

Министерство образования Республики Беларусь

**Учреждение образования
«Гомельский государственный технический
университет имени П. О. Сухого»**

Кафедра «Детали машин»

А. Т. Бельский, Н. В. Иноземцева, В. В. Комраков

ПЕРЕДАЧИ С ГИБКОЙ СВЯЗЬЮ

ПОСОБИЕ

для студентов специальности 1-36 01 01

«Технология машиностроения»

дневной и заочной форм обучения

Гомель 2016

УДК 621.81(075.8)

ББК 34.445.7я 73

Б44

*Рекомендовано научно-методическим советом
машиностроительного факультета ГГТУ им. П. О. Сухого
(протокол № 7 от 09.03.2015 г.)*

Рецензент: доц. каф. «Металлорежущие станки и инструменты» ГГТУ им. П. О. Сухого
канд. техн. наук, доц. *З. Я. Шабакеева*

Бельский, А. Т.

Б44

Передачи с гибкой связью : пособие для студентов специальности 1-36 01 01 «Технология машиностроения» днев. и заоч. форм обучения / А. Т. Бельский, Н. В. Иноземцева, В. В. Комраков. – Гомель : ГГТУ им. П. О. Сухого, 2016. – 136 с. – Систем. требования: РС не ниже Intel Celeron 300 МГц ; 32 Mb RAM ; свободное место на HDD 16 Mb ; Windows 98 и выше ; Adobe Acrobat Reader. – Режим доступа: <http://elib.gstu.by>. – Загл. с титул. экрана.

Приведены теоретические и справочные сведения о ременных передачах всех видов.
Для студентов, выполняющих расчеты ременных передач в курсовом проектировании.

УДК 621.81(075.8)
ББК 34.445.7я73

© Учреждение образования «Гомельский
государственный технический университет
имени П. О. Сухого», 2016

Введение

Первые упоминания о механической ремённой передаче приходят к нам из Китая в эпоху династии Хан (200 лет до нашей эры). В античные времена ременные передачи существовали в виде канатных передач, служивших, например, для подъема воды. В XVI веке итальянским математиком и механиком Дж. Кардано была разработана перекрестная канатная передача (рис. 1).

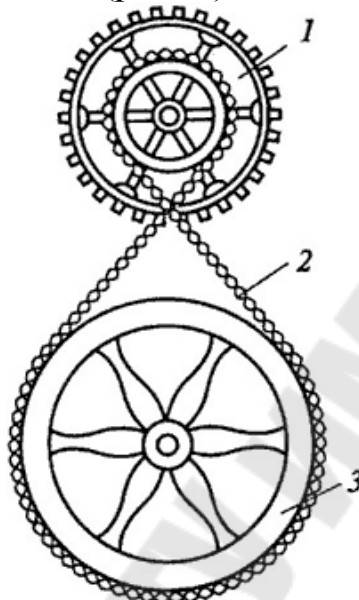


Рис. 1

1 – ведущий шкив; 2 – канат; 3 – ведомый шкив.

Перекрестной эта передача выполнена не для того, чтобы изменить направление вращения, просто изобретатель старался увеличить угол обхвата шкивов канатом для увеличения силы трения и, как следствие несущей способности передачи.

В XVII в. канат был заменен кожаным плоским ремнем, причем передача нередко выполнялась также перекрестной. Но скоро преобладающую роль получили «открытые» передачи (рис. 2), где сечения ремня оставались параллельными самим себе.

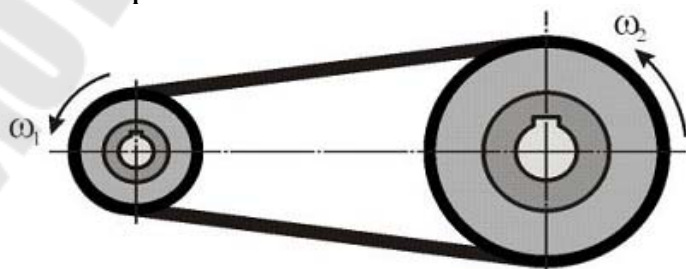


Рис. 2

В открытой ременной передаче трение ремня о шкивы слабело, и в XVIII веке была предложена ременная передача с натяжным роликом (рис. 3), что позволило увеличить не только угол обхвата, но и натяжение ремня.

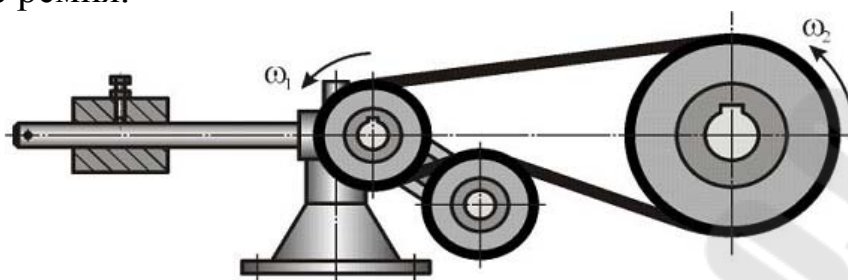


Рис. 3

Тогда же, в борьбе с соскакиванием плоского ремня со шкива, было принято парадоксальное на первый взгляд решение – делать ведомый шкив выпуклым (рис. 4).

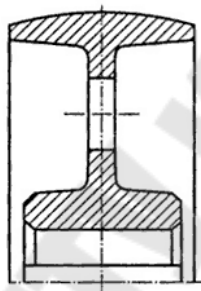


Рис. 4

Вопреки ожиданию, что ремень будет соскакивать с такого шкива еще быстрее, первый занимал на нем устойчивое положение. В дальнейшем в быстроходных плоскоремённых передачах оба шкива были выпуклыми.

Первое практическое применение ременной передачи нашла в Индии на текстильном производстве.

Первый клиновой ремень (рис.5) был изобретён в 1917 году Джоном Гейтсом, промышленное производство клиновых приводных ремней началось в начале 20х годов прошлого века.

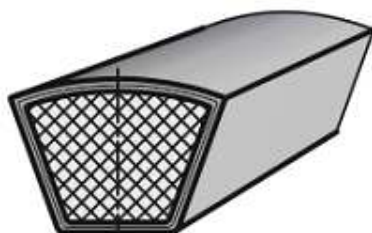


Рис.5

В 1930 году Вальтер Гейст из Ализ Шалмерс получил патент на разработку, проектирование и применение ремней на мульти приводах промышленного применения, что в свою очередь послужило началом массового внедрения приводных ремней для промышленного оборудования. Использование сразу нескольких ремней на промышленных приводах (рис. 6), позволило передавать большие мощности, по сравнению с применяемым ранее одним ремнём, который устанавливали на привод.



Рис.6

Вначале ремни производились с применением хлопковой нити и из смеси на основе натуральной резины. Позже в качестве корда на ремнях начали применять стальную проволоку, вискозу.

В настоящее время при производстве приводных ремней, чаще всего применяются полиэфирные, стекловолоконные и кевларовые корды.

Также со временем были созданы новые профили приводных ремней для передачи больших мощностей с меньшими затратами. Впервые это было применено с использованием узких приводных ремней в 1950 году в автомобильных двигателях.



Рис. 7

Позже были разработаны зубчатые (рис. 7,а) и поликлиновые (рис. 7,б) ремни, которые нашли широкое применение в автомобильных и промышленных приводах. Современный мир требует постоянного движения вперёд к новым технологиям. Производство приводных ремней тоже не стоит на месте. Внедряются новые компоненты и материалы, модернизируется технология изготовления.

Ременные передачи сыграли огромную роль в развитии техники, однако с появлением недорогих и компактных электродвигателей они постепенно ушли в тень, так как каждый механизм снабжали индивидуальным электроприводом. Во многих случаях это было справедливо, и только в автомобилях, дорожной, сельскохозяйственной и другой транспортной технике полностью отказаться от ременной передачи не удалось.

1. Ременные передачи

1.1. Общие сведения о ременных передачах

Ременная передача – это передача гибкой связью (рис. 1.1), состоящая из ведущего 1 и ведомого 2 шкивов и надетого на них ремня 3 и натяжного устройства 4, создающего контактные давления между ремнём и шкивами. Возможно применение нескольких ремней и нескольких ведомых шкивов.

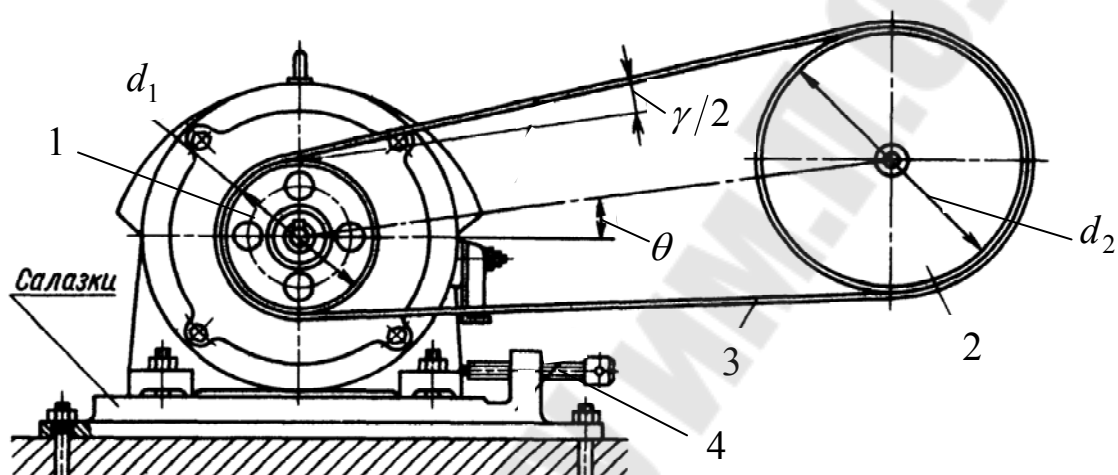


Рис. 1.1

Основное назначение – передача механической энергии от двигателя передаточным и исполнительным механизмам, как правило, с понижением частоты вращения. С помощью ременной передачи обычно передают движение между параллельными валами, а в некоторых случаях и между перекрещивающимися валами.

Широкую область применения ременных передач обеспечивает простота конструкции и возможность быстрой замены ремня в случае выхода его из строя. По объему они занимают второе место после зубчатых передач. Ограничением применения ременных передач является большие габаритные размеры шкивов и относительно малая передаваемая мощность.

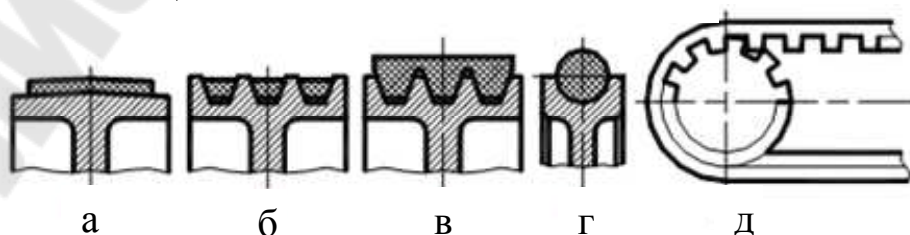


Рис. 1.2

В зависимости от формы поперечного сечения ремня различают: плоскоремennую передачу (рис. 1.2,а), клиноремennую передачу (рис. 1.2,б), круглоремennую (рис. 1.2,в) и поликлиновую (рис. 1.2,г) передачу.

Плоскоремennые передачи применяют при высоких окружных скоростях, больших межосевых расстояниях, повышенным требованиям к плавности работы передачи.

Клиноремennые и поликлиновые передачи применяют при сравнительно больших передаточных числах, вертикальном и наклонном расположении параллельных осей валов. Эти передачи обладают лучшими тяговыми характеристиками, позволяют получить малые габариты, уменьшить нагрузку на опоры валов.

Круглоремennые передачи применяют в основном для передачи малых мощностей. Их используют в приводах швейных машин, приборов, в механизмах домашнего обихода и т.п.

Зубчаторемennые передачи (рис. 1.2,д) способны передавать значительные мощности при постоянном передаточном числе и высоких окружных скоростях.

С помощью ремennой передачи можно осуществлять как ступенчатое регулирование частоты вращения ведомого шкива, так и бесступенчатое регулирование. В первом случае используют ступенчатые шкивы, во втором случае применяют различные конструкции ремennых вариаторов.

Ремни зубчатых передач должны обладать достаточной прочностью при переменных напряжениях, высоким коэффициентом трения со шкивом, невысокой изгибной жёсткостью.

В современных передачах прочность обеспечивается специальными слоями корда, а повышенный коэффициент трения – пропиткой или обкладками. Несущие слои, расположенные по центру тяжести сечений, должны иметь высокий модуль упругости.

Клиновые, поликлиновые и быстроходные плоские изготавливают бесконечными замкнутыми. Плоские ремни преимущественно выпускают конечной длины в виде длинных лент. Концы таких ремней склеивают, сшивают или соединяют металлическими скобами. Места соединения ремней вызывают динамические нагрузки, что ограничивает скорость ремня. Разрушение этих ремней происходит, как правило, по месту соединения.

Условием работы ремennых передач трением является наличие натяжения ремня, которое существенно влияет на долговечность, тя-

говую способность и КПД передачи. С увеличением предварительного натяжения S_0 ремня увеличивается тяговая способность и КПД, но уменьшается долговечность ремня.

Натяжение ремня можно осуществлять одним из следующих способов.

1. Предварительным упругим растяжением ремня. Натяжение в этом случае назначается по наибольшей нагрузке с учетом запаса на вытяжку ремня.

2. Устройствами периодического действия (рис. 1.3), когда натяжение ремня осуществляется путем перемещения опоры с помощью винтов. При данном способе запас на вытяжку ремня выбирают меньше, чем в первом случае, однако требуется систематическое наблюдение за передачей, иначе в результате вытяжки ремня возможно возникновение буксования и быстрый износ ремня.

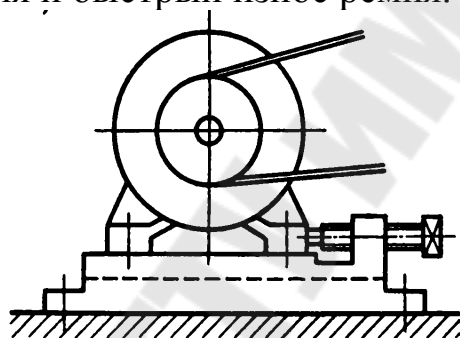


Рис. 1.3

3. Устройствами постоянного действия, когда натяжение создается грузом, весом двигателя (рис. 1.4) или пружиной (рис. 1.5). Натяжение ремня в этих случаях поддерживается постоянным. Наибольшее распространение получило устройство, когда натяжение происходит за счет массы двигателя, установленного на качающейся плите.

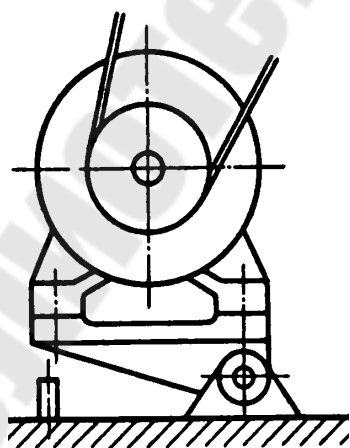


Рис. 1.4

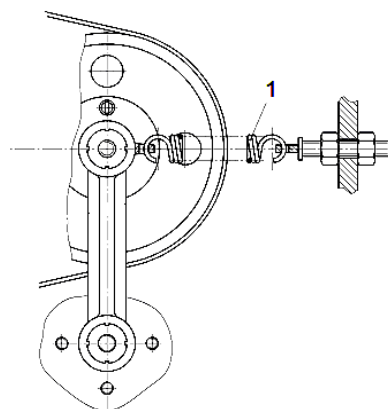


Рис. 1.5

4. Устройствами постоянного действия с помощью натяжного ролика (рис. 1.6).

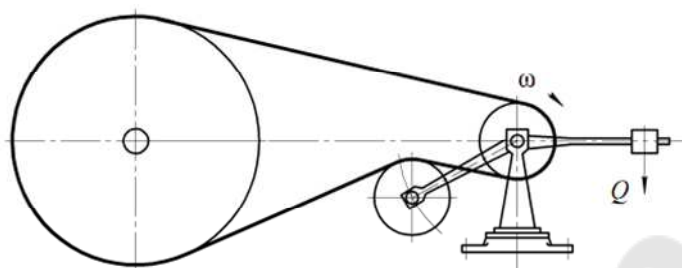


Рис. 1.6

5. Устройствами, автоматически регулирующими натяжение в зависимости от нагрузки с использованием сил и моментов, действующих в передаче (рис. 1.7). Шкив 1 установлен на качающемся рычаге, который является осью ведомого колеса зубчатой передачи. Усилие $2S_0$ равно окружной скорости на шестерне и пропорционально передаваемому моменту.

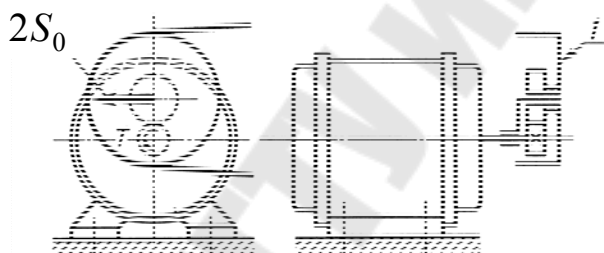


Рис. 1.7

Так как в эксплуатации большинство ременных передач работают с переменным режимом нагрузки, то ремни с постоянным предварительным натяжением в период недогрузок оказываются излишне натянутыми, что ведет к резкому снижению долговечности. С этих позиций целесообразно применять пятый способ натяжения ремня, при котором натяжение меняется в зависимости от нагрузки и срок службы ремня наибольший.

К достоинствам ременных передач трением можно отнести:

- 1) возможность передачи движения на значительные расстояния; возможность работы с высокими скоростями;
- 2) плавность и малошумность работы;
- 3) предохранение механизмов от резких колебаний нагрузки и ударов;
- 4) защита от перегрузки за счет проскальзывания ремня по шкиву;

5) простота конструкции, отсутствие необходимости смазочной системы;

6) малая стоимость.

Основными недостатками ременных передач являются:

1) значительные габариты;

2) значительные силы, действующие на валы и опоры;

3) непостоянство передаточного отношения;

4) малая долговечность ремней в быстроходных передачах;

5) необходимость защиты ремня от попадания масла.

1.2. Основные геометрические соотношения

К геометрическим параметрам ременной передачи (рис. 1.8) относятся диаметры шкивов d_1, d_2 , межосевое расстояние a , угол обхвата меньшего шкива α_1 и длина ремня L .

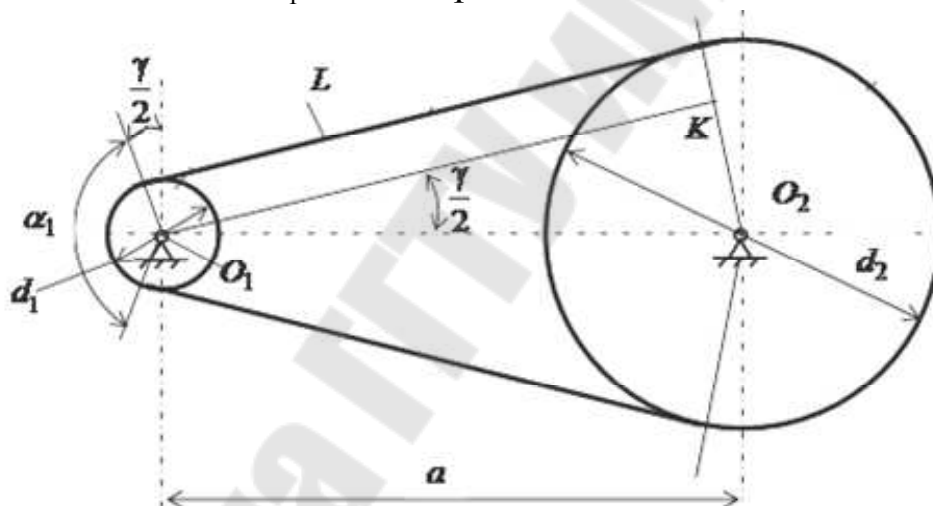


Рис. 1.8

Угол обхвата α_1 меньшего шкива можно определить по выражению

$$\alpha_1 = 180 - 2\frac{\gamma}{2}.$$

Для определения угла $\frac{\gamma}{2}$ проведем из центра O_1 прямую, параллельную ветви ремня. Из треугольника O_1O_2K следует

$$\sin \frac{\gamma}{2} = \frac{O_2K}{a} = \frac{d_2 - d_1}{2a}.$$

Учитывая, что $\sin \frac{\gamma}{2} \approx \frac{\gamma}{2}$, получаем формулу для определения угла обхвата

$$\alpha_1 = 180^\circ - 57,3^\circ \frac{d_2 - d_1}{a}.$$

В литературе встречаются следующие зависимости для определения угла обхвата

$$\alpha_1 = 180^\circ - 57^\circ \frac{d_2 - d_1}{a}; \quad \alpha_1 = 180^\circ - 60^\circ \frac{d_2 - d_1}{a}.$$

Формула для расчета угла зацепления была получена для открытой передачи. Для других видов ременных передач угол обхвата рассчитывают по зависимостям:

$$\text{для перекрестной ременной передачи } \alpha_1 = 180^\circ + 57,3^\circ \frac{d_2 + d_1}{a};$$

$$\text{для полуперекрестной ременной передачи } \alpha_1 = 180^\circ + 57,3^\circ \frac{d_1}{a}.$$

Угол обхвата α_1 зависит от тяговой способности ременной передачи, которая у плоскоременной передачи ниже, чем у клиноременной передачи. По этой причине угол обхвата α_1 в передаче с плоским ремнем должен быть $\alpha_1 \geq 150^\circ$. Для клиноременных передач рекомендуется брать минимальный угол обхвата на малом шкиве $\alpha_1 \geq 120^\circ$, однако даже при угле $\alpha_1 = 90^\circ$ клиноременная передача работает достаточно надежно. В связи с этим габариты клиноременных и поликлиновых передач значительно меньше. Если угол обхвата будет меньше допустимого, то необходимо увеличивать межосевое расстояние a .

Для горизонтальных и наклонных открытых ременных передач желательно, чтобы ведущая ветвь передачи была снизу. В этом случае при провисании ведомой ветви происходит увеличение угла обхвата шкивов передачи.

Межосевое расстояние a определяется в основном конструкцией привода. Минимальные размеры зависят от типа передачи и диаметров шкивов.

При проектировании ременных передач следует учитывать, что угол обхвата на меньшем шкиве уменьшается с увеличением передаточного числа и с уменьшением межосевого расстояния, поэтому вводят ограничения.

– для плоскоремennых передач:

$$\alpha_1 \geq 150^0; \quad a \geq 2(d_1 + d_2); \quad u \leq 5;$$

– для клиноремennых передач:

$$\alpha_1 \geq 120^0; \quad 2(d_1 + d_2) \geq a \geq 0,55(d_1 + d_2) + h; \quad u \leq 10;$$

где h – высота сечения клинового ремня;

d_1, d_2 – расчётные диаметры шкивов, совпадающие с нейтральным слоем ремня.

За расчётные диаметры для плоскоремennой передачи принимают диаметр наружной поверхности шкива, для клиноремennой передачи и поликлиновой передачи – диаметр окружности расположения нейтральной линии ремня.

Оптимальное межосевое расстояние $a_{\text{опт}}$ в зависимости от диаметра большего шкива d_2 и передаточного числа u из условия обеспечения необходимого угла обхвата на малом шкиве определяется в соответствии с табл. 1.1 или по эмпирической зависимости:

$$a = d_2(2,0167 - 0,63u + 0,1254u^2 - 0,009u^3).$$

Таблица 1.1

Значение оптимального межосевого расстояния

u	1	2	3	4	5	6 и более
$a_{\text{опт}} / d_2$	1,5	1,2	1	0,95	0,9	0,85

Межосевое расстояние a , если оно не определяется конструкцией привода, целесообразно выбирать по зависимости:

$$a = 1,5d_2 \sqrt[8]{u}.$$

Длина ремня (без учета его деформации на шкивах и провисания ремня) для открытой передачи определяется как сумма длин пря-

молинейных участков и длин дуг охвата ремнем малого и большого шкивов.

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

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:

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

Длина ремня для перекрестной и полуперекрестной ременной передачи определяют соответственно по зависимостям:

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

Диаметр ведущего шкива определяют из условия обеспечения ресурса работы ременной передачи не менее 2000 часов по формуле М.А. Саверина

$$d_1 = K_d \sqrt[3]{T_1},$$

где K_d – коэффициент, определяемый в зависимости от типа ременной передачи по табл. 1.2.

Таблица 1.2

Значение коэффициента K_d , мм

Тип передачи	K_d
Плоскоременная передача	55 ... 65
Клиноременная передача с нормальным ремнем	30 ... 40
Клиноременная передача с узким ремнем	20 ... 25
Поликлиновая передача	25 ... 30

1.3. Силы и силовые зависимости в ременной передаче

Для создания трения между ремнем и шкивом создают предварительное натяжение, при этом в ветвях ремня возникает усилие S_0 (рис. 1.9,а). Предварительное натяжение ремня должно сохраняться длительное время при удовлетворительной долговечности ремня. Следует отметить, что с увеличением предварительного натяжения несущая способность ременной передачи возрастает, однако срок службы ремня уменьшается.

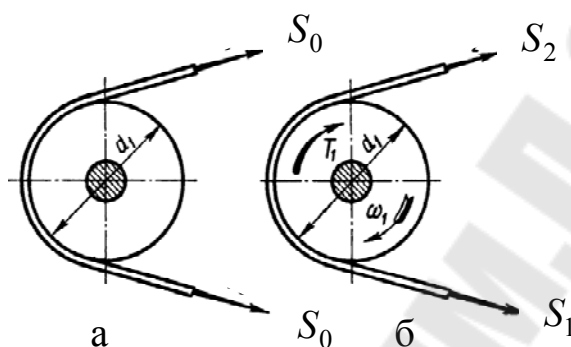


Рис. 1.9

После приложения рабочей нагрузки T_1 происходит перераспределения натяжений в ветвях ремня. В ведущей ветви возникает усилие S_1 , а в ведомой ветви – усилие S_2 (рис. 1.9,б).

Из условия равновесия моментов внешних сил относительно оси вращения имеем

$$T_1 + S_2 \frac{d_1}{2} - S_1 \frac{d_1}{2} = 0; \quad S_1 - S_2 = \frac{2T_1}{d_1} = F_t,$$

где F_t – окружная сила на меньшем шкиве.

Согласно теореме Понселе сумма усилий натяжения ветвей ремня в состоянии покоя и под нагрузкой есть величина постоянная, имеем

$$S_1 + S_2 = 2S_0.$$

На основании следствия теоремы Понселе, следует, что при переходе от состояния покоя к состоянию работы под нагрузкой усилие

в ведущей ветви увеличивается на величину, на которую усилие в ведомой ветви уменьшается.

$$S_1 = S_0 + \Delta S; \quad S_2 = S_0 - \Delta S.$$

Решая систему уравнений

$$\begin{cases} S_1 - S_2 = F_t \\ S_1 + S_2 = 2S_0 \end{cases}, \text{ получаем } S_1 = S_0 + \frac{F_t}{2}; \quad S_2 = S_0 - \frac{F_t}{2}.$$

Нетрудно заметить, что $\Delta S = \frac{F_t}{2}$.

Эти уравнения устанавливают изменение натяжений ведущей и ведомой ветвей в зависимости от нагрузки F_t , но не вскрывают способности передавать эту нагрузку или тяговой способности передачи, которая связана со значением силы трения между ремнем и шкивом.

Соотношение сил натяжения ведущей S_1 и ведомой S_2 ветвей ремня без учета центробежных сил было получено Эйлером для нерастяжимой нити, скользящей по цилиндру.

Для определения этих неизвестных Эйлер выделил элементарный элемент на границе буксования (рис. 1.10).

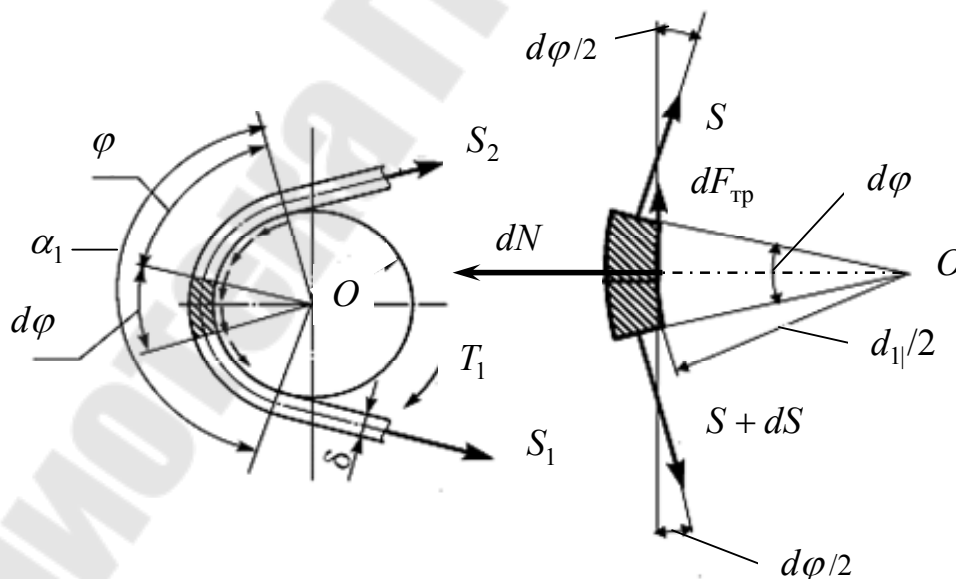


Рис. 1.10

Рассматривая выделенный элемент, были получены следующие уравнения равновесия

$$\Sigma M_O = 0; (S + dS) \frac{d_1}{2} - S \frac{d_1}{2} - dF_{\text{тр}} \frac{d_1}{2} = 0;$$

$$\Sigma Y = 0; -(S + dS) \sin \frac{d\varphi}{2} - S \sin \frac{d\varphi}{2} + dN = 0.$$

Учитывая, что $dF_{\text{тр}} = dNf$, $\sin \frac{d\varphi}{2} \approx \frac{d\varphi}{2}$, пренебрегая величинами второго порядка малости и решая совместно уравнения равновесия, получим

$$\frac{dS}{S} = f \cdot d\varphi$$

Интегрируя данное дифференциальное уравнение, имеем

$$\int_{S_2}^{S_1} \frac{dS}{S} = \int_0^{\alpha_1} f \cdot d\varphi, \quad \text{получаем } S_1 = S_2 e^{\alpha_1 f}.$$

Таким образом, получаем систему из трех уравнений

$$\begin{cases} S_1 = S_0 + \frac{F_t}{2}; \\ S_2 = S_0 - \frac{F_t}{2}; \\ S_1 = S_2 e^{\alpha_1 f}. \end{cases}$$

Решая данную систему уравнений, получаем зависимости для определения S_1 , S_2 и S_0 через окружную силу F_t .

$$S_1 = F_t \frac{e^{f\alpha_1}}{e^{f\alpha_1} - 1}; S_2 = F_t \frac{1}{e^{f\alpha_1} - 1}; S_0 = \frac{F_t}{2} \left(\frac{e^{f\alpha_1} + 1}{e^{f\alpha_1} - 1} \right).$$

Эти зависимости устанавливают связь сил натяжения ветвей работающей передачи с нагрузкой F_t и факторами трения f и α . Они позволяют также определить минимально необходимое предвари-

тельное натяжение ремня S_0 , при котором еще возможна передача заданной нагрузки F_t . Если $S_0 < \frac{F_t}{2} \left(\frac{e^{f\alpha_1} + 1}{e^{f\alpha_1} - 1} \right)$, то начнется буксование ремня. Увеличение значений f и α благоприятно сказывается на работе ременной передачи. Эти выводы были приняты за основу при создании конструкций клиноременной передачи и передачи с натяжным роликом. В первой передаче использован принцип искусственного повышения трения путем заклинивания ремня в канавках шкива. Во второй – увеличивают угол обхвата α установкой натяжного ролика.

При круговом движении ремня со скоростью V на каждый его элемент массой dm (рис. 1.11), расположенный в пределах угла обхвата, действуют элементарные центробежные силы $dF_{ин}$. Эти силы вызывают дополнительное усилия натяжение S_v во всех сечениях ремня.

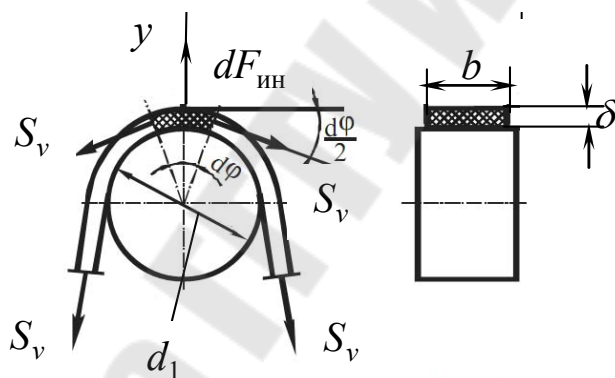


Рис.1.11

Элементарная центробежная сила (рис. 1.11) равна

$$dF_{ин} = dm \frac{V^2}{d/2} = \frac{\gamma}{g} \left(d\varphi \frac{d}{2} b\delta \right) \frac{V^2}{d/2} = \rho b \delta V^2 d\varphi,$$

где γ – удельный вес материала ремня;

ρ – плотность материала ремня;

b – ширина ремня;

δ – толщина ремня.

Условие равновесия элемента ремня на ось y

$$dF_{\text{ин}} - 2S_v \sin \frac{d\varphi}{2} = 0, \text{ откуда } S_v = \frac{dF_{\text{ин}}}{d\varphi}.$$

Подставляя значение $dF_{\text{ин}}$, имеем:

$$S_v = \rho b \delta V^2.$$

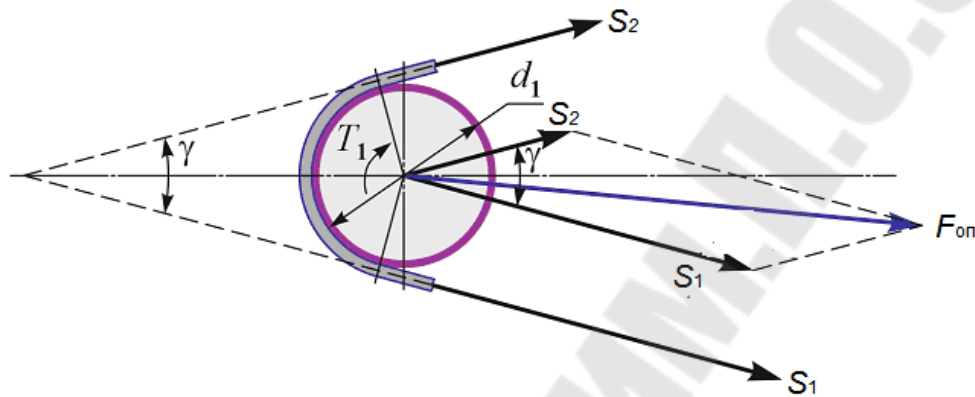


Рис. 1.12

Ветви ремня не параллельны и натянуты по-разному (рис. 1.12), поэтому для определения силы, действующий на вал ременной передаче, необходимо воспользоваться теоремой косинуса

$$F_{\text{оп}} = \sqrt{S_1^2 + S_2^2 + 2S_1S_2 \cos \gamma} \approx 2S_0 \sin \frac{\alpha_1}{2}, \quad \text{где } \gamma = 180^\circ - \alpha_1.$$

1.4. Напряжения в сечении ремня

Разделив значения усилий на площадь поперечного сечения ремня A , определим значение соответствующих напряжений. Различают следующие виды напряжений в сечении ремня:

1. *Напряжение σ_0 от усилия предварительного натяжения.* В состоянии покоя или холостого хода каждая ветвь ремня натянута усилием S_0 предварительного натяжения, следовательно

$$\sigma_0 = \frac{S_0}{A}.$$

2. *Полезное напряжение σ_t .* Отношение окружной силы (полезной нагрузке) F_t в ременной передаче к площади поперечного сечения ремня A называют полезным напряжением

$$\sigma_t = \frac{F_t}{A}.$$

Учитывая, что $F_t = S_1 - S_2$, то полезное сопротивление является разностью напряжений в ведущей σ_1 и ведомой σ_2 ветви ремня при рабочем ходе без учета влияния действия центробежного усилия

$$\sigma_t = \sigma_1 - \sigma_2.$$

Напряжения σ_1 и σ_2 в поперечных сечениях ремня от усилий S_1 и S_2 определяют по формулам

$$\sigma_1 = \frac{S_1}{A} = \frac{S_0 + F_t/2}{A} = \sigma_0 + \frac{\sigma_t}{2}; \quad \sigma_2 = \frac{S_2}{A} = \frac{S_0 - F_t/2}{A} = \sigma_0 - \frac{\sigma_t}{2}.$$

3. *Напряжение от действия центробежных сил.*

$$\sigma_v = \frac{S_v}{A} = \frac{\rho b \delta V^2}{b \delta} = \rho V^2.$$

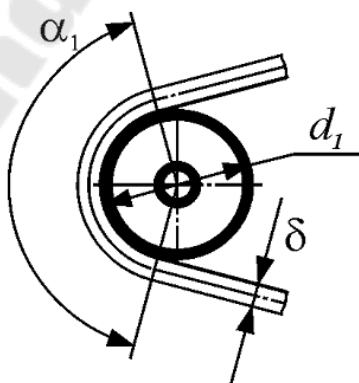


Рис. 1.13

4. *Напряжение от изгиба ремня на шкивах.* Напряжение при изгибе на меньшем шкиве можно получить из уравнения изогнутой нейтральной линии ремня (рис. 1.13):

$$\frac{1}{\rho_1} = \frac{M_{и1}}{EI},$$

где $M_{и1}$ – изгибающий момент в сечении ремня на меньшем шкиве;

E – модуль упругости материала ремня;

I – осевой момент инерции сечения ремня;

$\rho_1 = \frac{d_1 + \delta}{2} \approx \frac{d_1}{2}$ – радиус кривизны упругой линии.

Напряжения изгиба определяют по зависимости

$$\sigma_{и1} = \frac{M_{и1}}{I} y_{\max}.$$

Учитывая, что $M_{и1} = \frac{EI}{\rho_1} = \frac{2EI}{d_1}$ и $y_{\max} = \frac{\delta}{2}$, окончательно полу-

чают

$$\sigma_{и1} = E \frac{\delta}{d_1}.$$

По аналогии рассчитывают напряжение изгиба $\sigma_{и2}$ на большем шкиве

$$\sigma_{и2} = E \frac{\delta}{d_2}.$$

Основным фактором, определяющим значение напряжений изгиба, является отношение толщины ремня к диаметру шкива. Чем меньше это отношение, тем меньше напряжение изгиба в ремне.

Напряжения на шкивах клиноременной и поликлиновой передаче определяют по зависимостям:

$$\sigma_{и} = E \frac{h}{d}; \quad \sigma_{и} = E \frac{H}{d},$$

где h, H – соответственно высота клинового и поликлинового ремня;
 d – диаметр по окружности нейтрального слоя ремня.

Суммарное максимальное напряжение в ведущей ветви в месте набегания ремня на малый шкив

$$\sigma_{\max} = \sigma_1 + \sigma_v + \sigma_{и1}.$$

Эпюра распределения напряжений по длине ремня изображена на рис. 1.14.

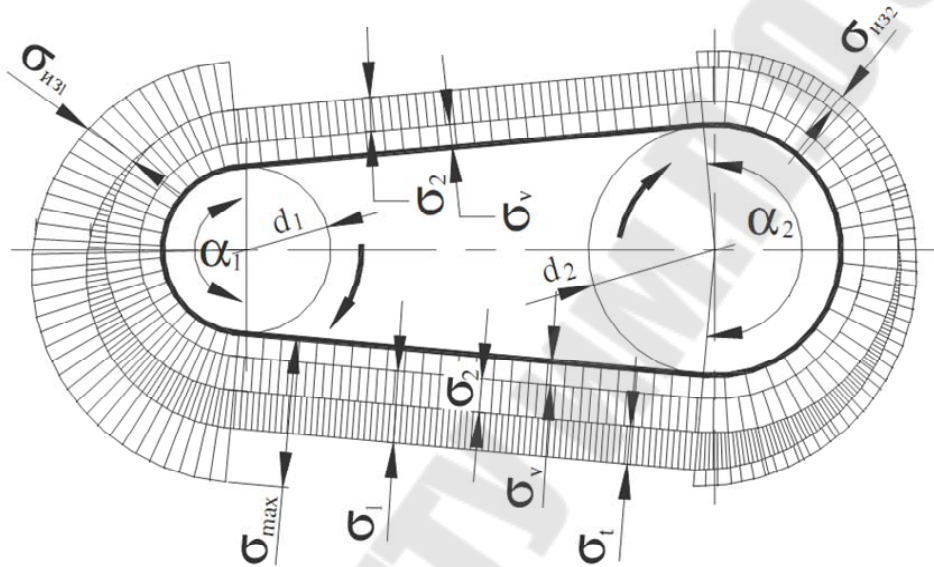


Рис. 1.14

Тяговая способность передачи характеризуется значением максимально допустимой окружной силы F_t или полезного напряжения σ_t .

Принимая во внимание, что $S_0 = \frac{F_t e^{f\alpha_1} + 1}{2 e^{f\alpha_1} - 1}$, получаем

$$\sigma_t = 2\sigma_0 \frac{e^{f\alpha_1} - 1}{e^{f\alpha_1} + 1}.$$

Из формулы видно, что допустимое полезное напряжение σ_t , по условию отсутствия буксования, возрастает с увеличением напряжения от предварительного натяжения σ_0 .

Сопоставляя значения различных составляющих суммарного напряжения в ремне и учитывая, что по соображениям компактности в передачах стремятся принимать большие значения δ/d_1 , можно отметить напряжения изгиба как наибольшие. Часто эти напряжения в несколько раз превышают все другие составляющие суммарного напряжения в ремне.

1.5. Кинематика ременной передачи

Окружные скорости на шкивах определяются по зависимостям:

$$V_1 = \frac{\pi n_1 d_1}{60 \cdot 1000}; \quad V_2 = \frac{\pi n_2 d_2}{60 \cdot 1000},$$

где d_1 и d_2 – диаметры ведущего и ведомого шкивов, мм;
 n_1 и n_2 – частоты вращения шкивов, об/мин.

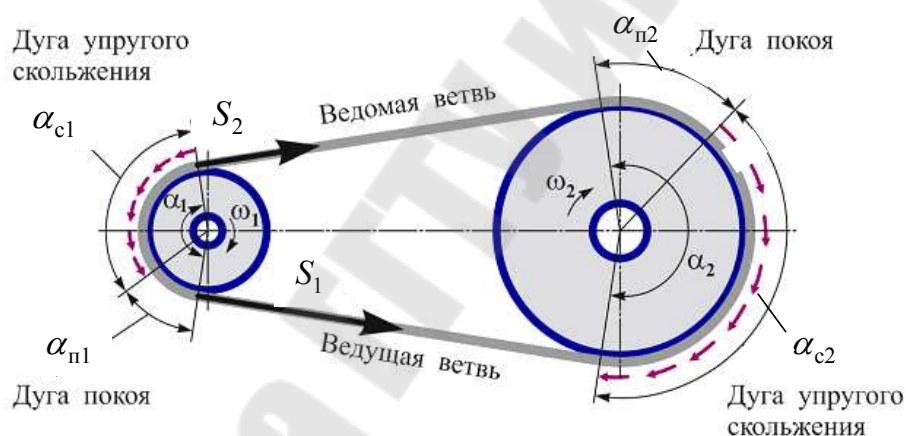


Рис. 1.15

В ременной передаче возникает два вида скольжения ремня по шкиву: *упругое* – неизбежное при нормальной работе передачи и *буксование* – возникающее при перегрузке.

В процессе обегания ремнем ведущего шкива усилия натяжения в ремне уменьшается от S_1 до S_2 (рис. 1.15). Происходит укорачивание ремня и отставание его движения от шкива, т. е. возникает упругое скольжение.

На ведомом шкиве происходит аналогичное скольжение, но так как здесь происходит увеличение усилия натяжения ремня от S_2 до S_1 , то ремень удлиняется и происходит его опережение движения шкива.

Упругое скольжение ремня происходит не на всей дуге обхвата, а лишь на ее части – дуге скольжения α_c , которая всегда располагается со стороны сбегания ремня со шкива.

Со стороны набегания ремня на шкив имеется дуга покоя α_n , на которой ремень движется вместе со шкивом без скольжения, так как усилие в ветви не изменяется и равно усилию набегающей ветви. Сумма дуг α_n и α_c равна дуге обхвата α .

Так как натяжение ветвей ремня неодинаково, то и относительное удлинение их по закону Гука также будет неодинаковым. На дуге α_c эти удлинения выравниваются, что может иметь место лишь при условии упругого скольжения ремня, величина дуги α_c зависит от передаваемой нагрузки. Если нагрузку все время увеличивать, то в пределе дуга α_c достигнет дуги α . Физически это будет соответствовать полному буксованию ремня, что совершенно недопустимо. Относительное удлинение ветвей ремня:

$$\varepsilon_1 = \frac{S_1}{EA}; \quad \varepsilon_2 = \frac{S_2}{EA}.$$

Относительное упругое скольжения ремня:

$$\xi = \varepsilon_1 - \varepsilon_2 = \frac{S_1 - S_2}{EA}.$$

Скорости прямолинейных ветвей ремня V_1 и V_2 равны окружным скоростям шкивов, на которые они набегают. Потеря скорости $V_1 - V_2$ определяется скольжением на ведущем шкиве, где направление скольжения не совпадает с направлением движения шкива.

Упругое скольжение ремня характеризуется коэффициентом скольжения ξ , который представляет относительную потерю скорости на шкивах:

$$\xi = \frac{V_1 - V_2}{V_1} = 1 - \frac{V_2}{V_1} = 1 - \frac{n_2 d_2}{n_1 d_1}.$$

Откуда получаем следующие зависимости для определения скорости ведомой ветви ремня V_2 и передаточного числа ременной передачи:

$$V_2 = V_1(1 - \xi); \quad u = \frac{d_2}{d_1(1 - \xi)}.$$

1.6. Критерии работоспособности ременных передач

Опыт эксплуатации передач в различных машинах показал, что работоспособность передач ограничивается преимущественно тяговой способностью и долговечностью ремня.

Тяговой способностью называется способность ременной передачи передавать заданную нагрузку без частичного или полного буксования, которое обусловлено недостаточным сцеплением ремня со шкивом.

Долговечностью ремня называется его свойство сохранять работоспособность до наступления усталостного разрушения ремня, связанного с циклическими напряжениями изгиба и внутренним трением.

Расчет по тяговой способности является основным расчетом ременных передач, обеспечивающих требуемую прочность ремня и передачу им требуемой нагрузки.

Расчет на долговечность выполняют как проверочный.

Наиболее совершенным методом расчета по тяговой способности является метод расчета ремня по кривым скольжения, разработанный в ЦНИИТМАШ.

В основу этого метода положено определение усилия, ограничивающего область упругого скольжения ремня, так как превышение его приводит к буксованию. Этот расчет вполне обеспечивает требуемую прочность рассчитываемых ремней.

Тяговая способность передачи характеризуется экспериментальными кривыми относительного скольжения ξ , %, совмещёнными с кривыми КПД η , %, в зависимости от степени загрузки передачи (рис. 1.16), которую оценивают коэффициентом тяги φ , определяемый по зависимости:

$$\varphi = \frac{F_t}{S_1 + S_2} = \frac{F_t}{2S_0} = \frac{\sigma_t}{2\sigma_0}.$$

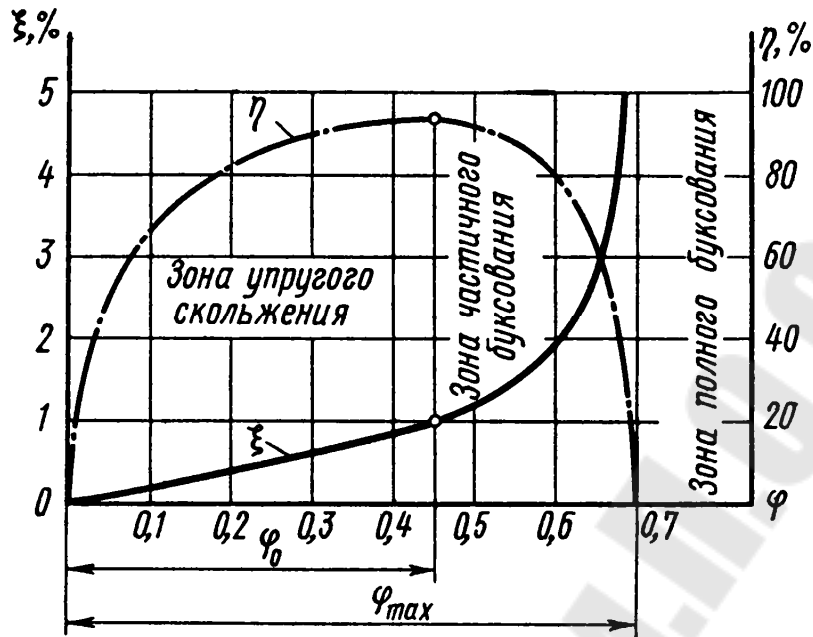


Рис. 1.16

При испытании постепенно повышают полезную нагрузку F_t при постоянном усилии предварительного натяжения S_0 , измеряя при этом упругое скольжение и КПД передачи.

С ростом нагрузки на ремень его упругое скольжение увеличивается и кривая скольжения близка к прямой линии. Происходит увеличения КПД ременной передачи. Эта закономерность наблюдается до так называемого критического значения коэффициента тяги φ_0 . При коэффициенте тяги $\varphi = \varphi_0$ окружная сила F_t достигает значения максимальной силы трения, дуга покоя $\alpha_{п1}$ исчезает, а дуга скольжения $\alpha_{с1}$ распространяется на весь угол обхвата α_1 .

При увеличении коэффициента тяги от φ_0 до φ_{max} работа ременной передачи становится неустойчивой, так как к упругому скольжению добавляется частичное буксование, которое по мере увеличения коэффициента тяги φ растет. На этом участке наблюдается быстрый износ ремня и резкое падение КПД. При коэффициенте тяги равного φ_{max} наступает полное буксование, ведомый шкив останавливается, КПД падает до нуля.

Из кривой скольжения и КПД следует, что коэффициент тяги φ следует принимать близким к φ_0 , которому соответствует максимальный КПД.

Переход за критическое значение коэффициента тяги φ_0 допустимо только при кратковременных перегрузках. Работа в этой области связана с повышенным износом ремня, потерями энергии в передаче и снижением скорости на ведомом шкиве. Средние значения φ_0 , полученные из испытаний при типовых режимах, приведены в табл. 1.3.

Таблица 1.3

Критическое значение коэффициента тяги φ_0

Вид ремня	φ_0
Плоский прорезиненный ремень	0,62
Плоский синтетический ремень	0,45 ... 0,5
Плоский кожаный ремень	0,59
Плоский хлопчатобумажный ремень	0,47 ... 0,50
Плоский шерстяной ремень	0,39
Клиновой и поликлиновой ремень	0,7 ... 0,8

Таким образом, кривая скольжения отражает явление, происходящее в ременной передаче, и совместно с кривой КПД характеризует ее работу в данных условиях.

Допускаемую окружную силу $[F_t]$ определяют по коэффициенту тяги φ_0

$$[F_t] = 2\varphi_0 S_0.$$

Основной причиной выхода из строя ременной передачи является низкая долговечность ремней. Наиболее характерные виды разрушений, уменьшающих срок службы ремней, следующие:

- изнашивание, возникающее вследствие упругого скольжения, попадания абразивных материалов на рабочие поверхности и буксования;
- перегрев в результате внутреннего трения в ремне и скольжения его по шкивам и снижение при этом физико-механических свойств ремня, что часто приводит к его разрыву;
- усталостное разрушение в результате действия циклических напряжений изгиба при набегании ремня на шкивы. Этот вид разрушения приводит к расслаиванию, перетиранию тканей ремня и является главной причиной снижения его долговечности.

Полный цикл напряжений соответствует одному пробегу ремня, при котором четыре раза меняются напряжения.

В основе современных методов расчета ремней на долговечность лежит уравнение кривой усталости и определение максимального напряжения в ремне.

Уравнение кривой усталости Велера для ремней приближенно имеет вид

$$\sigma_{\max}^m N_E = C,$$

где m и C – постоянные, определяемые экспериментально;

σ_{\max} – максимальное нормальное напряжение в ремне;

N_E – эквивалентное число циклов нагружения за срок службы ремня:

$$N_E = \frac{3600V_1z_{\text{ш}}L_h}{L};$$

V_1 – скорость ведущей ветви ремня, м/с;

$z_{\text{ш}}$ – число шкивов в ременной передаче;

L_h – ресурс работы ремня, ч;

L – длина ремня, мм.

Расчет ремней на долговечность требует накопления экспериментальных данных о параметрах кривых усталости, в связи с чем, в настоящее время этот расчет пока применяют не для всех типов передач.

Зависимость определения ресурса работы ремня зависит от вида передачи:

для плоскоремной передачи
$$L_h = \frac{\sigma_{-1}^6 10^7 C_i C_H}{\sigma_{\max}^6 2 \cdot 3600v};$$

для клиноремной передачи
$$L_h = \frac{\sigma_{-1}^8 N_{\text{оц}} L C_i C_H}{\sigma_{\max}^8 60\pi_1 d_1},$$

где σ_{-1} – предел выносливости материала ремня;

10^7 – базовое число циклов перемены напряжений для плоскоремной передачи;

$C_i = 1,5\sqrt[3]{u} - 0,5$ – коэффициент, учитывающий влияние передаточного числа;

C_H – коэффициент, учитывающий влияние вида нагрузки;

$\nu = \frac{V_1}{L}$ – число пробегов ремня;

$N_{\text{оц}}$ – базовое число циклов перемены напряжений для клиноремной передачи;

V_1 – скорость ремня;

L – длина ремня;

n_1 – частота вращения ведущего шкива;

d_1 – диаметр ведущего шкива.

В некоторых случаях расчет ремней на долговечность ограничивают проверкой числа пробегов ремня на шкивах по формуле:

$$\nu = \frac{V}{L} \leq [\nu].$$

Допускаемое число пробегов ремня принимают для обыкновенных плоских резинотканевых ремней $[\nu] \leq 10 \text{ с}^{-1}$, для кордшнуровых прорезиненных ремней $[\nu] \leq 15 \text{ с}^{-1}$, для плоских синтетических ремней $[\nu] \leq 50 \text{ с}^{-1}$, для клиновых ремней $[\nu] \leq 20 \text{ с}^{-1}$ и поликлиновых ремней $[\nu] \leq 30 \text{ с}^{-1}$.

Если $\nu > [\nu]$, то увеличивают длину ремня.

2. Плоскоременная передача

2.1. Общие сведения

Плоскоременная передача имеет простую конструкцию шкивов и вследствие большой гибкости ремня обладает повышенной долговечностью. Ее применяют при сравнительно больших межосевых расстояниях (до 15 м) и высоких скоростях (с полиамидными ремнями — до 100 м/с). Для плоскоременных передач рекомендуется принимать передаточное число $u < 6$ (с натяжным роликом — до 10). До появления клиноременной передачи плоскоременная передача имела преимущественное распространение.

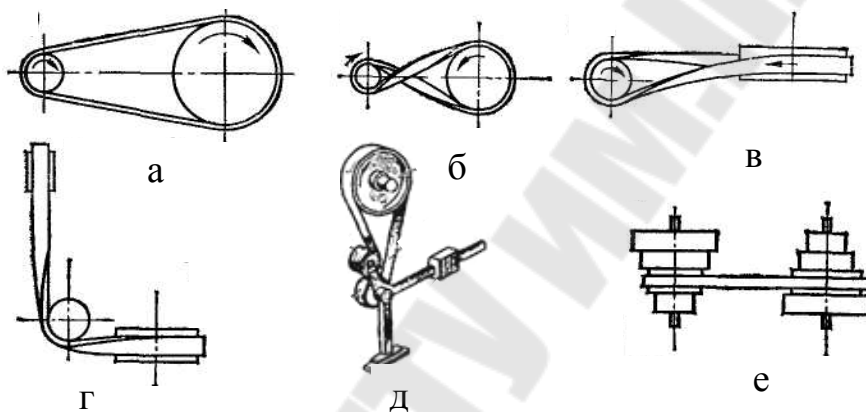


Рис. 2.1

В зависимости от расположения валов в пространстве различают различные конструкции передач с плоским ремнем. К наиболее типичным передачам относятся:

- *открытая передача* (рис. 2.1,а) — самая простая, надежная и удобная в работе передача. Эту передачу применяют при параллельных осях;
- *перекрестная передача* (рис. 2.1,б) — используется при необходимости вращения шкивов в противоположных направлениях и параллельных осях. Имеет повышенное изнашивание кромки ремня. Эта передача не находит широкого применения;
- *полуперекрестная передача* (рис. 2.1,в) — применяется для передачи движения между перекрещивающимися осями;
- *угловая передача* (рис. 2.1,г) — рекомендуется при пересекающихся осях преимущественно под углом 90° .
- *передача с натяжным роликом* (рис. 2.1,д) — применяется при малом расстоянии между шкивами и больших передаточных числах;

- передача со ступенчатым шкивом (рис. 2.1,е) — используется для ступенчатого регулирования передаточного числа.

Самой распространенной является открытая передача, в которой оси валов параллельны, вращения шкивов в одном направлении. Перекрестные и полуперекрестные передачи позволяют получить реверсивное движение. Угловые передачи в настоящее время применяются достаточно редко.

В перекрестных и полуперекрестных передачах ремень быстро изнашивается вследствие дополнительных перегибов и взаимного трения ведущей и ведомой ветвей. Нагрузка этих передач обычно не превышает 70 ... 80% от нагрузки открытой передачи.

2.2. Типы плоских ремней

Материал плоского приводного ремня должен обладать достаточной прочностью при переменных напряжениях, износостойкостью, эластичностью и долговечностью, иметь высокий коэффициент трения со шкивами и низкую стоимость.

Плоские ремни изготавливают различной ширины, конструкции и из различных материалов. Выбор материала для изготовления ремня в первую очередь зависит от условий работы (атмосферные условия, вредные пары, температурные изменения, вида нагрузки и т.д.) и тяговой способности.

Кожаные ремни (табл. 2.1) изготавливают из кожи животных, выработанной из шкур крупнорогатого скота и подвергнутые специальному дублению. Эти ремни обладают высокой тяговой способностью, эластичностью и износостойкостью, допускают меньшие диаметры шкивов, работают при скоростях $V \leq 45$ м/с.

Таблица 2.1

Ремни кожаные (по ГОСТ 18679-83)

Толщина δ , мм	Ширина b , мм
3,0	16; 20; 25
3,5	16; 20; 25
4,0	63; 71
4,5	80; 90; 100; 112
5,0	125; 140
5.5	160; 240; 355; 500; 180; 200; 250; 280; 400; 450; 560

Кожаные ремни нашли широкое применение для передачи переменных и ударных нагрузок. Однако из-за дефицитности и высокой стоимости в настоящее время их применяют редко, только для особо ответственных конструкций.

Прорезиненные ремни состоят из нескольких слоев хлопчатобумажной ткани, связанных между собой вулканизированной резиной. Ткань, имеющая больший модуль упругости, чем резина, передает основную часть нагрузки. Резина обеспечивает работу ремня как единого целого, защищает ткань от повреждений и повышает коэффициент трения.

Вследствие прочности, эластичности, малой чувствительности к влаге и колебаниям температуры прорезиненные ремни широко распространены и успешно заменяют кожаные. Недостатком прорезиненных ремней является необходимость оберегать их от попадания на них масла, бензина и щелочей, которые разрушают резину.

В настоящее время налажен выпуск специальных маслобензостойких ремней, а также теплостойких ремней. Выпускаются также усиленные резинотканевые ремни, у которых между тканевыми прокладками до вулканизации укладывается металлокорд. Такие ремни получили названия резинотросовые и применяются в основном как транспортные ленты.

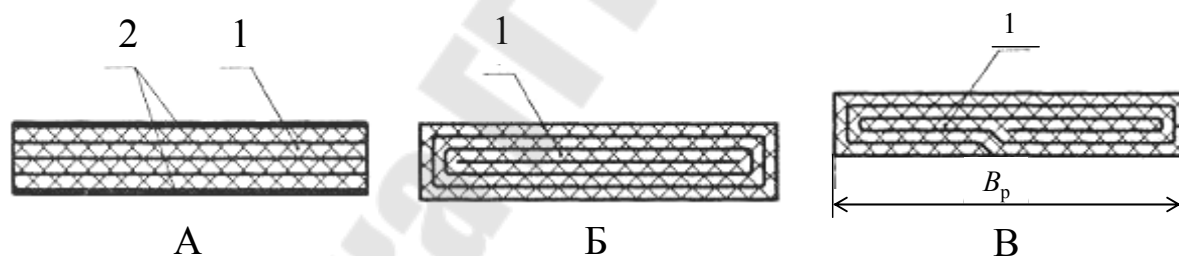


Рис.2.2

1 – слой кордткани; 2 – обкладки

В зависимости от варианта укладки тканевой основы перед вулканизацией ремни делят на три типа (рис. 2.2):

А – нарезные (ткань нарезается по ширине ремня), применяются наиболее часто, скорость ремня до 30 м/с;

Б – послойно-завернутые, используются для тяжелых условий работы при скоростях до 20 м/с;

В – спирально-завернутые, применяются при малых нагрузках и скоростях до 15 м/с, обеспечивает повышенную износостойкость кромок.

Из приведенных типов ремней наиболее гибкие ремни типа А, поэтому они получили преимущественное распространение.

Таблица 2.2

Ремни плоские резинотканевые (по ГОСТ 23831 -90)

Техническая характеристика прокладок	Прокладки из ткани			
	Б-800	БКНЛ	ТА-150, ТК-150	ТК-200
Номинальная прочность, Н/мм ширины прокладки по основе	55	55	150	200
Номинальная прочность, Н/мм ширины прокладки по утку	16	20	65	65
Наибольшая допускаемая нагрузка p_0 на прокладку, Н/мм ширины.	3	3	10	13
Расчетная толщина прокладки с резиновой прослойкой, мм	1,5	1,2	1,2	1,3
Поверхностная плотность прокладки с резиновой прослойкой, кг/м ²	1,6	1,3	1,3	1,4
Число прокладок при ширине ремня B , мм:				
20 – 71	3 – 5	3 – 5		
80 – 112	3 – 6	3 – 6		
125 – 560	3 – 6	3 – 6	3 – 4	3 – 4
Примечания: 1. Ткани прокладок: Б-800 — хлопчатобумажная; БКНЛ - из нитей полиэфира и хлопка; ТК-150, ТЛ-150, ТК-200 - синтетическая.				
2. Ширину ремня выбирают из стандартного ряда: 20; 25; 32; 40; 50; 63; 71; 80; 90; 100; 112; 125; 140; 160; 180; 200; 224; 250; 280; 315; 355; 400; 450; 500; 560 (ряд приведен с сокращением - по ГОСТ значения b даны до 1200 мм).				
3. Масса ремня, кг $Q = (m \cdot z + 1150\delta)\delta \cdot l$				
где m — поверхностная плотность прокладки, кг/м ² ; z — число прокладок; δ — толщина обкладки, м; b — ширина ремня, м; l — длина ремня, м; число 1150 — плотность резиновой обкладки, кг/м ³ .				

Основные характеристики плоских резинотканевых ремней приведены в табл. 2.2. Необходимо помнить, что ремни с прокладками из синтетических материалов для работы при низких температурах не рекомендуется применять.

Большое влияние на работу передачи, особенно при значительных скоростях, оказывает соединение концов ремня. Недоброкачественное соединение концов ремня приводит его к преждевременному разрушению и снижает тяговую способность передачи. Существует много различных способов соединения концов ремня. Все эти способы можно разделить на три основные группы: сшивка, склеивание, металлическое скрепление.

Сшивка представляет собой наиболее доступный метод, приемлемый для любых типов ремней. Сшивку концов ремня встык, внахлестку или с накладками производят ремешками из сыромятной кожи, которые получили названия ушивальники. Иногда для сшивки применяют жилные струны, диаметр которых лежит в пределах от 1,5 мм до 3,0 мм.

Сшивка концов ремней внахлестку и с накладкой приводит к утолщению и утяжелению места соединения и вызывает дополнительные динамические усилия и биение во время работы. Эти способы допускаются для соединения ремней тихоходных передач, когда скоростью ремня не превышает 10 м/с.

Надёжным способом считают сшивку встык жилными струнами (рис. 2.3), при котором получают достаточно высокую прочность места соединения, экономию в длине ремня и спокойную без биений работу ременной передачи.

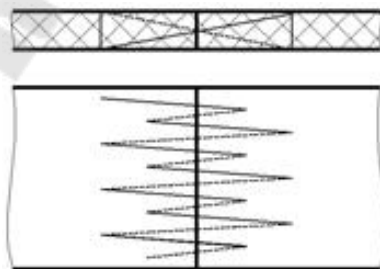


Рис. 2.3

Жилные струны изготавливают из сухого соленого кишечного сырья в виде круглой нити с гладко отшлифованной поверхностью по всей длине. Они обладают высоким пределом прочности $\sigma_b = 150 \dots 200 \text{ МПа}$ при относительном удлинении 10 ... 15%. Диа-

метр струны изменяется в пределах от 1,5 мм до 3,5 мм при длине до 1,5 м.

Сшивка ремней жильными струнами не допустима для ременных передач, работающих как в сырых помещениях, так и при высоких температурах. В этих случаях происходит разрушение жильных струн от пересыхания или растрепывания их от увлажнения.

Самым совершенным способом соединения ремня является склеивание, которое производят для однородных ремней по косому срезу (рис. 2.4,а), а для слоёных по ступенчатой поверхности (рис. 2.4.б).

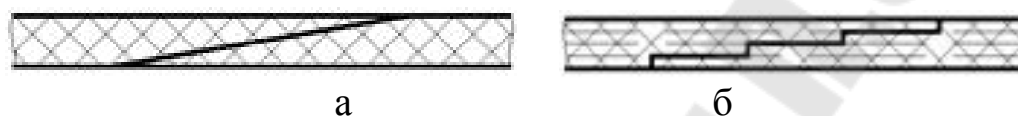


Рис. 2.4

Длина участка, отведенного под склейку кожного ремня, равна 100 ... 200 мм, а прорезиненного – 200 ... 400 мм. Хорошо склеенный ремень допускает скорость ремня до 30 м/с.

Соединения концов ремней путем скрепки металлическими соединениями позволяет получить жесткое и шарнирное соединение стыка.

Жесткое соединение ремней осуществляют путем скрепления концов с помощью гребенок (рис. 2.5,а), накладками с винтами (рис. 2.5,б), алюминиевыми или медными заклепками.

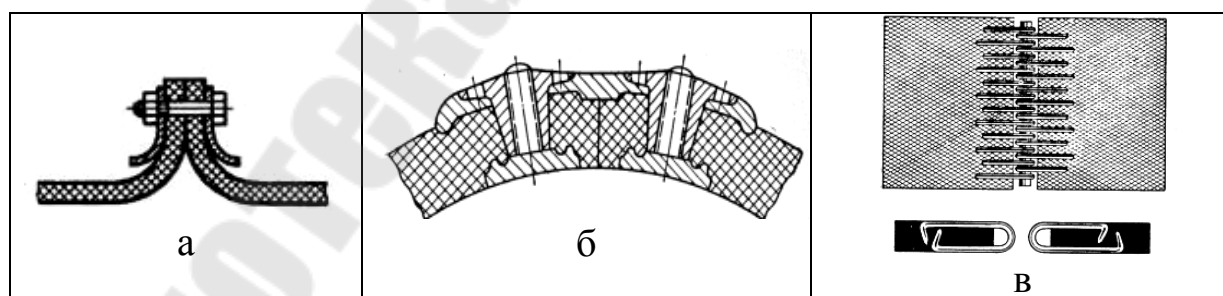


Рис. 2.5

При использовании этих способов соединения получают достаточно прочное, однако увеличение веса ремня в зоне стыка приводит к дополнительным динамическим нагрузкам и биению.

Шарнирные соединения концов ремней осуществляют при помощи крючков или спиралей (рис. 2.5,в). Такой способ соединения

позволяет получить прочное соединение и равномерную без биения работу ременной передачи со шкивами малых диаметров при скорости ремня до 25 м/с.

В последнее время промышленность выпускает прорезиненные приводные ремни шириной от 20 мм до 1200 мм в виде замкнутой ленты определенной длины. Это значительно повышает долговечность ремней и допускаемые скорости. Эти ремни бывают кордшнуровые и кордтканевые.

Кордшнуровые плоские ремни (рис. 2.6) состоят из несущего слоя, который представляет собой один ряд синтетического кордшнура 1, и тканевых прокладок 3.

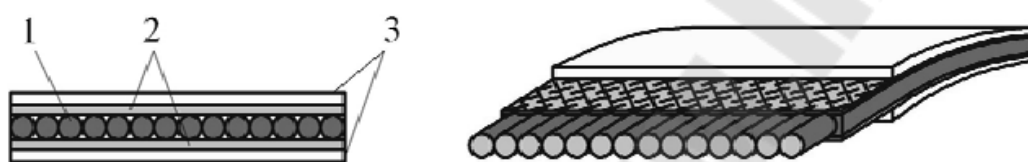


Рис. 2.6

Кордшнуровые ремни выпускаются в зависимости от количества тканевых прокладок трех типов:

- тип I – ремень с односторонней тканевой прокладкой;
- тип II – ремень с двусторонней тканевой прокладкой;
- тип III – ремень без тканевой прокладки.

Основные размеры выпускаемых промышленностью кордшнуровых ремней приведено в табл. 2.3.

Таблица 2.3

Основные размеры кордшнуровых ремней

Ширина ремня b , мм	Толщина ремня δ , мм	Внутренняя длина ремня L_p , мм
30	2,2	500, 550, 600, 650, 700
40	2,2	750, 800, 850, 900, 1000
50	2,2	1050, 1100, 1150, 1200, 1250
60	2,8	1700, 1800, 2000, 2500, 3000

Наиболее совершенными являются кордшнуровые ремни с лавсановым шнуром.

Кордтканевые плоские бесконечные ремни (рис. 2.7) имеют от 3 до 6 внутренних тканевых прокладок 1, связующей резины 2 и резиновые обкладки 3

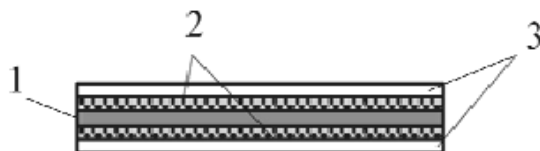


Рис. 2.7

В зависимости от конструкции ремня резиновых обкладок может быть одна, две или без прокладок.

Текстильные ремни (хлопчатобумажные и шерстяные) пригодны для работы в атмосфере запыленной, насыщенной парами щелочей, бензина, при резких колебаниях нагрузки, но тяговая способность их сравнительно низкая.

Таблица 2.3

Основные технические характеристики хлопчатобумажных ремней

Параметр	Значение
Ширина ремней b , мм	30 ... 250
Толщина ремня δ , мм	4,5; 6,5; 8,5
Число прокладок (слоев) z	4 ... 8
Напряжение начального натяжения σ_0 , МПа	1,6; 1,8; 2,0; 2,4
Опытные коэффициенты: A W	2,0; 2,1; 2,3; 2,5 4; 15; 17; 20
Отношение δ/d_{\min} : рекомендуемое допускаемое	0,025 ... 0,033 0,028 ... 0,04
Наибольшая рекомендуемая скорость V , м/с	25
Плотность ρ , кг/м ³	750 ... 1050
Модуль продольной упругости E , МПа	29,4 ... 59

Хлопчатобумажные ремни изготавливают на ткацких станках из хлопчатобумажной пряжи в несколько переплетающихся слоев с последующей пропиткой озокеритом и битумом. Такие ремни используют для передач небольших мощностей при скорости ремня $V \leq 20$ м/с со шкивами малых диаметров. Они допускают значительные колебания нагрузки, но их не рекомендуется применять в помещениях с высокой влажностью.

Технические характеристики хлопчатобумажных ремней приведены в табл. 2.3.

Хотя хлопчатобумажные ремни имеют меньшую стоимость, чем прорезиненные, но они выходят из употребления.

Таблица 2.4

Параметры текстильных ремней

Материал	Число прослоек	Толщина ремня, мм	Минимальный диаметр шкива, мм		Ширина ремня, мм	
			Рекомендуемый	Допустимый		
Текстильный	Хлопчатобумажный	4	4,5	125	112	30, 40, 50, 60, 75, 90, 100
		6	6,5	200	180	59, 60, 75, 90, 100, 125, 150
		8	8,5	315	280	100, 125, 150, 175, 200, 250
	Шерстяной	3	6	180	160	50, 60, 75, 90
		4	9	320	280	100, 115, 125, 150, 175
		5	11	450	400	200, 225, 250, 350, 400, 450, 500

Шерстяные ремни изготавливают из шерстяной пряжи, переплетенной и прошитой хлопчатобумажной пряжей, пропитанной составом из олифы, мела и железного сурика. Нагрузочная способность этих ремней выше, чем хлопчатобумажных. Обладая значительной упругостью, шерстяные ремни допускают резкие колебания нагрузки и значительную кратковременную перегрузку до 50%. Эти ремни применяют для передачи малых и средних мощностей при скорости ремня $V \leq 30$ м/с.

Стоимость шерстяных ремней высока, но они хорошо противостоят сырости и воздействию химических веществ (паров кислот и щелочей).

Некоторые сведения плоских текстильных ремней, используемых в расчетах, приведены в табл. 2.4.

Синтетические или пленочные ремни изготавливают из капроновой или лавсановой ткани просвечивающего переплетения, которую пропитывают полиамидным раствором и покрывают специальной фрикционной пленкой, которая обеспечивает высокий коэффициент трения $f = 0,5 \dots 0,6$ со шкивом, что позволяет применять шкивы малого диаметра. Эти ремни обладают высокой статической прочностью и долговечностью при малой массе, выдерживают температуру до 50°C и относительную влажность до 95%, допускают работу со скоростями $V \leq 100 \text{ м/с}$, передают значительные нагрузки.

Синтетический капроновый ремень (рис. 2.8) состоит из капроновой ткани 1 с полиамидной пропиткой, наполнителя (резина) 3 и пленки 2 на основе полиамида с нитрильным каучуком.

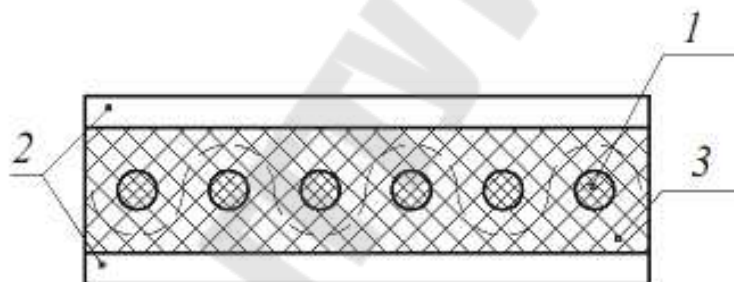


Рис. 2.8

В последнее время был освоен выпуск пленочных ремней, основу которых составляет тканый или сплетенный корд из композитных материалов, а полиамидные смолы являются связующим материалом. Прочность этих ремней на изгиб и растяжения значительно выше, чем у металлокордовых и это позволяет уменьшить диаметр шкивов при прочих равных условиях.

Данные пленочные ремни активно вытесняют клиновые и поликлиновые ремни в приводах металлорежущих станков.

Основные параметры выпускаемых промышленностью синтетических ремней приведены в табл. 2.5.

Таблица 2.5

Основные параметры синтетических ремней

Ширина ремня b , мм	Толщина ремня δ , мм	Внутренняя длина ремня L_p
10	0,5	250, 260, 280, 300, 320, 340, 350, 380, 400
15	0,5	420, 450, 480, 500, 530, 560, 600, 630, 670 710, 750, 800, 850, 900, 950
20	0,5	
25	0,5	100, 1060, 1120, 1180, 1250, 1320, 1400
30	0,7	1500, 1600, 1700, 1800, 1900, 2000 2120, 2240, 2360, 2500, 2650, 2800 3000, 3150, 3350
40	0,7	
50	0,7	
60	0,7	
80	0,7	
80	0,7	
100	0,7	

2.3. Шкивы

Для изготовления шкивов плоскоременной передачи применяют различные материалы: чугуны марок СЧ10, СЧ15, СЧ25 и др., стали марок Ст.1, Ст.2 и др., алюминиевые сплавы и текстолит.

Чугунные литые шкивы в плоскоременной передаче находят применения при скоростях не более $V = 45$ м/с. Стальные сварные шкивы применяют при скоростях $V = 60 \dots 80$ м/с. Литые шкивы из лёгких сплавов и пластмасс используют для быстроходных передач со скоростями до 100 м/с.

С целью уменьшения проскальзывания ремня для изготовления шкивов ременной передачи применяют текстолит. По сравнению с перечисленными материалами в этом случае передача будет иметь большую надежность работы без пробуксовки.

Шкивы малых диаметров до 350 мм имеют сплошные диски, шкивы больших диаметров с целью облегчения выполняются со спицами эллиптического переменного сечения.

Шкивы (рис. 2.9) состоит из трех основных частей: обода 1, ступицы 2 и диска (спиц) 3.

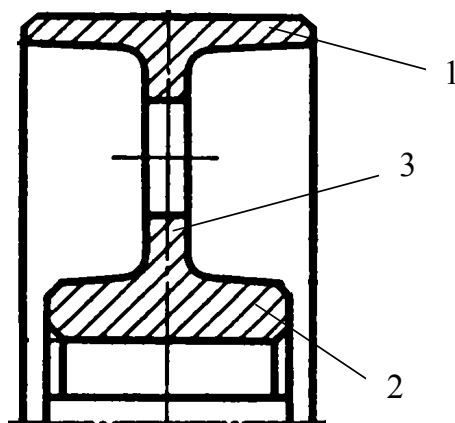


Рис. 2.9

В соответствие стандарта шкивы выполняются трех исполнений (рис. 2.10). Ведущие шкивы обычно имеют цилиндрическую поверхность (рис. 2.10,б) и относятся к исполнению 2.

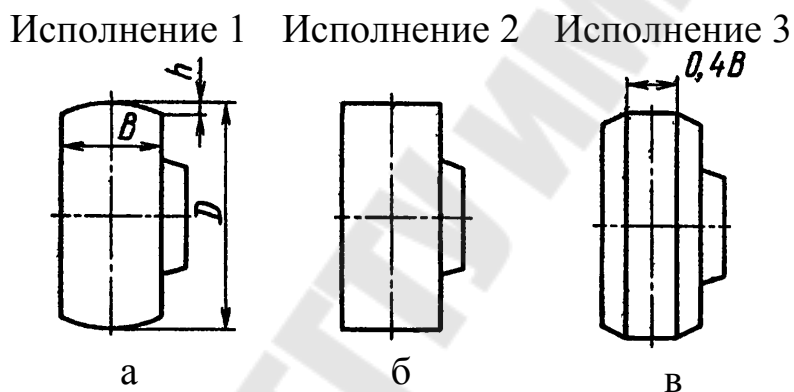


Рис. 2.10

Для предупреждения спадания плоского ремня со шкивов обычно ведомый шкив выполняют с выпуклым ободом (рис. 2.10,а), описанным по дуге, или цилиндрическим с двусторонней конусностью (рис. 2.10,в). При окружной скорости $V > 20$ м/с оба шкива выполняют первого исполнения.

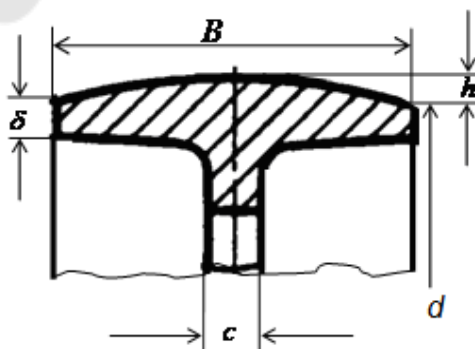


Рис. 2.11

Стрелу выпуклости обода шкива h (рис. 2.11) принимают в зависимости от диаметра шкива d и ширины ремня b (табл. 2.6).

Таблица 2.6

Основные размеры шкивов для плоских приводных ремней

Диаметр шкива d , мм	Стрела выпуклости h , мм	Ширина обода B (в пределах), мм	Ширина ремня b (в пределах), мм	Диаметр шкива d , мм	Стрела выпуклости h , мм	Ширина обода B (в пределах), мм	Ширина ремня b (в пределах), мм	
71	0,3	16 – 80	10 – 71	280	0,8	32 – 280	25 – 250	
80		16 – 80	10 – 71	315	1,0	40 – 315	32 – 280	
90		16 – 90	10 – 80	355		40 – 355	32 – 315	
100		16 – 100	10 – 90	400	$B \leq 125$ $h = 1,0$	50 – 400	40 – 355	
112	16 – 112	10 – 100	450	50 – 450		40 – 400		
125	0,4	16 – 125	10 – 112	500	$B \geq 140$ $h = 1,5 \dots 3$	63 – 500	50 – 450	
140		16 – 140	10 – 125	560		63 – 560	50 – 500	
160	0,5	20 – 160	16 – 140	630		71 – 630	63 – 560	
180		20 – 180	16 – 160	710		80 – 630	71 – 560	
200	0,6	25 – 200	20 – 180	800		90 – 630	80 – 560	
224		29 – 224	20 – 200	900		100 – 630	90 – 560	
250	0,8	32 – 250	25 – 224	1000		112 – 630	100 – 500	
Размер ширины обода B в указанных пределах брать из ряда: 16, 20, 25, 32, 40, 50, 63, 71, 80, 90, 100, 112, 125, 140, 160, 180, 224, 250, 312, 335, 400, 450, 500, 560, 630								
Ширина ремня b в указанных пределах предполагается выбранной из ряда: 10, 16, 20, 25, 32, 40, 50, 63, 71, 80, 90, 100, 112, 125, 140, 160, 180, 224, 250, 312, 335, 400, 450, 500, 560								

Шкивы обычно изготавливают чугунами литыми, стальными, сварными или сборными, литыми из лёгких сплавов и пластмасс. Диаметры шкивов определяют из расчёта ременной передачи, а потом округляют до ближайшего значения из ряда $R40$ (ГОСТ 17383-73). Вследствие опасности разрыва от действия центробежных сил чугунные литые шкивы применяют при окружной скорости $V \leq 30$ м/с. При более высокой скорости шкивы должны быть изготовлены из стали. Для снижения инерционных нагрузок, особенно в передачах с высокими скоростями, шкивы выполняют из легких сплавов. В серийном производстве применяют также сборные шкивы, составленные из тонкостенных штампованных элементов.

Плоскоремённые шкивы обычно имеют гладкую рабочую поверхность обода, шероховатость которой $R_z \leq 10$ мкм. Рабочая поверхность шкивов быстроходных передач выполняется полированной.

При скорости $V > 5$ м/с шкивы подвергаются статической балансировке, шкивы быстроходных передач — динамической. При диаметре $d > 300$ мм шкивы изготовляют с четырьмя или с шестью спицами. Для шкивов, имеющих отклонения от стандартных размеров, производят расчет на прочность. Обод рассчитывают на прочность как свободно вращающееся кольцо под действием сил инерции, а спицы рассчитывают на изгиб.

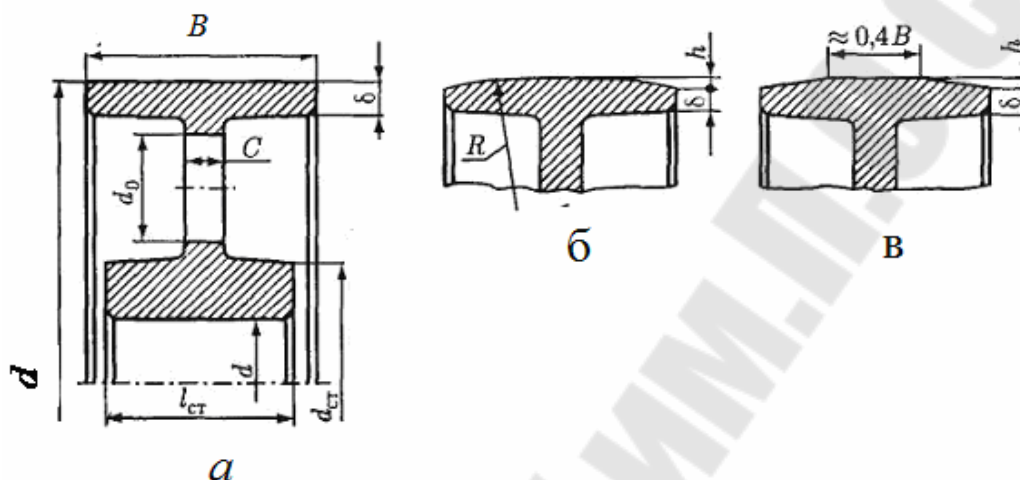


Рис. 2.12

Конструкцию шкива выбирают в зависимости от его диаметра. При диаметре шкива $d \leq 90$ мм шкивы выполняют монолитными. Если диаметр шкива $d > 200$ мм, то он выполняется со спицами. В остальных случаях шкивы для плоскоременной передаче выполняют с диском.

На рис. 2.12 представлены шкивы с диском трех исполнений с обозначением требуемых размеров.

Все вычисленные размеры округляют до десятых долей миллиметра.

Ширина шкива, мм

$$B = 1,1b + (5 \dots 15).$$

Полученное значение округляется до ближайшего большего из ряда по ГОСТ 17383-72.

Толщина диска, мм

$$8 \text{ мм} \leq c = (0,25 \dots 0,35)d,$$

где d – диаметр вала, на который установлен шкив, мм.

Толщина обода у края, мм

чугунного шкива $\delta = 0,005d + 3$;

стального шкива $\delta = 0,004d + 2,4$.

Диаметр и длина ступицы, мм

чугунного шкива $d_{ст} = 1,65d_B$

стального шкива $d_{ст} = 1,55d_B$

$l_{ст} = (1,2 \dots 1,5)d_B$.

Диаметр отверстия

$d_0 = (0,3 \dots 0,4)(d - 2h - 2\delta - d_{ст})$.

Радиус дуги выпуклого шкива

$$R = \frac{h}{2} + \frac{B^2}{8h},$$

где h – стрела выпуклости, определяемая по табл. 2.6.

Шкивы ременной передачи диаметром более 300 мм выполняются со спицами (рис. 2. 13).

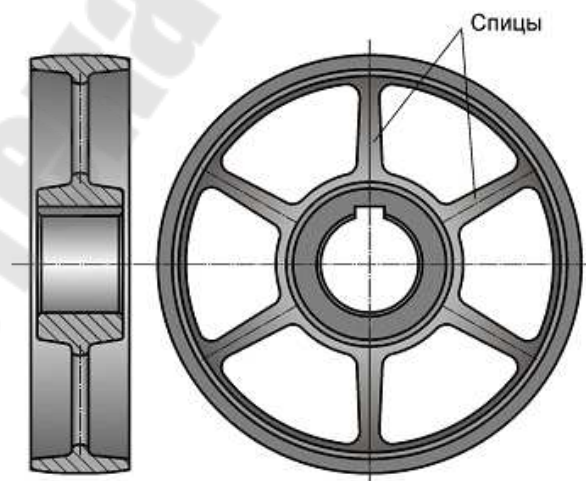


Рис. 2.13

Шкивы со спицами с указанием размеров и расчетной схемы изображены на рис. 2.14

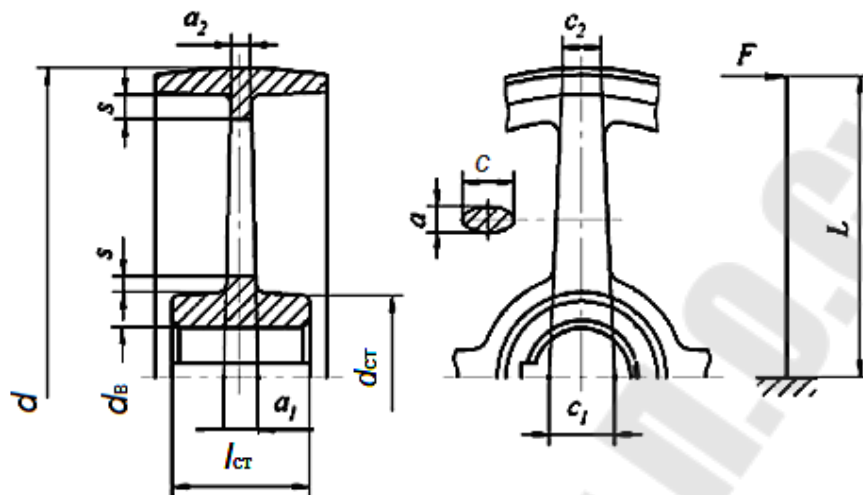


Рис. 2.14

Размеры шкива со спицами определяют в соответствие табл. 2.7.

Таблица 2.7

Размеры чугунного шкива плоскоременной передачи со спицами

Параметр	Расчетная формула
Диаметр ступицы $d_{\text{ст}}$, мм	$d_{\text{ст}} = (1,8 \dots 2,0)d_{\text{в}}$
Длина ступицы $l_{\text{ст}}$, мм	$l_{\text{ст}} = (1,6 \dots 2,0)d_{\text{в}}$
Высота утолщения на внутренней стороне s , мм	$s = 0,005d + 3,02$
Число спиц $n_{\text{сп}}$	$n_{\text{сп}} = \left(\frac{1}{6} \dots \frac{1}{7}\right)\sqrt{d} \geq 3$
Сечение спиц	эллиптическое сечение, с большей осью в плоскости вращения
Соотношение осей	$a/b = 0,4 \dots 0,5$
Размер c_1 , мм	$c_1 = \sqrt[3]{\frac{10^3 T}{0,013 n_{\text{сп}} [\sigma_{\text{и}}]}} + 0,1 d_{\text{ст}}$
Размер c_2 , мм	$c_2 = 0,8 c_1$
Размер a_1 , мм	$a_1 = 0,4 c_1$
Размер a_2 , мм	$a_2 = 0,8 c_1$
Примечание: размеры c_1, c_2, a_1, a_2 – целые числа; литейные уклоны 3^0 ; литейные радиусы 4 ... 5 мм.	

Сечение спиц эллиптического сечения рассчитывают на изгиб от окружной силы F_t , принимая в расчет одну треть спиц $n'_{сп} = n_{сп}/3$.

При таком допущении момент сопротивления сечения спиц, воспринимающих нагрузку, при соотношении $a/c = 0,4$

$$W = \frac{\pi}{32} a c^2 \frac{n_{сп}}{3} = \frac{\pi}{32} 0,4 c^3 \frac{n_{сп}}{3} = 0,013 c^3 n_{сп}.$$

Размер c_1 определяют в условном сечении на продолжении спицы до пересечения с диаметральной плоскостью. В этом случае изгибающий момент в сечении равен

$$M_{из} = FL = F \frac{d}{2} = \frac{2T}{d} \frac{d}{2} = T.$$

Допускаемое напряжение на изгиб чугуна $[\sigma_{из}] = 30 \dots 40$ МПа.

При скорости ремня $V > 30$ м/с шкивы выполняют с диском вместо спиц при любом диаметре.

2.4. Расчет плоскоремненной передачи

Критериями работоспособности передачи являются надежность сцепления ремня со шкивом (тяговая способность) и долговечность, определяемая, в основном, усталостной прочностью ремня. Проектировочный расчет плоских ремней производится по первому критерию, с учетом условий работы передачи. Проверочный расчет ведется по второму критерию.

Исходными данными для расчета являются: мощность P_1 (кВт) и частота вращения n_1 (об/мин) на ведущем валу; передаточное число u и срок службы.

Выбор материала и тип ремня. Тип ремня и его материал выбирают в зависимости от условий эксплуатации ремненной передачи.

Для среднескоростных передач наибольшее применение имеют резинотканевые ремни, которые поставляются в рулонах.

Бесконечные прорезиненные ремни с кордшнуровым несущим слоем применяют для среднескоростных и скоростных передач.

Для скоростных и сверхскоростных передач применяют синтетические бесконечные ремни.

Характеристики прорезиненных и синтетических ремней приведены в табл. 2.7.

Ремни из других материалов имеют ограниченное применение.

Таблица 2.7

Характеристики прорезиненных и синтетических ремней

Наименование параметра	Прорезиненные ремни конечной длины	Бесконечные ремни	
		Кордшнуровые	Синтетические
Размеры ремней, мм: ширина толщина	20 ... 500 3 ... 13,5	30 ... 80 2,2 ... 4	10 ... 100 0,5 ... 0,7
Допускаемая скорость, м/с: наибольшая наименьшая	30 5	40 5	100 —
Передаваемые нагрузки	Малые, средние, высокие	Малые, средние	Малые
Удельная тяговая способность	Высокая	Высокая	Средняя
Допускаемые кратковременные перегрузки	< 1,3	< 1,3	< 1,2
Плотность ремня ρ , кг/м ³	(1,25 ... 1,5) · 10 ³	1,9 · 10 ³	0,8 · 10 ³
Отношение диаметра ведущего шкива к толщине ремня d_{1min}/δ допускаемое рекомендуемое	30 40	40 70	50 ... 70 100 ... 150
Предел прочности σ_B при растяжении, МПа	35 ... 45	~150	120 ... 150

Расчет и выбор размеров и параметров передачи. Диаметр ведущего шкива определяют одним из следующих способов:

1) из условия обеспечения ресурса работы ременной передачи не менее 2000 часов по формуле М.А. Саверина

$$d'_1 = (1100 \dots 1300) \sqrt[3]{\frac{P_1}{n_1}};$$

2) из условия конструктивных соображений, исходя из габаритов установки или требуемого диаметра ведомого шкива;

3) из условия выбранной толщины ремня (табл. 2.8), при ограниченном сортаменте ремней.

Таблица 2.8

Значение толщины δ и диаметра шкива d_{1min}

Прорезиненные ремни конечной длины							
Число прокладок	Толщина ремня δ , мм		Минимальный диаметр ведущего шкива d_{1min} , мм				
			Рекомендуемый		Допускаемый		
	С прослойками	Без прослоек	С прослойками	Без прослоек	С прослойками	Без прослоек	
Б-800. Б-820							
3	4,5	3,75	180	140	140	100	
4	6,0	5,0	224	180	200	140	
5	7,5	6,25	315	250	250	180	
6	9,0	7,5	355	280	315	224	
БКНЛ-65, БКНЛ-65-2							
3	3,6	3,0	140	112	125	90	
4	4,8	4,0	180	140	160	112	
5	6,0	5,0	224	180	200	140	
6	7,2	6,0	280	224	224	160	
Бесконечные ремни							
Синтетические				Кордшнуровые			
Толщина δ , мм	0,5	0,6	0,7	2,2; 2,5	2,8; 3,1	3,5	4,0
d_{1min} , мм	36	45	56	100	112	125	140

4) из условия минимальной допустимой скорости ремня для малоскоростных передач по формуле:

$$d'_1 = 10^3 \cdot 60 \frac{V_{min}}{\pi n_1}, \text{ или по табл. 2.9.}$$

Таблица 2.9

Рекомендованный минимальный диаметр ведущего шкива d_1

Количество прокладок	Диаметр d_1 (мм) при скорости ремня V (м/с)					
	До 5	До 10	До 15	До 20	До 25	До 30
3	80	100	112	125	140	160
4	112	180	200	225	200	225
5	250				250	280
6						450

Диаметр ведомого шкива определяют в зависимости от вида передачи:

для понижающей передачи $d'_2 = d'_1(1 - \xi)u$;

для повышающей передачи $d'_2 = d'_1u/(1 - \xi)$.

Коэффициент скольжения ремня принимают в зависимости от вида ремня по табл. 2.10.

Таблица 2.10

Значения коэффициентов упругого скольжения

Вид ремня	ξ
Прорезиненный ремень	0.01
Шерстяной ремень	0,01
Хлопчатобумажный ремень	0.01
Кожаный ремень	0.015
Капроновый ремень	0.015

Расчетные диаметры шкивов округляют, как правило, ведущего в большую, а ведомого шкива в меньшую сторону, до ближайших стандартных значений из следующего ряда (табл. 2.11).

Таблица 2.11

Стандартные диаметры шкивов d , мм

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	1120	1400	1600	1800	2000		

После выбора стандартных значений диаметров шкивов d_1 и d_2 определяют фактическое передаточное число u_ϕ и фактическую частоту вращения ведомого шкива

$$u_\phi = \frac{d_2}{d_1(1 - \xi)}; \quad n_{2\phi} = n_1 u_\phi.$$

Отклонение этих величин от заданных не должны быть больше допустимых

$$\Delta u = \frac{u - u_\phi}{u} \cdot 100\% \leq \pm 5\%; \quad \Delta n_2 = \frac{n_2 - n_{2\phi}}{n_2} \cdot 100\% \leq \pm 5\%.$$

Скорость ремня

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

Межосевое расстояние a' определяют по условию

$$a'_{\min} \geq (1,5 \dots 2)(d_1 + d_2).$$

Коэффициент 1,5 принимают при проектировании быстроходных плоскоремennых передач.

Требуемая длина ремня по выбранному межосевому расстоянию a'

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

Проверяем условие долговечности

$$L' \geq L_{\min} = \frac{V \cdot 10^3}{[\nu]}.$$

Допускаемое значение частоты пробегов в секунду принимают по табл. 2.12.

Таблица 2.12

Допустимая частота пробега ремня

Показатель	$[\nu], \text{с}^{-1}$
Среднескоростная передача ремнем конечной длины	5
Быстроходная передача бесконечным синтетическим ремнем	50
Быстроходная передача бесконечным прорезиненным кордшнуровым ремнем	15

Если условие долговечности не выполняется, то длину ремня увеличивают. Для бесконечных ремней длину ремня округляют до большего стандартного значения (табл.2.3; табл. 2.5).

По окончательно выбранной длине ремня L уточняют межосевое расстояние

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

При конструировании передачи предусматривают возможность изменения межосевого расстояния в сторону увеличения для компенсации вытяжки плоского ремня до $\Delta a = (0,03 \dots 0,05)L$ и уменьшения до $\Delta a = 0,004L$ для компенсации сшивки.

Угол обхвата на ведущем шкиве

$$\alpha_1 = 180^\circ - 57,3^\circ \frac{d_2 - d_1}{a}.$$

Для прорезиненных плоских ремней угол α_1 должен быть не менее 150° , для синтетических ремней более 120° .

Требуемую толщину ремня δ' определяют из соотношения:

$$\delta' \leq \frac{d_1}{d_{1\min}/\delta}.$$

Отношение $d_{1\min}/\delta$ принимают по табл. 2.7 в зависимости от материала ремня.

Расчетную толщину ремня δ' округляют до ближайшего стандартного значения толщины δ (табл. 2.8).

Вращающий момент на ведущем валу T_1 и окружная сила F_t

$$T_1 = 9550 \frac{P_1}{n_1}; \quad F_t = 2 \cdot 10^3 \frac{T_1}{d_1}$$

где P_1 , кВт; n_1 , об/мин; T_1 , Н·м; d_1 , мм; F_t , Н.

Напряжение σ_0 от предварительного натяжения ремня принимают по табл. 2.13 при условии, что нагрузка отсутствует, а скорость ремня $V = 10$ м/с. При такой скорости центробежные силы практически не влияют на прижатия ремня к шкивам.

Таблица 2.13

Напряжение σ_0 от предварительного натяжения ремня

Параметр	σ_0 , МПа
Малое постоянное межосевое расстояние и вертикальное или близкое к нему расположение передачи	1,6
Среднее постоянное межосевое расстояние и угол наклона линии центров не более 60° при периодическом регулировании межосевого расстояния	1,8
Автоматическое регулирование с постоянным натяжением	2,0
Автоматическое регулирование с переменным натяжением	2,4
Кордшнуровые прорезиненные ремни	2

Для быстроходных передач рекомендуется принимать автоматическое регулирование начального натяжения.

Зависимости для определения допускаемого полезного напряжения $[\sigma_F]$ и допускаемого удельного усилия $[q]$ в заданных условиях эксплуатации приведены в табл. 2.14.

Таблица 2.14

Допускаемые полезные напряжения и удельное усилие

Тип ремня	$[\sigma_F]$, МПа	$[q]$, Н/мм
Резинотканевый	$[\sigma_F] = [\sigma_{F0}] C_\alpha C_V C_\theta C_p$	
Кожаный		
Хлопчатобумажный		
Кордшнуровой		$[q] = [q_0] C_\alpha C_V C_\theta C_p$
Синтетический		

Допускаемое полезное напряжение ремня $[\sigma_{F0}]$ и допускаемое номинальное удельное усилие $[q_0]$ в стандартных условиях работы, а именно: скорость ремня $V = 10$ м/с; угол обхвата $\alpha_1 = 180^\circ$; горизонтальное расположение передачи $\theta = 0$; спокойная работа в одну смену принимают по табл. 2.15.

Таблица 2.15

Допускаемые полезные напряжения и удельное усилие

Тип ремня	$[\sigma_{F0}]$, МПа				
Резинотканевый	$A - W \frac{\delta}{d_1}$ $A = 0,9375\sigma_0 + 0,8; W = 5,318\sigma_0 + 0,5$				
Кожаный	1,6				
Хлопчатобумажный	$A - W \frac{\delta}{d_1}$				
	σ_0	1,6	1,8	2,0	2,4
	A	2,0	2,1	2,3	2,5
	W	4,0	15	17	20
	$[q_0]$, Н/мм				
Кордшнуровой	$0,113e^{0,012d_1} + 0,386$				
Синтетический	$0,431 \ln(d_1 - 10) - 0,239$				

Коэффициент C_α , учитывающий влияние угла обхвата α_1 ведущего шкива

$$C_\alpha = 1 - 0,003(180^\circ - \alpha_1^0) \text{ или } C_\alpha = 0,003\alpha_1^0 + 0,46$$

Коэффициент C_V , учитывающий скорость ремня

$$C_V = 1,04 - 0,0004V^2$$

Коэффициент C_θ , учитывающий угол наклона передачи к горизонту и способ регулирования натяжения ремня, определяют по табл. 2.16.

Таблица 2.16

Значение коэффициента C_θ

Способ регулирования натяжения ремня	угол наклона передачи θ^0		
	до 60^0	$60^0 \dots 80^0$	$>80^0$
Периодическое регулирование	1	0,9	0,8
Автоматическое регулирование	1	1	1

Коэффициент C_p , учитывающий динамичность нагружения передачи и режим ее работы, при работе привода от асинхронного электродвигателя с короткозамкнутым ротором определяют по табл. 2.17.

Таблица 2.17

Значение коэффициента C_p

Группы машин	Группы двигателей								
	А			Б			В		
	Количество смен работы								
	1	2	3	1	2	3	1	2	3
I	1,00	0,87	0,72	0,92	0,80	0,66	0,84	0,73	0,60
II	0,92	0,80	0,66	0,84	0,73	0,60	0,72	0,68	0,56
III	0,84	0,73	0,60	0,78	0,68	0,56	0,71	0,62	0,51
IV	0,78	0,68	0,56	0,71	0,62	0,51	0,61	0,53	0,44

Группы двигателей

А – электрический однофазный, трехфазный с пуском через автотрансформатор, постоянного тока шунтовой, двигатель внутреннего сгорания четырехцилиндровый.

Б – электрический переменного тока с высоким пусковым моментом, постоянного тока компаундный, двигатель внутреннего сгорания двухцилиндровый.

В – электрический короткозамкнутый, постоянного тока серверный, двигатель внутреннего сгорания одноцилиндровый.

Группы машин

I – легкие электрические генераторы, насосы, компрессоры, ленточные транспортеры, станки токарные, сверлильные, шлифовальные, сепараторы, питатели, грохоты.

II – электрические генераторы, поршневые насосы, вентиляторы и воздуходувки, цепные конвейеры и элеваторы, станки фрезерные, револьверные, дисковые пилы для дерева.

III – одноцилиндровые насосы и компрессоры, конвейеры винтовые, скребковые, прессы, станки строгальные, долбежные.

IV – подъемники, элеваторы, прессы с маховиками, ножницы, бегуны, глиномялки, дробилки, лесопильные рамы.

Допускаемые полезные напряжения для плоских ремней можно принимать в зависимости от соотношения d_1/δ по табл. 2.18.

Таблица 2.18

Допускаемое полезное напряжение $[\sigma_{F_0}]$, МПа

Тип ремня	Соотношение d_1/δ						
	25	30	35	40	45	50	60
Прорезиненный	2,1	2,17	2,21	2,25	2,28	2,30	2,33
Кожаный	1,7	1,90	2,04	2,15	2,23	2,30	2,40
Шерстяной	1,2	1,30	1,37	1,42	1,47	1,50	1,55
Хлопчатобумажный	1,5	1,60	1,67	1,72	1,80	1,85	1,90

Ширина ремня по тяговой способности определяют по зависимости (табл. 2.19).

Таблица 2.19

Требуемая ширина ремня

Тип ремня	b , мм
Резинотканевый	$b' \geq \frac{F_t}{\delta[\sigma_F]}$
Хлопчатобумажный	
Кожаный	
Прорезиненный кордшнуровый	$b' \geq \frac{F_t}{[q]}$
Синтетический	

Требуемую ширину ремня округляют до ближайшего большего стандартного значения (табл. 2.1 ... табл. 2.5).

Усилие предварительного натяжения ремня

$$S_0 = (\sigma_0 + \chi\sigma_V)b\delta.$$

Усилия натяжения ведущей и ведомой ветвей ремня

$$S_1 = (\sigma_0 + \chi\sigma_V)b\delta + \frac{F_t}{2}; \quad S_2 = (\sigma_0 + \chi\sigma_V)b\delta - \frac{F_t}{2},$$

где χ – коэффициент, учитывающий влияния соотношения податливости ремня и опор валов при действии центробежных сил. Для передач с автоматическим натяжением $\chi = 1$; при закрепленных валах $\chi = 0,1 \dots 0,25$; при жесткости ремня значительно меньшей жесткости деталей опор $\chi = 0$;

$$\sigma_V = \frac{\rho V^2}{10^6} \text{ – напряжение от действия центробежных сил;}$$

ρ – плотность материала ремня, кг/м³;

V – скорость ремня, м/с.

Сила давления со стороны передачи на валы

$$F_{\text{оп}} = 2S_0 \sin \frac{\alpha_1}{2}.$$

Напряжение в ведущей ветви ремня от рабочего натяжения ведущей ветви S_1

$$\sigma_1 = \frac{S_1}{b\delta}.$$

Напряжение при изгибе ремня на ведущем шкиве

$$\sigma_{и1} = \frac{\delta}{d_1} E.$$

Модуль упругости ремня при его изгибе определяется по табл. 2.20.

Таблица 2.20

Модуль упругости, плотность, допускаемое напряжение на растяжение ремня, предел выносливости материала

Тип ремня	Резинотканевый	Кожаный	Хлопчатобумажный	Прорезиненный кордшнуровый
E , МПа	80	100	45	140
ρ , кг/м ³	1100	1000	900	1200
$[\sigma_p]$, МПа	7	6	5	8
σ_{-1} , МПа	7	7	4,5	7,5

Максимальное напряжение в ведущей ветви ремня

$$\sigma_{\max} = \sigma_1 + \sigma_{и1} + \sigma_V \leq [\sigma_p]$$

Если указанное условие не выполняется, то необходимо увеличить: либо диаметр ведущего шкива d_1 , либо ширину ремня b , либо принять другой тип ремня.

Срок службы ременной передачи

$$L_h = \left(\frac{\sigma_{-1}}{\sigma_{\max}} \right)^6 \frac{10^7 C_u C_H}{2 \cdot 3600 v},$$

где σ_{-1} – предел выносливости материала ремня.

$C_u = 1,5\sqrt[3]{u} - 0,5$ – коэффициент, учитывающий влияние передаточного числа на долговечность ременной передачи.

C_H – коэффициент, учитывающий вид нагрузки; $C_H = 1$ – постоянная нагрузка; $C_H = 2$ – переменная нагрузка.

Рекомендуемая долговечность ремней плоскоременной передачи $L_h = 2000 \dots 3000$ часов. Если долговечность ременной передачи окажется ниже рекомендуемой долговечности, то необходимо увеличить диаметр ведущего шкива, чтобы уменьшить напряжение изгиба, или плоскоременную передачу заменить на клиноременную.

3. Клиноременная передача

3.1 Общие сведения

В современных приводах (рис. 3.1) клиноременная передача имеет преимущественное распространение.



Рис. 3.1

Клиноременная передача состоит из одного или нескольких клиновых ремней, установленных в клиновых канавках шкива (рис. 3.2).

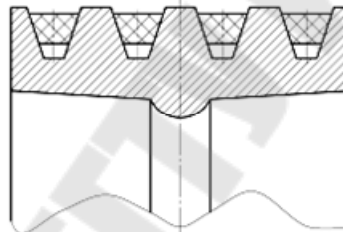


Рис. 3.2

Профили ремней и канавок шкивов имеют контакт только по боковым поверхностям ремней и боковым граням канавок шкивов. Между внутренней поверхностью ремня и дном канавки шкива должен быть зазор. В клиноременной передаче очень часто применяют несколько клиновых ремней.

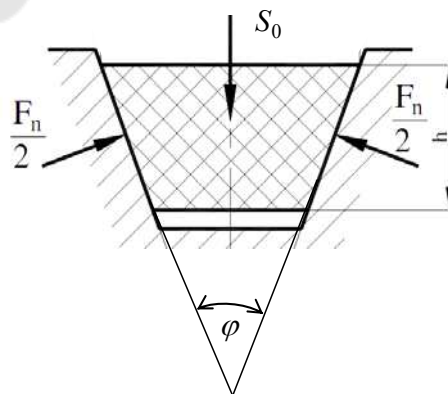


Рис. 3.3

Из условия равновесия сил (рис. 3.3)

$$2 \frac{F_n}{2} \sin \frac{\varphi}{2} - S_0 = 0, \text{ имеем } F_n = \frac{S_0}{\sin \frac{\varphi}{2}}.$$

Суммарная сила трения на поверхности контакта ремня со шкивом

$$F_{\text{тр}} = F_n f = S_0 \frac{f}{\sin \frac{\varphi}{2}} = S_0 f',$$

где $f' = \frac{f}{\sin \frac{\varphi}{2}}$ – приведенный коэффициент трения.

Для стандартных ремней $\varphi = 40^\circ$. В этом случае $f' = \frac{f}{\sin 20^\circ} \approx 3f$. Таким образом, клиновья форма ремня увеличивает сцепление его со шкивом. Однако следует заметить, что при $\varphi < 40^\circ$ возрастает вероятность самозаклинивания ремня.

Достоинством этой передачи по сравнению с передачей плоским ремнем является то, что благодаря повышенному сцеплению ремня со шкивами, она может передавать большую мощность, допускает меньший угол обхвата α_1 на ведущем шкиве, а, следовательно, и меньшее межосевое расстояние a и большее передаточное отношение.

Клиноременная передача может работать в любом пространственном положении, так как отсутствует сползание ремня со шкива. При передаче движения несколькими ремнями обрыв одного из них не требует немедленного прекращения работы, а отсутствия стыка ремней обеспечивает бесшумную плавную работу передачи.

Недостатками являются большие напряжения изгиба вследствие значительной высоты ремня, понижение долговечности ремня, большие потери на внешнее и внутреннее трение, опасность перегрева ремня и его заклинивания, большая стоимость изготовления шкивов и

неодинаковая работа ремней в комплекте вследствие отклонений в их длине.

Передачи клиновыми ремнями рекомендуют применять при малых межосевых расстояниях, больших передаточных числах $u \leq 7$, вертикальном расположении осей валов.

Диапазон рекомендуемых скоростей для клиновых передач с нормальным ремнем $V = 4 \dots 25$ м/с, а в передачах с узкими клиновыми ремнями – $V = 4 \dots 40$ м/с.

Клиноременные передачи применяют для мощностей до 200 кВт, однако малые габариты и компактность имеют место преимущественно в интервале мощностей до 50 кВт.

Коэффициент полезного действия клиноременных передач при скорости ремня $V < 25$ м/с составляет $\eta = 0,9 \dots 0,96$ и снижается при большей скорости вследствие аэродинамических потерь.

Их можно встретить в приводах станков, промышленных установок, вентиляторов, в транспортных, дорожно-строительных и сельскохозяйственных машинах.

3.2. Клиновые ремни

Клиновые ремни (рис. 3.4) состоят из резинового или резинотканевого слоя растяжения 1, несущего слоя (корда) 2 на основе материалов из химических волокон, резинового слоя сжатия 3 и оборточного слоя прорезиненной ткани 4.

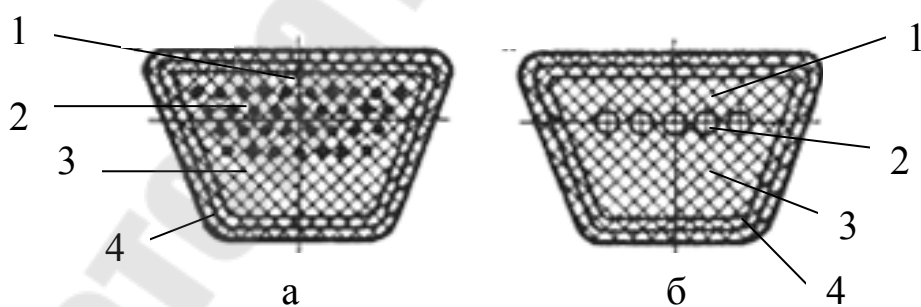


Рис. 3.4

Клиновые ремни бывают двух типов: кордтканевые и кордшнуровые. В кордтканевых ремнях (рис. 3.4,а) корд выполнен в виде нескольких слоев кордткани с основой в виде крученых шнуров толщиной 0,8—0,9 мм.

В кордшнуровых ремнях (рис. 3.4,б) корд состоит из одного слоя кордшнура, намотанного по винтовой линии и заключенного в тонкий слой резины для уменьшения трения.

При малых диаметрах шкивов, а также при высоких скоростях следует применять кордшнуровые ремни, при сравнительно больших диаметрах шкивов – кордтканевые.

В зависимости от соотношения ширины и высоты ремни изготовляют трех видов: нормального, узкого и широкого, применяемого в бесступенчатых передачах (вариаторах).

В зависимости от размера поперечного сечения ремня они обозначаются (в скобках указаны обозначения ремней в международной системе ИСО)

нормальные ремни O(Z), A(A), B(B), C(C), D(D), E(E), E(EO);

узкого сечения YO(SPZ), YA(SPA), YB(SPB), YC(SPC).

Основные размеры приводных клиновых ремней и минимальные диаметры шкивов приведены в табл. 3.1

Таблица 3.1

Размеры клиновых ремней и диаметры шкивов

Тип ремня	Обозначение сечения	Размеры ремня в сечении, мм			$A, \text{мм}^2$	$L, \text{мм}$	$d_{\min}, \text{мм}$
		b_p	b_0	h			
Клиновой нормального сечения	Z	8,5	10	6	47	400 ... 2500	63
	A	11	13	8	81	560 ... 4000	90
	B	14	17	10,5	138	800 ... 6300	125
	C	19	22	13,5	230	1800 ... 10600	200
	D	27	32	19	476	3150 ... 15000	315
	E	32	38	23,5	692	4500 ... 18000	500
	EO	42	50	30	1170	6300 ... 18000	800
Клиновой узкого сечения	SPZ	8,5	10	8	56	630 ... 3550	63
	SPA	11	13	10	95	800 ... 4500	90
	SPB	14	17	13	158	1250 ... 8000	140
	SPC	19	22	18	278	2000 ... 8000	224

b_p – ширина ремня на нейтральном слое; b_0 – ширина большего основания трапеции в сечении клинового ремня; h – высота сечения клинового ремня; A – площадь сечения; d_{\min} – минимальный диаметр ведущего шкива; L – предельная длина ремня.

Клиновые узкие ремни применяют в передаче, если скорость ремня находится в интервале от $V \geq 15$ м/с до $V \leq 50$ м/с или необходимо уменьшить габариты передачи. Эти ремни благодаря наличию корда повышенной прочности обладают большой тяговой способностью и допускают большие напряжения по отношению к нормальным ремням.

Стандартные ремни изготовляют двух видов: для умеренного и тропического климата, работающих при температуре воздуха от минус 30°C до плюс 60°C , и для холодного и очень холодного климата, работающих при температуре от минус 60°C до плюс 40°C .

Следует отметить, что в клиноременных передачах с несколькими ремнями из-за разной длины и неодинаковых упругих свойств нагрузка между ремнями распределяется неравномерно. Поэтому в клиноременной передаче в зависимости от марки ремня их количество в комплекте ограничено (табл. 3.2).

Таблица 3.2

Число ремней в комплекте

Сечение ремня	Z	A	B	C	D	E	EO
Рекомендованное	2...3	2...5	2...6	3...7	4...8	4...8	5...9
Допустимое	1...4	1...6	1...7	2...8	3...9	3...10	4...12

Длины ремней по нейтральной линии стандартизованы и их разметы приведены в табл. 3.3.

Таблица 3.3

Длина ремня L , мм

400, (425), 450, (475), 500, (530), 560, (600), 630, (670), 710, (750), 800, (850), 900, (950), 1000, (1060), 1120, (1180), 1250, (1320), 1400, (1500), 1600, (1700), 1800, (1900), 2000, (2120), 2240, (2360), 2500, (2650), 2800, (3000), 3150, 3550, (3750), 4000, (4250), 4500, (4750), 5000, (5300), 5600, (6000), 6300, (6700), 7100, (7500), 8000, (8500), 9000, (9500), 10000, (10600), 11200, (11800), 12500, (13200), 14000, (15000), 16000, (17000), 18000
В скобках указаны не рекомендуемые длины ремней.

Для более удобного надевания и снятия ремня, а также для регулирования его натяжения по мере вытяжки один шкив устанавливают так, чтобы он имел возможность перемещаться перпендикулярно к оси вала.

3.3. Шкивы клиноременных передач

Шкивы клиноременных передач (рис. 3.5) имеют в ободке канавки под клиновым ремнем.

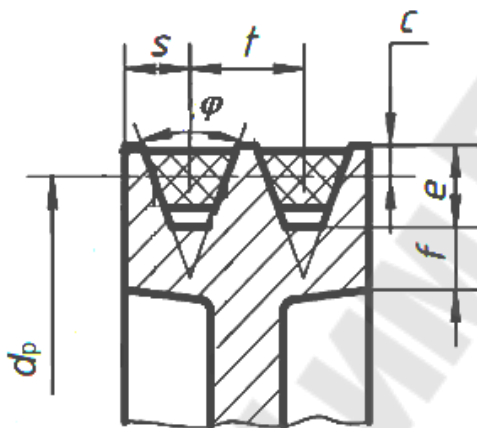


Рис. 3.5

Угол канавок варьируется в диапазоне от 34° до 40° и зависит от диаметра шкива. Некоторые параметры шкивов клиноременной передачи приведены в таблице 3.4.

Таблица 3.4

Размеры шкивов клиноременной передачи, мм

Сечение ремня	c	e	t	s	f	Расчетные размеры d шкивов при φ			
						34°	36°	38°	40°
Z	2,5	10	12	8	5,5	63-71	80-100	112-160	180-450
A	3,5	12,5	16	10	6	90-122	125-160	180-400	450-560
B	5	16	20	12,5	7,5	125-160	180-224	250-500	560-710
C	6	21	26	17	10	200	224-315	355-630	710-1000
D	8,5	28,5	37,5	24	12	—	315-450	500-900	1000-1250
E	10	34	44,5	29	15	—	500-560	630-1120	1250-1600
EO	12,5	43	58	38	18	—	—	800-1400	Св.1600

Стандартный ряд диаметров шкивов по ГОСТ 17383-73 приведен в табл. 3.5.

Таблица 3.5

Стандартный ряд диаметров шкивов по ГОСТ 17383-73, мм

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	1120	1250	1400	1600	1800	2000				

Чаще всего шкивы для клиноременных изготавливают точеными, а больших диаметров – литыми. Материал шкивов – чугун, сталь, алюминиевые сплавы.

Глубина канавок шкивов должна быть такой, чтобы между внутренней поверхностью ремней и дном канавок сохранялся зазор δ (рис. 3.6).

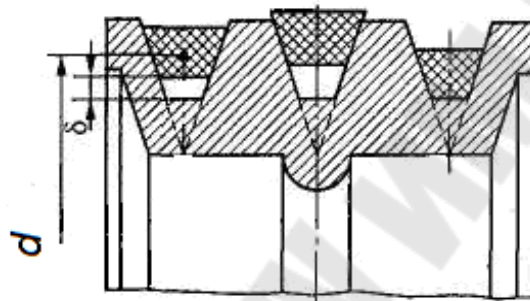


Рис. 3.6

В то же время не допускается выступа ремня за пределы наружного диаметра шкива, так как в этом случае кромки канавок быстро разрушают ремень.

Рабочими поверхностями являются его боковые стороны, поэтому для уменьшения износа ремня рабочие поверхности канавок шкива полируют. При изгибе на шкиве происходит искажение профиля ремня. Ширина ремня в зоне растяжения уменьшается, а в зоне сжатия увеличивается, что приводит к уменьшению угла его профиля. Если ремень, деформированный таким образом, расположить в канавке шкива с углом, равным углу профиля недеформированного ремня, то давление на его боковые грани распределяется неравномерно, что уменьшает долговечность ремня. С целью устранения неравномерности давления угол φ канавок шкива делают меньше угла профиля ремня. При этом чем меньше диаметр шкива, тем меньше угол канавки шкива.

Диаметр d_p цилиндра, на котором расположен нейтральный слой надетого на шкив ремня, называют расчетным диаметром шкива (рис. 3.5).

3.4. Проектный расчет клиноременной передачи

1. Выбрать сечение ремня по передаваемой мощности P_1 и частоте вращения n_1 ведущего шкива: нормального сечения по рис. 3.6 и узкого по рис. 3.7.

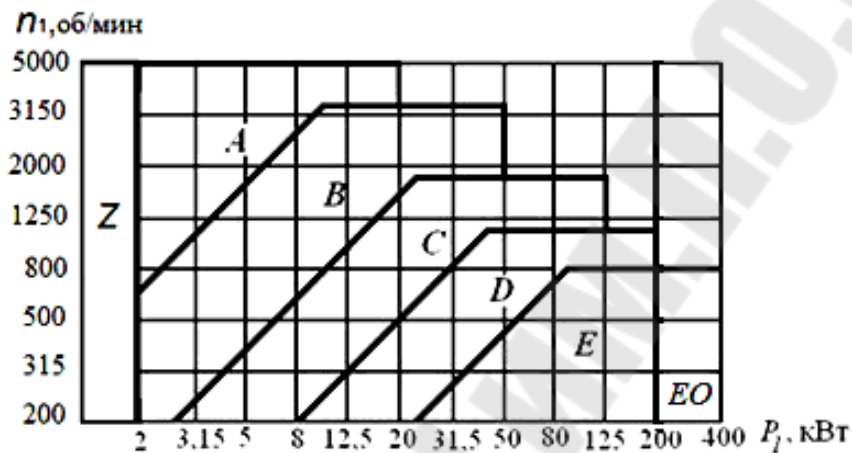


Рис. 3.6

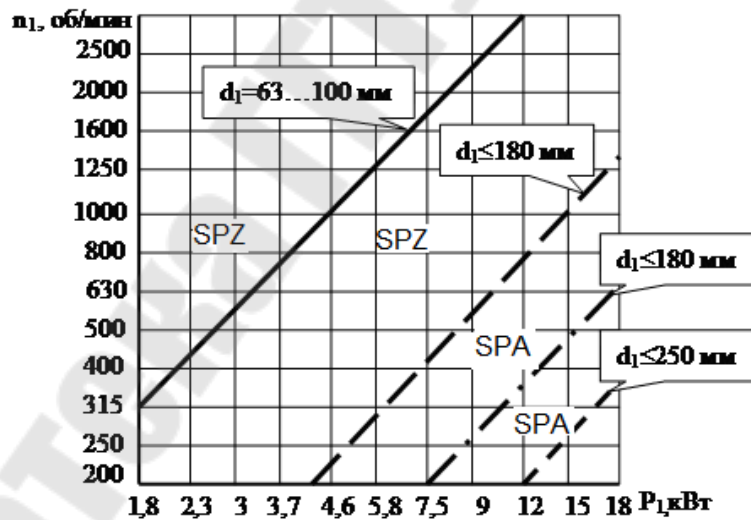


Рис. 3.7

2. По табл. 3.1 выбрать минимальное значение диаметра малого шкива $d_1 = d_{\min}$.

3. Вращающий момент на малом шкиве

$$T_1 = 9550 \frac{P_1}{n_1}$$

4. Выбрать значение коэффициента скольжения. Для кордшнуровых ремней рекомендуется значение коэффициента скольжения $\xi = 0,01$, для кордтканевых $\xi = 0,02$.

5. Диаметр большого шкива

$$d_2 = d_1(1 - \xi)u.$$

Округлить до ближайшего стандартного по табл. 3.5.

6. Фактическое значение передаточного отношения

$$u_{\text{ф}} = \frac{d_2}{d_1(1 - \xi)}.$$

Расхождение между значениями расчетного и фактического передаточного отношения не должно превышать 3...4 %.

7. Выбрать значение межосевого расстояния a' в интервале $a'_{\text{min}} \dots a'_{\text{max}}$

$$a'_{\text{min}} \geq 0,55(d_1 + d_2) + h; \quad a'_{\text{max}} \leq 2(d_1 + d_2)$$

При выборе межосевого расстояния следует ориентироваться на следующие рекомендации (табл. 3.6).

Таблица 3.6

Рекомендуемые межосевые расстояния

u	1	2	3	4	5	6
a , мм	$1,5d_2$	$1,2d_2$	d_2	$0,95d_2$	$0,9d_2$	$0,85d_2$

8. Расчетная длина ремня

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

Значение L' расчетной длины округлить до стандартного значения L по табл. 3.3.

9. Фактическое значение межосевого расстояния

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

При монтаже передачи необходимо обеспечить возможность уменьшения a на $0.01L$ для того, чтобы облегчить надевание ремней на шкив; для увеличения натяжения ремней необходимо предусмотреть возможность увеличения a на $0.025L$.

$$a_{\min} = a - 0,01L; \quad a_{\max} = a + 0,025L$$

10. Угол обхвата ремнем ведущего шкива

$$\alpha_1 = 180^\circ - 57,3^\circ \frac{d_2 - d_1}{a}$$

Должно соблюдаться следующее условие $\alpha > 120^\circ$.

11. Скорость ремня

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

Для клиновых ремней допустимая скорость ремня $[V] = 25 \text{ м/с}$. При скорости ремня $V > [V]$ необходимо уменьшить диаметр малого шкива.

12. Частота пробегов ремня

$$\nu = \frac{V}{L} \leq [\nu].$$

Для клиновых ремней $[\nu] = 30 \text{ сек}^{-1}$. При соблюдении условия $\nu \leq [\nu]$ гарантируется срок службы ремня 1000...5000 ч.

13. Допускаемая мощность, которая может быть передана одним клиновым ремнем

$$[P] = (P_0 C_\alpha C_L + \Delta P_u) C_p,$$

где P_0 – допускаемая приведенная мощность, передаваемая одним

клиновым ремнем нормального сечения (табл. 3.7) и узкого сечения (табл. 3.8) эталонной длиной L_0 в стандартных условиях: $\alpha = 180^\circ$, $u = 1$, нагрузка спокойная);

C_α – коэффициент, учитывающий влияние на тяговую способность угла обхвата на малом шкиве

$$C_\alpha = 1,24(1 - e^{-\frac{\alpha}{110}});$$

Таблица 3.7

Мощность P_0 , передаваемая одним клиновым ремнем нормального сечения

Сечение ремня	Диаметр d_1 , мм	P_0 , кВт, при скорости ремня V , м/с					
		3	5	10	15	20	25
<i>Z</i> $L_0 = 1320$ мм	63	0,31	0,49	0,82	1,03	1,11	–
	71	0,37	0,56	0,95	1,22	1,37	1,40
	80	0,40	0,62	1,07	1,41	1,60	1,65
	90	0,44	0,67	1,16	1,56	1,73	1,90
	100	0,46	0,70	1,24	1,67	1,97	2,10
<i>A</i> $L_0 = 1700$ мм	90	0,56	0,84	1,39	1,75	1,88	–
	100	0,62	0,95	1,60	2,07	2,31	2,29
	112	0,70	1,05	1,82	2,39	2,74	2,82
	125	0,74	1,15	2,00	2,66	3,10	3,27
	140	0,80	1,23	2,18	2,91	3,44	3,70
<i>B</i> $L_0 = 2240$ мм	125	0,92	1,39	2,26	2,80	–	–
	140	1,07	1,61	2,70	3,45	3,83	–
	160	1,20	1,83	3,15	4,13	4,73	4,88
	180	1,30	2,01	3,51	4,66	5,44	5,76
	200	1,40	2,15	3,79	5,08	6,00	6,43
<i>C</i> $L_0 = 3750$ мм	224	1,47	2,26	4,05	5,45	6,50	7,05
	200	1,85	2,77	4,59	5,80	6,33	–
	224	2,08	3,15	5,35	6,95	7,86	7,95
	250	2,28	3,48	6,02	7,94	9,18	9,60
<i>D</i> $L_0 = 6000$ мм	280	2,46	3,78	6,63	8,86	10,40	11,10
	355	4,46	6,74	11,4	14,8	16,8	17,1
	400	4,94	7,54	13,0	17,2	20,0	21,1
	450	5,36	8,24	14,4	19,3	22,8	24,6
	500	5,70	8,80	15,5	21,0	25,0	27,5

C_L – коэффициент влияния отношения расчетной длины ремня L к базовой L_0 (табл. 3.9);

Таблица 3.8

Мощность P_0 , передаваемая одним клиновым ремнем узкого сечения

Сечение ремня	Диаметр d_1 , мм	P_0 (кВт) при скорости ремня V , м/с					
		5	10	15	20	25	30
<i>SPZ</i> $L_0 = 1600$ мм	63	0,95	1,50	1,80	1,85	-	-
	71	1,18	1,95	2,46	2,73	2,85	-
	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
<i>SPA</i> $L_0 = 2500$ 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
<i>SPB</i> $L_0 = 3550$ 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	11,4	11,5
	200	4,12	7,30	10,0	11,9	13,1	13,3
	224	4,26	7,88	10,7	13,0	14,6	15,1
	250	4,66	8,50	11,6	14,1	15,1	16,8
<i>SPC</i> $L_0 = 5600$ 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 3.9

Коэффициент C_L

Тип ремня	Значение C_L при L/L_0						
	0,4	0,6	0,8	1,0	1,2	1,4	1,6
Клиновой нормального сечения	0,82	0,89	0,95	1,00	1,04	1,07	1,10
Клиновой узкого сечения	0,85	0,91	0,96	1,00	1,03	1,06	1,08

C_p – коэффициент динамичности нагрузки и режима работы (табл. 2.17);

ΔP_u – поправка, учитывающая уменьшения влияния на долговечность изгиба ремня на большем шкиве с увеличением передаточного числа

$$\Delta P_u = 0,0001 \Delta T_u n_1,$$

ΔT_u – поправка к вращающему моменту на меньшем шкиве с увеличением передаточного числа (табл. 3.10).

Таблица 3.10

Поправка ΔT_u

Тип ремня	Сечение ремня	ΔT_u				
		Передаточное число u				
		1,21 ... 1,3	1,31 ... 1,4	1,41 ... 1,6	1,61 ... 2,39	$\geq 2,4$
Клиновой нормального сечения	<i>Z</i>	0,30	0,35	0,38	0,40	0,50
	<i>A</i>	0,80	0,90	1,00	1,10	1,20
	<i>B</i>	2,10	2,30	2,60	2,90	3,10
	<i>C</i>	5,80	6,60	7,30	8,00	9,00
	<i>D</i>	21,00	23,00	26,00	28,40	31,00
Клиновой узкого сечения	SPZ	1,20	1,40	1,50	1,70	1,80
	SPA	2,80	3,10	3,50	3,80	4,20
	SPB	5,80	6,60	7,30	8,00	8,80
	SPC	14,00	16,00	17,60	19,40	21,00

14. Количество клиновых ремней в комплекте

$$z = \frac{P_1}{[P]}.$$

С учетом неравномерности распределения нагрузки между ремнями действительное число ремней в передаче

$$z' = \frac{z}{C_z},$$

C_z – коэффициент числа ремней в комплекте клиноременной передачи (табл. 3.11).

Таблица 3.11

Коэффициент C_z

z	1	2 ... 3	4 ... 6	свыше 6
C_z	1,00	0,95	0,90	0,85

Число ремней не должно превышать 5...8 для передач малой и средней мощности и 8...12 для передач большой мощности. Для повышения безотказности работы передачи не следует принимать $z' = 1$.

При необходимости уменьшения количества ремней следует увеличить диаметр ведущего шкива d_1 или перейти на большее сечение ремня.

15. Сила предварительного натяжения одного клинового ремня

$$S_0 = \frac{850P_1 C_L C_p}{z' V C_\alpha} + qV^2,$$

где P_1 – передаваемая мощность, кВт;

V – скорость ремня, м/с;

q – масса одного погонного метра ремня, кг (табл. 3.12)

Таблица 3.12

Масса одного погонного метра ремня, кг/м

Сечение	Z	A	B	C	D	E	EO
q	0,06	0,10	0,18	0,30	0,60	0,90	1,5
Сечение	SPZ	SPA	SPB	SPC			
q	0,07	0,12	0,20	0,37			

16. Сила, действующая на вал, H

$$F_{оп} = 2S_0 z' \sin \frac{\alpha_1}{2}.$$

17. Окружная сила, передаваемая комплектом ремней, H

$$F_t = \frac{10^3 P_1}{V}.$$

18. Силы натяжения ведущей S_1 и ведомой S_2 ветвей одного клинового ремня, H

$$S_1 = S_0 + \frac{F_t}{2z'}; \quad S_2 = S_0 - \frac{F_t}{2z'}$$

3.5. Проверочный расчет клиноременной передачи

Проверку прочности клинового ремня осуществляют в такой же последовательности, как и для плоскоременной передачи, и предусматривает определение максимальных нормальных напряжений в опасном сечении ведущей ветви ремня σ_{\max} , Н/мм².

$$\sigma_{\max} = \sigma_1 + \sigma_{\text{и}} + \sigma_V \leq [\sigma_p],$$

$$\text{где } \sigma_1 = \frac{S_0}{A} + \frac{F_t}{2z'A}; \quad \sigma_{\text{и}} = \frac{h}{d_1} E; \quad \sigma_V = \rho V^2 \cdot 10^{-6};$$

$E = 80 \dots 100$ Н/мм² – модуль упругости материала прорезиненного клинового ремня;

$\rho = 1250 \dots 1400$ кг/м³ – плотность материала прорезиненного клинового ремня;

$[\sigma_p] = 10$ МПа – допускаемое напряжение на растяжение материала прорезиненного клинового ремня.

Если условие $\sigma_{\max} \leq [\sigma_p]$, то следует принять большее сечение ремня или увеличить диаметр ведущего шкива и расчет передачи повторить.

При проектировании, для получения оптимальных размеров передачи и уменьшения стоимости, рекомендуется параллельно выполнить расчеты по нескольким вариантам для различных типов ремней, а затем выбрать лучшее решение.

Долговечность клинового ремня определяют по зависимости:

$$L_h = \frac{\sigma_{-1}^8 N_{\text{оц}} L C_i C_H}{\sigma_{\max}^8 60 \pi n_1 d_1},$$

где $N_{\text{оц}}$ – базовое число циклов перемены напряжений для клинового кордтканевого ремня (табл. 3.13). Для кордшнуровых ремней мдля всех сечений $N_{\text{оц}} = 5,7 \cdot 10^6$.

σ_{-1} – предел прочности материала ремня клиноременной передачи.

Таблица 3.13

Базовое число циклов перемены напряжений

Сечение	Z	A	B	C	D	E	EO
$N_{\text{оц}}$	$4,6 \cdot 10^6$		$4,6 \cdot 10^6$			$4,6 \cdot 10^6$	

L – длина ремня;

$C_i = 1,5\sqrt[3]{u} - 0,5$ – коэффициент, учитывающий передаточное число;

C_n – коэффициент, учитывающий вид нагрузки;

n_1 – частота вращения меньшего шкива;

d_1 – диаметр меньшего шкива.

4. Поликлиновая ременная передача

4.1 Общие сведения

В ременных передачах специального назначения применяют поликлиновые ремни (рис. 4.1), выполненные из плоского ремня с высокопрочным кордшнуром и продольными клиньями. Таким образом, поликлиновые ремни состоят из трех основных элементов: кордшнура 2, передающий окружное усилие, обкладочного материала 1, обеспечивающий сцепные свойства ремня, и наполнителя 3, придающего ремню монолитность и связывающего воедино все его элементы.

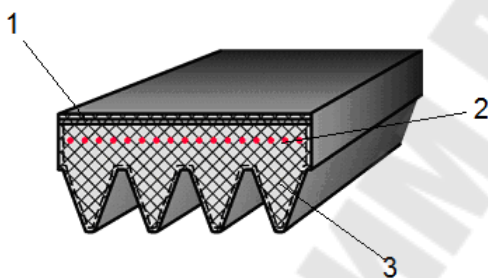


Рис. 1.4

Несущий слой состоит из высокопрочных композитных нитей, распределенных по ширине ремня. Нити имеют малое линейное удлинение и прочно сцеплены с основой. Это обеспечивает стабильность длины при больших растягивающих усилиях и позволяет передавать повышенные нагрузки. Долговечное и гибкое покрытие обеспечивает защиту несущего слоя и позволяет применять для поликлиновой передачи натяжной ролик.

В качестве корда применяют вискозу, лавсан или стекловолокно. Угол клина недеформированного выступа – $\varphi = 40^\circ$. Теоретическая высота профиля $h_0 = 1,374t$.

Отечественные стандарты нормализуют три сечения ремня (K , L , M), зарубежные – пять (PH , PJ , PK , PL , PM). Приблизительное соответствие между ними следующее: K - PJ ; L - PL ; M - PM .

Ремень сечения K применяют вместо клиновых ремней сечений Z и A ($T_1 \leq 40$ Н·м), ремень сечения L – вместо клиновых ремней сечений A , B и C ($18 \leq T_1 \leq 400$ Н·м) и ремень сечения M – вместо клиновых ремней сечений C , D , E и EO ($T_1 \geq 130$ Н·м)/

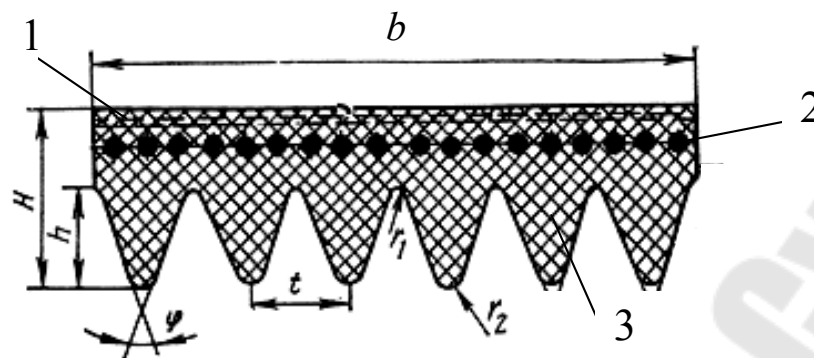


Рис. 4.2

Размеры отечественных поликлиновых ремней (рис. 4.2) приведены в табл. 4.1.

Таблица 4.1

Размеры поликлиновых ремней

Сечение ремня	t , мм	H , мм	h , мм	r_1 , мм	r_2 , мм	Предельные расчётные длины L_p , мм	Число клиньев, z		d_{\min} , мм	T_1 , Н•м
							Рекомендуемое	Наибольшее		
К	2,4	4	2,15	0,1	0,4	400...2000	2...36	36	40	<70
L	4,8	9,5	4,68	0,2	0,7	1250...4000	4...20	50	80	40...450
M	9,5	16,7	9,6	0,4	1,0	2000...4000	4...20	50	180	>450

В настоящее время на установках, требующих вращение по и против часовой стрелки применяются двухсторонние поликлиновые ремни (рис. 4.3), которые лучше всего подходят для шкивов с малыми диаметрами.



Рис. 4.3

При одинаковой передаваемой мощности ширина поликлиновых ремней в 1,5—2 раза меньше ширины комплекта клиновых ремней. Благодаря высокой гибкости допускается применение шкивов меньшего диаметра, чем в обычной клиноременной передаче,

большая быстроходность до 40 м/с и большие передаточные отношения. Вследствие уменьшения длины консольной части происходит снижение давления на валы и опоры передачи. Поликлиновая ременная передача характеризуется плавностью работы и более постоянным передаточным числом. Нагрузка по ширине ремня в передаче распределяется равномерно, тогда, как в передачах с клиновыми ремнями необходимо тщательно подбирать ремни по длине для обеспечения одинакового натяжения.

Эти преимущества позволяют снизить стоимость привода, и, следовательно, повысить конкурентоспособность на рынке всей машины в целом. Поэтому поликлиновые ремни применяются в самых различных отраслях машиностроения.

К основным недостаткам данной передачи можно отнести чувствительность к отклонениям от параллельности валов и осевому смещению шкивов.

4.2. Шкивы поликлиновой ременной передачи

Шкивы для поликлиновых ремней выполняют точеными (рис. 4.4), а при больших размерах – литыми. В серийном производстве шкивы изготовляют сварными или сборными из штампованных элементов.



Рис. 4.4

Материал шкивов — чугун, сталь и алюминиевые сплавы с пределом прочности $\sigma_b > 160$ МПа.

У шкивов ременных передач поликлиновым ремнем рабочими поверхностями являются боковые стороны клиновых канавок (рис. 4.4), поэтому с целью уменьшения износа ремней рабочие поверхности канавок полируют. Шкивы поликлиновых ременных передач должны быть сбалансированы.

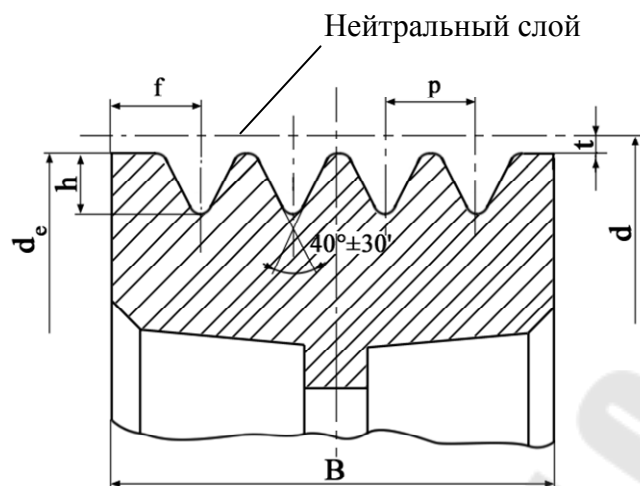


Рис.4.5

Диаметр d цилиндра, на котором расположен нейтральный слой надетого на шкив ремня, называют расчетным диаметром шкива. Размеры шкивов для отечественных поликлиновых ремней приведены в табл. 4.2.

Таблица 4.2

Размеры шкивов, мм

Сечение ремня	t	h	p	f	d_e	B
К	1,0	2,35	2,4	3,5	$d_e = d - 2t$	$B = (z = 1)p + 2f$
L	2,4	4,85	4,8	5,5		
M	3,5	10,35	9,5	10		

Стандартный ряд диаметров шкивов по ГОСТ 17383-73 приведен в табл. 4.3.

Таблица 4.3

Стандартный ряд диаметров шкивов по ГОСТ 17383-73, мм

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	1120	1250	1400	1600	1800	2000				

Было установлено, что сила сцепления поликлинового ремня с плоским шкивом при угле обхвата $\alpha_1 > 133^\circ$ приблизительно равна силе сцепления со шкивом с канавками, а с увеличением угла обхвата становится выше. Поэтому для приводов с передаточным отношением $u > 3$ и углом обхвата $120^\circ \leq \alpha_1 \leq 150^\circ$ можно применять плоский большой шкив.

Плоский шкив может иметь цилиндрическую или слегка выпуклую бочкообразную форму (рис. 4.6).

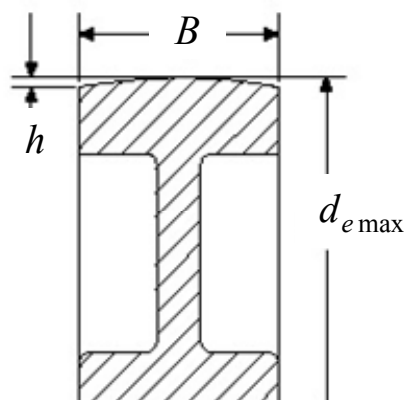


Рис.4.6

Требуемую ширину B плоского шкива определяют по формуле

$$B = (z + 2)p.$$

Кривизну плоского шкива назначают в соответствии табл. 4.4.

Таблица 4.4

Кривизна плоского шкива поликлиновой передачи		
Наружный диаметр $d_{e\max}$, мм	Кривизна h шкива при ширине B , мм	
	<250	>250
<112	0,3	0,3
>112–140	0,4	0,4
>140–180	0,5	0,5
>180–224	0,6	0,6
>224–335	0,8	0,8
>335–500	1,0	1,0
>500–710	1,2	1,2
>710–1000	1,2	1,5
>1000–1400	1,5	2,0
>1400–2000	1,8	2,5

4.3. Проектный расчет поликлиновой ременной передачи

Исходными данными для расчета поликлиновой ременной передачи являются: передаваемая мощность P_1 , кВт, частота вращения ве-

дущего вала n_1 , об/мин, передаточное число u и срок службы передачи L_h , час.

1. Вращающий момент на малом шкиве

$$T_1 = 9550 \frac{P_1}{n_1}$$

2. Выбрать сечение ремня в зависимости от передаваемой мощности P_1 и частоты вращения малого шкива n_1 (рис. 4.7).

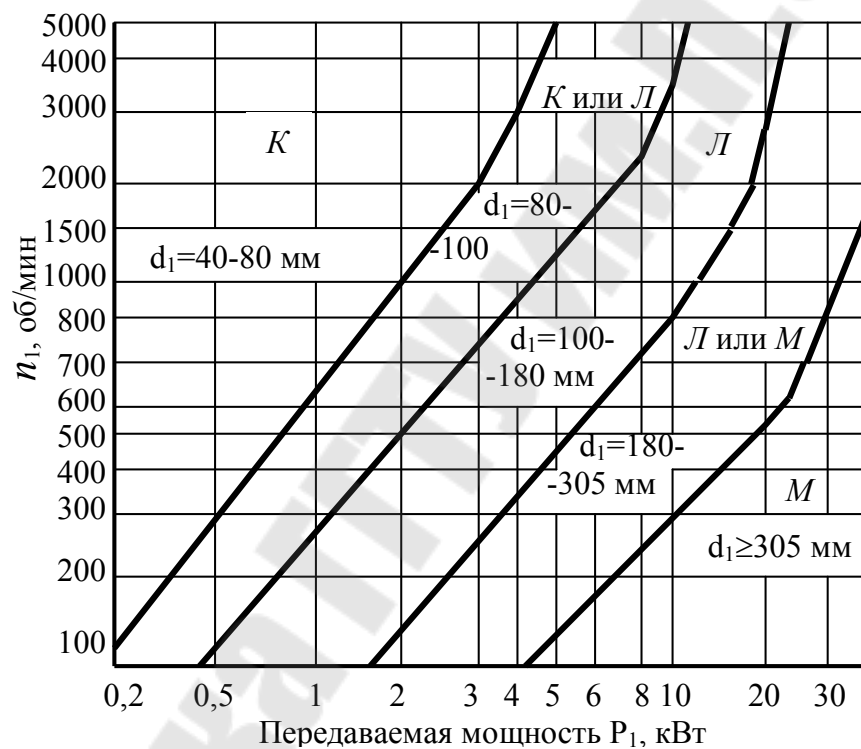


Рис. 4.7

Если заданным P_1 и n_1 соответствуют ремни двух сечений, например K и L , то рекомендуется принимать ремень сечения K , так как он имеет меньшие размеры. Если по результатам расчетов получилось количество клиньев $z > 36$, то необходимо принять ремень сечения L и расчет повторить.

3. Ориентировочный диаметр малого шкива

$$d'_1 = k \sqrt[m]{T_1},$$

где k, m – коэффициенты, зависящие от значения вращающего момента на меньшем шкиве (табл. 4.5).

Таблица 4.5

Коэффициенты k и m

Вращающий момент T_1 , Н·м	Сечение ремня	k	m	Базовая длина ремня L_0 , мм
До 40	K	30,3	3	710
Свыше 18 до 250	L	30,3	3	1600
Свыше 250 до 400	L	12	2	1600
Свыше 130 до 250	M	30,3	3	2240
Свыше 250	M	12	2	2240

Полученное значение округляют в большую сторону до стандартного значения (табл. 4.3), что позволяет увеличить как долговечность ремня, так и КПД передачи.

4. Скорость ремня

$$V = \frac{\pi n_1 d_1}{60 \cdot 1000} \leq [V] = 40 \text{ м/с.}$$

5. Диаметр большего шкива

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

где $\xi = (0,01 \dots 0,02)$ – коэффициент упругого скольжения поликлинового ремня.

По табл. 4.3 принять стандартное значение.

6. Фактическое передаточное отношение

$$u_\Phi = \frac{d_2}{d_1(1 - \xi)}.$$

Расхождение между значениями расчетного и фактического передаточного отношения не должно превышать 3...4 %.

7. Выбрать значение межосевого расстояния a' в интервале $a'_{\min} \dots a'_{\max}$

$$a'_{\min} \geq 0,55(d_1 + d_2) + H; \quad a'_{\max} \leq 2(d_1 + d_2),$$

где H – высота сечения поликлинового ремня (рис. 4.2).

При выборе межосевого расстояния следует ориентироваться на следующие рекомендации (табл. 4.6).

Таблица 4.6

Рекомендуемые межосевые расстояния

u	1	2	3	4	5	6
a , мм	$1,5d_2$	$1,0d_2$	$0,85d_2$	$0,75d_2$	$0,7d_2$	$0,65d_2$

8. Расчетная длина ремня

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

Значение L' расчетной длины округлить до стандартного значения L по табл. 4.7.

Таблица 4.7

Стандартная длина ремня L , мм

400, (425), 450, (475), 500, (530), 560, (600), 630, (670), 710, (750), 800, (850), 900, (950), 1000, (1060), 1120, (1180), 1250, (1320), 1400, (1500), 1600, (1700), 1800, (1900), 2000, (2120), 2240, (2360), 2500, (2650), 2800, (3000), 3150, 3550, (3750), 4000, (4250), 4500, (4750), 5000, (5300), 5600, (6000), 6300, (6700), 7100, (7500), 8000, (8500), 9000, (9500), 10000, (10600), 11200, (11800), 12500, (13200), 14000, (15000), 16000, (17000), 18000
В скобках указаны не рекомендуемые длины ремней.

9. Фактическое значение межосевого расстояния

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

При монтаже передачи необходимо обеспечить возможность уменьшения a на $0.013L$ для того, чтобы облегчить надевание ремней на шкив; для увеличения натяжения ремней необходимо предусмотреть возможность увеличения a на $0.020L$.

$$a_{\min} = a - 0,013L; \quad a_{\max} = a + 0,020L$$

10. Частота пробегов ремня

$$v = \frac{V}{L} \leq [v].$$

Для поликлиновых ремней $[v] = 30 \text{ сек}^{-1}$. При соблюдении условия $v \leq [v]$ гарантируется срок службы ремня 1000...5000 ч.

11. Угол обхвата ремнем малого шкива

$$\alpha_1 = 180^\circ - 57,3^\circ \frac{d_2 - d_1}{a}.$$

Должно соблюдаться следующее условие $\alpha > 120^\circ$.

12. Допускаемая мощность, передаваемая одним поликлиновым ремнем с 10 клиньями в условиях эксплуатации

$$[P] = (P_0 C_\alpha C_L + \Delta P_u) C_p,$$

где P_0 – допускаемая приведенная мощность (табл. 4.9), передаваемая поликлиновым ремнем с 10 клиньями эталонной длиной L_0 в стандартных условиях: $\alpha = 180^\circ$, $u = 1$, нагрузка спокойная и одно-сменная работа.

C_α – коэффициент, учитывающий влияние на тяговую способность угла обхвата на малом шкиве

$$C_\alpha = 1,24(1 - e^{-\frac{\alpha}{110}});$$

C_L – коэффициент длина ремня определяют по табл. 4.8

Таблица 4.8

Значение коэффициента C_L

Ремень	L/L_0									
	0,4	0,5	0,6	0,8	1,0	1,2	1,4	1,6	1,8	2,0
Поликлиновой	0,82	0,86	0,89	0,95	1,00	1,04	1,07	1,10	1,13	1,15

Таблица 4.9

Мощность P_0 , передаваемая поликлиновым ремнем с 10 ребрами при $u = 1$, $\alpha_1 = 180^\circ$, длине ремня L_0 и спокойной односменной работе

Сечение ремня	$d_1, \text{мм}$	Мощность P_0 в кВт при скорости V в м/с							
		2	5	10	15	20	25	30	35
<i>K</i> $L_0 = 710 \text{ мм}$	40	0,65	1,40	2,40	3,20	3,70	-	-	-
	45	0,70	1,55	2,70	3,60	4,50	4,90	-	-
	50	0,76	1,65	2,90	4,00	4,90	5,30	-	-
	56	0,80	1,80	3,10	4,30	5,20	5,90	6,20	-
	63	0,85	1,90	3,40	4,60	5,70	6,40	6,80	-
	71	0,88	2,00	3,60	4,90	6,00	6,90	7,40	7,60
	80	0,92	2,05	3,70	5,20	6,40	7,30	7,90	8,20
	90	0,95	2,15	3,90	5,40	6,70	7,70	8,40	8,70
	100	0,97	2,20	4,00	5,60	6,90	8,00	8,70	-
	112	1,00	2,25	4,10	5,80	7,20	8,30	9,10	-
	125	1,02	2,30	4,20	6,00	7,50	8,70	9,50	-
	140	1,05	2,35	4,30	6,2	7,60	8,80	9,60	
<i>L</i> $L_0 = 1600 \text{ мм}$	80	1,90	3,90	6,40	7,90	8,30	-	-	-
	90	2,20	4,50	7,60	9,70	10,8	-	-	-
	100	2,30	5,00	8,60	11,2	12,7	13,0	-	-
	112	2,54	5,50	9,60	12,7	14,7	15,3	-	-
	125	2,70	5,90	10,4	13,9	16,3	17,4	17,0	-
	140	2,90	6,30	11,0	15,0	17,8	19,2	19,0	17,2
	160	3,05	6,70	12,0	16,2	19,4	21,0	21,5	20,0
	180	3,10	7,00	12,6	17,0	20,5	22,8	23,4	22,0
	200	3,20	7,20	13,0	17,9	21,6	24,0	24,8	23,6
	224	3,30	7,50	13,5	18,6	22,6	25,2	26,2	-
250	3,40	7,70	14,0	19,2	23,4	26,2	27,5	-	
<i>M</i> $L_0 = 2240 \text{ мм}$	180	7,10	14,5	24,0	30,2	32,8	31,8	24,2	--
	200	7,70	16,3	27,7	35,8	40,3	40,4	35,4	-
	224	8,50	18,0	31,3	41,2	47,5	49,5	46,3	37,0
	250	9,10	19,7	34,4	45,9	53,8	57,0	56,0	48,0
	280	9,70	21,0	37,4	50,3	59,8	65,0	64,0	58,0
	315	10,2	22,5	40,0	54,3	65,0	71,0	72,0	68,0
	355	10,7	23,7	42,4	58,0	70,0	78,0	80,0	76,0
	400	11,0	24,8	44,6	61,0	74,0	83,0	86,0	84,0

C_p – коэффициент динамичности нагрузки и режима работы (табл. 2.17);

ΔP_u – поправка, учитывающая уменьшения влияния на долговечность изгиба ремня на большем шкиве с увеличением передаточного числа

$$\Delta P_u = 0,0001 \Delta T_u n_1,$$

ΔT_u – поправка к вращающему моменту на меньшем шкиве с увеличением передаточного числа (табл. 4.10).

Таблица 4.10

Значение поправки ΔT_u , Н·м

Передаточное число u	Сечение ремня		
	K	L	M
1,03...1,07	0,10	0,90	7,00
1,08...1,13	0,20	1,80	13,80
1,14...1,20	0,30	2,70	20,70
1,21...1,30	0,44	3,60	27,60
1,31...1,40	0,50	4,00	31,10
1,41...1,60	0,55	4,50	34,50
1,61...2,39	0,60	5,00	38,00
$\geq 2,40$	0,70	5,40	41,40

13. Требуемое количество клиньев z ремня

$$z' = \frac{10P_1}{[P]}.$$

Полученное значение количества клиньев z' округляют до целого числа z в большую сторону. При этом должно соблюдаться условие $z_{\min} \leq z \leq z_{\max}$ (табл. 4.11). При невыполнении этого условия необходимо увеличить межосевое расстояние или диаметр меньшего шкива.

Таблица 4.11

Параметры поликлинового ремня

Параметр	Сечение ремня		
	K	L	M
Число клиньев рекомендуемое:			
минимальное z_{\min}	2	4	2
максимальное z_{\max}	36	20	20
Масса 1 метра длины ремня с 10 клиньями q_{10} , кг/м	0,09	0,45	1,60

14. Сила предварительного натяжения поликлинового ремня

$$S_0 = \frac{850P_1C_L}{VC_\alpha C_p} + \frac{q_{10}z}{10}V^2,$$

где P_1 – передаваемая мощность, кВт;

V – скорость ремня, м/с;

q_{10} – масса одного погонного метра поликлинового ремня с 10 клиньями, кг/м (табл. 4.11).

15. Окружная сила, передаваемая поликлиновым ремнем, Н

$$F_t = \frac{10^3 P_1}{V}.$$

16. Силы натяжения ведущей S_1 и ведомой S_2 ветвей поликлинового ремня, Н

$$S_1 = S_0 + \frac{F_t}{2z'}; \quad S_2 = S_0 - \frac{F_t}{2z'}.$$

17. Сила, действующая на вал, Н

$$F_{\text{оп}} = 2S_0 \sin \frac{\alpha_1}{2}.$$

4.4. Проверочный расчет передачи поликлиновым ремнем

Проверка прочности поликлинового ремня производится по максимальным напряжениям в опасном сечении ведущей ветви, Н/мм²

$$\sigma_{\text{max}} = \sigma_1 + \sigma_{\text{и}} + \sigma_V \leq [\sigma_p],$$

$$\text{где } \sigma_1 = \frac{S_0}{A} + \frac{F_t}{2A}, \quad \sigma_{\text{и}} = \frac{H}{d_1} E, \quad \sigma_V = \rho V^2 \cdot 10^{-6};$$

$E = 80 \dots 100 \text{ Н/мм}^2$ – модуль упругости материала прорезиненного поликлинового ремня;

$\rho = 1200 \dots 1400 \text{ кг/м}^3$ – плотность материала прорезиненного поликлинового ремня;

$[\sigma_p] = 8 \text{ МПа}$ – допускаемое напряжение на растяжение материала прорезиненного поликлинового ремня.

Если условие $\sigma_{\max} \leq [\sigma_p]$, то следует принять большее сечение ремня или увеличить диаметр ведущего шкива и расчет передачи повторить.

При проектировании, для получения оптимальных размеров передачи и уменьшения стоимости, рекомендуется параллельно выполнить расчеты по нескольким вариантам для различных типов ремней, а затем выбрать лучшее решение.

5. Круглоременные передачи

5.1. Общие сведения

Круглоременные передачи, как силовые, в машиностроении не применяются. Их используют в основном для маломощных передач в машинах и механизмах, имеющих относительно небольшие размеры, к примеру, приборах, настольных станках (рис. 5.1), оборудовании пищевой и швейной промышленности.



Рис. 5.1.

Передача круглыми ремнями отличается плавной и бесшумной работой при любом ее положении при скоростях $V = 2 \dots 15$ м/с. Передаточное число для передач с круглыми ремнями обычно не превышает $u \leq 3$. В некоторых случаях круглоременная передача применяется для увеличения частоты вращения ведомого вала.

Круглые ремни производятся следующих диаметров: 2, 3, 4, 5, 6, 7, 8, 10, 12, 15, 18 мм.

Круглые ремни со стальным кордом выпускают диаметрами 6, 7, 8, 10, 12, 15 мм.

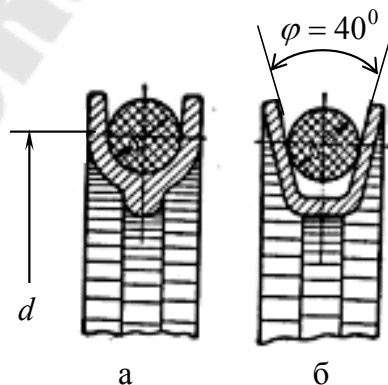


Рис. 5.2

Круглоременная передача отличается от плоскоременных и клиновых передач формой поперечного сечения и конструкцией шкивов.

Из круглых ремней наибольшее распространение получили хлопчатобумажные и капроновые ремни, реже используют прорезиненные и кожаные ремни.

Шкивы для круглоременных передач изготавливают двумя методами: литыми чугунными или точеными стальными. Шкивы имеют канавки полукруглого (рис. 5.2,а) или клиновидного (рис. 5.2,б) профиля.

В шкивах с канавками клиновидного профиля угол наклона боковых стенок принимают $\varphi = 40^\circ$.

Рабочие поверхности стенок канавок должны быть гладкими и не иметь различного рода повреждений.

Минимальный диаметр шкива круглоременной передачи принимают из соотношения

$$d_{\min} \geq (20 \dots 30)d_p,$$

где d_p – диаметр круглого ремня.

Для обеспечения требуемой долговечности число пробегов ν круглого ремня ограничивают

$$\nu = \frac{V}{L} < 5 \text{ с}^{-1}.$$

5.2. Расчет круглоременной передачи

Расчет передачи с круглым ремнем производят аналогично методике расчета плоскоременной передачи. Отличие в расчетах заключается в следующем.

Полезные напряжения для ремней круглоременной передачи определяют в зависимости от отношения $\frac{d_p}{d_1}$ по следующим зависимостям:

$$\text{для кожаных ремней } [\sigma_{F0}] = 2,9 - 30 \frac{d_p}{d_1};$$

$$\text{для хлопчатобумажных ремней } [\sigma_{F0}] = 2,1 - 15 \frac{d_p}{d_1} \cdot 4$$

для прорезиненных ремней $[\sigma_{F0}] = 2,3 - 10 \frac{d_p}{d_1}$.

Требуемый диаметр сечения круглого ремня определяют по зависимости:

$$d'_p = \sqrt{\frac{4F_t}{\pi C_\alpha C_V C_\theta C_p [\sigma_{F0}]}}$$

Коэффициенты, входящие в формулу, такие же, как и для плоскоремной передачи.

Полученный диаметр d'_p округляют в большую сторону до стандартного диаметра d_p .

Напряжение изгиба в сечении ремня

$$\sigma_{и1} = \frac{d_p}{d_1} E .$$

6. Зубчатоременные передачи

6.1. Общие сведения

В настоящее время наряду с плоскоремennыми и клиноремennыми передачами, основанных на использовании сил трения, широкое распространение получили зубчаторемennые передачи (рис. 6.1), относящиеся к передачам зацеплением, что обуславливает основные преимущества этой передачи.



Рис.6.1

Зубчатое зацепление ремня со шкивом устраняет скольжение и необходимость в большом предварительном натяжении, уменьшает влияние угла обхвата на тяговую способность, что позволяет уменьшить габариты передачи и реализовать большие передаточные числа.

Зубчаторемennая передача обеспечивает синхронное вращение валов, по сравнению с ременной передачей компактнее, по сравнению с цепной передачей работает плавнее, с меньшим шумом, не требует ухода и смазки.

Зубчатые ремни не чувствительны к изменению интенсивности нагрузки, не нуждаются в смазывании, что делает при эксплуатации зубчаторемennую передачу надежной и долговечной.

Передачу зубчатым ремнем применяют как в высоконагруженных передачах, используя ее высокую тяговую способность, так и в передачах точных перемещений в связи с постоянством передаточного числа. Ее можно встретить в кузнечнопрессовом оборудовании, приводах печатающих устройств ЭВМ, киносъемочной аппаратуре, робототехнике и др.

Мощность, передаваемая зубчатым ремнем, до $P_1 = 100$ кВт, в некоторых случаях до $P_1 = 500$ кВт; скорость ремня изменяется в диапазоне $5 \leq V \leq 60$ м/с, а в отдельных случаях до $V = 80$ м/с; передаточные числа $u \leq 12$; КПД передачи изменяется в пределах $\eta = 0,94 \dots 0,98$.

К основным достоинствам зубчаторемennой передачи можно отнести:

- 1) постоянство передаточного числа;
- 2) малое межосевое расстояние;
- 3) большое передаточное число;
- 4) низкий уровень шума;
- 5) отсутствие динамических нагрузок вследствие эластичности ремня и упругости зубьев;
- 6) способность к самозащите от попадания в область зацепления абразивных частиц благодаря созданию вокруг ремня воздушной зоны повышенного давления;
- 7) возможность передачи движения нескольким ведомым шкивам.

В то же время зубчатоременные передачи имеют и недостатки. К основным недостаткам следует отнести:

- 1) сравнительно высокая стоимость;
- 2) чувствительность к отклонению от параллельности осей валов;
- 3) незащищенность привода от перегрузок за счет проскальзывания ремня.

6.2. Ремни зубчатоременной передачи

Зубчатый ремень представляет собой бесконечную ленту с зубьями на внутренней поверхности и состоит из несущего слоя и связующего материала. Для силовых передач несущий слой выполнен из стального троса. В кинематических передачах применяют ремни с тянущим шнуровым слоем из стеклопластика или полиэфирного волокна. Связующим материалом зубчатого ремня является резина на основе бутадиен-нитрильных каучуков или полиуретан. Для повышения износостойкости зубьев ремня, выполненных из резины, покрывают нейлоновой тканью. Материал ремней маслостоек.

Зубья ремня выполняют с трапецеидальным (6.2,а) или полукруглым (рис. 6.2,б) профилем.

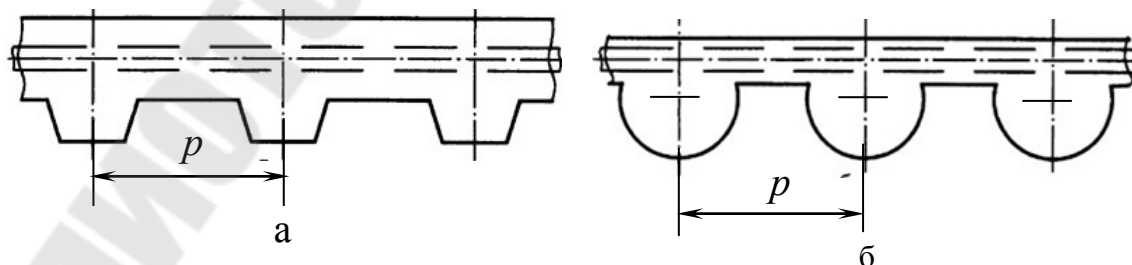


Рис. 6.2

Полукруглый профиль обеспечивает более равномерное распределение напряжений в ремне, возможность повышения нагрузок на 40%, более плавный вход зубьев в зацепление. С точки зрения техно-

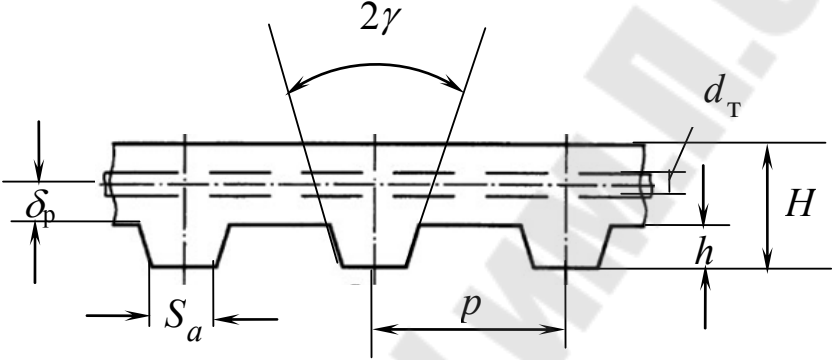
логии изготовления зубчатые ремни с трапецеидальными зубьями гораздо проще, поэтому их выпускают с большим диапазоном модулей.

Основной геометрический параметр зубчатоременной передачи – модуль $m = P/\pi$.

Для ремней с трапецеидальным зубом нормализованы модули в диапазоне от 1 до 10 мм. Основные параметры этих ремней по ОСТ 38–05114 приведены в табл. 6.1.

Таблица 6.1

Основные параметры ремней с трапецеидальным профилем



Параметры	Модуль ремня m , мм							
	1,0	1,5	2,0	3,0	4,0	5,0	7,0	10,0
Шаг зубьев ремня p , мм	3,14	4,71	6,28	9,42	12,57	15,71	21,99	31,42
Высота зуба 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 зуба S_a , мм	1,0	1,5	1,8	3,2	4,4	5,0	8,0	12,0
Расстояние от оси троса до впадины ремня δ_p , мм	0,4	0,4	0,6	0,6	0,8	0,8	0,8	0,8
Диаметр троса d_t , мм	0,36			0,65 ... 0,75				
Угол профиля зуба 2γ , град	50°			40°				
Податливость витков каркаса ремня, $\lambda \cdot 10^4$, мм ² /Н	7	8	9	14	6	8	11	16
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	3,0	3,5	5,0	9,0	25,0	30,0	42,0	60

Зубчатые ремни с полукруглым профилем выпускают с модулем 3, 4 и 5 мм, основные параметры этих ремней по ТУ 38–905560 приведены в табл. 6.2.

Таблица 6.2

Основные параметры ремней с трапецеидальным профилем



Модуль t , мм	Шаг ремня p , мм	Радиус профиля зуба R_1 , мм	Высота зуба h , мм	Толщина зуба H , мм	Расстояние от оси троса до впадины δ , мм	Податливость витков каркаса $\lambda \cdot 10^{-4}$, мм ² /Н	Допускаемая удельная сила W_0 , Н/мм
3	9,42	2,5	4,0	6,0	0,6	9	12
4	12,57	3,5	5,0	7,5	0,8	4	35
5	15,71	4,5	6,0	9,6	0,8	5	42

В зависимости от способа изготовления зубчатые ремни выпускают двух видов: сборочные и литые.

Сборочные ремни трапецеидального (рис. 6.3,а) или полукруглого профиля (рис. 6.3,б) состоят из корда, резины и тканевого покрытия на зубчатой поверхности, свулканизированных в одно целое.

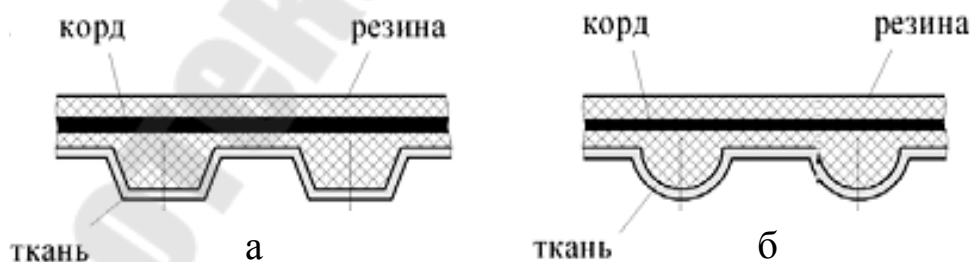


Рис. 6.3

Литые зубчатые ремни трапецеидального профиля (рис. 6.4) состоят из корда, резины или полиуретана и не имеют тканевого покрытия.

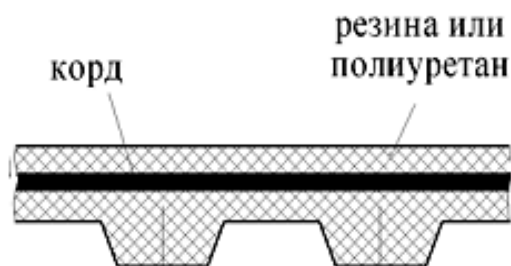


Рис. 6.4

Сборочные зубчатые ремни отличаются от литевых ремней более высоким качеством.

В качестве корда применяют металлокорд – стальные тросы диаметром 0,36 или 0,75 мм или стеклокорд – крученые нити диаметром 0,35...1,1 мм из стекловолокна.

При маркировке зубчатого ремня указывается четыре параметра: метод производства ремня, модуль m , число зубьев ремня z_p и ширина ремня b .

Маркировка сборочного зубчатого ремня имеет следующим вид: СБ 4 – 75 – 20.

СБ – означает метод производства ремня – сборочный;

4 – модуль;

75 – число зубьев ремня;

20 – ширина ремня.

Литевые зубчатые ремни, изготовленные из полихлоропреновой резины, маркируются ЛР, а из полиуретана маркируются ЛПУ, например: ЛР 1 – 100 – 5; ЛПУ 1 – 52 – 5.

6.3. Шкивы зубчаторемненной передачи

Материал для изготовления шкивов зубчаторемненных передач выбирают в зависимости от скорости ремня.

При $V \leq 30$ м/с шкивы изготавливают из чугуна марок СЧ15, СЧ20.

При $V \leq 40$ м/с шкивы изготавливают из стали.

Для изготовления быстроходных шкивов применяют легкие сплавы на основе алюминия.

Зубчатый шкив (рис. 6.5) можно рассматривать как зубчатое колесо, шаг и профиль зубьев которого соответствуют шагу и профилю зубьев зубчатого ремня, головки зубьев которого срезаны до диаметра, расположенного ниже делительной окружности.



Рис. 6.5

В зависимости от вида применяемого зубчатого ремня впадины шкива имеют профиль, соответствующий профилю зуба ремня.

На рис. 6.6 изображен шкив для трапецеидального зубчатого ремня с указанием размеров шкива.

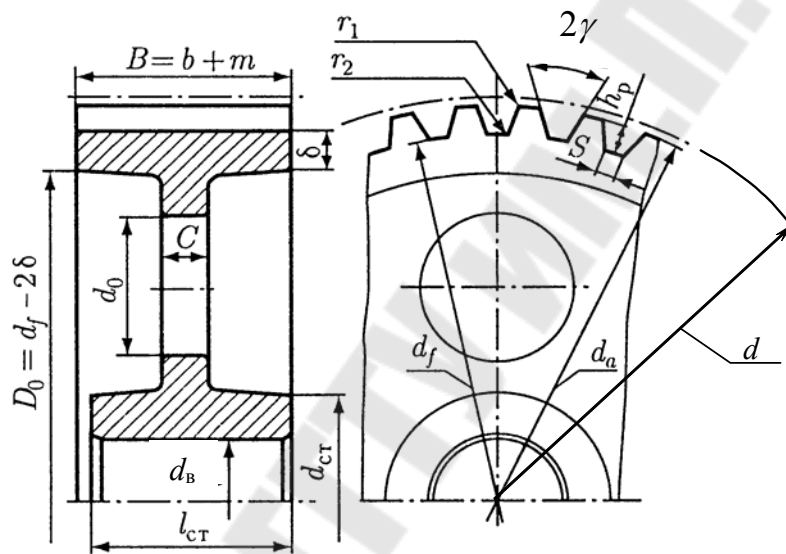


Рис. 6.6

Делительная окружность шкива d совпадает с нейтральным слоем ремня

$$d = mz,$$

где z – число зубьев шкива.

Диаметр вершин зубьев

$$d_a = d - 2\delta_p \pm k,$$

где k – поправка, учитывающая нагрузку и податливость каркаса;

δ_p – расстояние от впадины ремня до нейтрального слоя.

Знак « + » принимается для ведущего шкива, а знак « - » – для ведомого. Значение k вычисляют по формуле или по рекомендации в зависимости от диаметра вершин зубьев (табл. 6.3).

$$k = \frac{0,2F_p \lambda z}{b}$$

Расчетную силу F_p , передаваемую ремнем, рассчитывают по зависимости:

$$F_p = \frac{2 \cdot 10^3 T_1 C_p}{m z_1},$$

где T_1 – вращающий момент на малом шкиве;

z_1 – число зубьев малого шкива;

$C_p = 1,3 \dots 2,2$ – коэффициент динамичности и режима работы.

Таблица 6.3

Значение поправки k

d_a , мм	до 50	50 ... 78	80 ... 118	120 ... 198	200 ... 318	320 ... 500
k , мм	0,08	0,10	0,12	0,13	0,15	0,18

Диаметр впадин шкива

$$d_f = d_a - 2h,$$

где h – высота зуба ремня.

Ширину S и глубину h_p впадины шкива принимают в зависимости от модуля m по табл. 6.4.

Таблица 6.4

Значения ширины S и h_p впадины шкива и угла впадины 2γ

Параметр шкива	Обозначение параметра	Модуль m , мм							
		1	1,5	2	3	4	5	7	10
Ширина впадины	S , мм	1,0	1,5	1,8	3,0	4,0	4,8	7,5	11,5
Глубина впадины	h_p , мм	1,3	1,8	2,2	3,2	4,0	5,0	8,5	12,5
Угол впадин	2γ , град	50°				40°			

Толщина зуба шкива по наружной поверхности

$$S_a = p_a - \left(s + 2htg\gamma + \frac{f}{\cos\gamma} \right),$$

где $p_a = \frac{\pi d_a}{z}$ – шаг по внешней окружности;

s и h – размеры ремня;

f – боковой зазор.

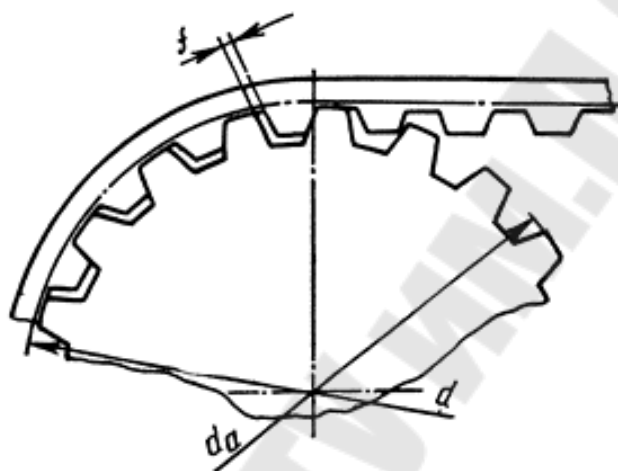


Рис. 6.7

Боковой зазор f необходим (рис. 6.7) для компенсации на дуге обхвата накопленной погрешности по шагу зубьев. Значение бокового зазора и размеры радиусов закруглений зубчатых шкивов приведены в табл. 6.5.

Таблица 6.5

Значение бокового зазора f и радиусы закруглений r_1 и r_2 в мм

m	f	r_1	r_2
1	0,4	0,3	0,3
1,5	0,6	0,4	0,4
2	0,8	0,5	0,5
3	1,2	0,8	0,7
4	1,2	1,3	1,2
5	1,5	2,0	1,5
7	1,8	3,0	2,5
10	2,5	3,5	3,0

Диаметр ступицы чугунного шкива

$$d_{\text{ст}} = 1,65d_{\text{в}},$$

стального шкива

$$d_{\text{ст}} = 1,55d_{\text{в}}.$$

Длина ступицы ориентировочно

$$l_{\text{ст}} = (1,2 \dots 1,5)d_{\text{в}}.$$

Окончательно принимают с учетом результатов расчета шпоночного или шлицевого соединения.

Толщина обода шкива

$$\delta = 1,5m + 2 \geq 6 \text{ мм.}$$

Толщина диска шкива

$$c = (1,2 \dots 1,3)\delta \geq 8 \text{ мм.}$$

Для предупреждения сбегания ремня один из шкивов (преимущественно меньший) выполняют с ребрами. В передачах при вертикальном расположении осей и $u \geq 3$ оба шкива делают с ребрами. Ребра могут выполняться в виде проволочных колец, закатываемых колец и дисков, закрепляемых с помощью винтов (рис. 6.8).

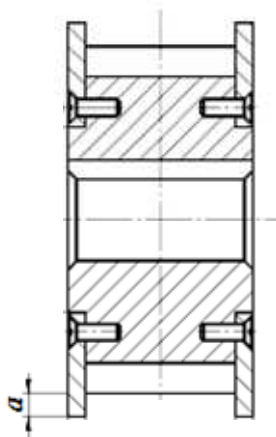


Рис. 6.8

Высота реборд

$$a = t \text{ (для } t \leq 7 \text{ мм); } a = 8 \text{ мм (для } t > 7 \text{ мм)}$$

В передачах с полукруглым профилем зуба ремня канавки на шкивах делают также полукруглыми и с закруглениями у вершин (рис. 6.9).

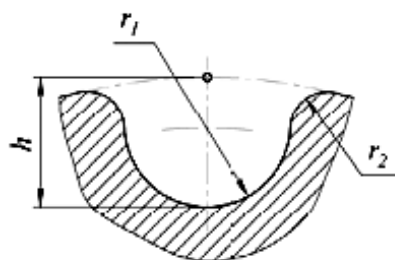


Рис. 6.9

Размеры впадин шкива для передачи с полукруглым профилем зуба ремня приведены в табл. 6.6.

Таблица 6.6

Размеры впадины в мм			
t	r_1	h	r_2
3	2,70	4,05	1,20
4	3,70	5,05	1,40
5	4,75	6,05	1,75

6.4. Проектный расчет зубчатременной передачи

Основным критерием работоспособности передач с зубчатым ремнем являются тяговая способность ремня, износостойкость зубьев и долговечность.

Проектный расчет передачи по тяговой способности ремня выполняют в следующей последовательности.

1. Определяют значение модуля для заданной мощности P_1 и частоты вращения n_1 ведущего шкива:

$$m = K_3 \sqrt{\frac{P_1 C_p}{n_1}},$$

где $K = 35$ для ремней с трапецидальной формы зубьев и $K = 25$ – для полукруглой формы;

P_1 – номинальная мощность на ведущем валу, кВт;

n_1 – частота вращения ведущего шкива, об/мин;
 C_p – коэффициент режима нагрузки, который можно принимают
 в соответствие с табл. 6.7.

Таблица 6.7

Значение коэффициента C_p

Тип машины	C_p при числе смен		
	1	2	3
Ленточные конвейеры, станки токарные, сверлильные, шлифовальные, сепараторы, питатели, грохоты	1,3...1,5	1,4...1,6	1,5...1,7
Поршневые насосы, вентиляторы и воздуходувки, цепные конвейеры и элеваторы, станки фрезерные, револьверные, дисковые пилы для дерева.	1,4...1,6	1,5...1,7	1,6...1,8
Компрессоры, конвейеры винтовые, скребковые, прессы, станки строгальные, долбежные, реверсивные приводы	1,5...1,7	1,6...1,8	1,7...1,9
Подъемники, элеваторы, прессы с маховиками, ножницы, дробилки, лесопильные рамы.	1,6...1,0	1,7...1,9	1,8...2,0

Меньшие значения принимают при меньших перегрузках.

Полученное значение модуля округляют до стандартного (табл. 6.1 и 6.2).

2. Определяют число зубьев ведущего шкива z_1 в зависимости от частоты его вращения и модуля в соответствии с рекомендациями табл. 6.8.

Таблица 6.8

Рекомендуемое число зубьев меньшего шкива z_1 , удельной окружной силы W_0

n_1 , об/мин	Количество зубьев меньшего шкива z_1 при значении модуля m , мм								
	1,0	1,5	2,0	3,0	4,0	4,0	5,0	7,0	10,0
≤ 1000	10	12	12	14	16	18	18	22	22
≤ 1500	10	12	12	14	16	18	18	24	24
≤ 2000	10	12	12	14	16	18	18	26	26
≤ 2500	10	12	12	16	18	20	20	28	28
≤ 3000	10	12	12	16	18	20	20	30	30
W_0 , Н/мм	2,5	3,5	4	10	15	25	35	45	60

Число зубьев ведомого шкива

$$z_2 = z_1 u .$$

Полученное значение округляют до целого числа, проверяя соответствие с данными табл. 6.9 и уточняют передаточное число передачи $u_{\phi} = \frac{z_2}{z_1}$.

Таблица 6.9

Рекомендуемые значения чисел зубьев шкива $z_{2\max}$ при наибольшем передаточном числе u_{\max} , предельные значения чисел зубьев z_p и ширины ремня b (ГОСТ 38–05114)

m , мм	1	1,5	2	3	4	5	7	10
$z_{2\max}$	100		115	120				85
u_{\max}	7,7	10	11,5	12	8	8	6,67	4,7
z_p	40...160				48...250	48...200	56...140	56...100
b , мм	3...12,5	3...20	5...20	12,5...100	20...100	25...125	40...150	50...200

При этом должно выполняться условие $\frac{|u_{\phi} - u|}{u} 100\% \leq 2\%$. Если условие не выполняется, то выбирают другие числа зубьев шкивов.

3. Вычисляют делительные диаметры шкивов, измеряемые по расположению осей металлических тросов, мм

$$d_1 = mz_1; \quad d_2 = mz_2.$$

4. Определяют скорость движения ремня, м/с

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

5. Определяют межосевое расстояние a' из условия

$$a' = 0,5(d_2 + d_1).$$

6. Определяют длину ремня по формуле

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

Число зубьев ремня

$$z'_p = \frac{L'}{\pi m}$$

Число зубьев ремня z'_p согласуется с данными табл. 6.10. Окончательно длина ремня

$$L = z_p \pi m$$

Таблица 6.10

Стандартные длины ремней, выраженные в числе зубьев z_p

Модуль m , мм	Длины зубчатых ремней, выраженные в числе зубьев z_p
1,0	40, 42, 45, 49, 50, 52, 56, 60, 63, 67, 71, 75, 80, 85, 90, 95, 100, 105, 112, 115, 125, 130, 140, 150, 160
1,5	40, 42, 45, 49, 50, 52, 56, 60, 63, 67, 71, 75, 80, 85, 90, 95, 100, 105, 112, 115, 125, 130, 140, 150, 160
2,0	27, 40, 42, 45, 49, 50, 52, 56, 60, 63, 67, 71, 75, 80, 85, 90, 95, 100, 105, 112, 115, 125, 130, 140, 150, 160
3,0	36, 40, 42, 45, 49, 50, 52, 56, 60, 63, 67, 71, 75, 80, 85, 90, 95, 100, 105, 112, 115, 125, 130, 140, 150, 160
4,0	48, 50, 52, 56, 60, 63, 67, 71, 75, 80, 85, 90, 95, 100, 105, 112, 115, 125, 130, 140, 150, 160, 170, 180, 200, 210, 220, 232, 250
5,0	48, 50, 52, 56, 60, 63, 67, 71, 75, 80, 85, 90, 95, 100, 105, 112, 115, 125, 130, 140, 150, 160, 170, 180, 200, 210, 220, 232, 250
7,0	56, 60, 63, 67, 71, 75, 80, 85, 90, 95, 100, 105, 112, 115, 125, 130, 140, 150
10,0	56, 60, 63, 67, 71, 75, 80, 85, 90, 95, 100, 105, 112

7. Вычисляют окончательное значение межосевого расстояния

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

8. Определяют угол обхвата ремнем малого шкива

$$\alpha_1 = 180^\circ - 57,3^\circ \frac{d_2 - d_1}{a}$$

9. Вычисляют число зубьев ремня, находящихся в зацеплении с меньшим шкивом

$$z_0 = z_1 \frac{\alpha}{360^0} \geq [z_0] = 6.$$

Если $z_0 < [z_0]$, то увеличивают z_1 или принимают другой модуль m и делают перерасчет.

10. Принимают допускаемую приведенную удельную окружную силу W_0 в зависимости от модуля ремня по табл. 6.8.

11. Определяют допускаемую удельную окружную силу, приходящуюся на один мм ширины ремня, Н/мм:

$$[W_t] = \frac{W_0}{C_p} C_F,$$

где C_p – коэффициент динамичности нагрузки и режима работы, принимают по рекомендациям, приведенным в табл. 6.7;

C_F – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки между проволоками троса вследствие технологических особенностей изготовления (при расчете принимают $C_F = 0,85$).

12. Вычисляют расчетную окружную силу, Н

$$F_p = \frac{10^3 C_p P_1}{V}.$$

13. Из условия тяговой способности определяют предварительную ширину ремня, мм

$$b' \geq \frac{F_p}{[W_t] - qV^2},$$

где q – линейная плотность ремня длиной 1 м и шириной 1 мм, кг/м·мм (табл. 6.1).

Уточненная ширина ремня

$$b = \frac{b'}{C_b},$$

где C_b – коэффициент, учитывающий неполные витки каната у боковых поверхностей ремня (табл. 6.11).

Таблица 6.11

Значение коэффициента C_b

b , мм	≤ 16	20	25	32...40	50...63	80...100	>100
C_b	0,70	0,95	1,00	1,05	1,10	1,15	1,20

Полученное значение ширины b зубчатого ремня округляем до стандартного значения (табл. 6.12).

Таблица 6.12

Стандартная ширина зубчатого ремня

Ширина ремня b , мм
3,0; 4,0; 5,0; 8,0; 10,0; 12,5; 16; 20; 25; 32; 40; 50; 63; 80; 100; 125; 160; 200

14. Для устранения зазоров в зацеплении и правильного набега ремня на шкивы определяют необходимое значение предварительного натяжения ветвей ремня от центробежной силы

$$S_0 = 1,2bqV^2. \quad (6.29)$$

15. Находят силу $F_{оп}$, действующую на валы и направленную по линии центров передачи

$$F_{оп} = (1...1,2)F_p.$$

16. Определяют геометрические параметры шкивов: диаметр окружности вершин зубьев

$$d_a = d - 2\delta_p \pm k;$$

диаметр окружности впадин зубьев

$$d_f = d_a - 2h;$$

ширина зубчатого обода шкива

$$B = b + m.$$

7. Примеры расчета ременных передач

7.1. Расчет плоскоремненной передачи

Рассчитать открытую плоскоремленную передачу хлопчатобумажным ремнем от электродвигателя к приемному валу коробки передач токарного станка. Передаваемая мощность $P_1 = 4$ кВт; частота вращения ведущего шкива $n_1 = 1430$ об/мин; передаточное число $u = 2$. Межосевое расстояние регулируется перемещением двигателя на салазках. Угол наклона передачи $\alpha = 30^\circ$. Работа односменная.

1. Диаметр ведущего шкива определяем по формуле М.А. Саверина

$$d'_1 = (1100 \dots 1300) \sqrt[3]{\frac{P_1}{n_1}} = (1100 \dots 1350) \sqrt[3]{\frac{4}{1430}} = 155 \dots 190.$$

Назначаем $d_1 = 160$ мм (табл. 2.11).

2. Диаметр ведомого шкива

$$d'_2 = d_1(1 - \xi)u = 160(1 - 0,01)2 = 316,8 \text{ мм.}$$

$\xi = 0,01$ – табл. 2.10. Назначаем $d_2 = 315$ мм – табл. 2.11.

3. Фактическое передаточное число u_ϕ

$$u_\phi = \frac{d_2}{d_1(1 - \xi)} = \frac{315}{160(1 - 0,01)} \approx 2;$$

4. Скорость ремня

$$V = \frac{\pi n_1 d_1}{60 \cdot 1000} = \frac{\pi \cdot 160 \cdot 1430}{60 \cdot 1000} = 12 \text{ м/с.}$$

5. Межосевое расстояние a' определяем по условию:

$$a'_{\min} \geq 2(d_1 + d_2) = 2(160 + 315) = 950 \text{ мм.}$$

6. Требуемая длина ремня

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

$$2 \cdot 950 + \frac{\pi(315 + 160)}{2} + \frac{(315 - 160)^2}{4 \cdot 950} = 2672 \text{ мм.}$$

7. Проверяем условие долговечности по допустимому числу пробегов $[v]$

$$L' \geq L_{\min} = \frac{V \cdot 10^3}{[v]} = \frac{12 \cdot 10^3}{5} = 2400 \text{ мм. } [v] = 5 \text{ с}^{-1} \text{ – табл. 2.12.}$$

Условие выполняется. Принимаем $L = 2672$ мм.

8. Увеличение межосевого расстояние для компенсации вытяжки ремня $\Delta a = (0,03 \dots 0,05)L = (0,03 \dots 0,05)2672 = 80,16 \dots 133,6$ мм, принимаем $\Delta a = 120$ мм. Уменьшение межосевого расстояния для компенсации сшивки $\Delta a' = 0,004L = 0,004 \cdot 2672 = 10,68$ мм, принимаем $\Delta a' = 12$ мм.

9. Угол обхвата на ведущем шкиве

$$\alpha_1 = 180^\circ - 57,3^\circ \frac{d_2 - d_1}{a} = 180^\circ - 57,3^\circ \frac{315 - 160}{950} = 170,65^\circ.$$

Условие прочности выполняется.

10. Принимаем толщину ремня $\delta = 4,5$ мм – табл. 2.3.

11. Вращающий момент на валу ведущего шкива

$$T_1 = 9550 \frac{P_1}{n_1} = 9550 \frac{4}{1430} = 26,7 \text{ Н·м.}$$

12. Окружная сила F_t

$$F_t = 2 \cdot 10^3 \frac{T_1}{d_1} = 2 \cdot 10^3 \frac{26,7}{160} = 334 \text{ Н.}$$

13. Допускаемые полезные напряжения

$$[\sigma_F] = [\sigma_{F0}] C_\alpha C_V C_\theta C_p = 1,678 \cdot 0,97 \cdot 0,98 \cdot 1 \cdot 0,84 = 1,34 \text{ МПа.}$$

$$[\sigma_{F0}] = A - W \frac{\delta}{d_1} = 2,1 - 15 \frac{4,5}{160} = 1,678 \text{ МПа – табл. 2.15;}$$

$$C_\alpha = 0,003\alpha_1^0 + 0,46 = 0,003 \cdot 170,65^0 + 0,46 = 0,97;$$

$$C_V = 1,04 - 0,0004V^2 = 1,04 - 0,0004 \cdot 12^2 = 0,98;$$

$$C_\theta = 1 \text{ – табл. 2.16;}$$

$$C_p = 0,84 \text{ – табл. 2.17.}$$

14. Требуемая ширина ремня

$$b' \geq \frac{F_t}{\delta[\sigma_F]} = \frac{334}{4,5 \cdot 1,34} = 55,39 \text{ мм.}$$

Назначаем $b = 60 \text{ мм}$ – табл. 2.4.

15. Усилие предварительного натяжения ремня

$$S_0 = (\sigma_0 + \chi\sigma_V) b \delta = (1,8 + 0 \cdot 0,13) 60 \cdot 4,5 = 486 \text{ Н.}$$

16. Напряжение от действия центробежных сил

$$\sigma_V = \frac{\rho V^2}{10^6} = \frac{900 \cdot 12^2}{10^6} = 0,13 \text{ МПа; } \rho = 900 \text{ кг/м}^3 \text{ – табл. 2.19.}$$

17. Усилия натяжения ведущей и ведомой ветвей ремня

$$S_1 = S_0 + \frac{F_t}{2} = 486 + \frac{334}{2} = 653 \text{ Н; } S_2 = S_0 - \frac{F_t}{2} = 486 - \frac{334}{2} = 317 \text{ Н.}$$

18. Напряжение в ведущей ветви ремня от рабочего натяжения ведущей ветви S_1

$$\sigma_1 = \frac{S_1}{b\delta} = \frac{653}{60 \cdot 4,5} = 2,4 \text{ МПа.}$$

19. Напряжение при изгибе ремня на ведущем шкиве

$$\sigma_{и1} = \frac{\delta}{d_1} E = \frac{4,5}{160} 45 = 1,27 \text{ МПа.}$$

20. Максимальное напряжение в ведущей ветви ремня

$$\sigma_{\max} = \sigma_1 + \sigma_{и1} + \sigma_V = 2,4 + 1,27 + 0,13 = 3,8 \text{ МПа} \leq [\sigma_p] = 5 \text{ МПа.}$$

Условие прочности выполняется.

20. Срок службы ременной передачи

$$L_h = \left(\frac{\sigma_{-1}}{\sigma_{\max}} \right)^6 \frac{10^7 C_u C_H}{2 \cdot 3600 \nu} = \left(\frac{4,5}{3,683} \right)^6 \frac{10^7 \cdot 1,39 \cdot 2}{2 \cdot 3600 \cdot 4,49} = 2861 \text{ час,}$$

$\sigma_{-1} = 4,5$ – предел выносливости хлопчатобумажного ремня;

$C_u = 1,5\sqrt[3]{u} - 0,5 = 1,5\sqrt[3]{2} - 0,5 = 1,39$ – коэффициент, учитывающий передаточное число;

$C_H = 2$ – коэффициент, учитывающий вид нагрузки;

$\nu = \frac{V}{L} = \frac{12}{2,672} = 4,49 \text{ с}^{-1}$ – частота пробега ремня.

21. Сила давления со стороны передачи на валы

$$F_{оп} = 2S_0 \sin \frac{\alpha_1}{2} = 2 \cdot 486 \cdot \sin \frac{170,65^\circ}{2} = 969 \text{ МПа.}$$

7.2. Расчет клиноременной передачи

Рассчитать открытую клиноременную передачу привода ленточного транспортера. Передаваемая мощность $P_1 = 5,71$ кВт; частота вращения ведущего шкива $n_1 = 1450$ об/мин; передаточное число $u = 3$. Межосевое расстояние регулируется перемещением двигателя на салазках. Угол наклона передачи $\theta = 30^\circ$. Работа двусменная.

1. По номограмме (рис. 3.6) в зависимости от частоты вращения меньшего шкива n_1 и мощности P_1 принимаем сечение кордшнурового клинового ремня B . Параметры ремня (табл. 3.1):

ширина ремня на нейтральном слое $b_p = 14$ мм;

ширина большего основания трапеции в сечении клинового ремня $b_0 = 17$ мм;

высота сечения клинового ремня $h = 10,5$ мм;

площадь сечения ремня $A = 138$ мм².

2. По табл. 3.1 минимальный диаметр меньшего шкива $d_{1\min} = 125$ мм, принимаем $d_1 = 140$ мм.

3. Вращающий момент на валу меньшего шкива

$$T_1 = 9550 \frac{P_1}{n_1} = 9550 \frac{5,71}{1450} = 37,6 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

4. Диаметр большого шкива

$$d'_2 = d_1(1 - \xi)u = 140(1 - 0,01)3 = 415 \text{ мм}.$$

Принимаем $d_2 = 400$ мм (табл. 3.5).

5. Фактическое значение передаточного отношения

$$u_\phi = \frac{d_2}{d_1(1 - \xi)} = \frac{400}{140(1 - 0,01)} = 2,89.$$

Расхождение между значениями расчетного и фактического передаточного отношения

$$\Delta = \frac{3 - 2,89}{3} 100\% = 3,7\% < [\Delta] = 4\%$$

6. Рассчитаем значение межосевого расстояния a' в интервале $a'_{\min} \dots a'_{\max}$

$$a'_{\min} \geq 0,55(d_1 + d_2) + h = 0,55(140 + 400) + 10,5 = 307,5 \text{ мм};$$

$$a'_{\max} \leq 2(d_1 + d_2) = 2(140 + 400) = 1080 \text{ мм}.$$

Принимаем $a' = 800$ мм.

7. Расчетная длина ремня

$$\begin{aligned} L' &= 2a' + \frac{\pi(d_2 + d_1)}{2} + \frac{(d_2 - d_1)^2}{4a} = \\ &= 2 \cdot 800 + \frac{3,14(400 + 140)}{2} + \frac{(400 - 140)^2}{4 \cdot 800} = 2470 \text{ мм}. \end{aligned}$$

По табл. 3.3. принимаем $L = 2500$ мм. Длина ремня лежит в рекомендуемых пределах (табл. 3.1)

8. Фактическое значение межосевого расстояния

$$\begin{aligned} a &= \frac{2L - \pi(d_2 + d_1) + \sqrt{[2L - \pi(d_2 + d_1)]^2 - 8(d_2 - d_1)^2}}{8} = \\ &= \frac{2 \cdot 800 - 3,14(400 + 140) + \sqrt{[2 \cdot 800 - 3,14(400 + 140)]^2 - 8(400 - 140)^2}}{8} = \\ &= 805 \text{ мм}. \end{aligned}$$

Для монтажа передачи уменьшим a на $0.01L$ для того, чтобы облегчить надевание ремней на шкив, и увеличим a на $0.025L$ для дальнейшего натяжения ремней

$$a_{\min} = a - 0,01L = 805 - 0,01 \cdot 2500 = 780 \text{ мм};$$

$$a_{\max} = a + 0,025L = 805 + 0,025 \cdot 250 = 867,5 \text{ мм}.$$

9. Угол обхвата ремнем ведущего шкива

$$\alpha_1 = 180^\circ - 57,3^\circ \frac{d_2 - d_1}{a} = 180^\circ - 57,3^\circ \frac{400 - 140}{805} = 161,5^\circ$$

Условие $\alpha > [\alpha] = 120^\circ$ выполняется.

10. Скорость ремня

$$V = \frac{\pi n_1 d_1}{60 \cdot 1000} = \frac{3,14 \cdot 1450 \cdot 140}{60 \cdot 1000} = 10,6 \text{ м/с} < [V] = 25 \text{ м/с}.$$

11. Частота пробегов ремня

$$\nu = \frac{V}{L} \leq \frac{10,6}{2,5} = 4,24 \text{ с}^{-1} < [\nu] = 30 \text{ с}^{-1}.$$

Условие выполняется.

12. Допускаемая приведенная мощность (табл. 3.7), передаваемая одним клиновым ремнем нормального сечения эталонной длины $L_0 = 2240$ в стандартных условиях: $\alpha = 180^\circ$, $u = 1$, нагрузка спокойная

$$P_0 = P_0^{10} + \frac{P_0^{15} - P_0^{10}}{5} 0,6 = 2,70 + \frac{3,45 - 2,70}{5} 0,6 = 2,79 \text{ кВт}.$$

Коэффициент C_α , учитывающий влияние на тяговую способность угла обхвата на малом шкиве

$$C_\alpha = 1,24(1 - e^{-\frac{\alpha}{110}}) = 1,24(1 - e^{-\frac{161,5}{110}}) = 0,954.$$

Коэффициент C_L влияния отношения расчетной длины ремня L к базовой L_0 (табл. 3.9)

$$\frac{L}{L_0} = \frac{2500}{2240} = 1,12 \quad C_L = C_L^1 + \frac{C_L^{1,2} - C_L^1}{0,2} 0,12 = 1 + \frac{1,04 - 1}{0,2} 0,12 = 1,024.$$

Коэффициент C_p динамичности нагрузки и режима работы (табл. 2.17)

$$C_p = 0,73.$$

Поправка ΔT_u к вращающему моменту на меньшем шкиве с увеличением передаточного числа (табл. 3.10)

$$\Delta T_u = 3,1 \text{ Н.}$$

Поправка ΔP_u , учитывающая уменьшения влияния на долговечность изгиба ремня на большем шкиве с увеличением передаточного числа

$$\Delta P_u = 0,0001 \Delta T_u n_1 = 0,0001 \cdot 3,1 \cdot 1450 = 0,45 \text{ кН.}$$

$$[P] = (P_0 C_\alpha C_L + \Delta P_u) C_p = (2,79 \cdot 0,954 \cdot 1,024 + 0,45) 0,73 = 2,32 \text{ кВт.}$$

13. Количество клиновых ремней в комплекте

$$z = \frac{P_1}{[P]} = \frac{5,71}{2,32} = 2,46.$$

Коэффициент C_z числа ремней в комплекте клиноременной передачи (табл. 3.11).

$$C_z = 0,95$$

$$z' = \frac{z}{C_z} = \frac{2,46}{0,95} = 2,59$$

Принимаем $z' = 3$.

14. Сила предварительного натяжения одного клинового ремня

$$S_0 = \frac{850 P_1 C_L C_p}{z' V C_\alpha} + q V^2 = \frac{850 \cdot 5,71 \cdot 1,024 \cdot 0,73}{3 \cdot 10,6 \cdot 0,954} + 0,18 \cdot 10,6^2 = 140 \text{ Н,}$$

$$q = 0,18 \text{ (табл. 3,12)}$$

15. Сила, действующая на вал, H

$$F_{\text{оп}} = 2S_0 z' \sin \frac{\alpha_1}{2} = 2 \cdot 140 \cdot 3 \cdot \sin \frac{161,5}{2} = 829 \text{ Н.}$$

16. Окружная сила, передаваемая комплектом ремней

$$F_t = \frac{10^3 P_1}{V} = \frac{10^3 \cdot 5,71}{10,6} = 539 \text{ Н.}$$

17. Силы натяжения ведущей S_1 и ведомой S_2 ветвей одного клинового ремня

$$S_1 = S_0 + \frac{F_t}{2z'} = 140 + \frac{539}{2 \cdot 3} = 230 \text{ Н;} \quad S_2 = S_0 - \frac{F_t}{2z'} = 140 - \frac{539}{2 \cdot 3} = 50 \text{ Н.}$$

18. Напряжение в ведущей ветви ремня от рабочего натяжения ведущей ветви S_1

$$\sigma_1 = \frac{S_0}{A} + \frac{F_t}{2z'A} = \frac{140}{138} + \frac{539}{2 \cdot 3 \cdot 138} = 1,67 \text{ МПа.}$$

19. Напряжение при изгибе ремня на ведущем шкиве

$$\sigma_{\text{и}} = \frac{h}{d_1} E = \frac{10,5}{140} 80 = 6 \text{ МПа.}$$

20. Напряжение от действия центробежных сил

$$\sigma_{\text{v}} = \rho V^2 \cdot 10^{-6} = 1300 \cdot 10,6^2 \cdot 10^{-6} = 0,15 \text{ МПа.}$$

21. Максимальное напряжение в ведущей ветви ремня

$$\sigma_{\text{max}} = \sigma_1 + \sigma_{\text{и}} + \sigma_{\text{v}} = 1,67 + 6 + 0,15 = 7,82 \text{ МПа} \leq [\sigma_{\text{p}}] = 10 \text{ МПа.}$$

Условие прочности выполняется.

22. Долговечность клинового ремня

$$L_h = \frac{\sigma_{-1}^8 N_{\text{оц}} L C_i C_H}{\sigma_{\text{max}}^8 60 \pi n_1 d_1} = \frac{9^8 \cdot 5,7 \cdot 10^6 \cdot 2500 \cdot 1,66 \cdot 2}{7,82^8 \cdot 60 \cdot 3,14 \cdot 1450 \cdot 140} = 3784 \text{ час} > 2000 \text{ час.}$$

$\sigma_{-1} = 9 \text{ МПа}$ – предел выносливости материала кордшнурового клинового ремня;

$N_{\text{оц}} = 5,7 \cdot 10^6$ – базовое число циклов перемены напряжений для кордшнурового ремня;

$L = 2500 \text{ мм}$ – длина ремня;

$C_i = 1,5 \sqrt[3]{3} - 0,5 = 1,66$ – коэффициент, учитывающий влияние передаточного числа;

$C_H = 2$ – коэффициент нагрузки;

$n_1 = 1450 \text{ об/мин}$ – частота вращения меньшего шкива;

$d_1 = 140 \text{ мм}$ – диаметр меньшего шкива.

7.3. Расчет клиноременной передачи с узким ремнем

Рассчитать клиноременную передачу с узким ремнем от электродвигателя к коробке скоростей токарного станка. Мощность электродвигателя $P_{эл} = 3$ кВт. Частота вращения электродвигателя $n_{эл} = 1410$ об/мин. Частота вращения ведомого вала $n_2 = 700$ об/мин. Работа односменная.

1. По заданной мощности и частоте вращения выбираем кордшнуровой клиновой ремень сечения SPZ (рис.3.7). Параметры ремня (табл. 3.1):

ширина ремня на нейтральном слое $b_p = 8,5$ мм;

ширина большего основания трапеции в сечении клинового ремня $b_0 = 10$ мм;

высота сечения клинового ремня $h = 8$ мм;

площадь сечения ремня $A = 56$ мм².

2. Диаметр меньшего шкива $d_1 = d_{\min} = 63$ мм.

3. Номинальный вращающий момент, развиваемый электродвигателем на быстроходном шкиве:

$$T_1 = 9550 \frac{P_{эл}}{n_{эл}} = 9550 \frac{3}{1410} = 20,3 \text{ Н·м.}$$

4. Передаточное число передачи

$$u = \frac{n_1}{n_2} = \frac{1410}{700} = 2,01$$

4. Диаметр большого шкива

$$d'_2 = d_1(1 - \xi)u = 63(1 - 0,01)2,01 = 125,36 \text{ мм.}$$

Принимаем $d_2 = 125$ мм (табл. 3.5).

5. Фактическое значение передаточного отношения

$$u_{\phi} = \frac{d_2}{d_1(1 - \xi)} = \frac{125}{63(1 - 0,01)} = 2,00.$$

Расхождение между значениями расчетного и фактического передаточного отношения

$$\Delta = \frac{2,01 - 2,00}{2,01} 100\% = 0,5\% < [\Delta] = 4\%.$$

6. Оптимальное межосевое расстояние (табл. 3.6)

$$a' = 1,2d_2 = 1,2 \cdot 125 = 150 \text{ мм.}$$

7. Расчетная длина ремня

$$\begin{aligned} L' &= 2a' + \frac{\pi(d_2 + d_1)}{2} + \frac{(d_2 - d_1)^2}{4a} = \\ &= 2 \cdot 150 + \frac{3,14(125 + 63)}{2} + \frac{(125 - 63)^2}{4 \cdot 150} = 601,57 \text{ мм.} \end{aligned}$$

По табл. 3.3. принимаем $L = 630$ мм. Длина ремня лежит в рекомендуемых пределах (табл. 3.1)

8. Фактическое значение межосевого расстояния

$$\begin{aligned} a &= \frac{2L - \pi(d_2 + d_1) + \sqrt{[2L - \pi(d_2 + d_1)]^2 - 8(d_2 - d_1)^2}}{8} = \\ &= \frac{2 \cdot 630 - 3,14(125 + 63) + \sqrt{[2 \cdot 630 - 3,14(125 + 63)]^2 - 8(125 - 63)^2}}{8} = \\ &= 165 \text{ мм.} \end{aligned}$$

Для монтажа передачи уменьшим a на $0.01L$ для того, чтобы облегчить надевание ремней на шкив, и увеличим a на $0.025L$ для дальнейшего натяжения ремней

$$a_{\min} = a - 0,01L = 165 - 0,01 \cdot 630 = 158,7 \text{ мм;}$$

$$a_{\max} = a + 0,025L = 165 + 0,025 \cdot 630 = 180,8 \text{ мм}$$

9. Угол обхвата ремнем ведущего шкива

$$\alpha_1 = 180^\circ - 57,3^\circ \frac{d_2 - d_1}{a} = 180^\circ - 57,3^\circ \frac{125 - 63}{165} = 158,5^\circ$$

Условие $\alpha > [\alpha] = 120^\circ$ выполняется.

10. Скорость ремня

$$V_1 = \frac{\pi d_1 n_1}{60 \cdot 1000} = \frac{\pi \cdot 63 \cdot 1410}{60 \cdot 1000} = 4,55 \text{ м/с}$$

Скорость ремня $V_1 < [V] = 40 \text{ м/с}$. Условие выполняется.

11. Частота пробегов ремня

$$\nu = \frac{V}{L} \leq \frac{4,55}{0,63} = 7,2 \text{ с}^{-1} < [\nu] = 30 \text{ с}^{-1}. \text{ Условие выполняется.}$$

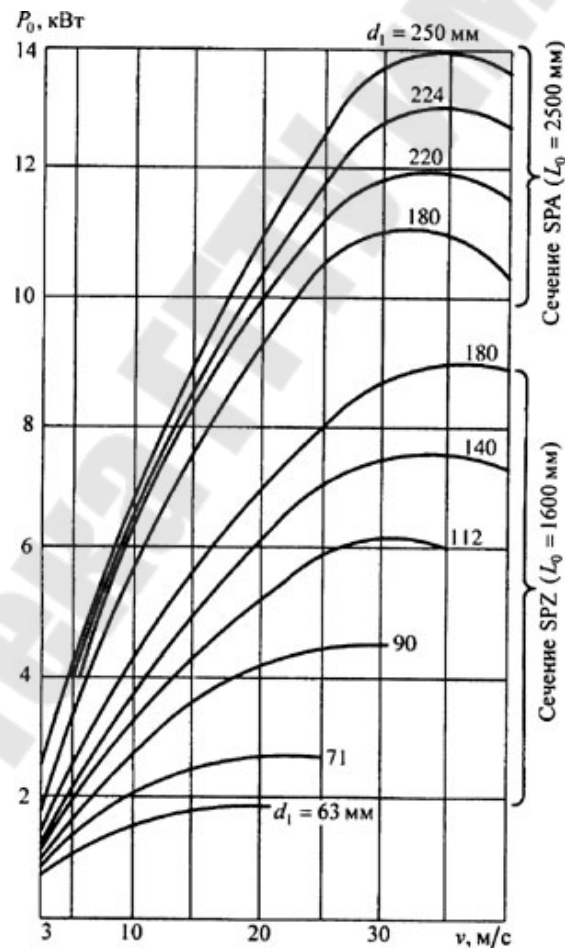


Рис. 7.1

12. Допускаемая приведенная мощность (табл. 3.8), передаваемая одним клиновым ремнем нормального сечения эталонной длины

$L_0 = 1600$ в стандартных условиях: $\alpha = 180^\circ$, $u = 1$, нагрузка спокойная или по номограмме (рис. 7.1)

$$P_0 = 0,9 \text{ кВт}$$

Коэффициент C_α , учитывающий влияние на тяговую способность угла обхвата на малом шкиве

$$C_\alpha = 1,24(1 - e^{-\frac{\alpha}{110}}) = 1,24(1 - e^{-\frac{158,5}{110}}) = 0,946.$$

Коэффициент C_L влияния отношения расчетной длины ремня L к базовой L_0 (табл. 3.9)

$$\frac{L}{L_0} = \frac{630}{1600} = 0,4 \quad C_L = 0,85.$$

Коэффициент C_p динамичности нагрузки и режима работы (табл. 2.17)

$$C_p = 0,73.$$

Поправка ΔT_u к вращающему моменту на меньшем шкиве с увеличением передаточного числа (табл. 3.10)

$$\Delta T_u = 1,7 \text{ Н}.$$

Поправка ΔP_u , учитывающая уменьшения влияния на долговечность изгиба ремня на большем шкиве с увеличением передаточного числа

$$\Delta P_u = 0,0001 \Delta T_u n_1 = 0,0001 \cdot 1,7 \cdot 1410 = 0,24 \text{ кН}.$$

$$[P] = (P_0 C_\alpha C_L + \Delta P_u) C_p = (0,9 \cdot 0,946 \cdot 0,85 + 0,24) 0,73 = 0,7 \text{ кВт}.$$

13. Количество клиновых ремней в комплекте

$$z = \frac{P_1}{[P]} = \frac{3}{0,7} = 4,29.$$

Коэффициент C_z числа ремней в комплекте клиноременной передачи (табл. 3.11).

$$C_z = 0,9$$

$$z' = \frac{z}{C_z} = \frac{4,29}{0,9} = 4,77$$

Принимаем $z' = 5 < [z] = 8$. Условие выполняется.

14. Сила предварительного натяжения одного клинового ремня

$$S_0 = \frac{850P_1C_L C_p}{z'VC_\alpha} + qV^2 = \frac{850 \cdot 3 \cdot 0,85 \cdot 0,73}{5 \cdot 4,55 \cdot 0,946} + 0,07 \cdot 4,55^2 = 75 \text{ Н},$$

$$q = 0,1 \text{ (табл. 3,12)}$$

15. Сила, действующая на вал, H

$$F_{\text{оп}} = 2S_0z' \sin \frac{\alpha_1}{2} = 2 \cdot 75 \cdot 5 \cdot \sin \frac{158,5}{2} = 737 \text{ Н}.$$

16. Окружная сила, передаваемая комплектом ремней

$$F_t = \frac{10^3 P_1}{V} = \frac{10^3 \cdot 3}{4,55} = 659 \text{ Н}.$$

17. Силы натяжения ведущей S_1 и ведомой S_2 ветвей одного клинового ремня

$$S_1 = S_0 + \frac{F_t}{2z'} = 75 + \frac{659}{2 \cdot 5} = 141 \text{ Н}; \quad S_2 = S_0 - \frac{F_t}{2z'} = 75 - \frac{659}{2 \cdot 5} = 9 \text{ Н}.$$

18. Напряжение в ведущей ветви ремня от рабочего натяжения ведущей ветви S_1

$$\sigma_1 = \frac{S_0}{A} + \frac{F_t}{2z'A} = \frac{75}{56} + \frac{659}{2 \cdot 5 \cdot 56} = 2,52 \text{ МПа.}$$

19. Напряжение при изгибе ремня на ведущем шкиве

$$\sigma_{\text{и}} = \frac{h}{d_1} E = \frac{8}{63} 50 = 6,34 \text{ МПа.}$$

$E = 50 \text{ МПа}$ – модуль упругости кордшнурового узкого клинового ремня.

20. Напряжение от действия центробежных сил

$$\sigma_v = \rho V^2 \cdot 10^{-6} = 1300 \cdot 4,55^2 \cdot 10^{-6} = 0,03 \text{ МПа.}$$

$\rho = 1300 \text{ кг/м}^3$ – плотность материала кордшнурового узкого клинового ремня.

21. Максимальное напряжение в ведущей ветви ремня

$$\sigma_{\text{max}} = \sigma_1 + \sigma_{\text{и1}} + \sigma_v = 2,52 + 6,34 + 0,03 = 8,89 \text{ МПа} \leq [\sigma_p] = 10 \text{ МПа.}$$

Условие прочности выполняется.

22. Долговечность клинового ремня

$$L_h = \frac{\sigma_{-1}^m N_{\text{оц}} LC_i C_n}{\sigma_{\text{max}}^m 60 \pi n_1 d_1} = \frac{10^9 \cdot 10^7 \cdot 630 \cdot 1,39 \cdot 2}{8,89^9 \cdot 60 \cdot 3,14 \cdot 1410 \cdot 63} = 3017 \text{ час} > 2000 \text{ час.}$$

$\sigma_{-1} = 10 \text{ МПа}$ – предел выносливости материала кордшнурового узкого клинового ремня;

$m = 9$ – показатель кривой усталости для кордшнурового узкого клинового ремня;

$N_{\text{оц}} = 10^7$ – базовое число циклов перемены напряжений для кордшнурового узкого клинового ремня;

$L = 630 \text{ мм}$ – длина ремня;

$C_i = 1,5\sqrt[3]{2} - 0,5 = 1,39$ – коэффициент, учитывающий влияние передаточного числа;

$C_H = 2$ – коэффициент нагрузки;

$n_1 = 1410$ об/мин – частота вращения меньшего шкива;

$d_1 = 63$ мм – диаметр меньшего шкива.

7.4. Расчет поликлиновой зубчатой передачи

Рассчитать зубчатую передачу поликлиновым ремнем от электродвигателя к приемному валу коробки скоростей токарного станка. Передаваемая мощность $P_1 = 4$ кВт, частота вращения вала меньшего шкива $n_1 = 1430$ об/мин, передаточное число $u = 2$, межосевое расстояние регулируется перемещением двигателя на салазках, работа одноосменная.

1. Вращающий момент на валу малого шкива

$$T_1 = 9550 \frac{P_1}{n_1} = 9550 \frac{4}{1430} = 26,7 \text{ Н·м}$$

2. В зависимости от передаваемой мощности P_1 и частоты вращения малого шкива n_1 (рис. 4.7) выбираем сечение ремня Л.

3. Ориентировочный диаметр малого шкива

$$d'_1 = k \sqrt[m]{T_1} = 30,3 \sqrt[3]{26,7} = 90,6 \text{ мм},$$

где $k = 30,3$; $m = 3$ – коэффициенты (табл. 4.5).

Принимаем $d_1 = 100$ мм.

4. Скорость ремня

$$V = \frac{\pi n_1 d_1}{60 \cdot 1000} = \frac{3,14 \cdot 1430 \cdot 100}{60 \cdot 1000} = 7,5 \text{ м/с} \leq [V] = 40 \text{ м/с}.$$

Условие выполняется.

5. Диаметр большего шкива

$$d'_2 = d_1(1 - \xi)u = 100(1 - 0,01)2 = 198 \text{ мм}.$$

где $\xi = 0,01$ – коэффициент упругого скольжения для поликлиновой зубчатой передачи.

Принимаем $d_2 = 200$ мм (табл. 4.3).

6. Фактическое передаточное отношение

$$u_{\phi} = \frac{d_2}{d_1(1-\xi)} = \frac{200}{100(1-0,01)} = 2,02.$$

Расхождение между значениями расчетного и фактического передаточного отношения

$$\Delta = \frac{|u - u_{\phi}|}{u} 100\% = \frac{|2 - 2,02|}{2} 100\% = 1\% < [\Delta] = 4\%.$$

Условие выполняется.

7. Выбрать значение межосевого расстояния a' в интервале $a'_{\min} \dots a'_{\max}$

$$a'_{\min} \geq 0,55(d_1 + d_2) + H = 0,55(100 + 200) + 9,5 = 174,5 \text{ мм};$$

$$a'_{\max} \leq 2(d_1 + d_2) = 2(100 + 200) = 600 \text{ мм},$$

где $H = 9,5$ мм – высота сечения Л поликлинового ремня (табл. 4.1).

Ориентируясь на рекомендации табл. 4.6, принимаем $a = 200$ мм.

8. Расчетная длина ремня

$$L' = 2a' + \frac{\pi(d_2 + d_1)}{2} + \frac{(d_2 - d_1)^2}{4a} = 2 \cdot 200 + \frac{3,14(200 + 100)}{2} + \frac{(200 - 100)^2}{4 \cdot 200} = 883,5 \text{ мм}.$$

Округляем до стандартного значения $L = 900$ мм (табл. 4.7).

9. Фактическое значение межосевого расстояния

$$\begin{aligned}
 a &= \frac{2L - \pi(d_2 + d_1) + \sqrt{[2L - \pi(d_2 + d_1)]^2 - 8(d_2 - d_1)^2}}{8} = \\
 &= \frac{2 \cdot 900 - 3,14(200 + 100) + \sqrt{[2 \cdot 900 - 3,14(200 + 100)]^2 - 8(200 - 100)^2}}{8} = \\
 &= 208 \text{ мм.}
 \end{aligned}$$

Пределы регулирования

$$a_{\min} = a - 0,013L = 208 - 0,013 \cdot 900 = 196 \text{ мм};$$

$$a_{\max} = a + 0,020L = 208 + 0,02 \cdot 900 = 226 \text{ мм.}$$

10. Частота пробегов ремня

$$\nu = \frac{V}{L} = \frac{7,5}{0,9} = 8,3 \text{ с}^{-1} \leq [\nu] = 30 \text{ с}^{-1}.$$

Срок службы ремня гарантируется.

11. Угол обхвата ремнем малого шкива

$$\alpha_1 = 180^\circ - 57,3^\circ \frac{d_2 - d_1}{a} = 180^\circ - 57,3^\circ \frac{200 - 100}{208} = 152^\circ.$$

Условие выполняется $\alpha_1 = 152^\circ > [\alpha] = 120^\circ$.

12. Допускаемая мощность, передаваемая одним поликлиновым ремнем с 10 клиньями в условиях эксплуатации

$$[P] = (P_0 C_\alpha C_L + \Delta P_u) C_p = (6,8 \cdot 0,93 \cdot 0,88 + 0,72) 0,84 = 5,28 \text{ кВт}$$

Допускаемая приведенная мощность (табл. 4.9), передаваемая поликлиновым ремнем с 10 клиньями эталонной длиной

$L_0 = 1600$ мм в стандартных условиях: $\alpha = 180^\circ$, $u = 1$, нагрузка спокойная и односменная работа при $V = 7,5$ м/с

$$P_0 = P_0^5 + \frac{P_0^{10} - P_0^5}{5} 2,5 = 5 + \frac{8,6 - 5}{5} 2,5 = 6,8 \text{ кВт.}$$

Коэффициент, учитывающий влияние на тяговую способность угла обхвата $\alpha = 152^\circ$ на малом шкиве

$$C_\alpha = 1,24(1 - e^{-\frac{\alpha}{110}}) = 1,24(1 - e^{-\frac{152}{110}}) = 0,93.$$

Коэффициент длина ремня определяем по соотношению $L/L_0 = 900/1600 = 0,563$ (табл. 4.8).

$$C_L = C_L^{0,5} - \frac{C_L^{0,6} - C_L^{0,5}}{0,1} 0,163 = 1 - \frac{1 - 0,97}{0,2} 0,163 = 0,88$$

Коэффициент динамичности нагрузки и режима работы (табл. 2.17)

$$C_P = 0,84.$$

Поправка к вращающему моменту на меньшем шкиве с увеличением передаточного числа (табл. 4.10)

$$\Delta T_u = 5 \text{ Н·м.}$$

Поправка, учитывающая уменьшения влияния на долговечность изгиба ремня на большем шкиве с увеличением передаточного числа

$$\Delta P_u = 0,0001 \Delta T_u n_1 = 0,0001 \cdot 5 \cdot 1430 = 0,72 \text{ кВт.}$$

13. Требуемое количество клиньев z ремня

$$z' = \frac{10P_1}{[P]} = 10 \frac{4}{5,28} = 7,58.$$

Принимаем $z' = 8$. Условие $z_{\min} = 4 \leq z' = 8 \leq z_{\max} = 20$ (табл. 4.11) соблюдается.

14. Сила предварительного натяжения поликлинового ремня

$$S_0 = \frac{850 P_1 C_L}{V C_\alpha C_p} + \frac{q_{10} z}{10} V^2 = \frac{850 \cdot 4 \cdot 0,88}{7,5 \cdot 0,93 \cdot 0,84} + \frac{0,45 \cdot 7,5^2}{10} = 314 \text{ Н},$$

где $q_{10} = 0,45 \text{ кг/м}$ – масса одного погонного метра поликлинового ремня с 10 клиньями (табл. 4.11).

15. Окружная сила, передаваемая поликлиновым ремнем, Н

$$F_t = \frac{10^3 P_1}{V} = \frac{10^3 \cdot 4}{7,5} = 600 \text{ Н}.$$

16. Силы натяжения ведущей S_1 и ведомой S_2 ветвей поликлинового ремня, Н

$$S_1 = S_0 + \frac{F_t}{2z'} = 314 + \frac{600}{2 \cdot 8} = 352 \text{ Н}; \quad S_2 = S_0 - \frac{F_t}{2z'} = 314 - \frac{600}{2 \cdot 8} = 277 \text{ Н}.$$

17. Сила, действующая на вал, Н

$$F_{\text{оп}} = 2S_0 \sin \frac{\alpha_1}{2} = 2 \cdot 314 \sin \frac{152}{2} = 610 \text{ Н}.$$

7.5. Расчет зубчатоременной передачи

Рассчитать передачу зубчатым ремнем в приводе скребкового конвейера по следующим данным: номинальная передаваемая мощность $P_1 = 7,5$ кВт; частота вращения ведущего шкива $n_1 = 2900$ об/мин; передаточное число $u = 4$; режим работы – двухсменный.

1. Определяют значение модуля для заданной мощности P_1 и частоты вращения n_1 ведущего шкива:

коэффициент режима работы $C_p = 1,7$ (табл. 6.7) ;

для ремня с трапецеидальной формой зуба $K = 35$;

модуль зубчатого ремня

$$m = K_3 \sqrt[3]{\frac{P_1 C_p}{n_1}} = 35 \sqrt[3]{\frac{7,5 \cdot 1,7}{2900}} = 5,73 \text{ мм.}$$

Принимаем $m = 7$ мм (табл. 6.1)..

2. Число зубьев ведущего шкива z_1 в зависимости от частоты его вращения и модуля в соответствии с рекомендациями табл. 6.8.

$$z_1 = 30.$$

Число зубьев ведомого шкива

$$z_2 = z_1 u = 30 \cdot 4 = 120.$$

Уточняем передаточное число передачи

$$u_{\phi} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{120}{30} = 4.$$

Значение числа зубьев ведомого шкива $z_2 = 120$ при передаточном числе $u = 4$ лежит в пределах рекомендуемых чисел зубьев (табл. 6.9).

3. Делительные диаметры шкивов, измеряемые по расположению осей металлических тросов

$$d_1 = mz_1 = 7 \cdot 30 = 210 \text{ мм}; \quad d_2 = mz_2 = 7 \cdot 120 = 840 \text{ мм}.$$

4. Скорость движения ремня

$$V = \frac{\pi n_1 d_1}{60 \cdot 1000} = \frac{3,14 \cdot 2900 \cdot 210}{60 \cdot 1000} = 31,87 \text{ мм}.$$

Скорость ремня не превышает допустимую скорость, равную $V = 60 \text{ м/с}$.

5. Межосевое расстояние a'

$$a' = 0,5(d_2 + d_1) = 0,5(210 + 840) = 525 \text{ мм}.$$

6. Определяют длину ремня по формуле

$$L' = 2a' + \frac{\pi(d_2 + d_1)}{2} + \frac{(d_2 - d_1)^2}{4a'} =$$
$$2 \cdot 525 + \frac{3,14(840 + 210)}{2} + \frac{(840 - 210)^2}{4 \cdot 525} = 2902 \text{ мм}.$$

Число зубьев ремня

$$z'_p = \frac{L'}{\pi m} = \frac{2902}{3,14 \cdot 7} = 132.$$

В соответствии с табл. 6.10 принимаем $z_p = 130$, тогда длина ремня

$$L = z_p \pi m = 130 \cdot 3,14 \cdot 7 = 2857,4 \text{ мм}.$$

7. Окончательное значение межосевого расстояния

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

$$= \frac{2 \cdot 2857,4 - 3,14(840 + 210) + \sqrt{[2 \cdot 2857,4 - 3,14(840 + 210)]^2 - 8(840 - 210)^2}}{8} =$$

$$= 506,5 \text{ мм.}$$

8. Определяют угол обхвата ремнем малого шкива

$$\alpha_1 = 180^\circ - 57,3^\circ \frac{d_2 - d_1}{a} = 180^\circ - 57,3^\circ \frac{840 - 210}{506,5} = 108,7^\circ.$$

9. Число зубьев ремня, находящихся в зацеплении с меньшим шкивом

$$z_0 = z_1 \frac{\alpha}{360^\circ} = 30 \frac{108,7}{360} = 9,06 > [z_0] = 6.$$

Условие выполняется.

10. Допускаемая приведенная удельная окружная сила в соответствии табл. 6.8 $W_0 = 45 \text{ Н/мм}$.

11. Допускаемая удельная окружная сила, приходящаяся на один мм ширины ремня:

Коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки между проволоками троса вследствие технологических особенностей изготовления $C_F = 0,85$.

$$[W_t] = \frac{W_0}{C_p} C_F = \frac{45 \cdot 0,85}{1,7} = 22,5 \text{ Н/мм.}$$

12. Передаваемая расчетная окружная сила

$$F_p = \frac{10^3 C_p P_1}{V} = \frac{10^3 \cdot 1,7 \cdot 7,5}{31,97} = 398,8 \text{ Н.}$$

13. Предварительная ширина ремня из условия тяговой способности

$$b' \geq \frac{F_p}{[W_t] - qV^2} = \frac{398,8}{22,5 - 0,008 \cdot 31,97^2} = 27,85 \text{ мм.}$$

Линейная плотность ремня длиной 1 м и шириной 1 мм (табл. 6.1) $q = 0,008 \text{ кг/м} \cdot \text{мм}$.

Уточненная ширина ремня

$$b = \frac{b'}{C_b} = \frac{27,85}{1,02} = 27,3 \text{ мм.}$$

Коэффициент, учитывающий неполные витки каната у боковых поверхностей ремня (табл. 6.11)

$$C_b = C_b^{25} + \frac{C_b^{32} - C_b^{25}}{5} 2,85 = 1,0 + \frac{1,05 - 1,0}{7} 2,85 = 1,02.$$

Уточненную ширину ремня округляем до ближайшего большего стандартного значения (табл. 6.12)

$$b = 32 \text{ мм.}$$

14. Для устранения зазоров в зацеплении и правильного набега ремня на шкивы предварительного натяжения ветвей ремня от центробежной силы

$$S_0 = 1,2bqV^2 = 1,2 \cdot 32 \cdot 0,008 \cdot 31,97^2 = 314 \text{ Н.}$$

15. Сила, действующую на валы и направленную по линии центров передачи

$$F_{\text{оп}} = 1,15F_p = 1,15 \cdot 393,8 = 453 \text{ Н}$$

16. Определяют геометрические параметры шкивов.

Поправки, учитывающая нагрузку и податливость каркаса

$$k_1 = \frac{0,2F_p \lambda z_1}{b} = \frac{0,2 \cdot 398,8 \cdot 11 \cdot 10^{-4} \cdot 30}{32} = 0,08 \text{ мм;}$$

$$k_2 = \frac{0,2F_p \lambda z_2}{b} = \frac{0,2 \cdot 398,8 \cdot 11 \cdot 10^{-4} \cdot 120}{32} = 0,32 \text{ мм.}$$

$\lambda = 11 \cdot 10^{-4}$ мм/Н – податливость витков каркаса ремня (табл. 6.1).

Расстояние от оси троса до впадины ремня $\delta_p = 0,8$ мм (табл. 6.1)

Диаметры окружности вершин зубьев

$$d_{a1} = d_1 - 2\delta_p + k = 210 - 2 \cdot 0,8 + 0,08 = 208,48 \text{ мм;}$$

$$d_{a2} = d_2 - 2\delta_p - k = 840 - 2 \cdot 0,8 - 0,08 = 838,32 \text{ мм.}$$

Высота зуба ремня $h = 6$ мм (табл. 6.1).

Диаметры окружности впадин зубьев

$$d_{f1} = d_{a1} - 2h = 208,48 - 2 \cdot 6 = 196,48;$$

$$d_{f2} = d_{a2} - 2h = 838,32 - 2 \cdot 6 = 826,32 \text{ мм.}$$

Ширина зубчатого обода шкива

$$B = b + m = 32 + 7 = 39 \text{ мм.}$$

Литература

1. Баханович А.Г. Проектирование ременных передач. – Минск: БНТУ, 2004.
2. Баханович А.Г. Проектирование зубчато-ременных передач. – Минск: БНТУ, 2004.
3. Биргер ИЛ., Шорр Б.Ф., Иосилевич Г.Б. Расчет на прочность деталей машин. М., 1979.
4. Воробьев Н.Н. Ременные передачи. – М.: Машиностроение, 1979. – 163 с.
5. Гордин П.В., Росляков Е.М., Эвелеков В.И. Детали машин и основы конструирования: Учебное пособие. –СПб.: СЗТУ, 2006. – 186 с.
6. Гриценко П.А. Курс лекций по деталям машин: Пособие. – Мозырь: МГПУ, 2005. – 183 с.
7. Гузенков П. Г. Детали машин. – М.: Высш. шк., 1986. – 359 с.
8. Гуревич Ю.Е., Выбор Б.Я. Расчеты деталей машин: Учебное пособие. – М.: изд-во «Станкин», 2003. – 234 с.
9. Детали машин / Л. А. Андриенко, Б. А. Байков, И. К. Ганулич и др.; под ред. О. А. Ряховского. – М.: Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2004. – 520 с.
10. Детали машин в примерах и задачах / С. Н. Ничипорчик, М. И. Корженцевский, В. Ф. Калачев и др. – Минск: Выш. шк., 1981. – 432 с.
11. Детали машин и основы конструирования. Передачи: учеб. пособие / В. Н. Бельков, Н. В. Захарова. – Омск: Изд-во ОмГТУ, 2010. – 164 с.
12. Дианов Х.А., Ефремов Н.Г., Мицкевич В.Г. Детали машин: Курс лекций. – М.: РГОТУПС, 2003. – 124 с.
13. Дулевич А.Ф. Детали машин. Проектирование и расчет ременных передач и вариаторов: учебн.-метод. Пособие для студентов инженерно-технических и химико-технологических специальностей/ А.Ф. Дулевич, С.А. Осока, А.Н. Никончук. – Минск: БГТУ, 2007. – 120 с.
14. Дунаев П. Ф., Леликов О. П. Конструирование узлов и деталей машин: учеб. пособие для студентов высших учебных заведений. – М.: Изд-во центр «Академия», 2006. – 496 с.
15. Добровольский В.А., Заблонский К.В. Детали машин. – М.: Машиностроение, 1982. – 243 с.

16. Жингаровский А.Н. Проектирование деталей машин: Учебное пособие/ А.Н. Жингаровский, Е.И. Кейн, Е.Л. Суровцев. – Ухта: УГТУ, 2006. – 103 с.

17. Жуков К.П., Гуревич Ю.Е. Проектирование деталей и узлов машин. – М.: изд-во «Станкин», 2004. – 671 с.

18. Заблонский К. И. Детали машин. – Киев: Вища шк., 1985.–518 с.

19. Заблонский К.И. Детали машин. – Одесса: Астропринт, 1999. – 404 с.

20. Иванов М. Н., Финогенов В. А. Детали машин. – М.: Высш. шк., 2002. – 408 с.

21. Иосилевич Г. Б. Детали машин. – М.: Машиностроение, 1988.– 368 с.

22. Карнаух С.Г. Детали машин: Конспект лекций. – Краматорск: ДГМА, 2002.-212 с.

23. Киркач Н.Ф., Баласанян Р.А. Расчет и проектирование деталей машин. – Х.: Основа, 1991. – 276 с.

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

25. Кудрявцев В. Н. Детали машин.– Л.: Машиностроение, 1980.– 464 с.

26. Куклин Н.Г., Куклина Г.С. Детали машин: Учеб. для машиностроит. Спец. техникумов. – М.: Высш. шк., 1987. – 383 с.

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

28. Мархель И.И. Детали машин. – М.: Машиностроение, 1986. – 446 с.

29. Методические указания по курсовому и дипломному проектированию для студентов механических специальностей. Расчет ременных передач/ Новицкая Л.Н. – Краматорск: ДГМА, 2002. – 40 с.

30. Мурин А. В., Осипов В. А. Курсовое проектирование по основам конструирования. Учебное пособие для вузов. – Томск: Изд-во ТПУ, 2006. – 219 с.

31. Пантелеев В.Ф. Расчеты деталей машин: Учебное пособие. – Пенза: Изд-во гос. ун-та, 2005. – 164 с.

32. Проектирование механических передач: учебно-справочное пособие для втузов / С. А. Чернавский, Г. А. Снесарев, Б. С. Козинцев и др. – М.: Машиностроение, 1984. – 558 с.

33. Расчет клиноременной передачи: методические указания к курсовому проектированию по деталям машин для студентов всех форм обучения/ И.Г. Левитский. – Хабаровск: Изд-во Тихоокеан. Гос. ун-та, 2008. – 20 с.
34. Расчет открытых передач с гибкой связью/ В.А. Довгяло, Ю.А. Шебзухов; учебно-методическое пособие. Гомель: БелГУТ, 2013. – 68 с.
35. Расчет и конструирование элементов деталей машин/ С.И. Тихонов, А.Е. Муравьев; учебно-методическое пособие. Псков: ППИ, 2005. – 67 с.
36. Расчеты деталей машин: Справочное пособие / А. В. Кузьмин, И. М. Чернин, Б. С. Козинцов. – Минск: Высшейш. шк., 1986. – 400с.
37. Решетов Д. Н. Детали машин. – М.: Машиностроение, 1989. – 496 с.
38. Ряховский О.А. Детали машин: Учебю для ссузов/ О.А. Ряховский, А.В. Клыпин. – М.: Дрофа, 2002. – 288 с.
39. Тарабасов Н. Д., Учаев П. Н. Проектирование деталей и узлов машиностроительных конструкций: Справочник. – М.: Машиностроение, 1983. – 239 с.
40. Тарасов А.Р., Балбаров В.С., Балдаев В.П., Павлов А.Н. Зубчато-ременные передачи: Учебно-методическое пособие. – Улан-Удэ: Изд-во ВСГТУ, 2006. – 40 с.
41. Ткачев А.Г. Машины и оборудование: Курс лекций. – Тамбов: Изд-во Тамб. гос. техн. ун-та, 2003. – 108 с.
42. Устюгов И.И. Детали машин: Учеб. пособие для учащихся техникумов. – 2-е изд., перераб. И доп. – М.: Высш. школа, 1981. – 399 с.
43. Цветков В. Д. Проектирование ременных передач: Методические указания. – Брянск: БГТУ, 2001. – 72 с.
44. Шейнблит А.Е. Курсовое проектирование деталей машин. М.: Высшая школа, 1991. – 432 с.
45. Шелофаст Е.Е. Основы проектирования машин. М.: АПМ, 2000. – 472 с.
46. Шляхова Г.В. Алеутдинова М.И. Расчет ременных передач: Методические указания. – Северск: Изд-во СТИ НИЯУ МИФИ, 2012. – 30 с.

Содержание

	Стр.
Введение	3
1. Ременные передачи	7
2. Плоскоремennая передача	30
3. Клиноремennая передача	58
4. Поликлиновая передача	74
5. Круглоремennые передачи	87
6. Зубчаторемennые передачи	90
7. Примеры расчета ремennых передач	105
7.1. Расчет плоскоремennой передачи	105
7.2. Расчет клиноремennой передачи	109
7.3. Расчет клиноремennой передачи с узким ремнем	115
7.4. Расчет поликлиновой зубчатой передачи	122
7.5. Расчет зубчаторемennой передачи	127
8. Литература	132

Бельский Алексей Тимофеевич
Иноземцева Наталья Владимировна
Комраков Владимир Викторович

«Передачи с гибкой связью» пособие для студентов специальности 1 – 36 01 01 «Технология машиностроения» дневной и заочной формы обучения отделения. – Гомель: ГГТУ, 2015. – 136. с.

Бельский Алексей Тимофеевич
Иноземцева Наталья Владимировна
Комраков Владимир Викторович

ПЕРЕДАЧИ С ГИБКОЙ СВЯЗЬЮ

ПОСОБИЕ

для студентов специальности 1-36 01 01

«Технология машиностроения»

дневной и заочной форм обучения

Подписано к размещению в электронную библиотеку
ГГТУ им. П. О. Сухого в качестве электронного
учебно-методического документа 21.03.16.

Рег. № 32Е.

<http://www.gstu.by>

