3,66	6,54	9,20	11,61	13,88	16,00	17,99	19,85	21,57
	1,50	3,78	6,76	9,50	11,99	14,33	16,52	18,58	20,49	22,28
	≥ 3,0	3,90	6,97	9,79	12,37	14,78	17,04	19,16	21,14	22,98
560	1,00	4,06	7,32	10,33	13,09	15,67	18,10	20,38	22,49	24,45
	1,05	4,20	7,62	10,69	13,54	16,22	18,73	21,09	23,28	25,31
	1,20	4,35	7,87	11,05	14,00	16,77	19,37	21,80	24,07	26,16
	1,50	4,49	8,13	11,41	14,46	17,31	20,00	22,51	24,85	27,02
	≥ 3,0	4,63	8,39	11,77	14,91	17,86	20,63	23,22	25,64	27,87
630	1,00	4,80	8,75	12,32	15,65	18,77	21,69	24,42	26,95	29,26
	1,05	4,97	9,05	12,75	16,19	19,42	22,45	25,27	27,89	30,29
	1,20	5,14	9,36	13,18	16,74	20,08	23,21	26,13	28,83	31,31
	1,50	5,31	9,66	13,61	17,28	20,73	23,96	26,98	29,77	32,33
	≥ 3,0	5,48	9,97	14,04	17,83	21,39	24,72	27,83	30,71	33,35
710	1,00	5,64	10,31	14,56	18,52	22,23	25,69	28,89	31,83	34,49
	1,05	5,84	10,67	15,07	19,17	23,01	26,59	29,90	32,94	35,69
	1,20	6,04	11,03	15,58	19,82	23,78	27,48	30,91	34,06	36,90
	1,50	6,23	11,39	16,09	20,46	24,56	28,38	31,92	35,17	38,10
	≥ 3,0	6,43	11,75	16,59	21,11	25,34	29,28	32,93	36,28	39,31
$v$ , м/с		5			10			15		

Продолжение табл.23

$d_l$ , мм	$i$	$P_0$ , кВт, при частоте вращения меньшего шкива, мин <sup>-1</sup>								
		500	550	600	650	700	750	800	850	950
500	1,00	21,65	23,00	24,21	25,29	26,21	26,97	27,57	28,00	28,3
	1,05	22,40	23,80	25,06	26,17	27,12	27,92	28,54	28,98	29,31
	1,20	23,16	24,61	25,91	27,05	28,04	28,86	29,50	29,96	30,30
	1,50	23,92	25,41	26,75	27,94	28,96	29,80	30,46	30,94	31,28
	≥ 3,0	24,67	26,21	27,60	28,82	29,87	30,74	31,43	31,92	32,27
560	1,00	26,25	27,86	29,30	30,55	31,59	32,42	33,03	33,40	33,40
	1,05	27,16	28,84	30,33	31,61	32,69	33,55	34,18	34,57	34,57
	1,20	28,08	29,81	31,35	32,68	33,80	34,69	35,34	35,74	34,74
	1,50	29,00	30,79	32,37	33,75	34,90	35,82	36,49	36,90	36,90
	≥ 3,0	29,91	31,76	33,40	34,82	36,01	36,95	37,65	38,07	38,07
630	1,00	31,36	33,22	34,83	36,19	37,26	38,04	38,52	38,66	37,92
	1,05	32,45	34,38	36,05	37,45	38,56	39,37	39,86	40,02	39,24
	1,20	33,55	35,54	37,27	38,72	39,87	40,70	41,21	41,37	40,57
	1,50	34,65	36,70	38,49	39,98	41,17	42,03	42,56	42,72	41,89
	≥ 3,0	35,74	37,86	39,70	41,25	42,47	43,36	43,90	44,07	43,22
710	1,00	36,85	38,88	40,58	41,92	42,87	43,41	43,52	43,18	
	1,05	38,13	40,24	42,00	43,39	44,37	44,93	45,05	44,69	
	1,20	39,42	41,60	43,42	44,85	45,87	46,45	46,57	46,20	
	1,50	40,71	42,96	44,84	46,32	47,37	47,97	48,09	47,71	
	≥ 3,0	42,00	44,32	46,26	47,78	48,87	49,49	49,61	49,22	
$v$ , м/с		20			25			30		

$d_l$ , мм	$i$	$P_0$ , кВт, при частоте вращения меньшего шкива, мин <sup>-1</sup>								
		50	100	150	200	250	300	350	400	450
800	1,00	6,57	12,05	17,05	21,70	26,03	30,06	33,73	37,05	40,00
	1,05	6,80	12,47	17,64	22,46	26,94	31,10	34,90	38,35	41,40
	1,20	7,03	12,89	18,24	23,21	27,85	32,15	36,08	39,64	42,79
	1,50	7,26	13,31	18,83	23,97	28,76	33,20	37,26	40,94	44,19
	≥ 3,0	7,54	13,74	19,43	24,73	29,67	34,25	38,44	42,23	45,59
900	1,00	7,64	13,96	19,76	25,15	30,14	34,71	38,84	42,49	45,63
	1,05	7,94	14,44	20,45	26,03	31,19	35,92	40,20	43,98	47,22
	1,20	8,17	14,94	21,14	26,91	32,24	37,13	41,55	45,56	48,82
	1,50	8,44	15,42	21,84	27,79	33,30	38,35	42,91	46,95	50,41
	≥ 3,0	8,70	15,91	22,53	28,67	34,35	39,56	44,27	48,43	52,01
1000 и более	1,00	8,65	15,84	22,44	28,52	34,11	39,17	43,66	47,52	50,69
	1,05	8,95	16,40	23,22	29,52	35,31	40,54	45,19	49,18	52,47
	1,20	9,26	16,95	24,00	30,52	36,50	41,91	46,71	50,84	54,24
	1,50	9,56	17,50	24,79	31,51	37,69	43,28	48,24	52,51	56,01
	≥ 3,0	9,86	18,06	25,57	32,51	38,88	44,65	49,77	54,17	57,78
$v$ , м/с		5		10		15		20		



Окончание табл. 23

$d_l$ , мм	$i$	$P_0$ , кВт, при частоте вращения меньшего шкива, мин <sup>-1</sup>					
		500	550	600	650	700	750
800	1,00	42,53	44,63	46,26	47,38	47,96	47,97
	1,05	44,02	46,19	47,87	49,04	49,64	49,65
	1,20	45,51	47,75	49,49	50,69	51,32	51,33
	1,50	47,00	49,31	51,11	52,35	52,99	53,01
	≥ 3,0	48,48	50,87	52,73	54,01	54,67	54,68
900	1,00	48,20	50,17	51,48	52,09		
	1,05	49,89	51,92	53,28	53,91		
	1,20	51,57	53,68	55,08	55,73		
	1,50	53,26	55,43	56,88	57,56		
	≥ 3,0	54,94	57,18	58,68	59,38		
1000 и более	1,00	53,12	54,73	55,45			
	1,05	54,97	56,64	57,39			
	1,20	56,83	58,55	59,38			
	1,50	58,69	60,47	61,27			
	≥ 3,0	60,55	62,38	63,21			
$v$ , м/с		25		30			

Таблица 24

Номинальная мощность, передаваемая одним ремнем 0, I и II классов сечения  $EO$  при  $L_P = 8500$  мм

$d_l$ , мм	$i$	$P_0$ , кВт, при частоте вращения меньшего шкива, мин <sup>-1</sup>													
		50	100	150	200	250	300	350	400	450	500	550	600	650	700
800	1,00	7,29	13,25	18,40	23,26	27,67	31,65	35,18	38,27	40,85	43,35	44,38	45,26	45,34	44,82
	1,05	7,51	13,62	18,99	24,14	28,70	32,83	36,58	39,89	42,61	44,89	46,59	47,69	47,99	47,55
	1,20	7,65	14,06	19,58	25,61	29,73	34,00	37,98	41,51	44,45	46,88	48,79	50,05	50,64	50,34
	1,50	7,87	14,49	20,24	25,76	30,76	35,18	39,45	43,13	46,37	48,94	51,08	52,48	53,43	53,14
	≥ 3,0	8,17	14,87	20,83	26,49	31,87	36,51	40,85	44,82	48,21	50,93	53,29	54,90	56,08	55,94
900	1,00	8,61	15,23	22,08	27,82	33,56	38,20	42,17	45,70	48,43	50,71	52,62	52,62	52,33	
	1,05	8,83	15,50	22,67	28,70	34,59	39,38	43,49	47,39	50,19	52,69	54,83	55,05	54,98	
	1,20	8,98	15,97	23,26	29,51	35,62	40,55	44,89	49,02	52,03	54,76	57,04	57,41	57,33	
	1,50	9,20	16,34	23,85	30,32	36,58	41,73	46,37	50,64	53,95	56,67	59,32	59,84	59,62	
	≥ 3,0	9,42	16,78	24,43	31,13	37,61	43,05	47,77	52,26	55,86	58,73	61,53	62,26	63,00	
1000	1,00	10,01	18,25	25,76	32,60	38,64	44,08	48,65	52,69	55,57	57,78	58,29	58,36		
	1,05	10,23	18,69	26,35	33,41	39,59	45,34	50,12	54,24	57,41	59,76	60,49	60,79		
	1,20	10,38	19,14	26,94	34,22	40,63	46,44	51,52	55,86	59,25	61,75	62,71	63,29		
	1,50	10,59	19,43	27,53	35,03	41,66	47,32	52,99	57,48	61,01	64,55	64,99	66,17		
	≥ 3,0	10,82	19,87	28,11	35,84	42,69	49,02	54,39	59,17	62,93	66,53	67,19	68,15		
1120	1,00	11,63	21,34	30,03	37,90	44,97	51,08	56,30	61,97	62,85	64,40	64,77			
	1,05	11,85	21,64	30,62	38,64	45,93	52,26	57,70	63,59	64,62	66,46	66,98			
	1,20	12,07	22,08	31,28	39,52	46,96	53,43	59,17	65,21	66,46	68,45	69,18			
	1,50	12,29	22,45	31,79	40,33	47,99	54,68	59,91	66,83	68,37	70,51	71,39			
	≥ 3,0	12,44	22,96	32,38	40,55	49,02	55,94	62,04	68,45	70,21	72,49	73,60			
$v$ , м/с		5		10		15		20		25		30			

Окончание табл. 24

$d_l$ , мм	$i$	$P_0$ , кВт, при частоте вращения меньшего шкива, мин <sup>-1</sup>											
		50	100	150	200	250	300	350	400	450	500	550	600
1250	1,00	12,81	24,43	34,44	43,57	51,45	58,14	63,81	67,27	69,55	69,92		
	1,05	13,03	24,88	35,11	44,45	52,40	59,32	65,21	68,89	71,39	71,91		
	1,20	13,25	25,32	35,62	45,26	53,43	60,57	66,68	71,24	73,30	73,97		
	1,50	13,47	25,76	36,21	46,00	54,46	61,82	68,08	72,57	75,07	76,03		
	≥3,00	13,62	26,13	36,87	46,74	55,57	63,07	69,55	73,75	76,91	78,02		
1400 и более	1,00	15,38	28,19	39,59	49,68	58,51	65,79	71,02	74,26	74,70			
	1,05	15,60	28,56	40,18	50,64	59,47	66,90	72,42	75,88	76,54			
	1,20	15,75	28,99	40,77	51,45	60,49	68,15	73,82	77,50	78,38			
	1,50	15,97	29,44	41,44	52,26	61,53	69,48	75,22	79,12	80,22			
	≥3,00	16,19	29,81	42,02	52,99	62,56	70,66	77,21	80,81	82,06			
$v$ , м/с		5	10	15	20	25	30						

Таблица 25

Номинальная мощность  $P_0$ , передаваемая одним узким клиновым ремнем при  $i = 1$ ,  $\alpha_1 = 180^\circ$ , длине  $L_0$  и спокойной односменной работе

Сечение ремня	Расчетный диаметр $d_{PI}$ , мм	Номинальная мощность, передаваемая одним ремнем, $P_0$ , кВт, при скорости $V$ , м/с					
		5	10	15	20	25	30
УО ( $L_0 = 1600$ мм)	63	0,95	1,50	1,80	1,85	—	—
	71	1,18	1,95	2,46	2,73	2,65	—
	80	1,38	2,34	3,06	3,50	3,66	—
	90	1,55	2,65	3,57	4,20	4,50	4,55
	100	1,66	2,92	3,95	4,72	5,20	5,35
	112	1,80	3,20	4,35	5,25	5,85	6,15
УА ( $L_0 = 2500$ мм)	90	1,56	2,57	—	—	—	—
	100	1,89	3,15	4,04	4,46	—	—
	112	2,17	3,72	4,88	5,61	5,84	—
	125	2,41	4,23	5,67	6,60	7,12	7,10
	140	2,64	4,70	6,30	7,56	8,25	8,43
	160	2,88	5,17	7,03	8,54	9,51	9,94
УБ ( $L_0 = 3550$ мм)	140	2,95	5,00	6,37	—	—	—
	160	3,45	5,98	7,88	9,10	9,49	—
	180	3,80	6,70	9,05	10,6	14,1	11,5
	200	4,12	7,30	10,0	11,9	13,6	13,3
	224	4,26	7,88	10,7	13,0	14,9	15,1
	250	4,66	8,50	11,6	14,1	11,5	16,8
УВ ( $L_0 = 5600$ мм)	224	5,45	9,40	12,3	14,1	—	—
	250	6,05	10,6	14,2	16,6	17,6	17,1
	280	6,60	11,5	16,3	18,7	20,5	20,7
	315	7,08	12,8	17,4	20,9	23,2	23,9

Таблица 26

Коэффициент угла обхвата  $C_\alpha$

Угол обхвата $\alpha$ , град	220	210	200	190	180	170	160	150	140	130	120	110	100	90
$C_\alpha$	1,08	1,06	1,04	1,02	1,00	0,98	0,95	0,92	0,89	0,86	0,82	0,78	0,74	0,69

Таблица 27

Коэффициент, учитывающий влияние длины ремня,  $C_L$ 

Расчетная длина ремня $L_P$ , мм	$C_L$ для ремней сечением						
	$Z$	$A$	$B$	$C$	$D$	$E$	$EO$
1	2	3	4	5	6	7	8
400	0,49	-	-	-	-	-	-
425	0,51						
450	0,53						
475	0,56						
500	0,58						
530	0,61						
560	0,63	0,71					
600	0,66	0,72					
630	0,68	0,74					
670	0,71	0,75					
710	0,73	0,77					
750	0,76	0,78					
800	0,78	0,80					
850	0,81	0,82					
900	0,84	0,83	0,80				
950	0,86	0,85	0,81				
1000	0,88	0,86	0,82				
1060	0,91	0,87	0,84				
1120	0,93	0,89	0,85				
1180	0,95	0,90	0,86				
1250	0,98	0,92	0,87				
1320	1,00	0,93	0,89				
1400	1,03	0,95	0,90				
1500	1,05	0,97	0,91				
1600	1,08	0,98	0,93				
1700	1,11	1,00	0,94				
1800	1,13	1,02	0,95	0,85			
1900	1,16	1,03	0,96	0,86			
2000	1,18	1,04	0,98	0,87			
2120	1,20	1,06	0,99	0,89			
2240	1,23	1,07	1,00	0,90			
2360	1,25	1,09	1,01	0,91			
2500	1,27	1,10	1,02	0,92			
2650	-	1,12	1,04	0,93			

Окончание табл. 27

1	2	3	4	5	6	7	8
2800		1,13	1,05	0,94			
3000		1,15	1,06	0,96			
3150		1,16	1,07	0,97	0,89		
3350		1,18	1,08	0,98	0,90		
3550		1,20	1,10	0,99	0,91		
3750		1,21	1,11	1,00	0,92		
4000		1,23	1,13	1,01	0,93		
4250		-	1,14	1,03	0,94		
4500			1,15	1,04	0,95		
4750			1,16	1,05	0,96	0,94	
5000			1,17	1,06	0,97	0,95	
5300			1,19	1,07	0,98	0,96	
5600			1,20	1,08	0,99	0,96	
6000			1,21	1,09	1,00	0,97	
6300			1,22	1,10	1,01	0,98	0,92
6700			-	1,12	1,02	0,99	0,94
7100				1,13	1,00	1,00	0,96
7500				1,14	1,04	1,01	0,97
8000				1,15	1,05	1,02	0,98
8500				1,16	1,06	1,03	1,00
9000				1,17	1,07	1,04	1,01
9500				1,19	1,08	1,04	1,02
10000				1,20	1,09	1,05	1,03
10600				1,21	1,10	1,06	1,04
11200				-	1,11	1,07	1,06
11800					1,12	1,08	1,07
12500					1,13	1,09	1,08
13200					1,14	1,09	1,09
14000					1,15	1,10	1,10
15000					1,16	1,11	1,11
16000					-	1,12	1,12
17000						1,13	1,14
18000						1,14	1,16

Таблица 28

Коэффициент, учитывающий количество ремней в передаче,  $C_K$

Число ремней в передаче	$C_K$
2	0,80 – 0,85
3	0,77 – 0,82
4	0,76 – 0,80
5-6	0,75 – 0,79
Св. 6	0,75

6.11. Предварительное натяжение ветви одного ремня  $F_0$  для передач с закрепленными центрами вычисляют по формуле

$$F_0 = 500 \cdot \frac{(2,5 - C_\alpha) \cdot P_{НОМ} \cdot C_P}{C_\alpha \cdot v \cdot K} + m_\Pi \cdot v^2, \text{ Н}, \tag{45}$$

где  $m_\Pi$  - погонная масса ремня по ГОСТ 1284.1–89, кг/м (табл.29);  $C_P$  - коэффициент динамичности нагрузки и режима работы (см. табл. 15).

Таблица 29

Расчетная масса 1 м ремня

Сечение	Площадь сечения, мм <sup>2</sup>	Масса 1 м ремня, кг	Сечение	Площадь сечения, мм <sup>2</sup>	Масса 1 м ремня, кг
<i>Z</i>	47	0,06	<i>D</i>	476	0,60
<i>A</i>	81	0,10	<i>E</i>	692	0,90
<i>B</i>	138	0,18	<i>EO</i>	1172	1,52
<i>C</i>	230	0,30	<i>40 × 20</i>	654	0,98

Для передач с автоматическим натяжением при расчете  $F_0$  второе слагаемое в правой части формулы не учитывается.

6.12. Нагрузка на валы передачи определяется по формуле

$$F_B \approx 2 \cdot F_0 \cdot \sin \frac{\alpha_1}{2}, \text{ Н}.$$

## 7. ПОЛИКЛИНОВЫЕ ПЕРЕДАЧИ

Эти передачи не имеют большинства недостатков, присущих клиноременным передачам, но сохраняют их достоинства. Поликлиновые ремни сочетают гибкость плоских ремней и высокую тяговую способность клиновых ремней. Рабочая поверхность расположена по всей ширине ремня, что обуславливает высокую нагрузочную способность: при одинаковой передаваемой мощности ширина поликлинового ремня существенно меньше ширины комплекта клиновых ремней нормального сечения. Благодаря высокой гибкости они допускают применение шкивов малых диаметров. Передаточные отношения до  $i < 15$ , а скорость ремня до 65 м/с. Однако передачи поликлиновыми ремнями чувствительны к относительному осевому смещению шкивов.

Поликлиновые ремни предназначены для замены отдельных клиновых ремней или их комплектов с целью уменьшения габаритов.

Поликлиновой ремень состоит из следующих элементов (рис. 19): основы, несущего слоя и покрытия. Основа ремня представляет собой слой резины с прорезиненной тканью и продольными клинообразными ребрами из резины, вулканизированными в одно изделие. Клиновидные ручки расположены параллельно и состоят из износостойчивой резиновой смеси. В верхней части основы размещен несущий слой (кордшнур на основе полиэфирных нитей). Он расположен по всей ширине поликлинового ремня и покрывается специальной резиновой смесью. Долговечное и гибкое покрытие обеспечивает защиту несущего слоя и позволяет применять для поликлиновой передачи натяжной ролик.

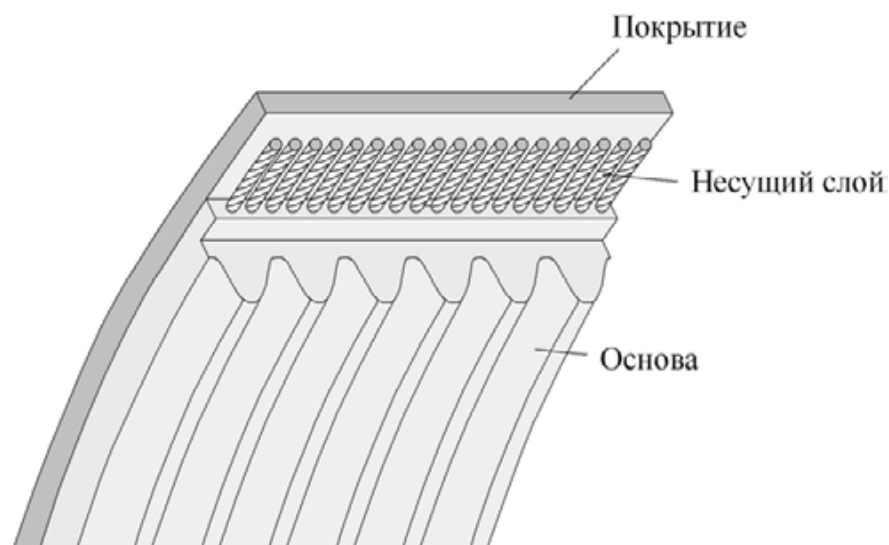


Рис.19. Поликлиновой ремень



Изготавливают ремни трех сечений: К, Л и М (ТУ 2563-040-70453527-2004). На рис. 20 и в табл. 30 представлены геометрические размеры поликлиновых ремней. Количество ребер изменяется в пределах от 3 до 20.

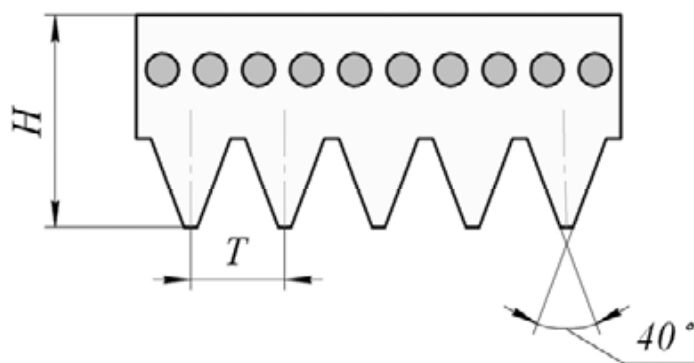


Рис.20. Сечение поликлинового ремня

Таблица 30

Размеры и параметры поперечных сечений поликлиновых ремней  
(ТУ 2563-040-70453527-2004)

Сечение	Длина ремня $L_p$ , мм	Технические характеристики				
		шаг ремня $T$ , мм	количество ребер (рекомендуемое) $z$	толщина ремня $H$ , мм	передаваемая мощность $P_t$ , кВт	масса 1 м длины $q_{10}$ , кг
К	500 – 2000	$2,4 \pm 0,02$	от 4 до 20	4,6	0,65-10,7	0,09
Л	1250 – 4000	$4,8 \pm 0,03$	от 4 до 20	9,75	1,9-30,7	0,45
М	2000 – 7650	$9,5 \pm 0,05$	от 4 до 20	17,0	7,8-119,0	1,6

Примечания:  $L_p$  — расчетная длина ремня на уровне нейтральной линии. Стандартный ряд длин  $L_p$ : 400, 450, 500, 560, 630, 710, 800, 900, 1000, 1120, 1250, 1400, 1600, 1800, 2000, 2240, 2500, 2800, 3150, 3550, 4000, 4500, 5000, 5600, 6300, 7100, 8000, 9000, 10000, 11200, 12500, 14000, 16000, 18000. Масса 1 м поликлинового ремня указана для ремней с десятью ребрами.

Обозначение типоразмера: *Ремень поликлиновой 4К-1250*, где 4 - количество ручьев; К - профиль (сечение) ремня; 1250 - номинальная расчетная длина ремня, мм.

Гибкость и прочность поликлиновых ремней допускают изгиб ремня в различных направлениях. В связи с этим поликлиновые ремни могут быть использованы при непараллельных валах. При этом не требуются специальные шкивы. Поликлиновые ремни применяются в полуперекрестных передачах с обратным натяжным роликом или без него.

Полуперекрестная передача с обратным натяжным роликом (рис. 21а) позволяет получить передачу между непараллельными валами с большим передаточным отношением при малом межосевом расстоянии. Также возможно выполнить реверсивную передачу при соответствующей конструкции обратного натяжного ролика. Полуперекрестная передача без натяжного ролика (рис. 21б) не допускает реверса.

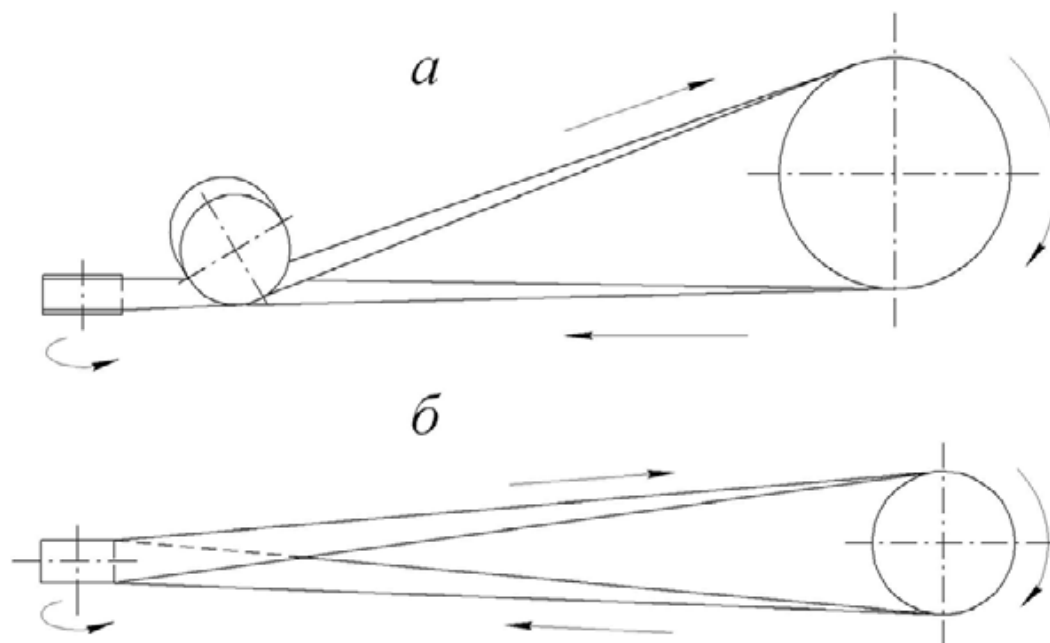


Рис.21. Полуперекрестная поликлиновая передача: а – с натяжным роликом; б – без натяжного ролика

## 8. РАСЧЕТ ПОЛИКЛИНОВОЙ ПЕРЕДАЧИ

При известных величинах мощности  $P_1$  на ведущем шкиве и частоте вращения ведущего вала  $n_1$  расчет выполняется в следующем порядке.

8.1. По величине  $P_{1P} = P_1 \cdot C_P$ , где  $C_P$  – коэффициент, учитывающий динамичность нагружения передачи и режим ее работы (см. табл.15), по рис.22 выбирается сечение ремня.

8.2. Определяют диаметр ведущего шкива

$$d_1 = (25 \div 30) \cdot \sqrt[3]{T_1}, \text{ мм}, \quad (46)$$

где  $T_1$  – вращающий момент на ведущем шкиве, Н·м.

Для повышения срока службы ремней рекомендуется расчетное значение  $d_1$  округлить в большую сторону до стандартного значения.

8.3. Определяют диаметр большего шкива  $d_2 \approx d_1 \cdot n_1 / n_2$ . Полученное значение округляют до ближайшего значения из стандартного ряда (см. с.36).

8.4. Уточняют значение передаточного отношения

$$i = \frac{d_2}{d_1 \cdot (1 - \xi)},$$

где  $\xi = 0,01 \dots 0,02$  – коэффициент упругого скольжения.

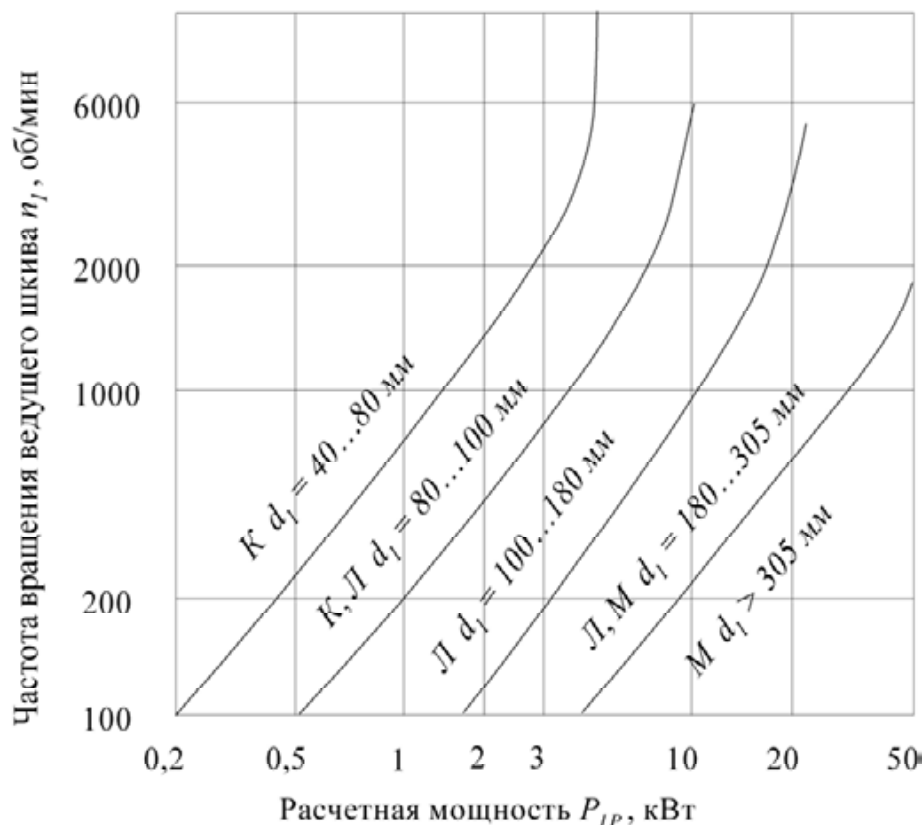


Рис. 22. Диаграмма для выбора сечения поликлинового ремня

8.5. Определяют скорость ремня

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

8.6. Ориентировочно назначают межосевое расстояние, учитывая, что

$$a_{min} = 0,55 (d_1 + d_2) + H, \text{ мм} \quad a_{max} = 2 (d_1 + d_2), \text{ мм.}$$

8.7. По формуле (4) определяют длину ремня. Полученное значение округляют до ближайшего числа из стандартного ряда.

8.8. Уточняют значение межосевого расстояния по формуле (5).

8.9. По формуле (2) определяют угол обхвата ремнем ведущего шкива  $\alpha_1$ .

8.10. Определяют величину поправки мощности, учитывающей влияние уменьшения изгиба ремня на большем шкиве

$$\Delta P_1 = 0,0001 \Delta T_1 \cdot n_1, \text{ кВт,}$$

где  $\Delta T_1$  – поправка к моменту на быстроходном валу, Н·м (табл.31).

Поправка  $\Delta T_I$  к моменту на быстроходном валу, Н·м

Сечение ремня	$\Delta T_I$ при передаточном отношении $i$ передачи							
	1,03...1,07	1,08...1,13	1,14...1,20	1,21...1,30	1,31...1,40	1,41...1,60	1,61...2,39	$\geq 2,40$
К	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,55	0,6	0,7
Л	0,9	1,9	2,7	3,6	4,0	4,5	5,0	5,4
М	7,0	13,8	20,7	27,6	31,0	34,5	38,0	41,4

8.11. Определяют допускаемую мощность для 10 клиньев

$$[P_{10}] = ([P_{10}]_0 \cdot C_\alpha \cdot C_L + \Delta P_I) \cdot C_P, \quad \text{кВт}, \quad (47)$$

где  $[P_{10}]_0$  – номинальная мощность, передаваемая 10 клиньями ремня, кВт (табл.32);  $C_\alpha$  – коэффициент, учитывающий угол обхвата ремнем ведущего шкива (см. табл.26);  $C_L$  – коэффициент, учитывающий длину ремня (табл.33) и зависящий от отношения действительной длины ремня  $L_P$  к базовой  $L_0$  (базовая длина ремня для сечений К, Л и М  $L_0 = 710, 1600$  и  $2240$  мм соответственно).

Таблица 32

Мощность  $[P_{10}]_0$ , кВт, передаваемая поликлиновым ремнем  
с десятью клиньями

Сечение ремня (длина, мм)	Диаметр малого шкива $d_I$ , мм	Скорость ремня V, м/с			
		5	15	25	35
1	2	3	4	5	6
К (710)	40	1,0	3,2	–	–
	45	1,55	3,6	4,9	–
	50	1,65	4,0	5,3	–
	56	1,80	4,3	5,9	–
	63	1,90	4,6	6,4	–
	71	2,0	4,9	6,9	–
Л (1600)	80	3,9	7,9	–	–
	90	4,5	9,7	–	–
	100	5,0	11,2	13,0	–

1	2	3	4	5	6
Л (1600)	112	5,5	12,7	15,3	–
	125	5,9	13,9	17,4	–
	140	6,3	15,0	19,2	17,2
	160	6,7	16,2	21,2	20,0
М (2240)	180	14,5	30,2	31,8	–
	200	16,3	35,8	40,4	–
	224	18,0	41,2	49,5	37
	250	19,7	45,0	57,0	48
	280	21,0	50,3	65,0	58
	315	22,5	54,3	71,0	68

Таблица 33

Коэффициент  $C_L$ , учитывающий влияние длины ремня

$L_P / L_0$	0,4	0,6	0,8	1,0	1,2	1,4
$C_L$	1,0	0,97	0,94	0,91	0,88	0,84

8.12. Определяют число клиньев ремня

$$z = 10 P_l / [P_{l0}]. \quad (48)$$

Рекомендуемое число клиньев указано в табл. 30.

8.13. Определяют силу предварительного натяжения поликлинового ремня с числом клиньев  $z$ 

$$F_0 = \frac{780 \cdot P_{lP} \cdot C_L}{v \cdot C_a} + \frac{q_{l0} \cdot z \cdot v^2}{10}, \text{ Н}, \quad (49)$$

где  $q_{l0}$  - масса 1 м длины ремня с десятью клиньями (см. табл. 30).

## 9. ПЕРЕДАЧИ С ЗУБЧАТЫМ РЕМНЕМ

Принцип работы передачи с зубчатым ремнем основан на зацеплении зубьев ремня и шкива (рис. 23), что обуславливает основные преимущества такой передачи. Ремни зубчатые обеспечивают равномерный плавный ход передачи практически без проскальзывания или рывков, при этом нагрузка на валы и подшипники механизма значительно ниже, чем создают приводные ремни других типов. Зубчатые ремни не чувствительны к изменению интенсивности нагрузки, т. е. даже при частом переходе от максимальной нагрузки

к минимальной износ ремня не усиливается. Ремни зубчатые не нуждаются в дополнительном смазывании, таким образом, при эксплуатации зубоременная передача, обладая достаточно высокой надежностью и долговечностью, не требует дополнительного обслуживания.

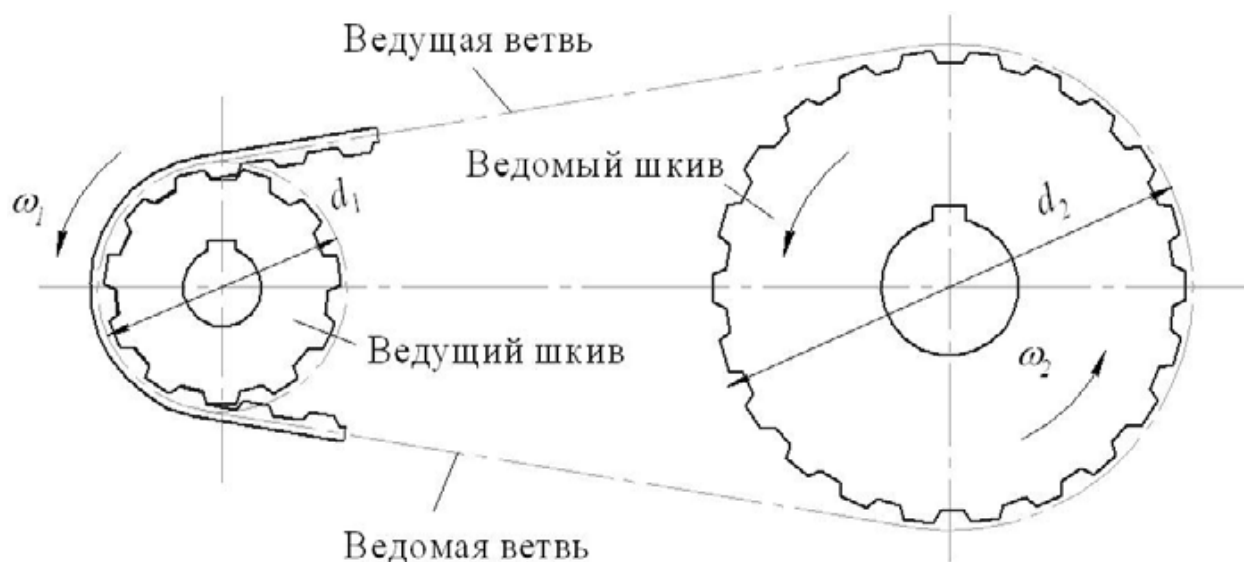


Рис.23. Передача с зубчатым ремнем

Передачи с зубчатыми ремнями применяют в широком диапазоне окружных скоростей (от 0,5 до 80 м/с), мощностей (от 0,2 до 200 кВт) и передаточных отношений (до 10 и выше). КПД передач составляет 0,94 – 0,98.

Недостаток передачи с зубчатым ремнем – незащищенность привода от перегрузок за счет проскальзывания ремня.

Передачи зубчатым ремнем различаются:

- по типу ремней – односторонние и двусторонние;
- по скорости ведомого вала – понижающие и повышающие;
- по числу ступеней – одно- и многоступенчатые;
- с одним ведомым шкивом – нормальные и специальные;
- с несколькими ведомыми шкивами и роликами.

Зубчатый ремень представляет собой бесконечную ленту с зубьями на внутренней поверхности, состоящую из несущего слоя, выполненного из стального троса или шнура из синтетических волокон, и эластичного связующего материала – резины или полиуретана. Спирально навитый по длине ремня металлический трос с шагом навивки 2 мм образует прочный каркас, являющийся несущим элементом ремня при передаче окружного усилия от одного шкива к другому. Для повышения износостойкости зубья ремня, выполненные из резины, покрывают нейлоновой тканью.

Зубья ремня выполняют с трапециевидальным или полукруглым профилем (рис. 24). Полукруглый профиль обеспечивает более равномерное распре-

деление напряжений в ремне, возможность повышения нагрузок на 40 %, более плавный вход зубьев в зацепление. Однако зубчатые ремни с трапецеидальными зубьями выполняются с большим диапазоном модулей, к тому же технологии их изготовления гораздо проще.

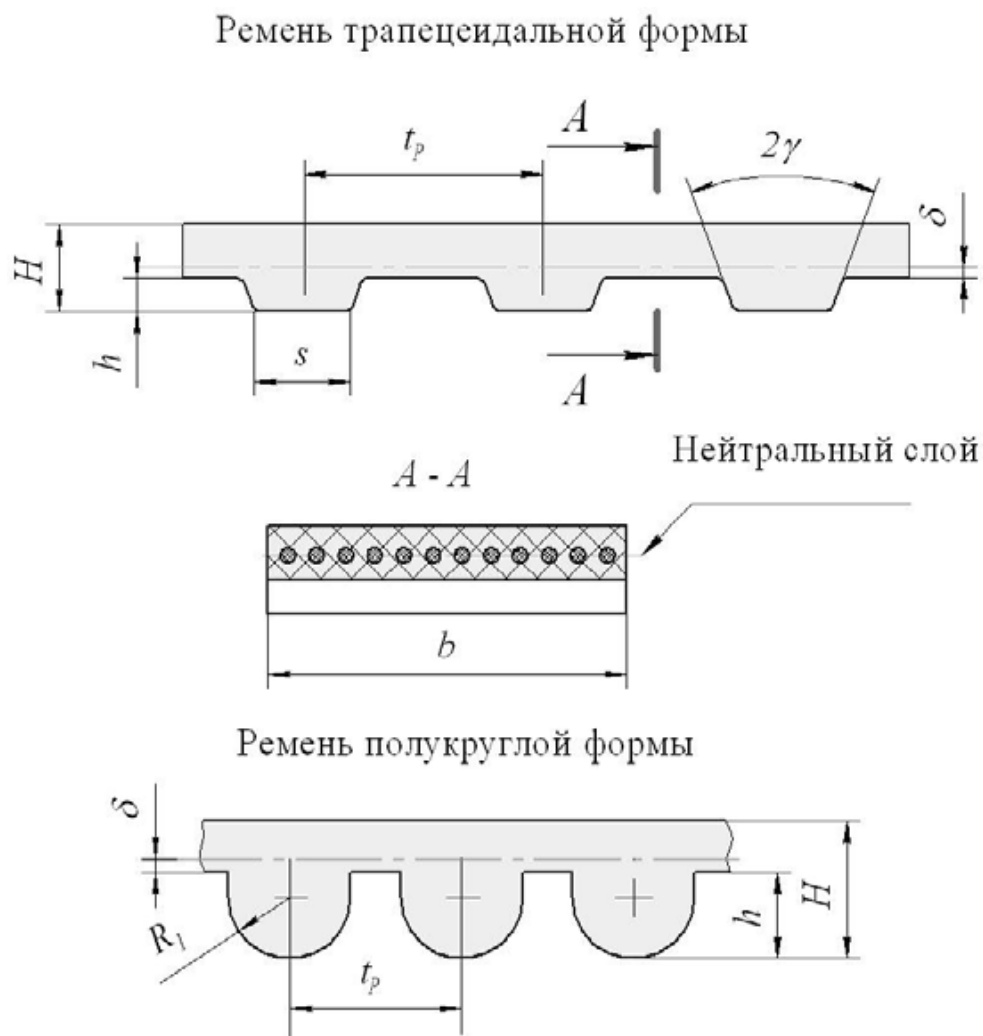


Рис. 24. Зубчатые ремни

Основной геометрический параметр передачи – модуль  $m = t_p / \pi$ , где  $t_p$  – шаг ремня. Для ремней с трапецеидальным зубом нормализованы модули в диапазоне от 1 до 10 мм, ремни с полукруглыми зубьями выпускают с модулем 3, 4 и 5 мм.

Зубчатые ремни трапецеидального профиля изготавливают двух видов: литые и сборочные. Сборочные зубчатые ремни (рис.25) – маркировка: СБ – состоят из несущего слоя на основе металлокорда (или другого армирующего материала), резины и тканевого покрытия на зубчатой поверхности, вулканизированных в одно изделие. Плоскозубчатые приводные ремни типа СБ имеют трапецеидальную форму зуба. Они изготовлены из полихлоропреновой резины (неопрен), обеспечивающей высокие показатели износостойкости и

стойкости к индустриальным маслам. Каркас ремня - это латунированный металлокорд, придающий ремню высокую прочность и стабильность размеров

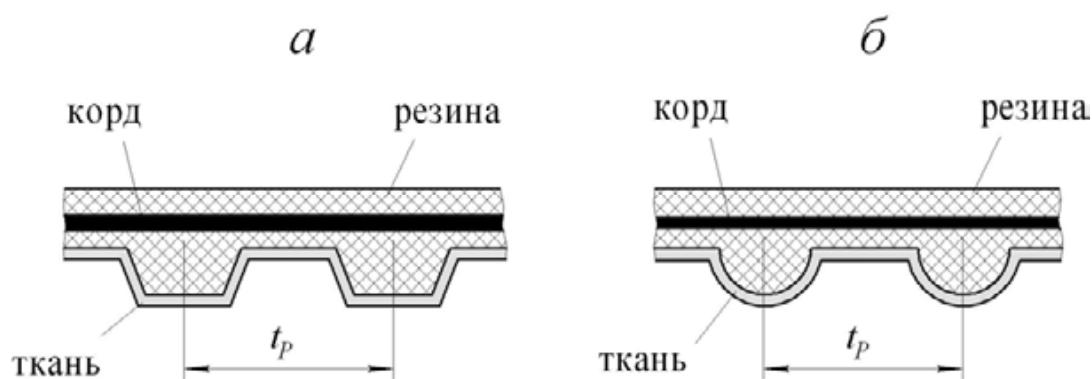


Рис. 25. Сборочный зубчатый ремень: *а* – ремень с трапецеидальным зубом; *б* – с полукруглым зубом

Пример маркировки плоскозубчатого ремня: *СБ 4 - 75 - 20*, где буквы "СБ" - означают метод производства ремня – сборочный; первое число – 4 – модуль ремня (для приводных ремней типа СБ используются следующие модули: 2, 3, 4, 5, 7 и 10); второе число означает количество зубьев (в данном случае – 75); третье число означает ширину ремня в мм. Таким образом, ремень с маркировкой *СБ 4 - 75 - 20* имеет 75 зубьев, его ширина 20 мм, а расстояние между вершинами соседних зубов, составляет 12,57 мм.

Литьевые зубчатые ремни (рис. 26) состоят из несущего слоя на основе металлокорда, резины или полиуретана, свулканизированных в одно изделие.

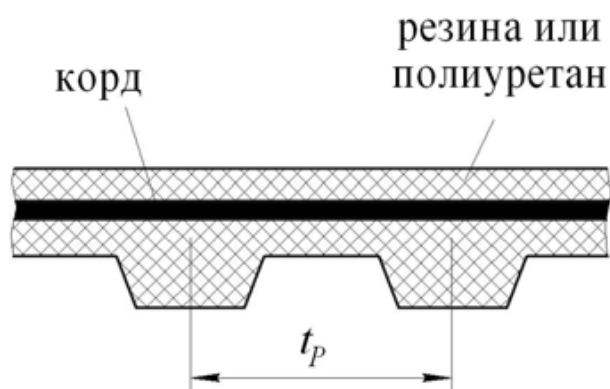


Рис. 26. Литьевой зубчатый ремень

Плоскозубчатые приводные ремни типа ЛР (ЛПУ) имеют трапецеидальную форму зуба. Они изготовлены из полихлоропреновой резины (неопрен) или полиуретана. Литьевые ремни из резины маркируются буквами "ЛР", а ремни из полиуретана маркируются буквами "ЛПУ". Эти материалы обеспе-



чивают высокие показатели износостойкости и стойкости к индустриальным маслам. Каркас ремня – латунированный металлокорд.

Пример маркировки плоскозубчатого ремня: *ЛР 1 - 112 - 10*, где буквы "ЛР" - означают метод производства ремня - литевой, резиновый; первое число – 1 – модуль ремня; второе число означает количество зубьев (в данном случае – 112); третье число означает ширину ремня в мм. Следовательно, ремень с маркировкой *ЛР 1 - 112 - 10* имеет 112 зубьев, его ширина 10 мм, а модуль 1 мм.

Основные параметры зубчатых ремней приведены в табл. 34 и 35.

Таблица 34

Основные параметры ремней с трапецеидальным профилем

Параметры	Модуль ремня, мм							
	1,0	1,5	2,0	3,0	4,0	5,0	7,0	10,0
1	2	3	4	5	6	7	8	9
Шаг зубьев ремня $t_p$ , мм	3,14	4,71	6,28	9,42	12,57	15,71	21,99	31,42
Высота зуба ремня $h$ , мм	0,8	1,2	1,5	2,0	2,5	3,5	6,0	9,0
Толщина ремня $H$ , мм	1,6	2,2	3,0	4,0	5,0	6,5	11,0	15,0
Наименьшая толщина зу- ба $s$ , мм	1,0	1,5	1,8	3,2	4,4	5,0	8,0	12,0
Расстояние от оси троса до впадины ремня $\delta$ , мм	0,4		0,6		0,8			
Угол про- филя зуба $2\gamma$ , град	50		40					
Податли- вость витков каркаса ремня, $\lambda \cdot 10^{-4}$ , мм <sup>2</sup> /Н	7	8	9	14	6	8	11	16

1	2	3	4	5	6	7	8	9
Линейная плотность ремня шириной 1 мм $q \cdot 10^{-3}$ , кг/(м·мм)	2,0	2,5	3,0	4,0	6,0	7,0	8,0	11,0
Допускаемая удельная сила $w_0$ , Н/мм	2,5	3,0	5,0	9,0	25,0	30,0	32,0	42,0

Таблица 35

Основные параметры зубчатых ремней с полукруглым профилем

Модуль $m$ , мм	Шаг ремня $t_P$ , мм	Радиус профиля зуба $R_f$ , мм	Высота зуба $h$ , мм	Толщина зуба ремня $H$ , мм	Податливость витков каркаса ремня, $\lambda \cdot 10^{-4}$ , мм <sup>2</sup> /Н	Расстояние от оси троса до впадины $\delta$ , мм	Допускаемая удельная сила $w_0$ , Н/мм
3,0	9,42	2,5	4,0	6,0	9	0,6	12,0
4,0	12,57	3,5	5,0	7,5	4	0,8	35,0
5,0	15,71	4,5	6,0	9,6	5	0,8	42,0

Маркировки и размеры зубчатых ремней приведены в табл. 36 – 38.

Таблица 36

Сводная таблица маркировок и размеров сборочных ремней

Маркировка	Шаг зубьев, мм	Количество зубьев	Ширина ремня, мм	Варианты ширины такого ремня, мм	Длина, мм
1	2	3	4	5	6
СБ 4-71-40	12,57	71	40	50, 63, 80	892,47
СБ 4-90-16		90	16	20, 25, 32, 40, 50	942,42
СБ 4-90-16		90	16	20, 25, 32, 40, 50	1131,30
СБ 4-80-20		80	20	25, 40, 80	1005,60
СБ 4-100-20		100	20	25, 32, 40, 50, 63	1257,00
СБ 4-112-16		112	16	25, 32, 40, 50, 80	1257,00
СБ 4-125-20		125	20	25, 32, 40, 50, 80	1571,80
СБ 4-140-20		140	20	25, 32, 80	1759,80
СБ 4-150-25		150	25	40, 50, 80	1885,50
СБ 4-200-20		200	20	25, 40, 50, 200	2514,00

Окончание табл. 36

1	2	3	4	5	6
СБ 4-220-25	12,57	220	25	-	2765,40
СБ 4-250-25		250	25	-	3140,00
СБ 5-63-40	15,70	63	40	50	989,73
СБ 5-71-25		71	25	32, 40, 50	1115,40
СБ 5-80-25		80	25	32, 40, 50	1256,80
СБ 5-90-25		90	25	50	1413,90
СБ 5-100-80		100	80	-	1571,00
СБ 5-112-40		112	40	50, 70	1759,50
СБ 5-125-25		125	25	40, 50, 70, 80, 90	1963,80
СБ 5-170-40		170	40	80, 90, 290	2670,70
СБ 7-63-80	21,98	63	80	-	1385,40
СБ 7-71-50		71	50	63, 80, 100	1561,30
СБ 7-75-40		75	40	80, 100	1649,30
СБ 7-80-50		80	50	100	1759,20
СБ 7-85-25		85	25	80, 100	1869,20
СБ 7-112-80		112	80	-	2462,88
СБ 10-95-160	31,40	95	160	200	2984,90
СБ 10-96-100		96	100	125	3016,30

Таблица 37

Сводная таблица маркировок и размеров литевых ремней  
из резины (марка ЛР)

Маркировка	Шаг зубьев, мм	Количество зубьев	Ширина ремня, мм	Варианты шири- ны такого ремня, мм	Длина, мм
1	2	3	4	5	6
ЛР 1-63-5	3,1415	63	5	-	197,82
ЛР 1-80-5		80	5	-	251,20
ЛР 1-85-5		85	5	-	266,90
ЛР 1-100-5		100	5	6	314,00
ЛР 1,5-40-8	4,7122	40	8	10	188,40
ЛР 1,5-90-8		90	8	12,5	423,90
ЛР 1,5-112-10		112	10	-	527,52
ЛР 1,5-115-5		115	5	10	541,65
ЛР 2-40-10	6,283	40	10	-	251,20
ЛР 2-45-5		45	5	8; 10; 16; 20	282,60
ЛР 2-50-8		50	8	10; 12,5; 16	314,00
ЛР 2-56-10		56	10	16	351,68
ЛР 2-63-5		63	5	8; 12,5; 16; 20	395,64
ЛР 2-68-12,5		68	12,5	-	427,04
ЛР 2-71-8		71	8	10; 12,5; 16	445,88
ЛР 2-80-8		80	8	10; 12,5; 16	502,40
ЛР 2-90-8		90	8	10; 12,5	565,20
ЛР 2-100-8		100	8	10; 12,5; 16	628,00
ЛР 3-40-12,5	9,4245	40	12,5	20	376,80

Окончание табл. 37

1	2	3	4	5	6
ЛР 3-50-12,5	9,4245	50	12,5	16; 20; 25; 40	471,00
ЛР 3-60-16		60	16	25	565,20
ЛР 3-63-10		63	10	12; 12,5; 16; 25	593,46
ЛР 3-71-12,5		71	12,5	25	668,82
ЛР 4,9-39-15	15,3933	39	14,5	15; 20	600,00

Таблица 38

Сводная таблица маркировок и размеров литевых ремней  
из полиуретана (марка ЛПУ):

Маркировка	Шаг зубьев, мм	Количество зубьев	Ширина ремня, мм	Варианты ширины такого ремня, мм	Длина, мм
ЛПУ 1-52-5	3,1415	52	5	6	163,36
ЛПУ 1-85-5		85	5	12,5	266,90
ЛПУ 1-100-5		100	5	8	314,00
ЛПУ 1,451-42-10	4,5583	42	10	-	191,40
ЛПУ 2-40-8	6,283	40	8	-	251,20
ЛПУ 2-45-8		45	8	12,5, 16	282,60
ЛПУ 2-50-5		50	5	8, 10, 12,5	314,00
ЛПУ 2-56-10		56	10	12,5, 16	351,68
ЛПУ 2-68-5		68	5	10, 12,5	427,04
ЛПУ 2-71-12,5		71	12,5	-	445,88
ЛПУ 2-80-8		80	8	10, 12,5	502,40
ЛПУ 2-90-5		90	5	10, 12,5	565,20
ЛПУ 2-100-8		100	8	12,5	628,00
ЛПУ 3-63-16		63	16	32	593,46
ЛПУ 3-71-25	9,4245	71	25	-	668,82

## 10. РАСЧЕТ ПЕРЕДАЧИ С ЗУБЧАТЫМ РЕМНЕМ

В передаче с зубчатым ремнем окружная сила передается за счет давления зубьев ведущего шкива на зубья ремня и затем давлением зубьев ремня на зубья ведомого шкива. Для обеспечения контакта зубьев по всей их высоте и выборки зазоров зубчатый ремень надевается на шкивы с начальным натяжением, которое должно быть несколько больше значения натяжения от центробежной силы. Разрушение ремней зубчато-ременной передачи начинается с износа рабочей поверхности зубьев, обусловленного трением о зубья шкива. При значительном износе у основания зуба может возникнуть трещина, распространяющаяся в направлении, параллельном металлотросам, а при малой толщине ремня – перпендикулярно металлотросам. Трещина приводит к на-

рушению связи резины с металлотросом и отделению зубьев от массива ремня.

Основными критериями расчета являются прочность ремня, износостойкость зубьев и долговечность. Конструкция и относительные размеры зубьев и ремня подобраны так, что при определенных начальном натяжении, давлении на зубья и скорости расчет на прочность и износостойкость зубьев обеспечивает удовлетворение других требований при долговечности 3000 – 5000 ч.

Исходными данными для расчета являются мощность на ведущем шкиве  $P_1$ , частота вращения ведущего шкива  $n_1$  и передаточное число передачи  $u$ .

10.1. В качестве номинальной нагрузки принимают передаваемую мощность на ведущем шкиве  $P_1$ .

10.2. По величине передаваемой мощности  $P_1$  (кВт) и частоте вращения  $n_1$  (об/мин) ведущего шкива из условия усталостной прочности зубьев ремня определяют модуль по упрощенной зависимости

$$m = K \cdot 3 \sqrt{\frac{P_1 \cdot C_P}{n_1}}, \text{ мм}, \quad (50)$$

где  $C_P$  – коэффициент режима работы;  $K$  – коэффициент, учитывающий профиль ремня,  $K = 35$  для ремней с трапецидальной формой зубьев,  $K = 25$  – для ремней с полукруглой формой зубьев.

Полученное значение модуля округляют до нормализованного по табл. 34 или 35.

10.3. По табл. 39 выбирается число зубьев ведущего шкива  $z_1$  в зависимости от его частоты вращения  $n_1$  и определяется число зубьев ведомого шкива  $z_2 = u \cdot z_1$ . По найденным значению модуля и числу зубьев определяются диаметры делительных окружностей ведущего и ведомого шкивов

$$d_1 = m \cdot z_1; \quad d_2 = m \cdot z_2, \text{ мм} \quad (51)$$

и окружная скорость ремня

$$v = \frac{\pi d_1 n_1}{60 \cdot 1000}, \text{ м/с}.$$

Таблица 39

Значения допустимых чисел зубьев ведущего шкива  $z_1$

Частота вращения $n_1$ , об/мин	Модуль $m$ , мм				
	1,0	1,5 и 2,0	3,0	4,0 и 5,0	7,0 и 10,0
750	–	–	–	–	22
1000	13	10	12	15	24
1500	14	11	14	18	26
3000	15	12	16	20	28

10.4. Определяется минимальное значение межосевого расстояния

$$a_{\min} = 0,5 (d_1 + d_2) + C, \text{ мм}, \quad (52)$$

где  $C = 2m$  при  $m \leq 5$  мм и  $C = 3m$  при  $m > 5$  мм.

10.5. По формуле (4) предварительно определяется длина ремня  $L'$ .

10.6. Число зубьев ремня равно

$$z_P = L' / (\pi \cdot m). \quad (53)$$

Найденное значение округляется до ближайшего значения из табл. 40, после чего уточняется действительная длина ремня

$$L = z_P \cdot \pi \cdot m, \text{ мм}. \quad (54)$$

10.7. По формуле (5) уточняется значение межосевого расстояния.

10.8. Число зубьев ремня в пределах угла обхвата с ведущим шкивом

$$z_0 = z_1 \cdot \frac{180^\circ - 57,3^\circ \cdot \frac{d_2 - d_1}{a}}{360^\circ}. \quad (55)$$

10.9. Определяется расчетная окружная сила  $F_{tP} = P_{tP} / v$  и удельная расчетная окружная сила

$$w = w_0 \cdot K_{PL} \cdot K_{Z0}, \text{ Н/мм}, \quad (56)$$

где  $w_0$  – номинальная допускаемая удельная окружная сила (табл. 34 и 35);  $K_{PL}$  – коэффициент, вводимый при наличии роликов и равный соответственно 0,9 и 0,8 при одном и двух роликах внутри контура и 0,7 при ролике вне контура;  $K_{Z0} = 1 - 0,2(6 - z_0)$  – коэффициент, вводимый при малом числе зубьев ( $z_1 < 6$ ) в зацеплении на малом шкиве.

Таблица 40

Рекомендуемые максимальные значения чисел зубьев шкива  $z_{2 \max}$  при наибольшем передаточном числе  $u_{\max}$ , предельные значения чисел зубьев  $z_P$  и ширины ремня  $b$

Модуль, мм	1	1,5	2	3	4	5	7	10
1	2	3	4	5	6	7	8	9
$z_{2 \max}$	100		115	120				85
$u_{\max}$	7,7	10	11,5	12	8		6,67	4,7

1	2	3	4	5	6	7	8	9
Предельные значения чисел зубьев ремня $z_P$	40 – 160				48 – 250	48 – 200	56 – 140	56 – 100
Предельная ширина ремня $b$ , мм	3 – 12,5	3 – 20	5 – 20	12,5 – 100	20 – 100	25 – 125	40 – 150	50 – 200

Примечания. 1. Число зубьев ремня  $z_P$  выбирают из ряда: 32, 36, 40, 42, 45, 50, 53, 56, 60, 63, 71, 75, 80, 85, 90, 95, 100, 105, 112, 115, 125, 130, 140, 150, 160, 170, 180, 190, 200, 210, 220, 235, 250.

2. Ширину ремня  $b$  выбирают из ряда: 3; 4; 5; 8; 10; 12,5; 16; 20; 25; 32; 40; 50; 63; 80; 100; 125; 160; 200.

10.10. Предварительно определяется ширина ремня

$$b' = \left( \frac{F_P}{w - q \cdot v^2} \right), \text{ мм}, \quad (57)$$

где  $q$  – линейная плотность 1 м ремня шириной 1 мм (см. табл.34).

10.11. Фактическая ширина ремня определяется по формуле

$$b = \frac{b'}{K_{III}}, \text{ мм}, \quad (58)$$

где  $K_{III}$  – коэффициент, учитывающий неравномерное распределение нагрузки между витками троса и зависящий от ширины ремня (табл. 41).

Таблица 41

Зависимость коэффициента  $K_{III}$  от ширины ремня  $b$

$b$ , мм	$\leq 16$	20	25	32 – 40	50 – 63	80 – 100	$> 100$
$K_{III}$	0,7	0,95	1,0	1,05	1,1	1,15	1,2

Найденное значение согласуется с данными табл. 40.

10.12. При  $z_0 < 6$  необходимо проверить давление на зубья ремня. Этот расчет носит проверочный характер и заключается в проверке давления на зубья

$$p = \frac{F_{tP} \cdot \varphi}{z_0 \cdot b \cdot h} \leq [p]_z, \text{ МПа},$$

где  $\varphi \approx 2$  – коэффициент концентрации нагрузки между зубьями (по высоте и длине зубьев);  $[p]_z$  – допускаемое давление на зубья ремня (табл.42).

Таблица 42

Зависимость давления  $[p]_z$  от частоты вращения  $n_1$

$n_1$ , об/мин	100	200	400	1000	2000	5000	10000
$[p]_z$ , МПа	2,50	2,00	1,50	1,00	0,75	0,50	0,35

### 10.13. Геометрический расчет.

Диаметры вершин зубьев шкивов определяются по формулам

$$\begin{aligned} d_{a1} &= d_1 - 2\delta + K_1, \text{ мм;} \\ d_{a2} &= d_2 - 2\delta - K_2, \text{ мм,} \end{aligned} \quad (59)$$

где  $\delta$  - расстояние от впадины ремня до оси металлоторса (см. табл. 34 или 35);  $K_1$  и  $K_2$  – поправки к диаметрам шкивов для увеличения шага с целью более равномерного распределения окружной силы между зубьями, определяемые по формулам

$$K_1 = 0,2 \cdot F_{tP} \cdot \lambda_0 \cdot z_1; \quad K_2 = 0,2 \cdot F_{tP} \cdot \lambda_0 \cdot z_2; \quad (60)$$

$\lambda_0$  – удельная податливость

$$\lambda_0 = \frac{\lambda}{b}, \text{ мм/Н,} \quad (61)$$

$\lambda$  - податливость металлокорда (табл.34 или 35).

Диаметры впадин шкивов определяется по формуле

$$d_f = d_a - 1,8 m, \text{ мм.} \quad (62)$$

Шаг по окружности вершин (как справочный размер)

$$t_a = \pi \cdot d_a / z, \text{ мм.} \quad (63)$$

### 10.14. Начальное натяжение ремня

$$F_0 = 0,1 F_{tP} + q v^2 b, \text{ Н,} \quad (64)$$



где  $q$  – линейная плотность 1 м ремня шириной 1 мм (см. табл. 34 или 35).

10.15. Сила, действующая на валы

$$F_B = 1,5 \cdot F_{tP}, \quad \text{Н.} \quad (65)$$

## 11. НАТЯЖЕНИЕ РЕМЕННЫХ ПЕРЕДАЧ

Важным фактором для нормальной работы ременной передачи и достижения требуемой долговечности ремней является правильное натяжение ремней. Слишком малое натяжение вызывает чрезмерное скольжение ремней на ременном шкиве, слишком большое - сокращение срока эксплуатации ремня, а также ускоренный износ подшипников в приводной или в ведомой машине.

Необходимое натяжение ремня обеспечивают натяжные устройства, которые позволяют регулировать межосевое расстояние ременной передачи в целях: компенсации вытяжки ремней в процессе их эксплуатации; компенсации отклонения длины клиновых, поликлиновых и зубчатых ремней; легкости одевания новых ремней. Натяжные устройства должны обычно обеспечивать изменение межосевого расстояния в пределах  $(0,97 \div 1,06) a$ .

Натяжение ремня может быть создано:

- 1) за счет сил упругости ремня укорочением его при сшивании, передвижением одного из валов, перемещением нажимного ролика;
- 2) автоматически, массой качающейся системы, грузом или силой пружины, действующих на качающуюся систему или натяжной ролик;
- 3) автоматически, за счет реактивного момента, действующего на статор двигателя или на подвесной редуктор.

Самый простой способ основан на предварительном упругом растяжении ремня. При этом способе натяжение устанавливается по наибольшей нагрузке с запасом на вытяжку ремня, что сокращает ресурс ремня (наименее надежный способ). Величину натяжения при таком способе трудно контролировать. Как правило, натяжение оказывается больше необходимого.

Для натяжения ремней передачи путем перемещения электродвигателя применяется натяжное устройство (рис.27), состоящее из двух плит: неподвижной и подвижной.

Неподвижная плита крепится к раме, а к подвижной плите крепится электродвигатель. Электродвигатель крепят к подвижной плите винтами (болтами) 1. В ней выполнены удлиненные пазы, а в неподвижной плите резьбовые отверстия для крепежных винтов (болтов) 2. Перемещение подвижной плиты относительно неподвижной производят толкающими винтами (болта-

ми) 3. После того как отрегулировано натяжение ременной передачи, винты 2 затягивают. Под все винты (болты), в целях предотвращения их произвольного отвинчивания, рекомендуется подкладывать пружинные шайбы.

В передаче, где натяжение ремня путем изменения расстояния между ведущей машиной и ведомой машиной невозможно для натяжения ремня, применяют натяжной ролик. Также колебания длинной ветви ремня с малым натяжением или короткой ветви ремня при резких изменениях нагрузки требуют использования натяжного ролика. Однако применение натяжных роликов увеличивает частоту перегибов ремня, а также вводит добавочное изгибающее напряжение, что сокращает срок службы ремня.

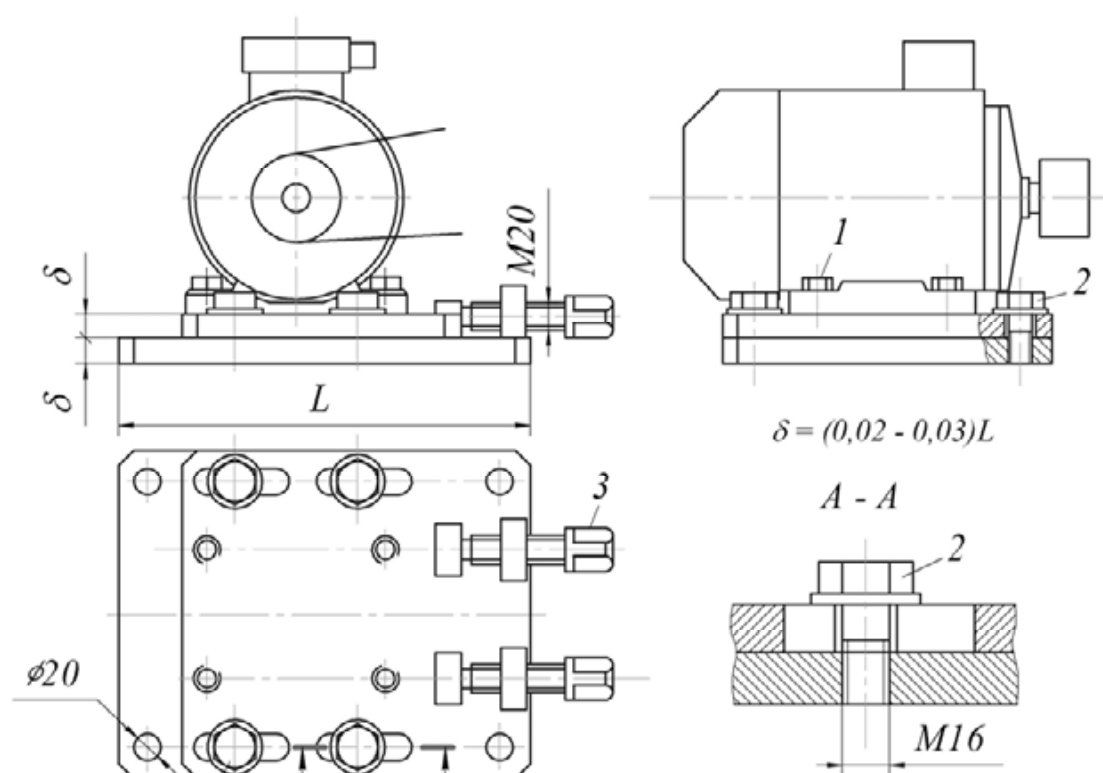
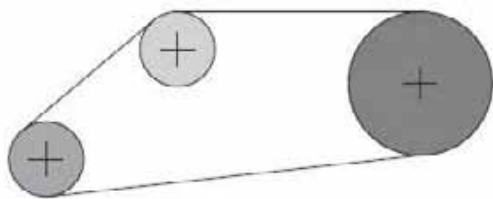


Рис. 27. Натяжное устройство с подвижной плитой

Натяжные ролики могут помещаться как внутри, так и снаружи ремня (рис.28).

а



б



Рис.28. Натяжение ременных передач: а – при помощи внутреннего натяжного ролика; б – при помощи наружного натяжного ролика

Натяжные ролики, помещенные на внешней стороне ремня, вызывают прогиб ремня в сторону противоположную, чем во время нормальной работы, что значительно снижает срок службы ремня. Поэтому рекомендуется применять натяжные ролики внутри ремня.

Внутренние натяжные ролики должны иметь канавки, размер которых такой же, как у рабочих шкивов. Для нормально профильных и соединенных ремней допускаются плоские внутренние ролики. Диаметр внутреннего ролика должен быть больше или равен минимальному диаметру, предлагаемому для данного сечения ремня. Внутренний ролик уменьшает угол охвата, поэтому следует поместить его как можно ближе к большему шкиву.

Наружные натяжные ролики обязательно должны быть плоские и с диаметром, больше или равным 1,5 минимального диаметра, который рекомендован для данного сечения ремня. Наружный ролик увеличивает угол охвата, поэтому следует помещать его как можно ближе к малому шкиву.

Как внутренние, так и наружные натяжные ролики должны помещаться на ведомой ветви ремня, это исключает изменение направления вращения передачи. При расположении ролика на ведущей ветви резко возрастает нагрузка на него и его опорные элементы.

На рис. 29 показаны способы автоматического натяжения ремня за счет массы двигателя и пружины (рис. 29 а) и за счет натяжения пружины (рис.29 б).

При этих способах натяжение также устанавливается по наибольшей нагрузке, и оно постоянно. Так как на практике большинство передач работает с переменным режимом нагрузки, то ремни с постоянным предварительным натяжением оказываются натянутыми больше, чем необходимо для передачи полезной нагрузки, что отрицательно сказывается на долговечности ремня.

При третьем способе (рис.30) натяжение меняется с изменением нагрузки, и срок службы ремня наибольший. Автоматическое натяжение можно применять только для неревверсивных передач, т.е. передач, работающих в одном направлении вращения.

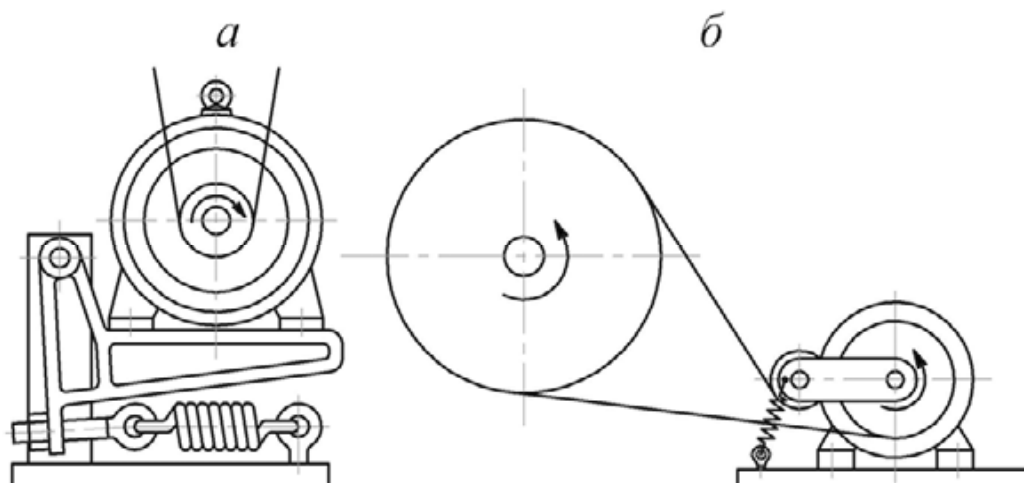


Рис. 29. Способы автоматического натяжения ремня с использованием массы качающегося двигателя и пружины

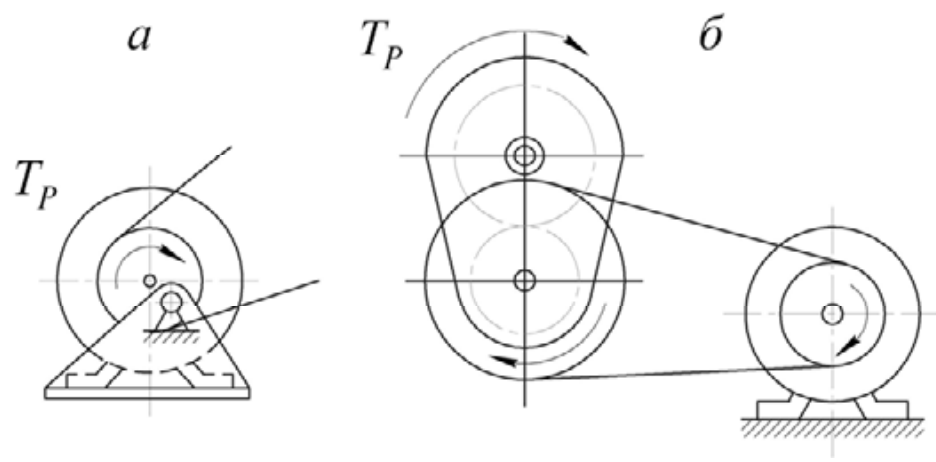


Рис. 30. Способы автоматического натяжения ремня за счет реактивного момента: на корпусе электродвигателя (а); на корпусе редуктора (б)

**12. ШКИВЫ РЕМЕННЫХ ПЕРЕДАЧ**

Конструкции шкивов ременных передач зависят от их размеров, материала и типа передачи. Обычно при окружной скорости менее 30 м/с применяют литые шкивы из чугуна СЧ 15, СЧ 20. При окружной скорости до 40 м/с шкивы изготавливают литыми из стали 25Л. При диаметре  $d \leq 200$  мм шкивы изготавливают точеными из проката стали Ст3. Шкивы быстроходных передач могут быть изготовлены из легких алюминиевых сплавов АЛ-3, АЛ-5.

При малых диаметрах шкивы изготавливают сплошными, с отверстиями или без них, шкивы больших диаметров для уменьшения массы и удобства крепления изготавливают со спицами. Также применяют сварные и штампованные шкивы.

Сила трения в ременных передачах является одним из определяющих показателей качества передачи, т.е. свойства материалов поверхностей ремня и шкива имеют решающее влияние на тяговую способность передачи. Отсюда возникает ряд требований к этим поверхностям.

Чистота обработки рабочих поверхностей шкивов должна быть по возможности наивысшей. Обычно чистота обработки рабочей поверхности шкивов плоскоременной передачи назначается на уровне  $Ra = 1,0 \div 1,6$  по ГОСТ 2789-73, что достигается чистовой обработкой на металлорежущих станках. Более грубая обработка, большая шероховатость поверхности шкивов не улучшает условия трения, как это можно было бы предположить, так как в этом случае площадь поверхности соприкосновения ремня со шкивом гораздо меньше. Кроме того, при более грубой обработке резко повышается износ поверхностей ремня и шкива. Износ рабочей поверхности шкивов особенно неблагоприятно сказывается на работе клиноременной передачи, ремень которой в результате износа поверхности шкива изменяет свое положение в канавке шкива (переходит на меньший диаметр). Вследствие выпучивания рабочей поверхности клинового ремня при его изгибе, появления «бочкообразности» по соответствующей кривизне вырабатывается поверхность шкива, что приводит к интенсивному износу самого ремня. Шероховатость рабочей поверхности канавок шкивов клиноременной передачи  $Ra = 0,8 \div 1,25$ .

### 12.1. Шкивы плоскоременной передачи

Поверхность обода шкива плоскоременной передачи имеет форму цилиндра (рис. 31а). Для лучшей фиксации ремня на шкивах внешнюю поверхность обода одного из шкивов рекомендуется выполнять сферической (рис. 31б) или с двумя конусами (рис. 31в).

Величину выпуклости  $h$  принимают в зависимости от диаметра шкива  $d$  по табл. 43.

Таблица 43

Наружный диаметр и стрела выпуклости шкивов (ГОСТ 17383-73)

$d, \text{ мм}$	40...112	125...140	160...180	200...224	250...280	315...355
$h, \text{ мм}$	0,3	0,4	0,5	0,6	0,8	1,0

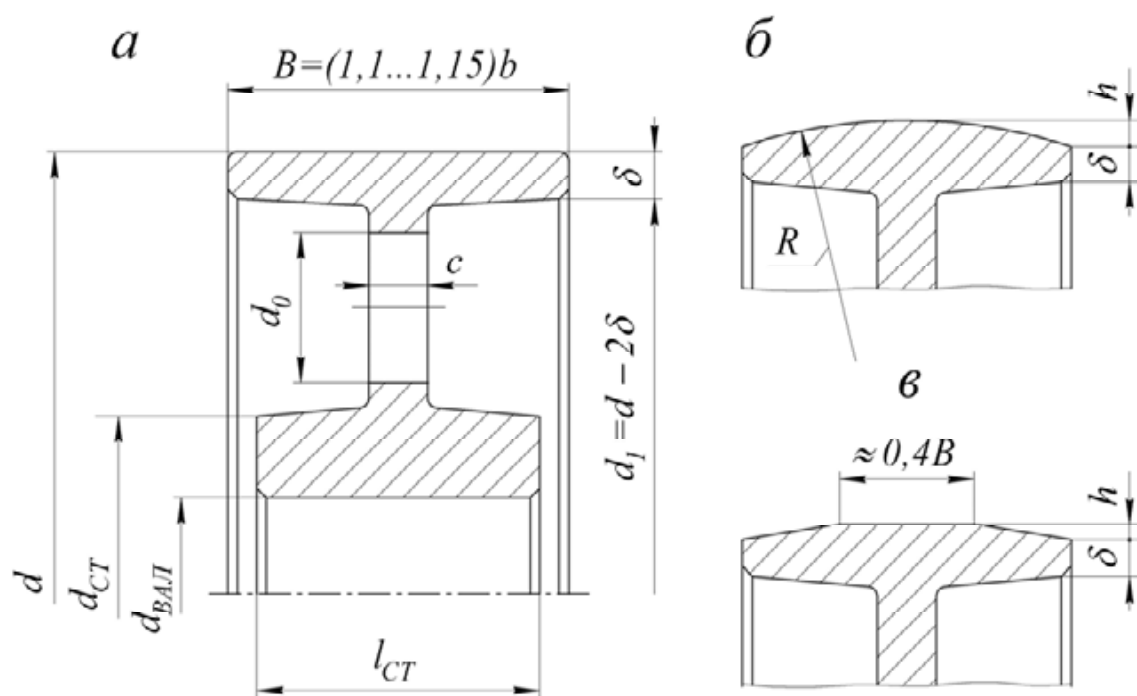


Рис. 31. Шкив плоскоременной передачи: *а* – конструкция шкива; *б* – сферическая форма обода шкива; *в* – с двумя конусами

Основные зависимости для конструирования шкивов плоскоременной передачи приведены в табл. 44.

Таблица 44

Размеры шкивов плоскоременных передач

Параметр	Расчетные формулы
Диаметр ступицы шкивов: чугунных стальных	$d_{CT} = 1,6 \cdot d_{ВАЛ} + 10$ $d_{CT} = 1,5 \cdot d_{ВАЛ} + 10$
Длина ступицы	$l_{CT} = (1,2...1,5) \cdot d_{ВАЛ}$
Толщина обода шкивов: чугунных стальных	$\delta = 0,02 \cdot (d + 2 \cdot B)$ $\delta = 0,016 \cdot (d + 2 \cdot B)$
Толщина диска шкивов	$c = (1,2...1,3) \cdot \delta$
Диаметр отверстия	$d_o \geq 25 \text{ мм}$

Конструкция шкива со спицами показана на рис.32.

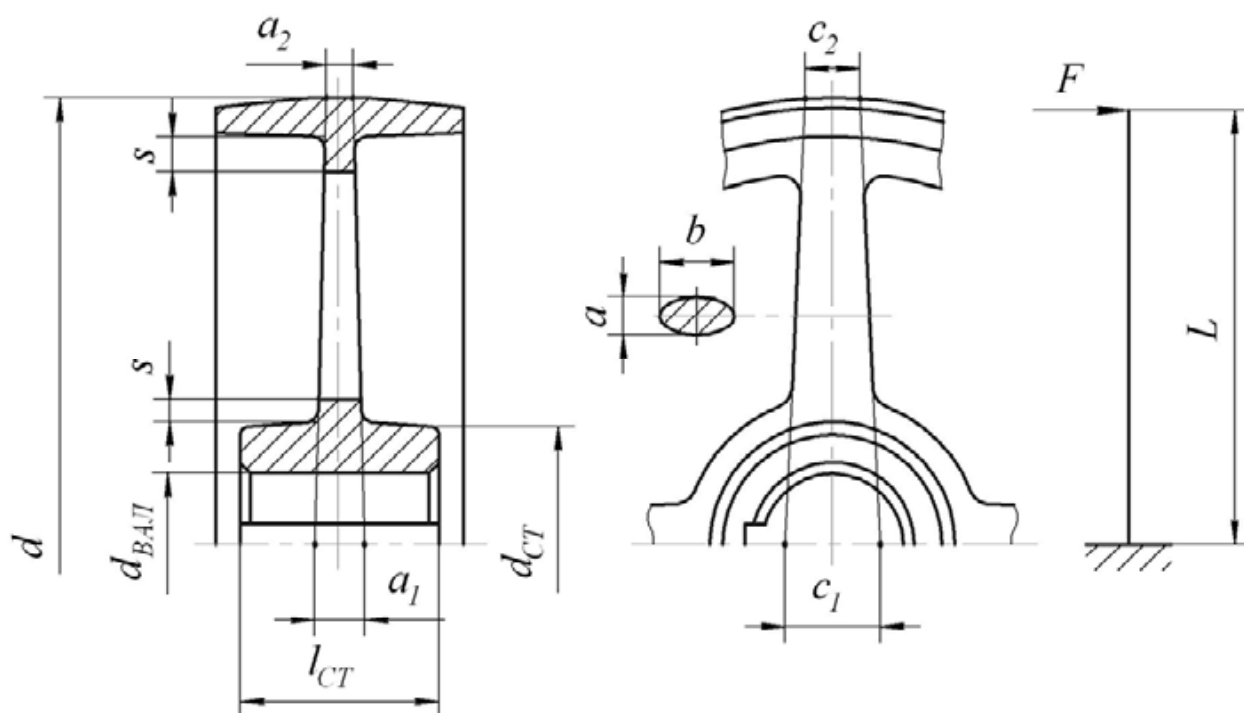


Рис.32. Конструкция шкива со спицами

Число спиц

$$n_{СП} = \left( \frac{1}{6} \dots \frac{1}{7} \right) \sqrt{d} \quad (n_{СП} \geq 3), \quad n_{СП} - \text{целое число.}$$

Размеры спиц эллиптического сечения (при расчетном числе спиц  $n'_{СП} = n_{СП}/3$ , при  $a/b = 0,4$ ) определяются из расчета прочности на изгиб при использовании в качестве расчетной схемы консольной балки по формуле

$$c_1 = \sqrt[3]{\frac{10^3 \cdot T}{0,013 \cdot n'_{СП} \cdot [\sigma]_И}}, \quad \text{мм}, \quad (66)$$

где  $T$  – вращающий момент на шкиве;  $[\sigma]_И$  – допускаемое напряжение при изгибе, для чугуна СЧ – 15  $[\sigma]_И = 30$  МПа.

Остальные размеры принимаются равными:  $c_2 = 0,8c_1$ ;  $a_1 = 0,4c_1$ ;  $a_2 = 0,8a_1$  ( $c_1, c_2, a_1, a_2$  – целые числа).

В высокоскоростных передачах ( $v > 40$  м/с) на шкивах выполняют кольцевые канавки, которые уменьшают «аэродинамический клин» между ремнем и поверхностью шкива, ослабляющий сцепление между ними.

## 12.2. Шкивы клиноременных передач

Шкивы клиноременных передач для ремней нормального сечения и узких ремней (ГОСТ Р 50641–94) на ободе имеют канавки по числу ремней.

Профиль канавок показан на рис. 33, основные размеры профиля приведены в табл. 45.

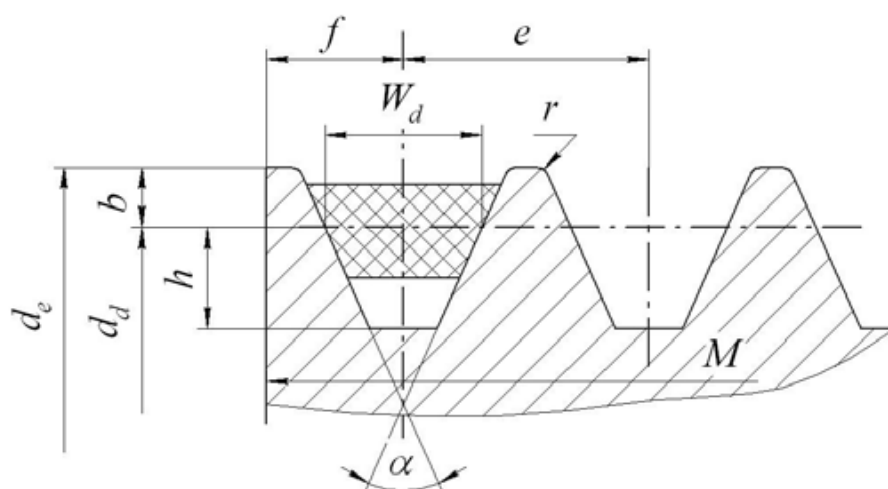


Рис.33. Профиль канавок шкивов:  $W_d$  — расчетная ширина канавки шкива;  $b$  — глубина канавки над расчетной шириной;  $d_d$  — расчетный диаметр шкива;  $h$  — глубина канавки ниже расчетной ширины;  $e$  — расстояние между осями канавок;  $f$  — расстояние между осью крайней канавки и ближайшим торцом шкива;  $\alpha$  — угол канавки шкива;  $d_e$  — наружный диаметр шкива;  $r$  — радиус закругления верхней кромки канавки шкива;  $M$  — ширина шкива

Глубина канавок шкивов должна быть такой, чтобы между внутренней поверхностью ремней и дном канавок сохранялся зазор. В то же время ремень не должен выступать за пределы наружного диаметра шкива, так как в этом случае кромки канавок быстро разрушают ремень. Рабочей поверхностью канавок являются боковые стороны. Для уменьшения износа ремней рабочую поверхность канавок полируют. При изгибе на шкиве профиль ремня искажается: ширина ремня в зоне растяжения уменьшается, а в зоне сжатия увеличивается. При этом угол профиля уменьшается. Если ремень, деформированный таким образом, расположить в канавке шкива с углом, равным углу профиля недеформированного ремня, то давление на его боковые грани распределится неравномерно. Долговечность ремня в этом случае уменьшится. В целях выравнивания давления углы канавок  $\alpha$  делают меньше угла профиля ремня: чем меньше диаметр шкива, тем меньше угол канавки. Для обычных условий работы значение угла канавки применяемых шкивов в зависимости от диаметра должно соответствовать значениям, приведенным в табл. 46. Значения минимальных исходных диаметров шкивов в зависимости от типов клиновых ремней приведены в табл.47.



Размеры профилей канавок шкивов для обычных и узких клиновых ремней,  
мм

Сечение ремня		$W_d$	$b_{min}$	$h_{min}$	$e$		$f_{min}$		$r$
Обыч- ный клино- вой ремень	Узкий кли- новой ре- мень				номи- нальное	пре- дельное откло- нение	номи- нальное	пре- дельное откло- нение	
<i>Z</i>	<i>SPZ</i>	8,5	2,0	$\frac{7,0}{9,0}$	12,0	$\pm 0,3$	7,0	$\pm 1,0$	0,5
<i>A</i>	<i>SPA</i>	11,0	2,75	$\frac{8,7}{11,0}$	15,0	$\pm 0,3$	9,0	$+2,0$ $-1,0$	1,0
<i>B</i>	<i>SPB</i>	14,0	3,5	$\frac{10,8}{14,0}$	19,0	$\pm 0,4$	11,5	$+2,0$ $-1,0$	1,0
<i>C</i>	<i>SPC</i>	19,0	4,8	$\frac{14,3}{19,0}$	25,5	$\pm 0,5$	16,0	$+2,0$ $-1,0$	1,5
<i>D</i>		27,0	8,1	19,9	37,0	$\pm 0,6$	23,0	$+3,0$ $-1,0$	2,0
<i>E</i>		32,0	9,6	23,4	44,5	$\pm 0,7$	28,0	$+4,0$ $-1,0$	2,0

Шкивы для клиновых ремней нормального сечения изготавливаются следующих типов (рис.34 – 38):

- 1 – монолитные с односторонней выступающей ступицей;
- 2 – монолитные с односторонней выточкой;
- 3 – монолитные с односторонней выточкой и выступающей ступицей;
- 4 – с диском и ступицей, выступающей с одного торца обода;
- 5 – с диском и ступицей, укороченной с одного торца ступицы;
- 6 – с диском и ступицей, выступающей с одного и укороченной с другого торца ступицы;
- 7 – со спицами и ступицей, выступающей с одного торца обода;
- 8 – со спицами и ступицей, укороченной с одного торца обода;
- 9 – со спицами и ступицей, выступающей с одного и укороченной с другого торца обода.

Шкивы типов 1 – 3 предназначены для клиновых ремней с сечениями *Z*, *A*; типов 4 – 9 – для клиновых ремней с сечениями *Z*, *A*, *B*, *C*, *D*, *E*, *EO* по ГОСТ 1284.1– 89.

Ширину шкива вычисляют по формуле

$$M = (n - 1) \cdot e + 2f,$$

где  $n$  – число ремней в передаче.

Наружный диаметр шкива вычисляют по формуле

$$d_e = d_d + 2b.$$

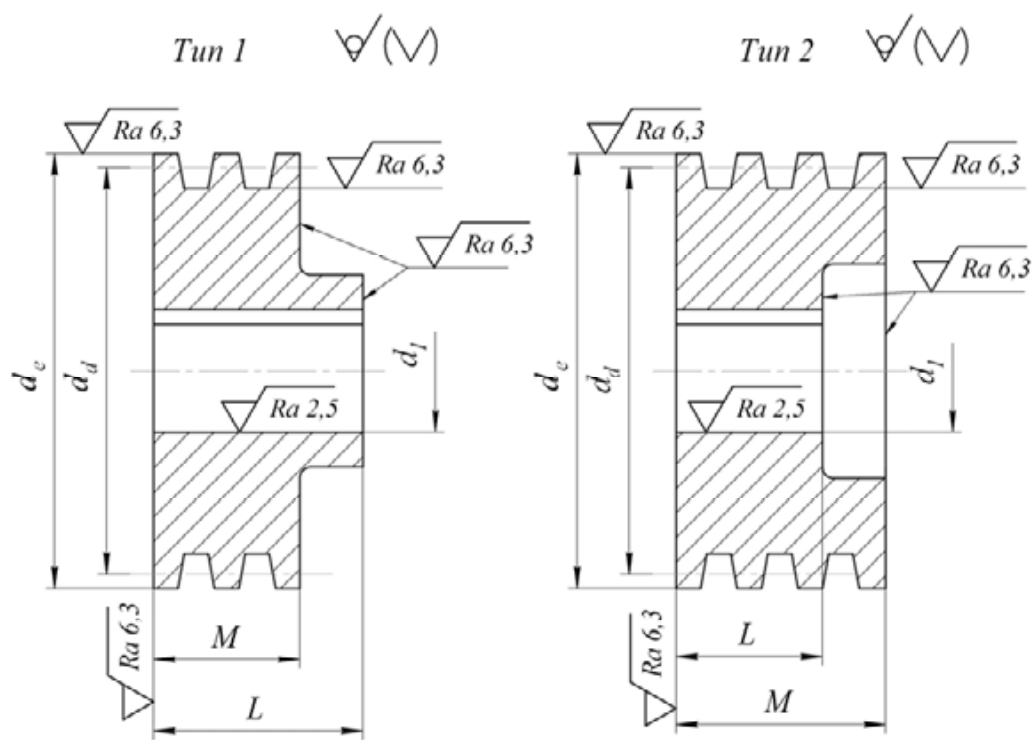


Рис. 34. Конструкции шкивов типов 1 и 2

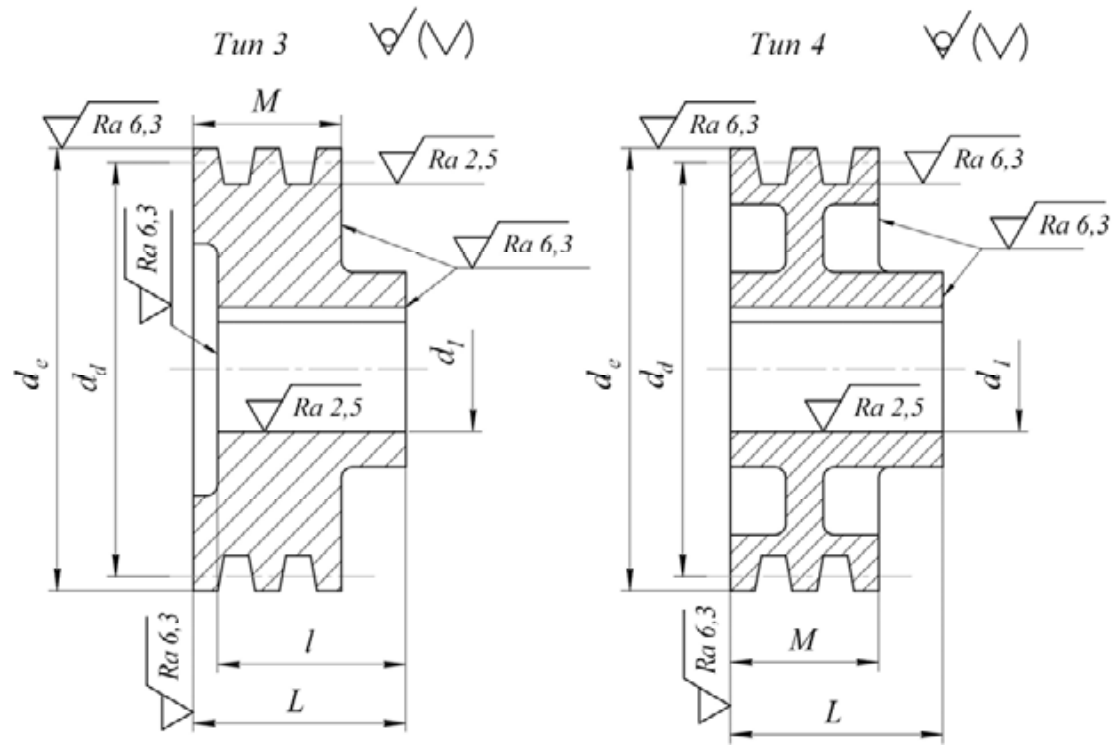


Рис. 35. Конструкции шкивов типов 3 и 4

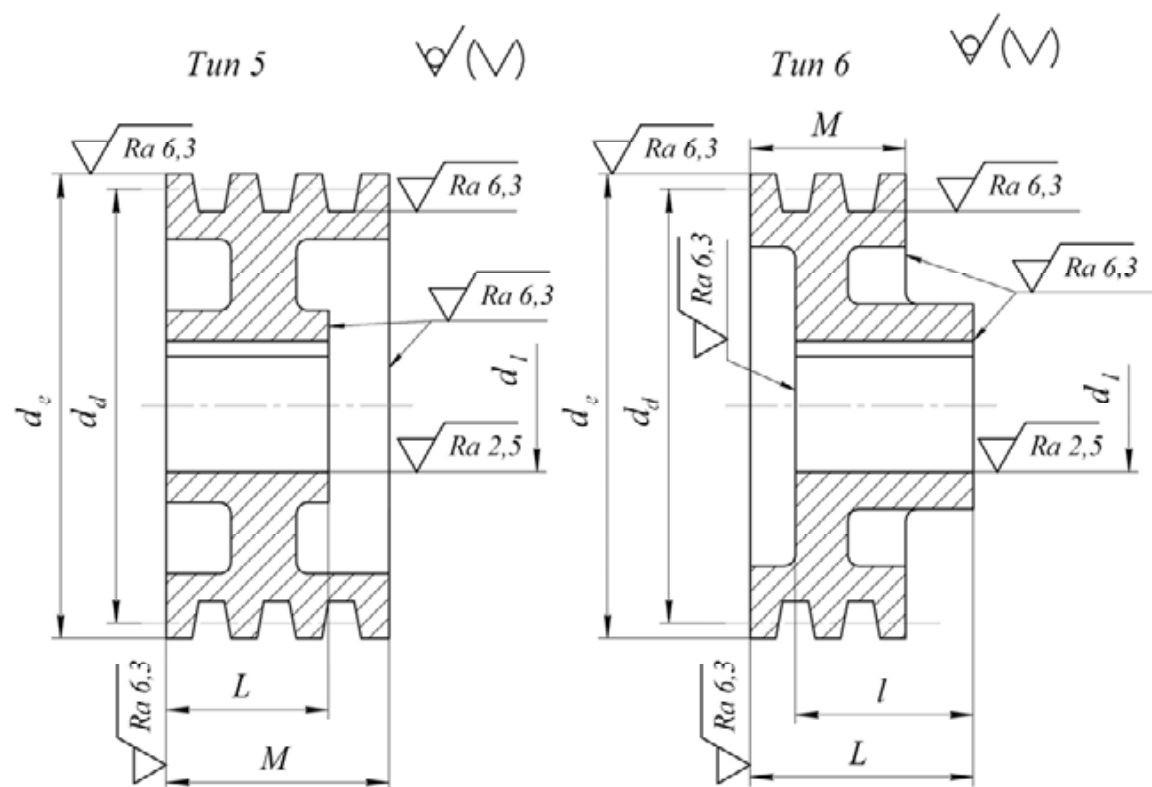


Рис.36. Конструкции шкивов типов 5 и 6

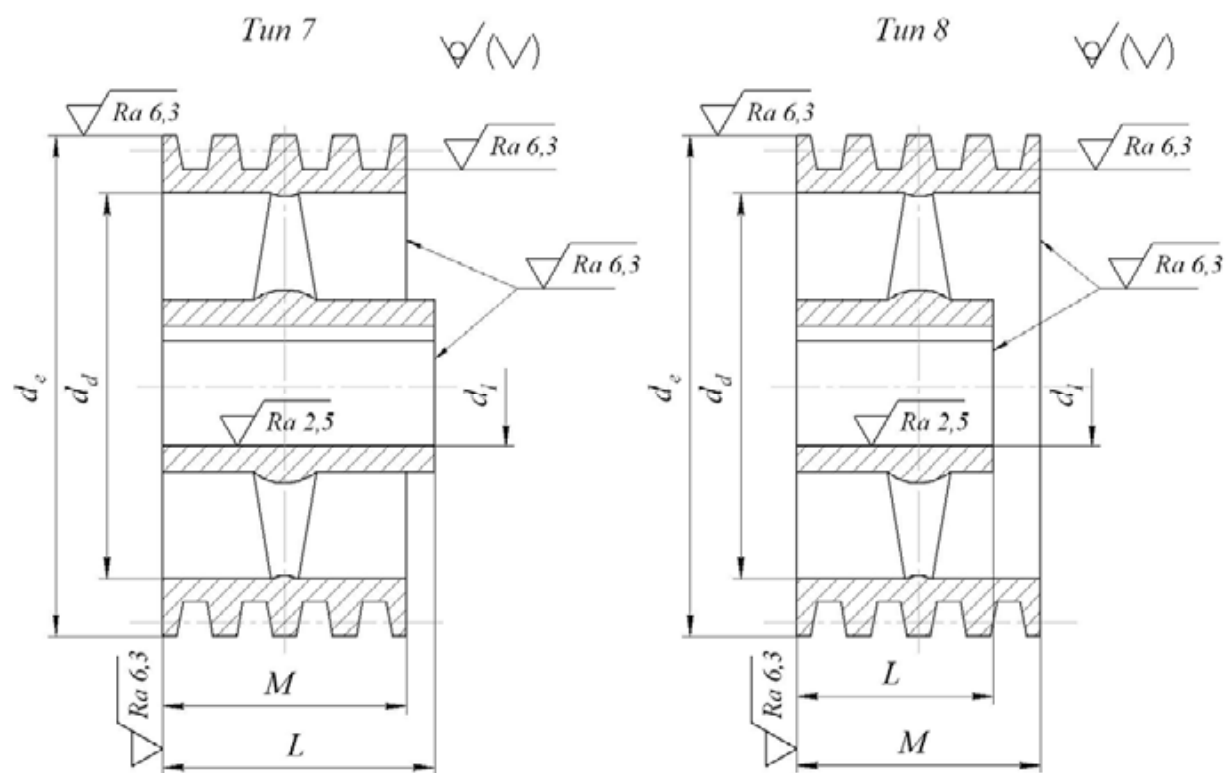


Рис. 37. Конструкции шкивов типов 7 и 8

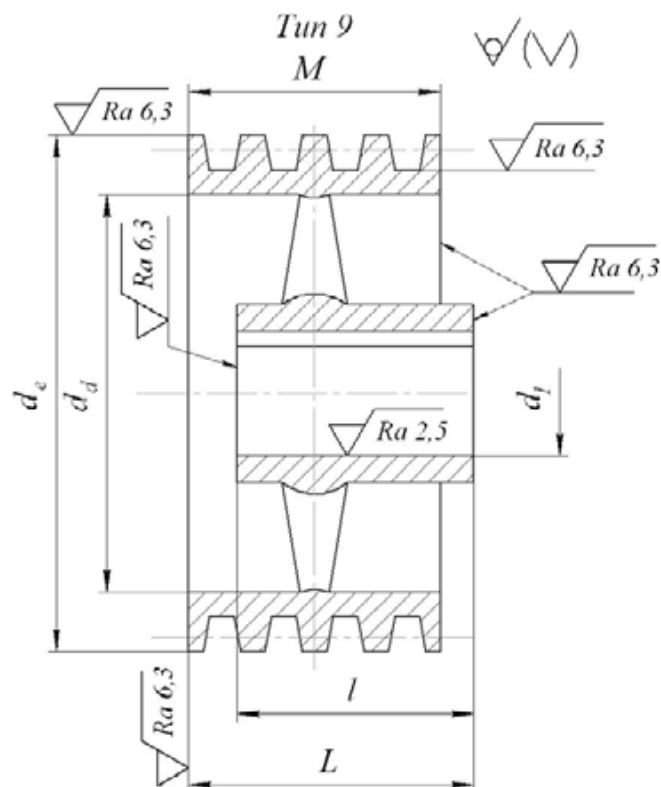


Рис. 38. Конструкция шкива типа 9

Таблица 46

Значение углов канавок при данных исходных диаметрах

Профиль канавки		$d_d$ , мм для $\alpha$			
обычные клиновые ремни	узкие клино- вые ремни	32°	34°	36°	38°
<i>Z</i>	SPZ	–	≤ 80	–	> 80
<i>A</i>	SPA	–	≤ 118	–	> 118
<i>B</i>	SPB	–	≤ 190	–	> 190
<i>C</i>	SPC	–	≤ 315	–	> 315
<i>D</i>		–	–	≤ 475	> 475
<i>E</i>		–	–	≤ 600	> 600

Таблица 47

Значения минимальных исходных диаметров шкивов в зависимости от типов клиновых ремней

Профиль канавки	<i>Z</i>	<i>A</i>	<i>B</i>	<i>C</i>	<i>D</i>	<i>E</i>	<i>SPZ</i>	<i>SPA</i>	<i>SPB</i>	<i>SPC</i>
Минимальный диаметр $d_{d\ min}$ , мм	50	75	125	200	355	500	63	90	140	224

Обозначение шкивов строится следующим образом:

*Шкив  $X_1 X_2 X_3 X_4 X_5 X_6 X_7$ ,*

где  $X_1$  – тип шкива;  $X_2$  – сечение ремня;  $X_3$  – число канавок шкива;  $X_4$  – расчетный диаметр шкива;  $X_5$  – диаметр посадочного отверстия;  $X_6$  – марка материала;  $X_7$  – обозначение стандарта на шкив.

Пример условного обозначения шкива для приводных клиновых ремней типа 1, с сечением  $A$ , с тремя канавками, расчетным диаметром  $d_d = 224$  мм, с цилиндрическим посадочным отверстием  $d_f = 28$  мм, из чугуна марки  $СЧ 20$ :

*Шкив 1 A 3.224.28.СЧ 20 ГОСТ 20889–88.*

То же с коническим посадочным отверстием

*Шкив 1 A 3.224.28K.СЧ 20 ГОСТ 20889–88.*

### 12.3. Шкивы поликлиновых передач

Профиль канавок шкива поликлиновой ременной передачи показан на рис.39. Размеры профиля канавок приведены в табл.48. В остальном конструкция шкивов подобна конструкции шкивов для клиновых ремней.

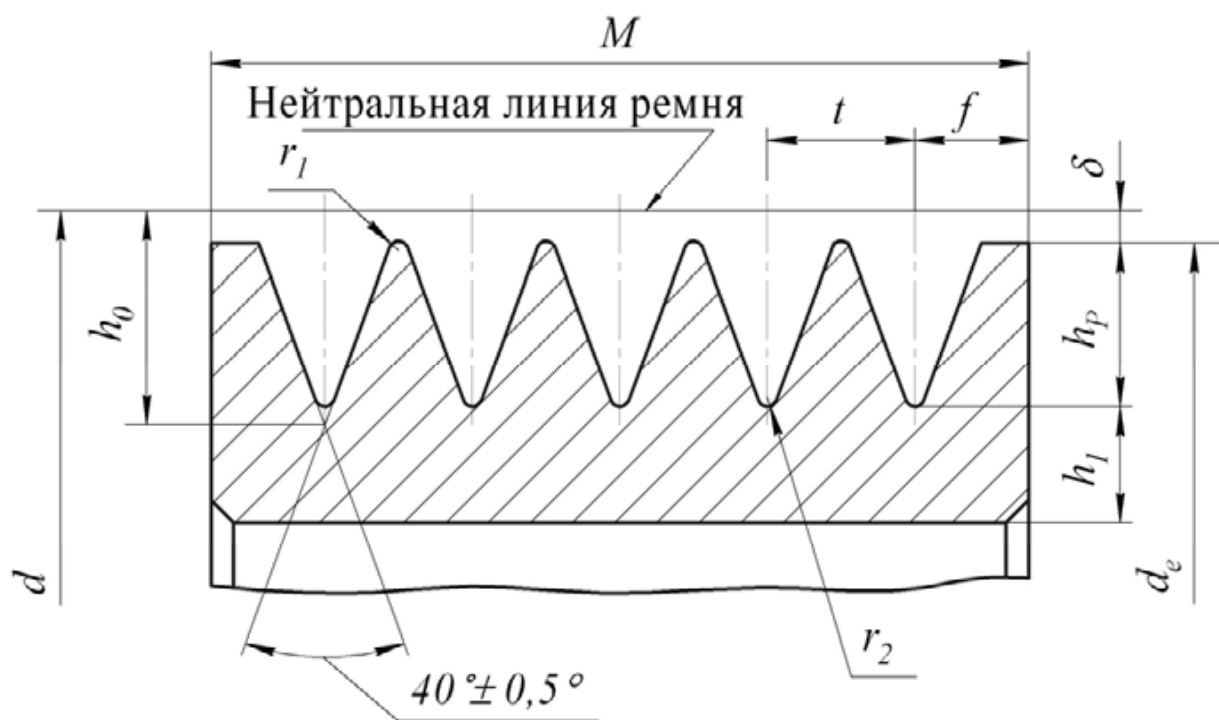


Рис. 39. Профиль канавок шкивов для поликлиновых ремней

Размеры профиля канавок для шкивов поликлиновых передач

Конструкция шкива при $d$ , мм	Сечение ремня	Размеры профиля канавок шкива, мм							
		$t^*$	$t(z-1)^{**}$	$h_0$	$h_1$	$\delta$	$f$	$r_1$	$r_2$
До 90 мм – монолитная	К	$2,4 \pm 0,03$	$\pm 0,10$	3,30	5,0	1,0	3,5	0,3	0,2
90 – 200 – с диском	Л	$4,8 \pm 0,04$	$\pm 0,15$	6,60	6,0	2,4	5,5	0,5	0,4
Св. 200 – со спицами	М	$9,6 \pm 0,05$	$\pm 0,20$	13,05	7,5	3,5	10	0,8	0,6

\* Допускается отклонение  $t$  для 2 соседних канавок.

\*\* Суммарное допускаемое отклонение для 9 канавок  $t(z-1)$  ( $z=10$ ). Для ремней с числом ребер  $z < 10$  суммарное допускаемое отклонение пропорционально уменьшается.

#### 12.4. Шкивы зубчато-ременных передач

Шкив передачи представляет собой зубчатое колесо, головки зубьев которого срезаны до диаметра, меньшего диаметра делительной окружности (делительная окружность шкива совпадает с нейтральным слоем ремня).

Шкивы выполняют с рабочей шириной, на один модуль большей, чем ширина ремня. На малом шкиве выполняют один или два фланца (рис.40), удерживающие ремень от бокового спадания, а в передачах с вертикальным расположением осей валов и при  $u \geq 3$  делают фланцы на обоих шкивах.

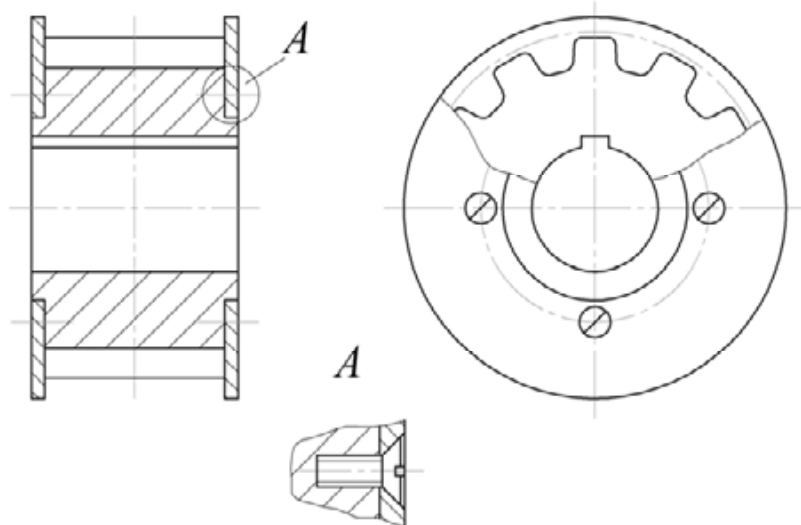


Рис.40. Шкив зубчато-ременной передачи с фланцами

Зубья на шкивах нарезают специальными фрезами методом обкатки.

Конструкция шкива для ремня с зубьями трапецеидального профиля показана на рис.41. Размеры впадин шкива приведены в табл.49.

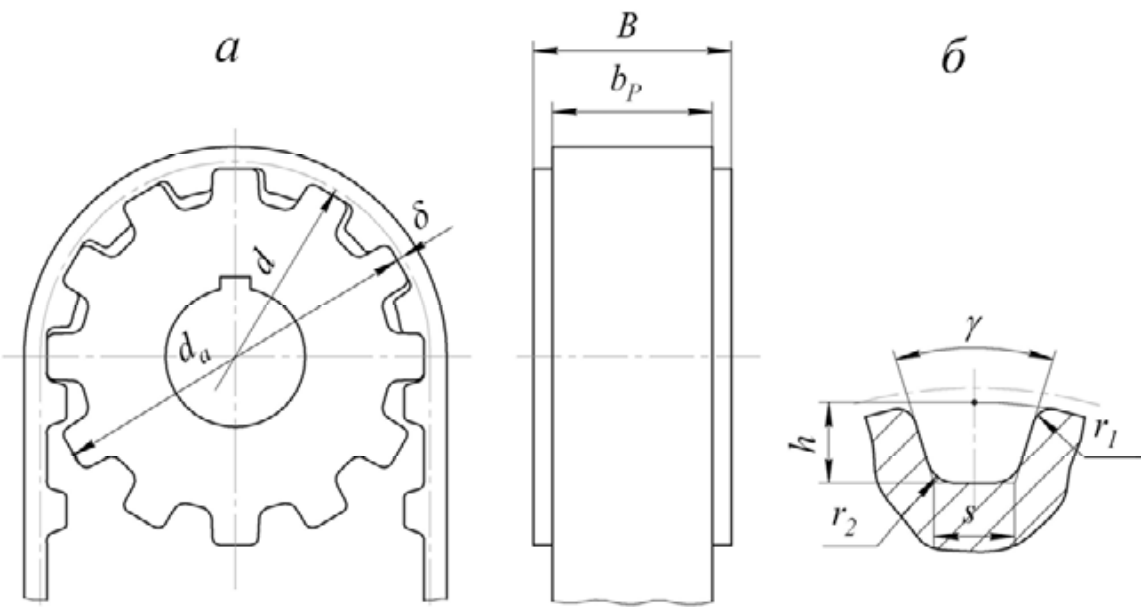


Рис. 41. Шкив зубчато-ременной передачи с зубьями трапецеидального профиля (а) и профиль впадины (б)

Таблица 49

Размеры впадин зубчато-ременной передачи с зубьями трапецеидального профиля (ОСТ 38.05114 – 76)

$m$	$s$	$h$	$r_1$	$r_2$	$\gamma$ ,	Число зубьев
мм					град	шкива $z$
1,0	1,0	1,3	0,3	0,3	50	12 – 100
1,5	1,5	1,8	0,4	0,4		10 – 100
2,0	1,8	2,2	0,5	0,5		10 – 115
3,0	3,2	3,0	0,7	1,0	40	10 – 120
4,0	4,0	4,0	1,0	1,3		14 – 120
5,0	4,8	5,0	1,5	2,0		14 – 120
7,0	7,5	8,5	2,5	3,0		17 – 120
10,0	11,5	12,5	3,0	3,5		17 – 85

Конструкция шкива для ремня с зубьями полукруглого профиля показана на рис. 42. Размеры впадин приведены в табл.50.

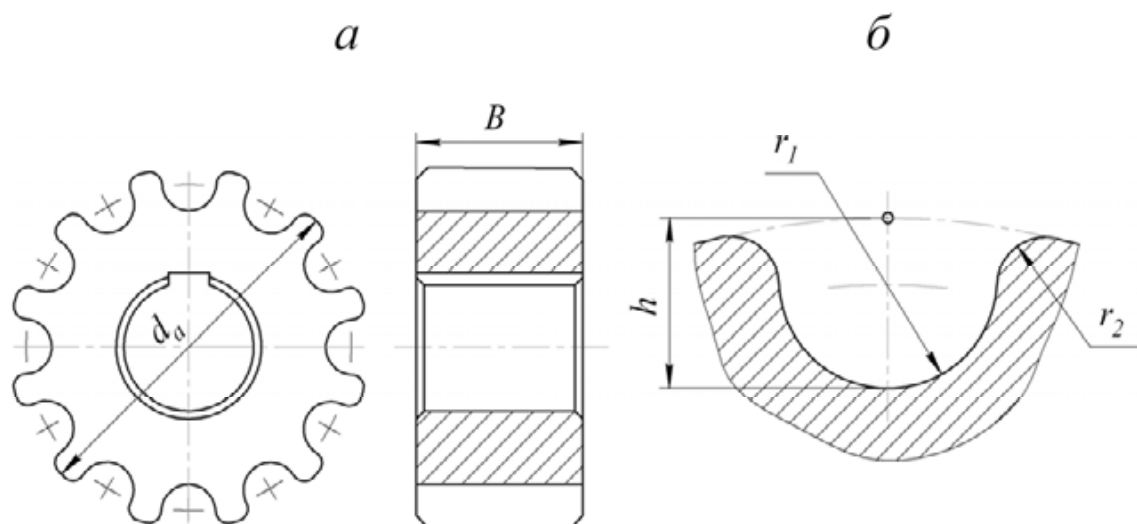


Рис. 42. Шкив зубчато-ременной передачи с зубьями полукруглого профиля (а) и его сечение (б)

Таблица 50

Размеры впадин шкива зубчато-ременной передачи с зубьями полукруглого профиля, мм

$m$	$r_1$	$h$	$r_2$
3	2,7	4,05	1,2
4	3,7	5,05	1,4
5	4,75	6,05	1,75

13. ПРИМЕРЫ РАСЧЕТОВ РЕМЕННЫХ ПЕРЕДАЧ

Пример 1.

Рассчитать клиноременную передачу при следующих исходных данных: мощность на ведущем валу  $P_1 = 3$  кВт; частота вращения ведущего вала  $n_1 = 1450$  мин<sup>-1</sup>; передаточное отношение  $i = 1,5$ . Условия работы: режим работы средний - умеренные колебания нагрузки, двухсменная работа; требуемый ресурс работы - не менее 2000 ч.

Расчет.

Расчетная передаваемая мощность

$$P = P_1 \cdot C_p = 3 \cdot 1,2 = 3,6 \text{ кВт.}$$



По данной мощности и частоте вращения ведущего вала, ориентируясь на номограмму рис. 18, выбираем ремень  $A$ , для которого производим расчёты.

Из табл. 12 и 29 для ремня  $A$ : площадь поперечного сечения  $S = 81 \text{ мм}^2$ ; высота сечения (толщина ремня)  $T = 8,0 \text{ мм}$ .

Для ремня сечения  $A$  минимальное значение диаметра ведущего шкива составляет  $d_{1min} = 90 \text{ мм}$  (табл. 16). В соответствии с рекомендациями выбираем из стандартного ряда диаметр ведущего шкива на 3 значения больше, чем минимально допустимый. Окончательное значение расчетного диаметра ведущего шкива:  $d_1 = 125 \text{ мм}$ .

Скорость ремня

$$V = \frac{\pi \cdot d_1 \cdot n_1}{60 \cdot 10^3} = \frac{3,14 \cdot 125 \cdot 1450}{6 \cdot 10^4} \approx 9,5 \text{ м/с}.$$

Расчетное значение диаметра  $d_2$  определяется по формуле

$$d_2 = d_1 \cdot (1 - \xi) \cdot i$$

Принимаем значение коэффициента упругого скольжения  $\xi = 0,02$ , при этом диаметр ведомого шкива составит

$$d_2 = 125 \cdot (1 - 0,02) \cdot 1,5 = 183,8 \text{ мм}.$$

Окончательно принятая величина в соответствии со стандартными значениями диаметров шкивов:  $d_2 = 190 \text{ мм}$ .

Фактическое передаточное число с учётом упругого скольжения  $\xi=0,02$

$$i = \frac{d_2}{d_1 \cdot (1 - \xi)} = \frac{190}{125(1 - 0,02)} \approx 1,55.$$

Пределы выбора межосевого расстояния  $a$ :

$$a_{min} = 0,7 \cdot (d_1 + d_2) = 0,7 \cdot (125 + 190) = 220,5 \text{ мм};$$

$$a_{max} = 2 (d_1 + d_2) = 2 (125 + 190) = 630 \text{ мм}.$$

Для увеличения долговечности ремней рекомендуемое значение относительного межосевого расстояния с учетом принятого передаточного отношения будет

$$a' = 2 \frac{d_2}{\sqrt[3]{i}} = 2 \frac{190}{\sqrt[3]{1,55}} \approx 328 \text{ мм}.$$

Расчётная длина ремня  $L_p$

$$L_p = 2a + \frac{\pi}{2}(d_1 + d_2) + \frac{(d_2 - d_1)^2}{4a} =$$

$$= 2 \cdot 328 + \frac{3,14}{2}(125 + 190) + \frac{(190 - 125)^2}{4 \cdot 328} \approx 1154 \text{ мм.}$$

Принимаем стандартное значение длины ремня  $L_p = 1180$  мм.

Окончательное значение межосевого расстояния

$$a = \frac{2L_p - \pi(d_1 + d_2) + \sqrt{[2L_p - \pi(d_1 + d_2)]^2 - 8(d_2 - d_1)^2}}{8} =$$

$$= \frac{2 \cdot 1180 - 3,14 \cdot (125 + 190) + \sqrt{[2 \cdot 1180 - 3,14(125 + 190)]^2 - 8(190 - 125)^2}}{8} =$$

$$= 341 \text{ мм}$$

Угол обхвата меньшего шкива

$$\alpha_1 = 180^\circ - 57^\circ \frac{d_2 - d_1}{a} = 180^\circ - 57^\circ \frac{190 - 125}{341} = 169^\circ.$$

Частота пробегов ремня в секунду

$$v = \frac{v \cdot 10^3}{L_p} = \frac{9,5 \cdot 10^3}{1180} = 8,1 \text{ с}^{-1}.$$

Необходимое число ремней

$$K = \frac{P_{НОМ} \cdot C_p}{P_0 \cdot C_\alpha \cdot C_L \cdot C_K} = \frac{3 \cdot 1,2}{2,19 \cdot 0,98 \cdot 0,9 \cdot 0,8} \approx 2,3,$$

где коэффициент числа ремней в передаче предварительно принимаем  $C_K = 0,8$  (для числа ремней  $K = 3$ ). Окончательно принимаем  $K=3$ .

Усилие предварительного натяжения одного ремня

$$F_0 = 500 \cdot \frac{(2,5 - C_\alpha) \cdot P_{НОМ} \cdot C_p}{C_\alpha \cdot v \cdot K} + m_n \cdot v^2 =$$

$$= 500 \frac{(2,5 - 0,98) \cdot 3 \cdot 1,2}{0,98 \cdot 9,5 \cdot 3} + 0,1 \cdot 9,5^2 \approx 107 \text{ Н.}$$

Усилие предварительного натяжения всех ремней

$$F = F_0 \cdot K = 107 \cdot 3 = 321 \text{ Н.}$$

Усилие, действующее на валы от натяжения всех ветвей ремня

$$F_B \approx 2 \cdot F \sin (\alpha/2) = 2 \cdot 321 \cdot \sin (169^\circ/2) = 639 \text{ Н.}$$

Пример 2.

Рассчитать зубчато-ременную передачу при следующих исходных данных:  $P_I = 10,5$  кВт,  $n_1 = 730$  об/мин; режим работы тяжелый в две смены; передаточное число  $u = 3$ .

Расчет.

Расчетная мощность при коэффициенте режима работы  $C_P = 1,3$  (табл.15) равна

$$P_{IP} = P_I \cdot C_P = 10,5 \cdot 1,3 = 13,6 \text{ кВт.}$$

Модуль ремня с трапецеидальным профилем равен

$$m = 3,5 \sqrt[3]{\frac{10^3 \cdot P_{IP}}{n_1}} = 3,5 \cdot \sqrt[3]{\frac{10^3 \cdot 13,6}{730}} = 9,28 \text{ мм.}$$

Принимаем  $m = 10$  мм.

Число зубьев ведущего шкива при  $n_1 = 730$  об/мин и  $m = 10$  мм принимаем по табл. 39  $z_1 = 22$ .

Число зубьев ведомого шкива  $z_2 = u \cdot z_1 = 3 \cdot 22 = 66$ .

Диаметры делительных окружностей шкивов:

$$d_1 = m \cdot z_1 = 10 \cdot 22 = 220 \text{ мм;}$$

$$d_2 = m \cdot z_2 = 10 \cdot 66 = 660 \text{ мм.}$$

Минимальное значение межосевого расстояния

$$a_{min} = 0,5 \cdot (d_1 + d_2) + C = 0,5 \cdot (220 + 660) + 3 \cdot 10 = 470 \text{ мм.}$$

Принимаем  $a = 500$  мм.

Предварительно определяем длину ремня

$$\begin{aligned} L' &= 2a + \frac{\pi(d_1 + d_2)}{2} + \frac{(d_2 - d_1)^2}{4a} = \\ &= 2 \cdot 500 + \frac{3,14 \cdot (220 + 660)}{2} + \frac{(660 - 220)^2}{4 \cdot 500} \approx 2478 \text{ мм.} \end{aligned}$$

Число зубьев ремня

$$z_P = L' / (\pi \cdot m) = 2478 / (3,14 \cdot 10) = 78,9.$$

Принимаем по табл.40  $z_P = 80$ .

$$\text{Действительная длина ремня } L = z_P \cdot \pi \cdot m = 80 \cdot 3,14 \cdot 10 = 2512 \text{ мм.}$$

Уточненное значение межосевого расстояния

$$a = \frac{1}{8} \left[ 2L - \pi(d_1 + d_2) + \sqrt{[2L - \pi(d_1 + d_2)]^2 - 8(d_2 - d_1)^2} \right] =$$

$$= \frac{1}{8} \left[ 2 \cdot 2512 - 3,14 \cdot (220 + 660) + \sqrt{[2 \cdot 2512 - 3,14 \cdot (220 + 660)]^2 - 8(660 - 220)^2} \right] =$$

$$= 518,53 \text{ мм.}$$

Число зубьев ремня в пределах угла обхвата с ведущим шкивом

$$z_0 = z_1 \cdot \frac{180^\circ - 57,3^\circ \cdot \frac{d_2 - d_1}{a}}{360^\circ} = 22 \cdot \frac{180 - 57,3 \cdot \frac{660 - 220}{518,53}}{360} \approx 8.$$

Окружная скорость ремня

$$v = \frac{\pi \cdot d_1 \cdot n_1}{60 \cdot 1000} = \frac{3,14 \cdot 220 \cdot 730}{60 \cdot 1000} = 8,4 \text{ м/с.}$$

Расчетная окружная сила  $F_{tP} = P_{tP} / v = 13,6 / 8,4 \approx 1,62 \text{ кН.}$

Номинальная допускаемая удельная окружная сила по табл.34:

$$w_0 = 42 \text{ Н/мм.}$$

Расчетная удельная окружная сила

$$w = w_0 \cdot K_{PL} \cdot K_{z0} = 42 \cdot 1 \cdot 1 = 42 \text{ Н / мм.}$$

Расчетная допускаемая удельная окружная сила

$$[w] = w - q \cdot V^2 = 42 - 0,011 \cdot 8,4^2 = 41,2 \text{ Н/мм.}$$

Расчетная ширина ремня

$$b' = F_{tP} / [w] = 1620 / 41,2 = 39,3 \text{ мм.}$$

Фактическая ширина ремня

$$b = b' / K_{III} = 39,3 / 1,05 = 37,4 \text{ мм.}$$

Принимаем по табл.40  $b = 50 \text{ мм.}$

Удельная податливость

$$\lambda_0 = \frac{\lambda}{b} = \frac{0,0016}{50} = 3,2 \cdot 10^{-5} \text{ мм/Н.}$$

Поправки на диаметры вершин зубьев

$$K_1 = 0,2 \cdot F_{tP} \cdot \lambda_0 \cdot z_1 = 0,2 \cdot 1620 \cdot 3,2 \cdot 10^{-5} \cdot 22 \approx 0,228 \text{ мм};$$

$$K_2 = 0,2 \cdot F_{tP} \cdot \lambda_0 \cdot z_2 = 0,2 \cdot 1620 \cdot 3,2 \cdot 10^{-5} \cdot 66 \approx 0,684 \text{ мм}.$$

Диаметры вершин зубьев

$$d_{a1} = d_1 - 2 \cdot \delta + K_1 = 220 - 2 \cdot 0,8 + 0,228 = 218,628 \text{ мм};$$

$$d_{a2} = d_2 - 2 \cdot \delta - K_2 = 660 - 2 \cdot 0,8 - 0,684 = 657,716 \text{ мм}.$$

Начальное натяжение ремня

$$F_0 = 0,1 \cdot F_{tP} + q \cdot v^2 \cdot b = 0,1 \cdot 1620 + 0,011 \cdot 8,4^2 \cdot 40 = 193 \text{ Н}.$$

Сила, действующая на валы:

$$F_B = 1,5 F_{tP} = 1,5 \cdot 1620 = 2430 \text{ Н}.$$

Пример 3.

Рассчитать плоскоремennую передачу по следующим данным: мощность на ведущем валу  $P_1=7$  кВт; частота вращения  $n_1=1440$  об/мин; передаточное отношение  $i=3$ . Пусковая нагрузка – до 130 % номинальной, колебания рабочей нагрузки – умеренные; наклон межосевой линии к горизонту  $30^\circ$ ; натяжение ремня производится перемещением двигателя. Передача работает в сухом помещении, работа односменная.

Расчет.

В качестве гибкой связи выбираем прорезиненный кордтканевый ремень. Диаметр меньшего шкива определяем по формуле

$$d_1 = (1100 \dots 1300) \sqrt[3]{\frac{P_1}{n_1}} = (1100 \dots 1300) \sqrt[3]{\frac{7}{1440}} = (176 \dots 218) \text{ мм}.$$

Принимаем  $d_1=250$  мм.

Диаметр ведомого шкива при коэффициенте упругого скольжения  $\xi=0,01$ :

$$d_2 = d_1 \cdot i \cdot (1 - \xi) = 250 \cdot 3 \cdot (1 - 0,01) \approx 742,5 \text{ мм}.$$

Принимаем  $d_2=710$  мм.

Уточняем передаточное отношение

$$i = \frac{d_2}{d_1 \cdot (1 - \xi)} = \frac{710}{250 \cdot (1 - 0,01)} = 2,87.$$

Рекомендуемое межосевое расстояние

$$a' = (1,5 \div 2,0) (d_1 + d_2) = (1,5 \div 2,0)(250 + 710) = 1440 \div 1920 \text{ мм.}$$

Принимаем  $a' = 1600$  мм.

Предварительно определяем длину ремня

$$\begin{aligned} L' &= 2a' + \frac{\pi(d_1 + d_2)}{2} + \frac{(d_2 - d_1)^2}{4a} = \\ &= 2 \cdot 1600 + \frac{3,14 \cdot (250 + 710)}{2} + \frac{(710 - 250)^2}{4 \cdot 1600} \approx 4740 \text{ мм.} \end{aligned}$$

Скорость ремня

$$v = \frac{\pi \cdot d_1 \cdot n_1}{60 \cdot 1000} = \frac{3,14 \cdot 250 \cdot 1440}{60 \cdot 1000} \approx 18,8 \text{ м/с.}$$

Минимальная длина ремня составляет

$$L_{min} = \frac{v}{[v]} = \frac{18,8}{15} \approx 1,3 \text{ м.}$$

Поэтому окончательно принимаем  $L = 4750$  мм.

Уточняем значение межосевого расстояния

$$\begin{aligned} a &= \frac{1}{8} \left[ 2L - \pi(d_1 + d_2) + \sqrt{[2L - \pi(d_1 + d_2)]^2 - 8(d_2 - d_1)^2} \right] = \\ &= \frac{1}{8} \left[ 2 \cdot 4750 - 3,14 \cdot (250 + 710) + \sqrt{[2 \cdot 4750 - 3,14 \cdot (250 + 710)]^2 - 8(710 - 250)^2} \right] = \\ &= 1605 \text{ мм.} \end{aligned}$$

Для прорезиненного ремня принимаем отношение

$$\frac{\delta}{d_{1min}} = \frac{1}{40}$$

и находим толщину ремня

$$\delta = d_1 \frac{\delta}{d_{1min}} = 250 \cdot \frac{1}{40} = 6,25 \text{ мм.}$$

Окончательно принимаем прорезиненный ремень из ткани Б-820 с обкладками толщиной 6 мм с четырьмя прокладками.

Принимаем начальное напряжение в ремне  $\sigma_0 = 1,8$  МПа и находим приведенное полезное напряжение

$$[\sigma_F]_0 = A - W \frac{\delta}{d_1} = 2,5 - 10,0 \frac{6}{250} = 2,26 \text{ МПа.}$$

Угол обхвата ремнем ведущего шкива

$$\alpha_1 = 180^\circ - \frac{d_2 - d_1}{a} \cdot 57^\circ = 180^\circ - \frac{710 - 250}{1604} \cdot 57^\circ \approx 164^\circ.$$

Допускаемое полезное напряжение для условий работы передачи равно

$$[\sigma_F] = [\sigma_F]_0 \cdot C_0 \cdot C_1 \cdot C_2 \cdot C_3 = 2,26 \cdot 1,0 \cdot 0,95 \cdot 0,95 \cdot 0,9 \approx 1,84 \text{ МПа,}$$

где  $C_0 = 1,0$  (см. табл. 6);  $C_1 = 0,95$  (см. табл. 7);  $C_2 = 0,95$  (см. табл. 8);  $C_3 = 0,9$  (см. табл. 9).

Окружная сила

$$F_t = \frac{10^3 \cdot P_1}{v} = \frac{10^3 \cdot 7}{18,8} \approx 372 \text{ Н.}$$

Требуемая ширина ремня

$$b = \frac{F_t}{\delta \cdot [\sigma_F]} = \frac{372}{6 \cdot 1,84} \approx 33,7 \text{ мм.}$$

Найденное значение округляем до большего стандартного  $b = 80$  мм (см. табл. 10).

Напряжения в ремне от рабочего натяжения

$$\sigma_1 = \sigma_0 + \frac{F_t}{2b \cdot \delta} = 1,8 + \frac{372}{2 \cdot 80 \cdot 6} \approx 2,19 \text{ МПа.}$$

Напряжение изгиба

$$\sigma_{\text{и}} = E \frac{\delta}{d_1} = 150 \cdot \frac{6}{250} = 3,6 \text{ МПа.}$$

Напряжение от центробежной силы

$$\sigma_{\text{ц}} = \rho \cdot v^2 \cdot 10^{-6} = 1250 \cdot 18,8^2 \cdot 10^{-6} = 0,44 \text{ МПа.}$$

Максимальное напряжение в ремне

$$\sigma_{\text{max}} = \sigma_1 + \sigma_{\text{и}} + \sigma_{\text{ц}} = 2,19 + 3,6 + 0,44 \approx 6,23 \text{ МПа.}$$

Условие прочности выполняется, так как  $\sigma_{\text{max}} < [\sigma] = 7$  МПа.

Расчетная долговечность ремня равна

$$L_h = \frac{N_0}{7200 \cdot u} \left( \frac{\sigma_N}{\sigma_{max}} \right)^m \cdot v_1 \cdot v_2 = \frac{10^7}{7200 \cdot 4} \left( \frac{7,5}{6,23} \right)^6 \cdot 1,63 \cdot 1,0 \approx 1723 \text{ ч},$$

где коэффициенты  $v_1$  и  $v_2$  для заданных условий работы равны

$$v_1 = 1,5 \sqrt[3]{i} - 0,5 = 1,5 \sqrt[3]{2,87} - 0,5 \approx 1,63;$$

$$v_2 = 1,0;$$

число пробегов

$$u = v/L = 18,8 / 4,750 \approx 4 \text{ с}^{-1}.$$

Для увеличения долговечности ремня примем ширину ремня  $b = 125$  мм. В результате напряжение в ведущей ветви от рабочего натяжения станет равным

$$\sigma_1 = \sigma_0 + \frac{F_t}{2b \cdot \delta} = 1,8 + \frac{372}{2 \cdot 125 \cdot 6} \approx 2,05 \text{ МПа}.$$

Максимальное напряжение в ремне станет равным

$$\sigma_{max} = \sigma_1 + \sigma_{и} + \sigma_{ц} = 2,05 + 3,6 + 0,44 \approx 6,09 \text{ МПа}.$$

и долговечность ремня составит

$$L_h = \frac{N_0}{7200 \cdot u} \left( \frac{\sigma_N}{\sigma_{max}} \right)^m \cdot v_1 \cdot v_2 = \frac{10^7}{7200 \cdot 4} \left( \frac{7,5}{6,09} \right)^6 \cdot 1,63 \cdot 1,0 \approx 1975 \text{ ч}.$$

Это значение близко к рекомендуемому (2000 ч), поэтому останавливаемся на этом варианте.

Давление на валы передачи, учитывая, что натяжение ремня не автоматическое:

$$Q_{max} \approx 3 \cdot \sigma_0 \cdot b \cdot \delta = 3 \cdot 1,8 \cdot 80 \cdot 6 = 2592 \text{ Н}.$$

Пример 4.

Рассчитать поликлиновую передачу. Мощность на ведущем валу  $P_1 = 15$  кВт, частота вращения  $n_1 = 1450$  об/мин, передаточное отношение  $i = 3,5$ ; работа двухсменная, режим работы средний.



Расчет.

Расчетная мощность  $P_{IP} = P_I \cdot C_P = 15 \cdot 1,2 = 18$  кВт, где  $C_P$  – коэффициент, учитывающий режим работы передачи (табл. 15). Из номограммы на рис. 22 выбираем сечение ремня М.

Расчетный вращающий момент на ведущем шкиве

$$T_{IP} = 9550 P_{IP} / n_I = 9550 \cdot 18 / 1450 \approx 119 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Диаметр ведущего шкива

$$d_I = (25 \div 30) \sqrt[3]{T_{IP}} = (25 \div 30) \sqrt[3]{119} = 123 \div 148 \text{ мм}.$$

Принимаем  $d_I = 180$  мм.

Диаметр ведомого шкива  $d_2 \approx d_I \cdot i = 180 \cdot 3,5 = 630$  мм. Принимаем  $d_2 = 630$  мм.

Уточненное значение передаточного отношения равно

$$i = \frac{d_2}{d_I \cdot (1 - \varepsilon)} = \frac{630}{180 \cdot (1 - 0,015)} = 3,55.$$

Скорость ремня

$$V = \frac{\pi \cdot d_I \cdot n_I}{60 \cdot 1000} = \frac{3,14 \cdot 180 \cdot 1450}{60 \cdot 1000} \approx 13,7 \text{ м/с}.$$

Пределы межосевого расстояния

$$a_{min} = 0,55(d_I + d_2) + H = 0,55(180 + 630) + 18 \approx 464 \text{ мм};$$

$$a_{max} = 2(d_I + d_2) = 2(180 + 630) = 1620 \text{ мм}.$$

Принимаем  $a = 800$  мм.

Предварительно определяем длину ремня

$$\begin{aligned} L' &= 2a + \frac{\pi(d_I + d_2)}{2} + \frac{(d_2 - d_I)^2}{4a} = \\ &= 2 \cdot 800 + \frac{3,14 \cdot (180 + 630)}{2} + \frac{(630 - 180)^2}{4 \cdot 800} \approx 2935 \text{ мм}. \end{aligned}$$

Принимаем расчетную длину ремня равной  $L_P = 2800$  мм.

Уточненное значение межосевого расстояния равно

$$a = \frac{1}{8} \left[ 2 \cdot L - \pi(d_1 + d_2) + \sqrt{[2 \cdot L - \pi(d_1 + d_2)]^2 - 8(d_2 - d_1)^2} \right] =$$

$$= \frac{1}{8} \left[ 2 \cdot 2800 - 3,14 \cdot (180 + 630) + \sqrt{[2 \cdot 2800 - 3,14 \cdot (180 + 630)]^2 - 8(630 - 180)^2} \right] =$$

$$\approx 670 \text{ мм.}$$

Угол обхвата ремнем ведущего шкива

$$\alpha_1 = 180^\circ - \frac{d_2 - d_1}{a} \cdot 57^\circ = 180^\circ - \frac{630 - 180}{670} \cdot 57^\circ \approx 142^\circ.$$

Поправка к мощности, учитывающая влияние уменьшения изгиба ремня на ведомом шкиве

$$\Delta P_1 = 0,0001 \cdot \Delta T_1 \cdot n_1 = 0,0001 \cdot 41,4 \cdot 1450 \approx 6,0 \text{ кВт},$$

где  $\Delta T_1 = 41,4$  Н·м при  $i = 3,55$  (см. табл.31).

Допускаемая мощность для 10 клиньев равна

$$[P_{10}] = ([P_{10}]_0 \cdot C_\alpha \cdot C_L + \Delta P_1) \cdot C_P = (30,2 \cdot 0,90 \cdot 0,87 + 6) \cdot 1,2 = 35,6 \text{ кВт},$$

где  $C_\alpha \approx 0,90$  (см. табл. 26);  $C_L = 0,87$  при  $L_P / L_0 = 2800 / 2240 = 1,25$  (см. табл. 33);  $C_P = 1,2$  (см. табл. 15).

Необходимое число клиньев ремня

$$z = \frac{10 \cdot P_{1P}}{[P_{10}]} = \frac{10 \cdot 18}{35,6} \approx 5,1.$$

Принимаем  $z = 6$ .

Сила предварительного натяжения поликлинового ремня

$$F_0 = \frac{780 \cdot P_{1P} \cdot C_L}{v \cdot C_\alpha} + \frac{q_{10} \cdot z \cdot v^2}{10} = \frac{780 \cdot 18 \cdot 0,87}{13,7 \cdot 0,78} + \frac{1,6 \cdot 6 \cdot 13,7^2}{10} \approx 1323 \text{ Н},$$

где  $q_{10} = 1,6$  кг/м – масса 1 м длины ремня сечением М с десятью клиньями (см. табл. 30).

Усилие на валы передачи

$$F_B \approx 2F_0 \cdot \sin \frac{\alpha_1}{2} = 2 \cdot 1323 \cdot \sin \frac{142^\circ}{2} \approx 2502 \text{ Н}.$$

## БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

Анурьев В.И. Справочник конструктора-машиностроителя. В 3 т. /под ред. И.Н.Жестковой. – 8-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 2001. Т.2. – 912 с.

Бакуменко В.И., Бондаренко В.А., Косоруков С.Н. и др. Краткий справочник конструктора нестандартного оборудования. В 2 т. / под общ. ред. В.И.Бакуменко. – М.: Машиностроение, 1997.Т.2. – 528 с.

Детали машин и основы конструирования / под ред. М.И.Ерохина. – М.: КолоС, 2005. – 462 с.

Курмаз Л.В., Скойбеда А.Т. Детали машин. Проектирование: справочное учебно-методическое пособие. – М.: Высш. шк., 2004. – 309 с.

## ОГЛАВЛЕНИЕ

ВВЕДЕНИЕ.....	3
1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ .....	4
2. МЕХАНИКА РЕМЕННОЙ ПЕРЕДАЧИ.....	6
2.1. Основные геометрические соотношения .....	6
2.2. Упругое скольжение ремня.....	7
2.3. Усилия и напряжения в ремне .....	9
2.4. Кривые скольжения и КПД ременной передачи.....	13
3. ПЛОСКОРЕМЕННЫЕ ПЕРЕДАЧИ.....	14
4. РАСЧЕТ ПЛОСКОРЕМЕННОЙ ПЕРЕДАЧИ .....	19
5. КЛИНОРЕМЕННАЯ ПЕРЕДАЧА.....	26
6. РАСЧЕТ КЛИНОРЕМЕННОЙ ПЕРЕДАЧИ.....	34
7. ПОЛИКЛИНОВЫЕ ПЕРЕДАЧИ.....	62
8. РАСЧЕТ ПОЛИКЛИНОВОЙ ПЕРЕДАЧИ .....	64
9. ПЕРЕДАЧИ С ЗУБЧАТЫМ РЕМНЕМ .....	67
10. РАСЧЕТ ПЕРЕДАЧИ С ЗУБЧАТЫМ РЕМНЕМ .....	74
11. НАТЯЖЕНИЕ РЕМЕННЫХ ПЕРЕДАЧ .....	79
12. ШКИВЫ РЕМЕННЫХ ПЕРЕДАЧ .....	82
12.1. Шкивы плоскоремнной передачи.....	83
12.2. Шкивы клиноремнной передачи.....	85
12.3. Шкивы поликлиновых передач.....	91
12.4. Шкивы зубчато-ременных передач.....	92
13. ПРИМЕРЫ РАСЧЕТОВ РЕМЕННЫХ ПЕРЕДАЧ.....	94
БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК.....	105