

РЕМЕННАЯ И ЦЕПНАЯ ПЕРЕДАЧИ

§ 1. РЕМЕННАЯ ПЕРЕДАЧА

По виду ремней ременные передачи делятся на плоско-, клино- и круглоремные.

Размеры плоских ремней определяются шириной b и толщиной δ (рис. 9.1, а), а клиновых — шириной a большего основания трапеции, толщиной (высотой) h и углом 2γ профиля (рис. 9.1, б).

Ременная передача основана на использовании силы трения между шкивом и ремнем.

Для плоских ремней сила трения, получаемая в соответствии с формулой Эйлера, равна $F = S_2 (e^{f\alpha} - 1)$, а для клиновых при таких же натяжениях S_2 ведомой ветви ремня, угле α обхвата и коэффициенте f трения на поверхности соприкосновения ремня с ободом шкива $F = S_2 (e^{f'\alpha} - 1)$, где

$f' = \frac{f}{\sin \gamma}$ — фиктивный (приведенный) коэффициент трения.

При $2\gamma = 40 - 34^\circ$ (ГОСТ 1284—57) $f = 0,3$ и угле обхвата на меньшем шкиве $\alpha_m = 2,62 \text{ рад}$ ($\alpha_m = 150^\circ$) коэффициент трения в клиноремной передаче приблизительно в $1/\sin 20^\circ \div 1/\sin 17^\circ = 2,9 \div 3,4$ раза, а сила трения в $7 \div 11$ раз больше, чем в плоскоремной передаче, что позволяет либо при тех же натяжениях и угле обхвата передать большую мощность, либо передать ту же мощность при меньшем угле обхвата ($\alpha_m \geq 90^\circ$) и большем передаточном числе.

Из плоских ремней в централизованном порядке изготавливают следующие пять видов: а) кожаные, б) прорезиненные, в) хлопчатобумажные шитые, г) хлопчатобумажные тканые (цельно-тканые и прошивные), д) шерстяные тканые.

Наибольшее распространение в промышленности получили прорезиненные ремни.

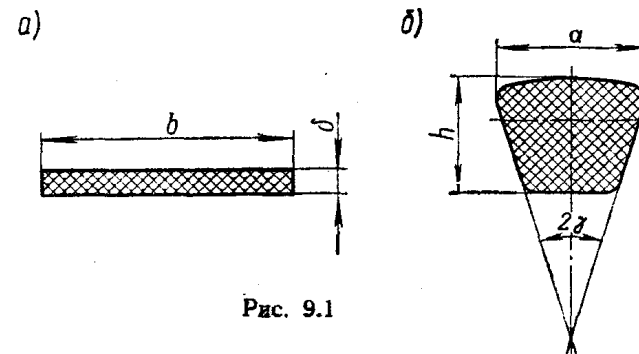


Рис. 9.1

РЕМНИ ПРИВОДНЫЕ ТКАНЕВЫЕ ПРОРЕЗИНЕННЫЕ ПЛОСКИЕ И КЛИНОВЫЕ И МИНИМАЛЬНЫЕ ДИАМЕТРЫ ШКИВОВ ДЛЯ НИХ

В зависимости от конструкции тканевого каркаса ГОСТ 101—54 предусматривает три типа плоских прорезиненных ремней: А, Б и В, которые в пределах указанных в табл. 9.1 ширины представляют собой несколько (2—6) слоев (прокладок) хлопчатобумажной ткани — белтинга, связанных вулканизированной резиной.

Тип А — нарезные, с резиновыми для большей гибкости прослойками между прокладками и с кромками, защищенными специальным водоупорным составом — для малых шкивов и скоростей $v \geq 20$ м/сек.

Тип Б — послойно завернутые, как с резиновыми прослойками между прокладками, так и без них — для тяжелых условий работы с прерывной нагрузкой и скоростей $v \leq 20$ м/сек.

Тип В — спирально завернутые, без резиновых прослоек — для работы с небольшими нагрузками и скоростями $v \leq 15$ м/сек.

Толщина одного слоя ткани в ремне $\delta_1 = 1,25$ мм, а вместе с резиновой прослойкой — 1,5 мм (в расчет вводят толщину ремня $\delta = \delta_1 z$, где z — число слоев).

Клиновые ремни по ГОСТ 1284—57, обозначаемые 0, А, Б, В, Г, Д и Е, состоят из несущих нагрузку нескольких слоев кордткани или одного ряда кордшнура и резины, вулканизированных в одно изделие. Различают две конструкции ремней: с оберткой по боковым граням (обернутые) и без нее (нарезные).

Кордткань и кордшнур располагают вблизи нейтральной линии, а резину в виде подушек — в зонах растяжения и сжатия ремня.

Таблица 9.1

Ширина ремней в зависимости от числа прокладок

Ширина b ремня, мм			Рекомендуемые числа z прокладок в зависимости от типа и применяемой марки ткани ремня		
Тип А	Тип Б	Тип В	Тип А Б—820	Тип Б Б—820	Тип В Б—820
—	20, 25, 30, 40 и 45	—	—	2	—
—	—	20, 25, 30 и 40	—	—	3
20, 25, 30, 40, 45, 50, 60, 70 и 75	—	50, 60, 70 и 75	3—5	—	3—5
80, 85, 90 и 100	—	80, 85, 90 и 100	3—6	—	3—6

Долговечность прорезиненных плоских и клиновых ремней зависит от наличия в них переменных напряжений, вызываемых изменением натяжений в ветвях ремня и перегибами ремней на шкивах. Напряжения от изгиба, как известно, пропорциональны толщине (δ и h) ремней и обратно пропорциональны диаметру шкива.

Из этого следует, что диаметр D_m меньшего шкива должен быть не менее определенной величины (см. табл. 9.2 и 9.3). Следует иметь в виду, что долговечность ремней и к. п. д. передачи резко падают с уменьшением диаметров шкивов. Поэтому по возможности надо избегать минимальных диаметров шкивов.

Таблица 9.2

Минимальные диаметры D_m меньших шкивов для плоских прорезиненных ремней, изготовляемых по ГОСТ 101—54

Число прокладок z	Толщина, мм $\delta = \delta_1 z$	D_m , мм	
		при $b < 300$ мм	при $b \geq 300$ мм
2	2,5	80	—
3	3,75	125	—
4	5,0	180	—
5	6,25	250	280
6	7,5	320	360

Таблица 9.3

Минимальные диаметры D_m меньших шкивов для клиновых ремней

Сечение ремня	D_m , мм						
	0	А	Б	В	Г	Д	Е
D_m , мм	63	90	125	200	315	500	800

В табл. 9.4 для различных видов ремней представлены значения приведенных полезных напряжений k_0 и отношений δ/D_m .

Таблица 9.4

Значения k_0 и δ/D_m для приводных ремней

Ремень	k_0		$\frac{\delta}{D_m}$
	Мн/м ²	кг/см ²	
Кожаный	2,84—29,4 δ/D_m	29—300 δ/D_m	$\frac{1}{35} \left(\frac{1}{25} \right)$
Прорезиненный	2,45—9,81 δ/D_m	25—100 δ/D_m	$\frac{1}{40} \left(\frac{1}{30} \right)$
Хлопчатобумажный тканый	2,06—14,7 δ/D_m	21—150 δ/D_m	$\frac{1}{30} \left(\frac{1}{25} \right)$
Шерстяной	1,77—14,7 δ/D_m	18—150 δ/D_m	$\frac{1}{30} \left(\frac{1}{25} \right)$

Примечание. Наибольшие значения δ/D_m , указанные в скобках, допускают лишь в крайнем случае, при необходимости обеспечить наименьшие габаритные размеры передачи; долговечность ремня при этом снижается.

СПОСОБЫ НАТЯЖЕНИЯ РЕМНЯ В ПРОЦЕССЕ РАБОТЫ И ВИДЫ СОЕДИНЕНИЙ РЕМНЕЙ

В процессе работы ремни вытягиваются и их натяжение, а вместе с тем и сила трения между шкивом и ремнем уменьшаются. Перешивка из-за этого время от времени ремней

у открытых передач с постоянным межосевым расстоянием связана с неудобствами, и поэтому часто передачу приходится выполнять с переменным расстоянием между шкивами или уста-

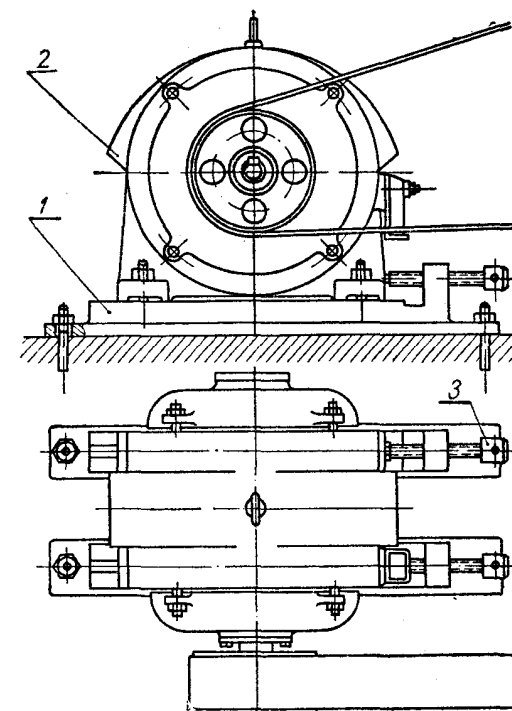


Рис. 9.2

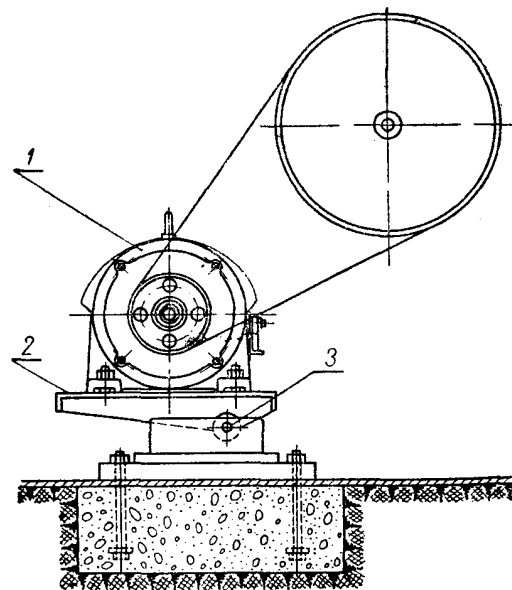


Рис. 9.3

навливать натяжной ролик, что позволяет повышать силу трения как путем увеличения натяжения, так и угла обхвата.

На рис. 9.2—9.4 приведены конструкции с переменным межосевым расстоянием.

Рис. 9.2. При натяжении ремня отвинчивают болты, крепящие электродвигатель 2 к салазкам 1 и при помощи отжимных винтов 3 отодвигают электродвигатель; при этом с увеличением межосевого расстояния увеличивается и натяжение ремня.

Рис. 9.3. Постоянство натяжения ремня обеспечивают весом электродвигателя 1, установленного на качающейся плите 2 (ось качания 3). Достоинство — автоматичность поддержания натяжения. Недостаток — излишнее натяжение ремня при тяжелых электродвигателях.

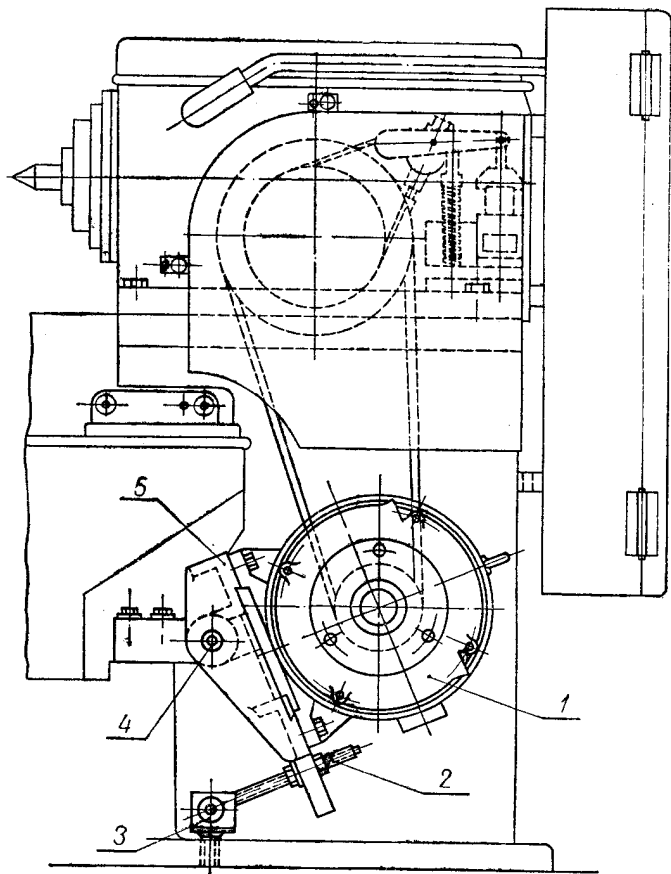


Рис. 9.4

Рис. 9.5—9.8. Схемы передач с натяжным роликом. Постоянное натяжение ремня обеспечивают передвижным грузом, закрепленным на конце двуплечего рычага, на другом

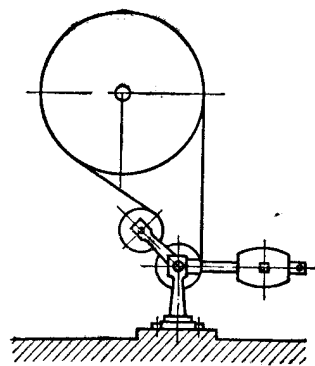


Рис. 9.7

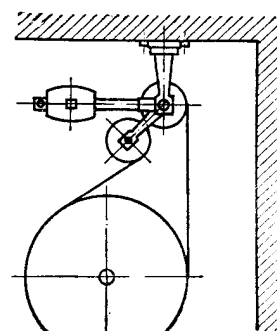


Рис. 9.8

конце которого на оси помещен натяжной ролик. Чтобы уменьшить силу тяжести груза и, как следствие, дополнительное давление на ведущий вал передачи, натяжной ролик устанавливают на менее нагруженную — ведомую ветвь ремня.

Рис. 9.9. Однорычажное натяжное устройство. В табл. 9.5 указаны его основные размеры.

Рис. 9.10. Передача, в которой вместо груза поставлена пружина 1.

При переменных нагрузках происходит непрерывное перераспределение и изменение натяжений в ведущей и ведомой ветвях ремня, что приводит к значительным колебаниям рычага 2 (рис. 9.11) с грузом 6 и роликами 3. Для уменьшения колебаний и ослабления неблагоприятного их влияния на работу применяют демпфер (гаситель колебаний) 1.

При колебаниях натяжения ведомой ветви рычаг 2, а вместе с ним и поршень демпфера 1 начнут перемещаться вверх и вниз. Вытесняя по перепускному каналу 4 воздух из одной полости

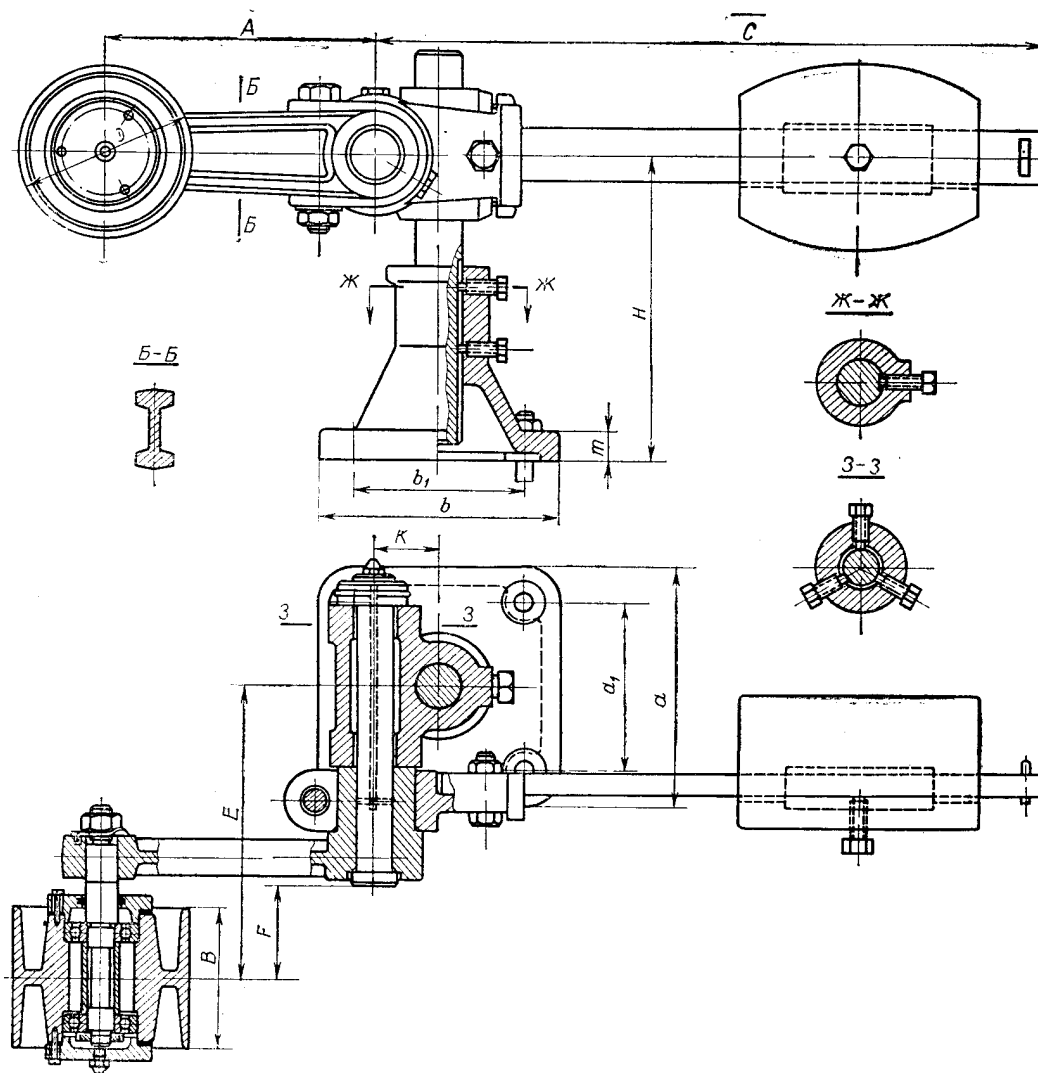


Рис. 9.9

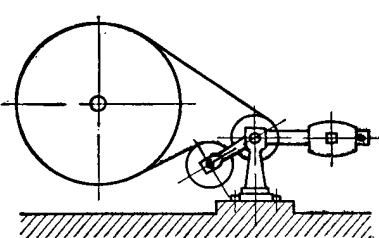


Рис. 9.5

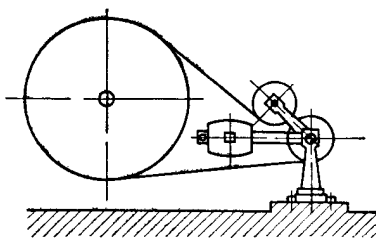


Рис. 9.6

Рис. 9.4. Указанный выше недостаток устраняют применением установочного винта 2, упирающегося в специальный упор 3 (цифрами 1, 4 и 5 на рисунке обозначены соответственно электродвигатель, ось качания и плита).

Основные размеры, мм, однорычажного натяжного устройства [4] (рис. 9.9)

Наибольшее окружное усилие		B	D	Наибольший диаметр шкива D_1	H		A	C	E	F	k	a	a_1	b	b_1	t
н	кР				max	min										
590	60	100	125	200	280	190	200	500	200	60	45	175	125	175	125	19
590	60	125	175	300	280	190	250	500	205	65	45	175	125	175	125	19
1470	150	175	275	400	405	275	360	800	290	100	60	280	200	210	130	25

Рис. 9.13—9.18. Различные виды соединений ремней.
Рис. 9.13. Соединение кожаных (а) и прорезиненных (б) ремней склеиванием. Незначительное утолщение ремня в месте склеивания позволяет при больших скоростях передавать большие мощности.

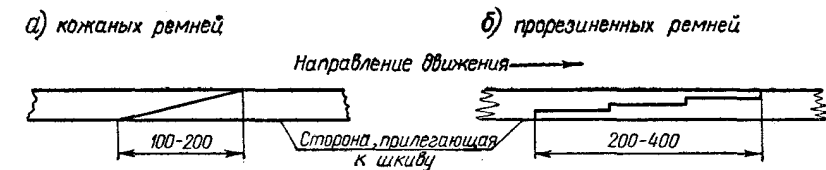


Рис. 9.13

цилиндра демфера в другую, поршень испытывает давление, зависящее от сечения перепускного канала, регулируемого дроссельным винтом 5. Это давление через поршневой шток передается на рычаг и препятствует его перемещению.

На рис. 9.12, а, б приведены общий вид и схема приспособления для предварительного натяжения ремня при шивке, состоящего из винта 1, гайки 2, пружины 3, зажимов 4, ручного привода 5 и указателя величины натяжения 6.

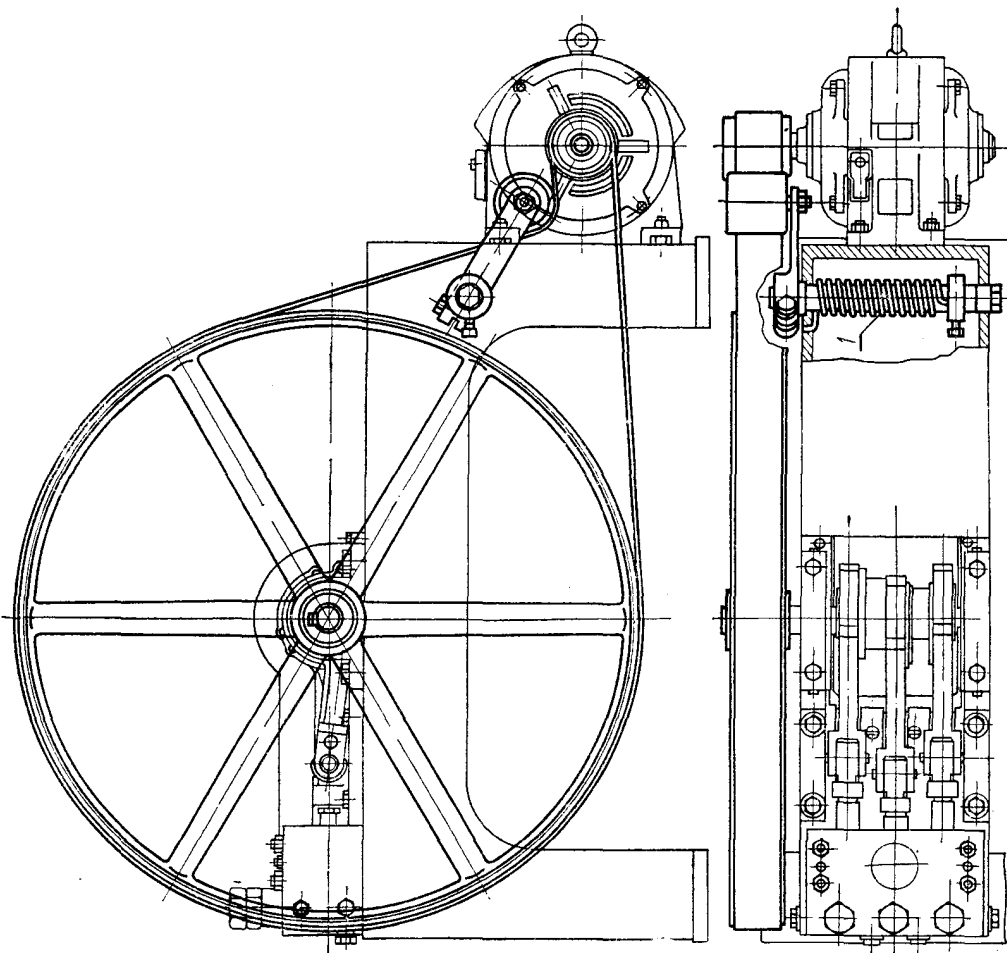


Рис. 9.10

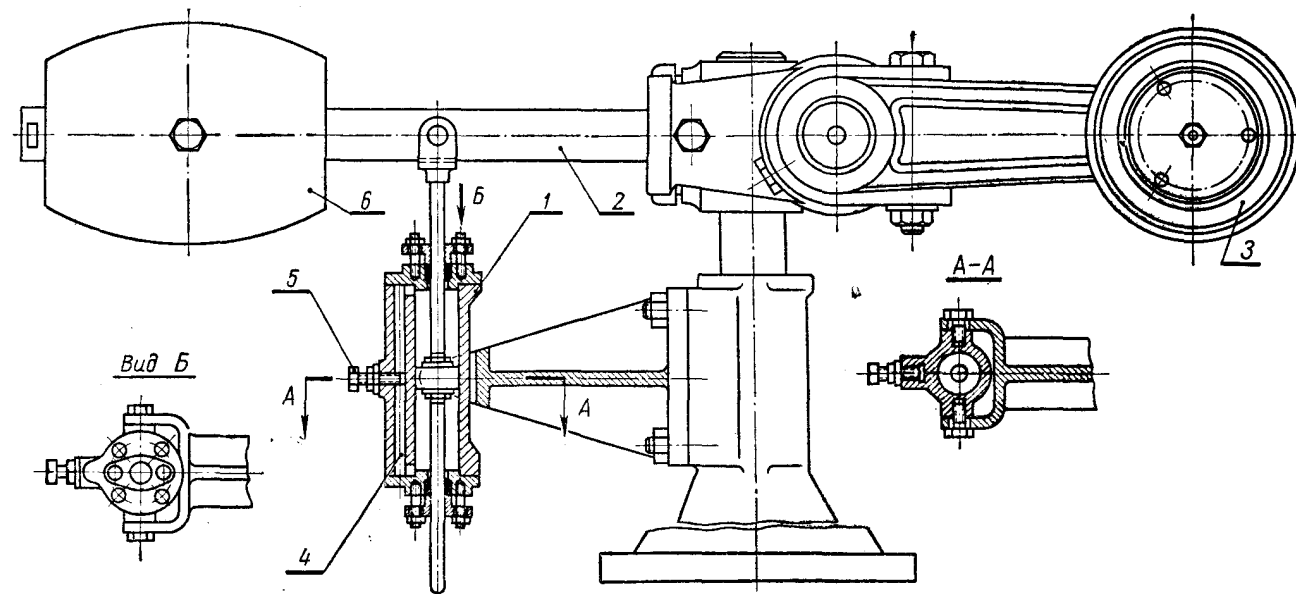


Рис. 9.11

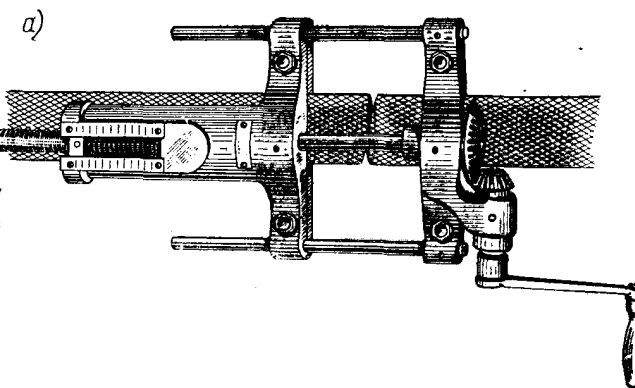
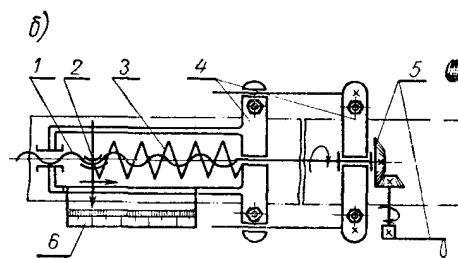


Рис. 9.12

Рис. 9.14. Сшивка жильной струной встык. Применяется для всех видов ремней, работающих со скоростью до 20—25 м/сек и при работе обеими сторонами.

Рис. 9.15. Соединение с помощью уголков. Ремни работают удовлетворительно при большом закруглении уголков, малых скоростях и в случаях прилегания к шкиву одной стороной.

Рис. 9.16. Соединение проволочными спиральями. Оси шарниров спиралей изготавливают либо из металла, либо из прочных жильных струн. Применяют для всех видов ремней при скоростях до 25 м/сек и работе обеими сторонами.

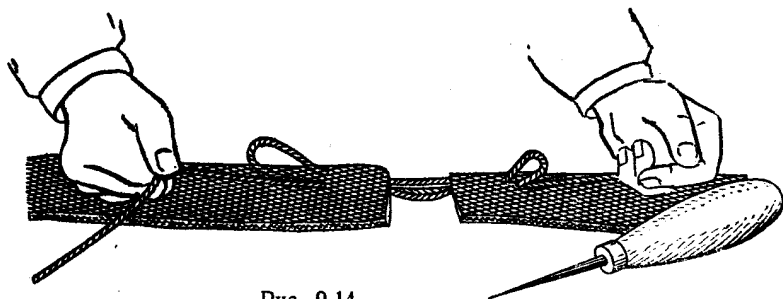


Рис. 9.14

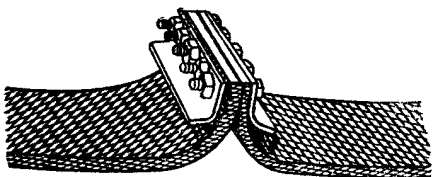


Рис. 9.15

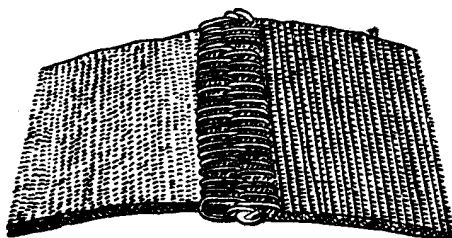


Рис. 9.16

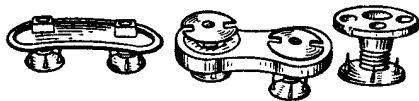


Рис. 9.17

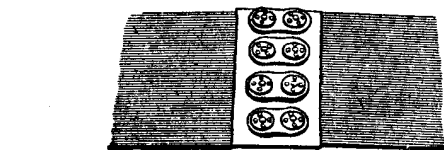


Рис. 9.18

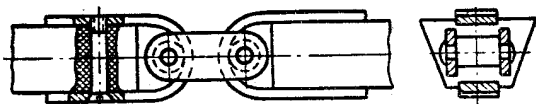


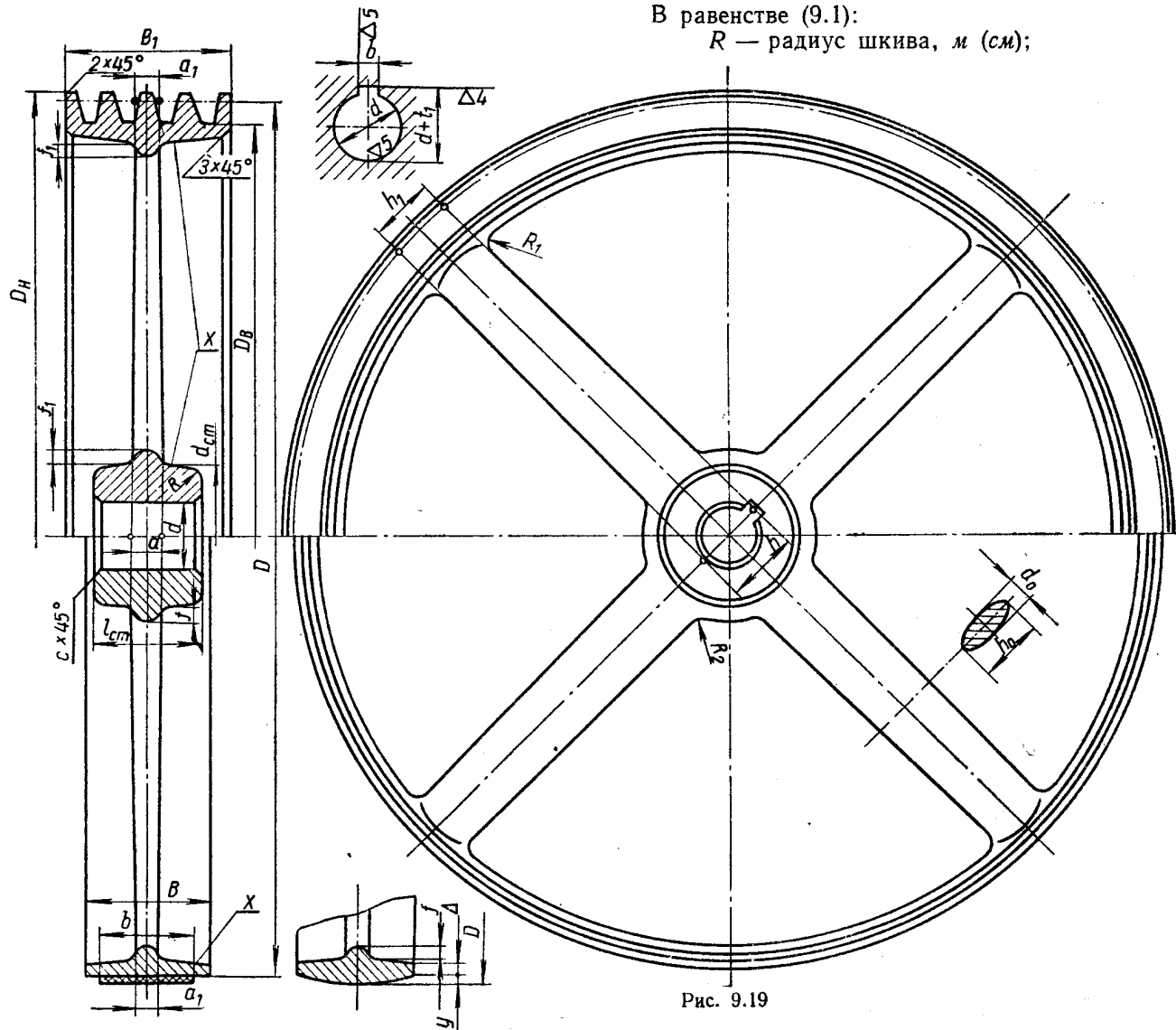
Рис. 9.17. Соединение при помощи металлических накладок и специальных болтов. Применяют для всех ремней, работающих при малых скоростях.

Рис. 9.18. Соединение клинового ремня. Применяют только в аварийных случаях, так как клиновые ремни изготовляют бесконечными.

ШКИВЫ

На рис. 9.19 показаны распространенные конструкции литых неразъемных чугунных (для нормальных условий работы обыкновенно чугун марки СЧ 12—28, а для ответственных случаев — чугун марки СЧ 15—32 по ГОСТ 1412—54) шкивов для плоских и клиновых ремней со спицами эллиптического сечения.

В процессе изготовления клиновых шкивов размеры канавок (рис. 9.20) нужно контролировать шаблоном или роликом, с тем чтобы центры тяжести сечений ремней во всех канавках располагались на одной прямой (параллельно оси шкива).



В равенстве (9.1):

R — радиус шкива, м (см);

Невыполнение этого требования приводит к недопустимому скольжению (буксованию) одних ремней и перегрузке других.

Для более равномерного остывания шкива после отливки и избежания внутренних напряжений в местах соединения спиц с ободом и ступицей шкивы выполняют с ребрами, расположенными в плоскости спиц.

С этой же целью, а также для облегчения монтажа и демонтажа большие шкивы ($D > 1500$ мм) выполняют разъемными.

Ширину спицы h на оси вала (рис. 9.19) определяют условным расчетом на изгиб из равенства (7.2): $PR = \frac{1}{3} KW [\sigma_0]_н$.

Для эллиптического сечения спицы с осями эллипса у вала h и $a = 0,4h$ (принимают конструктивно) момент сопротивления спицы на изгиб $W = \frac{\pi}{32} ah^2 = 0,04h^3 \text{ м}^3 (\text{см}^3)$

$$h = \sqrt[3]{\frac{75PR}{K[\sigma_0]_н}} \text{ м (см)}. \quad (9.1)$$

Элементы конструирования и рекомендуемые соотношения размеров чугунных неразъемных шкивов (рис. 9.19 и 9.20)

№ п/п	Обозначение	Наименование и рекомендуемое соотношение размеров
1	D	Диаметр шкива для плоских и клиновых ремней. Определяют расчетом и выравнивают по ГОСТ 3133—56 и 1284—57 (см. табл. 9.6 и 9.7)
2	D_n	Наружный диаметр шкива. $D_n = D + 2c_1$; c_1 — по ГОСТ 1284—57 (см. табл. 9.7)
3	D_v	Внутренний диаметр шкива. $D_v = D - 2e$; e — по ГОСТ 1284—57 (см. табл. 9.7)
4	z	Число канавок. Равно числу ремней, определяемых расчетом
5	B и B_1	Ширина шкивов. B — по ГОСТ 3133—56 (см. табл. 9.6). $B_1 = (z - 1)t + 2s$; t и s — по ГОСТ 1284—57 (см. табл. 9.7)
6	Δ и Δ_1	Толщина обода. $\Delta = 0,005D + 3$ мм; Δ_1 — по ГОСТ 1284—57 (табл. 9.6)
7	y	Стрела выпуклости обода. Определяют по ГОСТ 3133—56. См. табл. 9.6, примечание 2
8	$2\gamma^\circ$	Угол профиля канавки. Определяют по ГОСТ 1284—57 (см. табл. 9.7)
9	s	Размеры от края обода до середины смежной канавки. Определяют по ГОСТ 1284—57 (см. табл. 9.7)
10	X	Литейный уклон. Определяют по данным УЗТМ и др. — см. приложение П I.4
11	h	Ширина спицы на оси вала. Определяют расчетом по формуле (9.1)
12	h_1	Ширина спицы у обода. $h_1 = 0,8h$
13	K	Число спиц в одном ряду. $K = \left(\frac{1}{6} \div \frac{1}{7}\right) \sqrt{D}$, мм или по данным: D до 500 мм, $K = 4$; $D = (500 \div 1600)$ мм, $K = 6$; $D = (1600 \div 3000)$ мм, $K = 8$. При $D \leq 280$ мм вместо спиц делают сплошной диск толщиной $\delta = (0,06 \div 0,07) D$. При $B (B_1) > 300$ мм число спиц удваивают
14	a, a_1	Толщина спиц на оси вала и у обода. $a = 0,4h$; $a_1 = 0,4h_1$
15	f, f_1	Высота ребер жесткости у обода и ступицы шкивов с плоскими и клиновыми ремнями. $f = \Delta + 0,02B$ и $f_1 = \Delta_1 + 0,02B_1$
16	d	Диаметр отверстия ступицы шкива. Определяют при расчете вала и округляют по ГОСТ 6636—60 (табл. 13.2)
17	$d_{ст}, l_{ст}$	Диаметр и длина ступицы. $d_{ст} = (1,8 \div 2) d$. Для устойчивости шкива на валу $l_{ст} = (1,5 \div 2) d$. При ширине шкива меньше $1,5d$ ее принимают равной ширине шкива
18	R, R_1, R_2	Радиусы сопряжений. $R_1 = R_2 = \frac{2a}{3}$; R — см. приложение П I.2
19	c	Скосы. См. табл. 13.3
20	—	Чистота поверхности: рабочей части плоского шкива — $\nabla 5 \div \nabla 7$; торца обода — $\nabla 3$; отверстия и торца ступицы — соответственно $\nabla 5$ и $\nabla 3$; шпоночного паза и профиля канавок — см. рис. 9.19 и 9.20
21	t_1	Размер шпоночного паза втулки. Определяют по табл. 6.1 в зависимости от d

На рис. 9.21 изображена конструкция холостого 1 и рабочего 2 шкивов, устанавливаемых на ведущих валах машин, получающих движение от общего вала. Холостой шкив, свободно посаженный на вал рядом с рабочим, позволяет выключить одну машину, не нарушая работы других. Холостой шкив имеет цилиндрический обод, облегчающий перевод ремня с рабочего шкива.

Таблица 9.6

Шкивы чугунные для плоских ремней по ГОСТ 3133—56
Размеры, мм

Ширина обода B	Диаметры шкивов D														Применять при ширине ремня b						
	90	100	112	125	140	160	180	200	225	250	280	320	360	400		450	500	560	630	710	800
30	×	×	×	×	×	×	×	×	×	×	×	×	×	×	×	×	×	×	×	×	25
40	×	×	×	×	×	×	×	×	×	×	×	×	×	×	×	×	×	×	×	×	30
50	×	×	×	×	×	×	×	×	×	×	×	×	×	×	×	×	×	×	×	×	40
60	—	×	×	×	×	×	×	×	×	×	×	×	×	×	×	×	×	×	×	×	50
70	—	×	×	×	×	×	×	×	×	×	×	×	×	×	×	×	×	×	×	×	60
85	—	×	×	×	×	×	×	×	×	×	×	×	×	×	×	×	×	×	×	×	70 и 75
100	—	—	×	×	×	×	×	×	×	×	×	×	×	×	×	×	×	×	×	×	80 и 90

Примечания: 1. Звездочками обозначены допускаемые сочетания.
2. Рабочая поверхность обода шкива может быть цилиндрической или выпуклой формы. Выпуклый шкив измеряют по наибольшему диаметру. Стрела выпуклости для шкивов шириной до 60 мм — 1 мм, шириной 70—100 мм — 1,5 мм; шириной 125—150 мм — 2 мм; шириной 175—225 мм — 2,5 мм.
3. Для предупреждения продольного смещения шкив закрепляют на валу одной из следующих деталей: установочным кольцом, установочным винтом, шайбой, укрепленной болтом с торца вала, или установочной гайкой.

Таблица 9.7

Размеры элементов и углы профиля канавок шкива в зависимости от сечения ремня и диаметра шкива по ГОСТ 1284—57 (рис. 9.20)

Обозначения размеров элементов профиля	Размеры элементов, мм, при сечениях ремня						
	0	A	B	B	Г	Д	Е
c_1	2,5	3,5	5,0	6,0	8,5	10	12,5
e	10	12,5	16	21	28,5	34	43
t	12	16	20	26	37,5	44,5	58
b_1	10	13	17	23	32	38	50
s	8	10	12,5	17	24	29	38
Δ_1	5,5	6	7,5	10	12	15	19
a	10	13	17	22	32	38	50
h	6	8	10,5	13,5	19	23,5	30
Угол профиля	Диаметры шкивов						
$2\gamma=34^\circ$	63—70	90—112	125—160	200	—	—	—
$2\gamma=36^\circ$	80—100	125—160	180—400	225—320	320—450	500—	—
						560	—
$2\gamma=38^\circ$	112—160	180—400	250—500	360—630	500—900	630—	800—
						1120	1400
$2\gamma=40^\circ$	180	450	560	710	1000	1250	1600

Примечания: 1. Ряд диаметров шкивов для клиновых ремней: 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 мм.
2. Приведенный ряд диаметров шкивов такой же, как в ГОСТ 3133—56 (табл. 9.6), за исключением двух: 315 вместо 320 и 355 вместо 360 мм.

$P = \frac{M_k}{R}$ — окружное усилие, н (кГ), где M_k — передаваемый момент, н·м (кГ·см);
 K — число спиц (см. табл. 9.8, п. 13);
 $[\sigma_0]_н$ — допускаемое напряжение на изгиб, н/мм² (кГ/см²).
Для чугуна марки СЧ 15—32 $[\sigma_0]_н = 29,4 \div 39,2$ Мн/мм² (300 ÷ 400 кГ/см²).

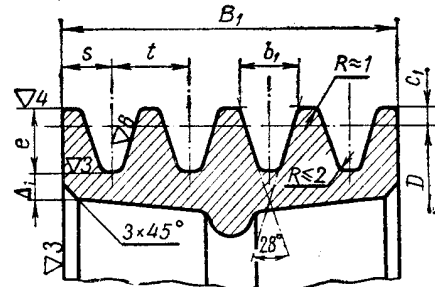


Рис. 9.20

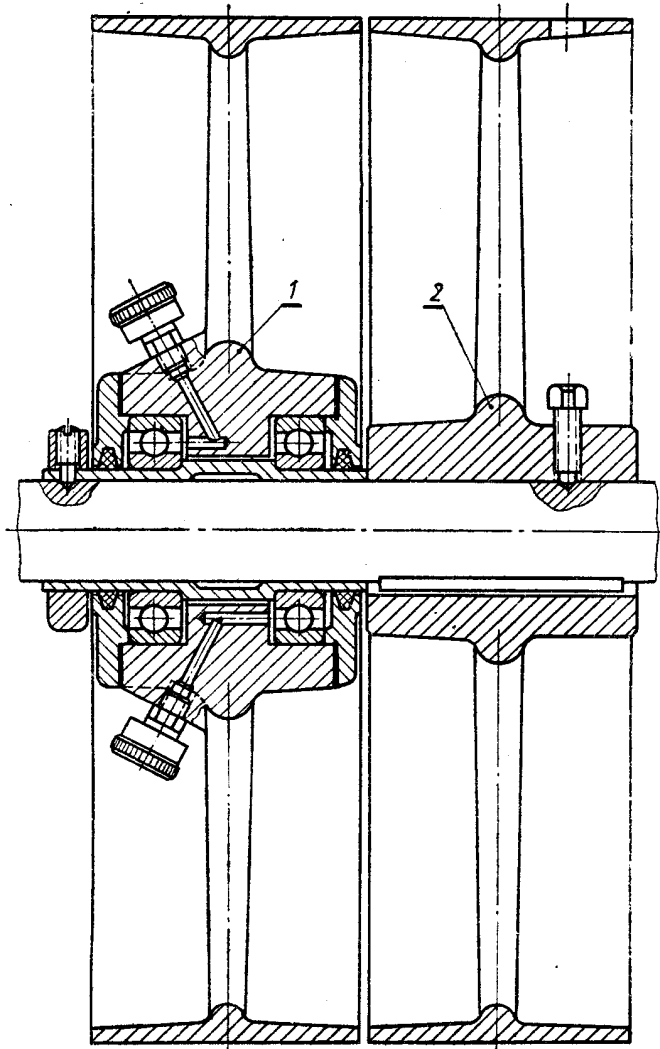


Рис. 9.21

Таблица 9.9

Сечение ремня в зависимости от скорости и передаваемой мощности

Передаваемая мощность, <i>квт</i>	Рекомендуемое сечение ремня при скорости <i>v</i> , <i>м/сек</i>		
	до 5	5—10	свыше 10
До 1 вкл.	0, А	0, А	0
Свыше 1 до 2	0, А, Б	0, А	0, А
» 2 » 4	А, Б	0, А, Б	0, А
» 4 » 7,5	Б, В	Б, В	А, Б
» 7,5 » 15	В	Б, В	Б, В
» 15 » 30	—	В, Г	В, Г

Таблица 9.10

Расчетные длины *L* ремней

Сечение ремня	<i>L</i> , мм
0	525, 555, 585, 625, 655, 695, 735, 775, 825, 925, 975, 1025, 1085, 1145, 1205, 1275, 1345, 1425, 1525, 1625, 1700, 1800, 1900, 2000, 2120, 2240, 2360, 2500
А	533, 563, 593, 633, 703, 743, 783, 833, 883, 933, 983, 1033, 1093, 1153, 1213, 1283, 1353, 1433, 1533, 1633, 1700, 1800, 1900, 2000, 2120, 2240, 2360, 2500, ...
Б	710, 750, 790, 840, 890, 940, 990, 1040, 1100, 1160, 1220, 1290, 1360, 1440, 1540, 1640, 1700, 1800, 1900, 2000, 2120, 2240, 2360, 2500, 2650, 2800, 3000, 3150, ...
В	1800, 1900, 2000, 2120, 2240, 2360, 2500, 2650, 2800, 3000, 3150, 3350, 3550, 3750, 4000, ...
Г	3150, 3350, 3550, 3750, 4000, 4250, 4500, 4750, 5000, 5300, 5600, 6000, 6300, 6700, 7100, 7500, 8000, 8500, 9000, 9500, 10 000, 10 600, 11 200
Д	4500, 4750, 5000, 5300, 5600, 6000, 6300, 6700, 7100, 7500, 8000, 8500, 9000, 9500, 10 000, 10 600, 11 200, 11 800, 12 500, 13 200, 14 000
Е	6300, 6700, 7100, 7500, 8000, 8500, 9000, 9500, 10 000, 10 600, 11 200, 11 800, 12 500, 13 200, 14 000

Таблица 9.11

Значения мощностей *N₀* для ремней сечения 0, А и Б в зависимости от расчетного диаметра малого шкива и скорости ремня

Сечение ремня	<i>D_м</i> , мм	<i>N₀</i> , <i>квт</i> , при скорости ремня <i>м/сек</i>							
		3	4	5	6	7	8	9	10
0	63	0,19	0,25	0,31	0,36	0,42	0,48	0,53	0,59
	71	0,21	0,27	0,33	0,40	0,47	0,54	0,60	0,66
	80	0,24	0,31	0,38	0,46	0,52	0,60	0,67	0,74
	90	0,26	0,34	0,42	0,50	0,58	0,66	0,74	0,82
А	90	0,36	0,47	0,59	0,69	0,77	0,86	0,95	1,04
	100	0,41	0,54	0,66	0,78	0,89	0,99	1,10	1,18
	112	0,46	0,60	0,74	0,87	0,99	1,10	1,21	1,32
	125	0,52	0,67	0,81	0,95	1,11	1,24	1,36	1,47
Б	125	0,63	0,83	1,02	1,21	1,35	1,52	1,68	1,84
	140	0,70	0,91	1,12	1,31	1,50	1,69	1,88	2,06
	160	0,77	1,01	1,25	1,45	1,65	1,85	2,05	2,23
	180	0,83	1,08	1,32	1,54	1,75	1,97	2,19	2,41

Примечание. Для передачи мощностей, указанных в графах для скоростей ремня 3 и 4 *м/сек*, кроме 0,54 *квт*, натяжение ремня должно быть увеличено против приведенного в таблице на 20%.

Таблица 9.12

Предварительное натяжение *S₀* одной ветви ремня

Сечение ремня	0	А	Б	В	Г	Д						
Расчетный <i>D_м</i> , мм	63—80	90—120	125—180	200—224	250—315	355—500						
<i>S₀</i> , н/кг	54 5,5	68,5 7	98,1 10	117,8 12	162 16,5	206 21	270 27,5	343,5 35	570 58	685 70	834 85	1030 105

Таблица 9.13

Значения коэффициента *k₁*

Значение α_m	180	170	160	150	140	130	120	110	100	90	80	70
<i>k₁</i>	1,00	0,98	0,95	0,92	0,89	0,86	0,83	0,79	0,74	0,68	0,62	0,56

§ 2. ДЕТАЛИ ЦЕПНОЙ ПЕРЕДАЧИ

Применяются приводные цепи одно-, двух- и многорядные.

Рис. 9.22. Однорядная роликовая цепь по ГОСТ 10947—64. Детали цепи: валик 1, запрессованный в наружные пластины 2; охватывающая валик втулка 3, запрессованная во внутренние пластины 4; ролик 5, свободно вращающийся на втулке 3.

Рис. 9.23. Пластина цепи в плане.

Рис. 9.24. Звездочка однорядной роликовой цепи.

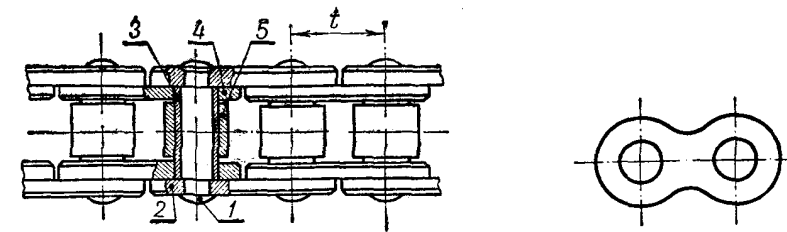


Рис. 9.22

Рис. 9.23

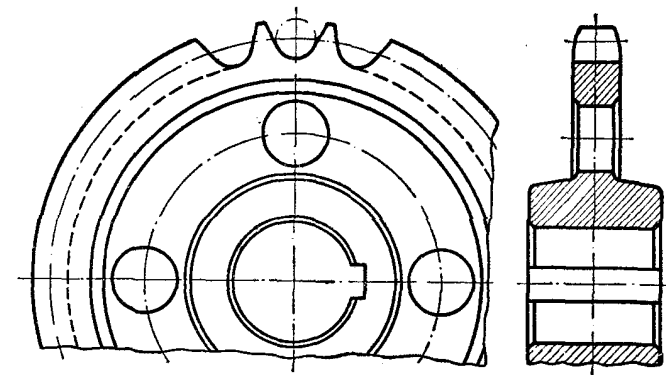


Рис. 9.24

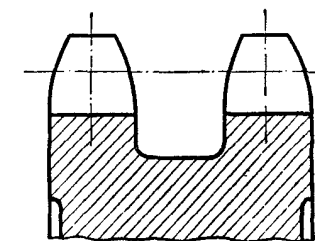


Рис. 9.25

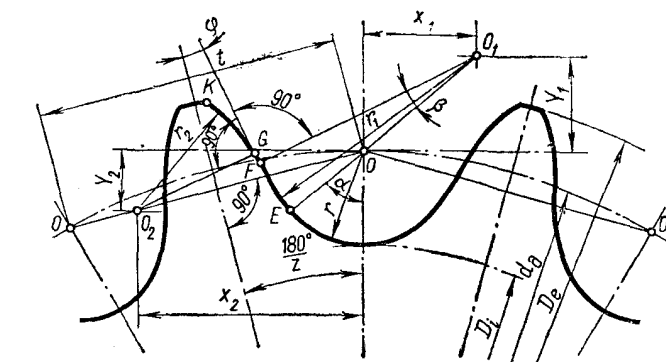


Рис. 9.26

Рис. 9.25. Обод звездочки двухрядной цепи.

Рис. 9.26. Профиль зубьев звездочки без смещения центров дуг впадин.

Диаметры, ширина ободов, размеры профилей канавок плоско- и клиноременных шкивов приведены в табл. 9.6 и 9.7, а элементы конструирования и рекомендуемые соотношения размеров шкивов — в табл. 9.8. В табл. 9.9—9.13 приводятся основные параметры клиноременных передач, используемые при их конструировании и расчете.

Рис. 9.27. Рабочая пластина зубчатой цепи с двумя фасонными вырезами.

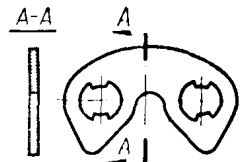


Рис. 9.27

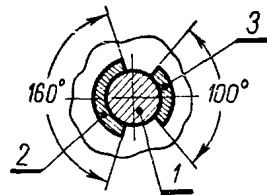


Рис. 9.28

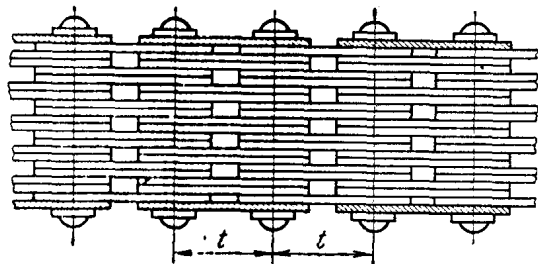


Рис. 9.29

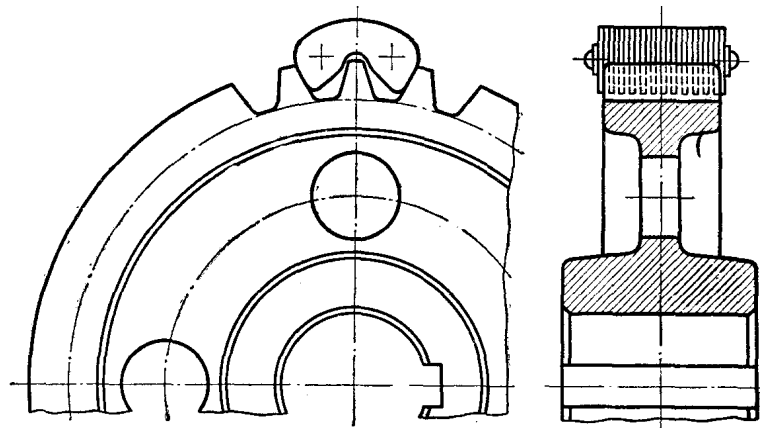


Рис. 9.30

Рис. 9.28. Фасонный вырез в увеличенном масштабе. Через вырезы всех параллельно расположенных пластин проходят валики 1 и вкладыши 2 и 3.

Рис. 9.29. Зубчатая цепь в собранном виде с боковыми направляющими пластинами (на чертеже заштрихованы).

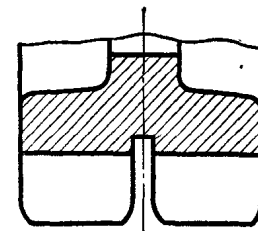


Рис. 9.31

Рис. 9.30. Звездочка зубчатой цепи с боковыми направляющими. Направляющие пластины могут быть расположены и в середине цепи. Обод звездочки в этом случае должен быть таким, как показано на рис. 9.31.