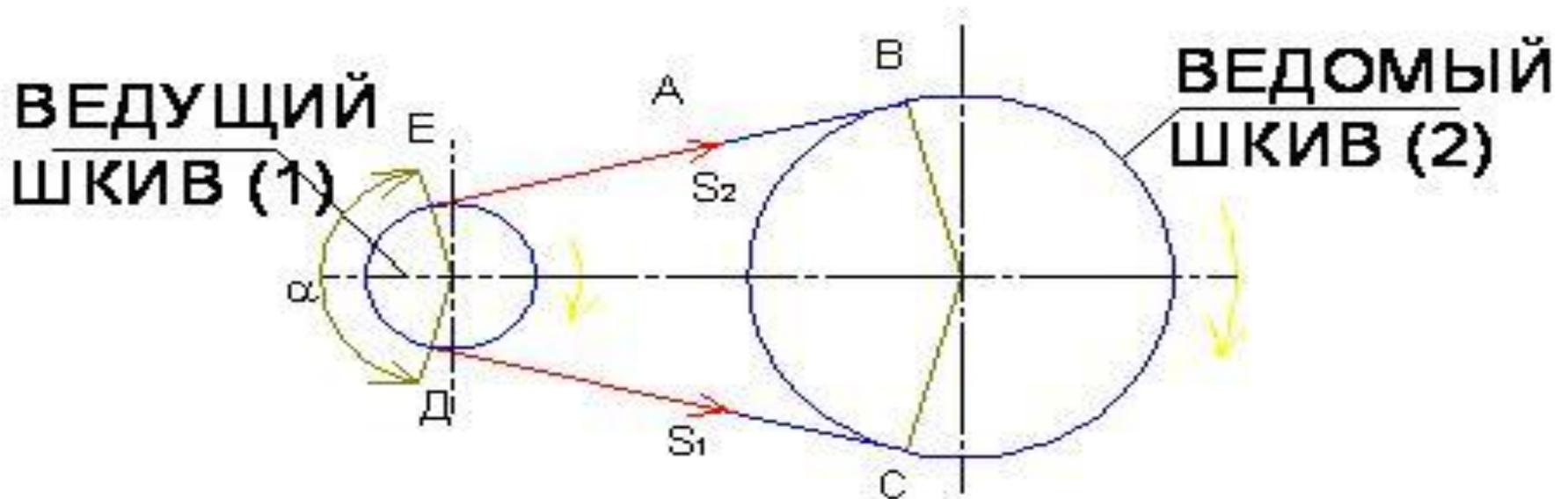


Ременные передачи



Сила трения создается:

- 1) Предварительной деформацией ремня**
- 2) Перемещением одного из шкивов**
- 3) Натяжным роликом**

Достоинства ременных передач:

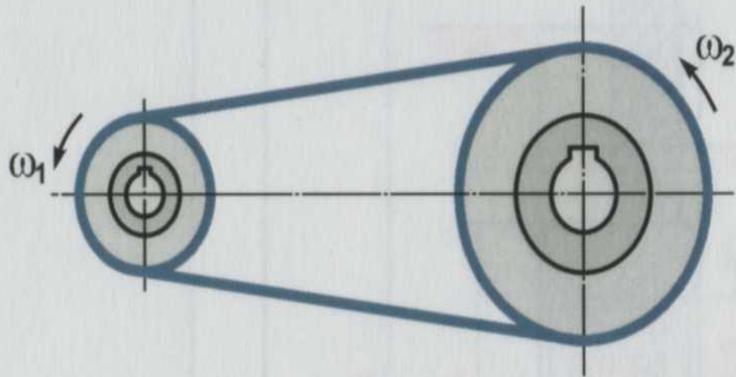
- 1) возможность передачи движения на значительные расстояния;**
- 2) плавность работы, смягчение толчков, предохранение от перегрузок благодаря возможности проскальзывания;**
- 3) возможность работы при высоких частотах вращения.**
- 4) малая стоимость.**

Недостатки ременных передач.

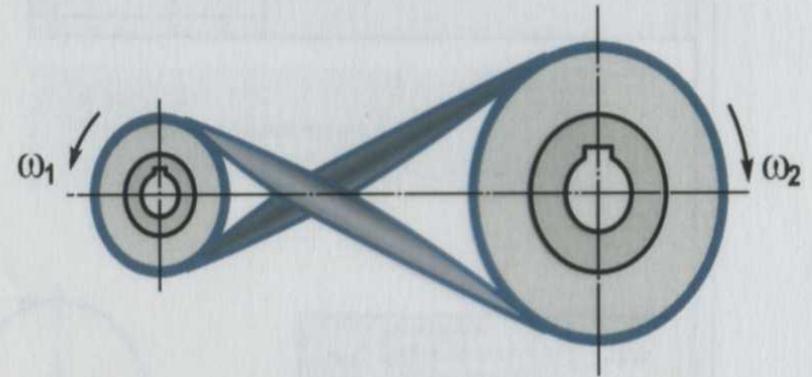
- 1) значительные габариты (например, при одинаковой ширине диаметры шкивов ременной передачи получаются примерно в 5 раз больше, чем диаметры зубчатых колес);
- 2) неизбежность некоторого упругого скольжения ремня, а отсюда, затруднительность обеспечения точного передаточного отношения;
- 3) значительные силы на валы и опоры.

СХЕМЫ РЕМЕННЫХ ПЕРЕДАЧ

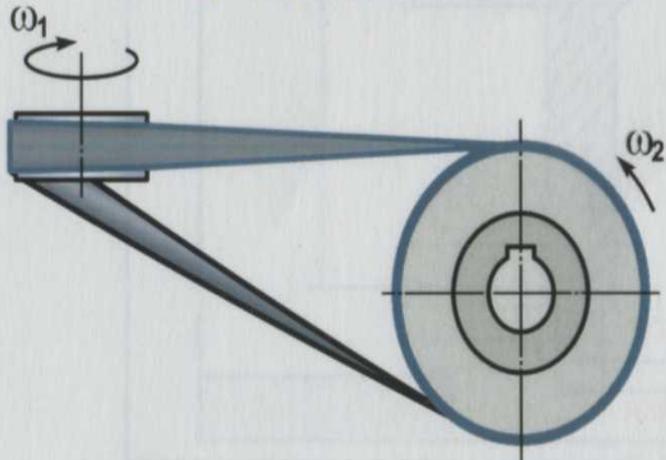
Открытая



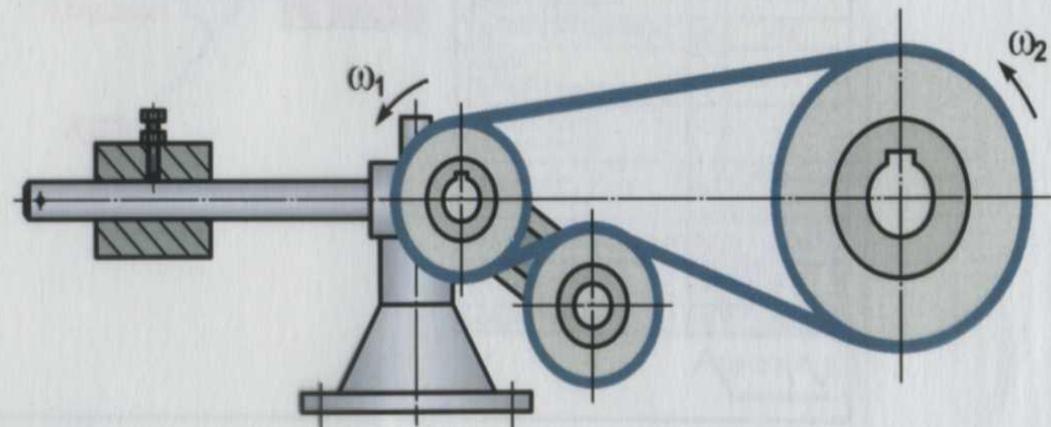
Перекрестная



Полуперекрестная



С натяжным роликом

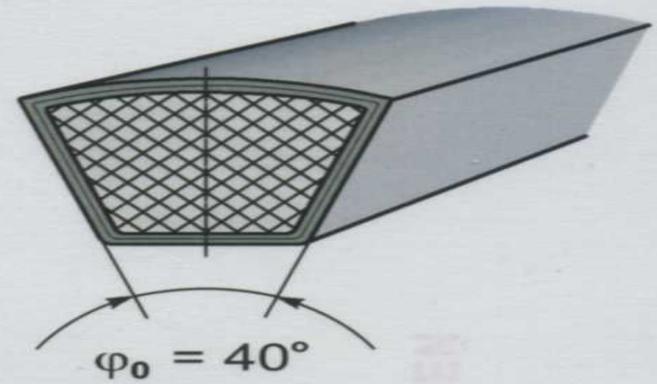


ПРОФИЛИ РЕМНЕЙ

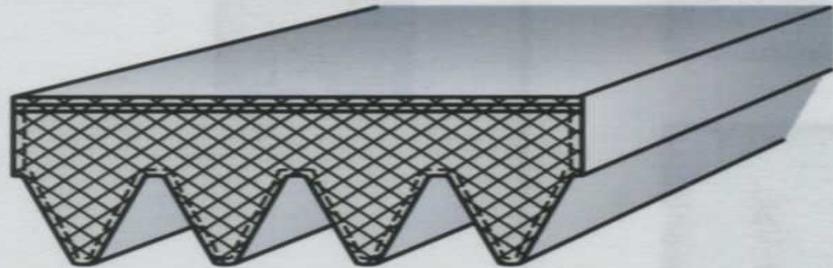
Плоский



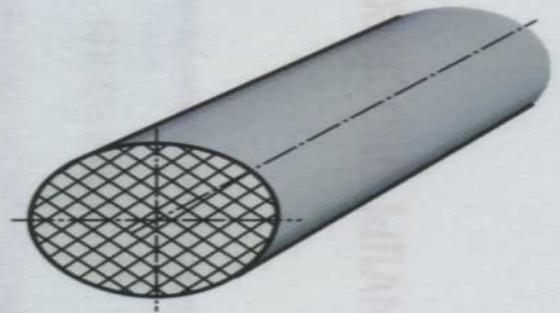
Клиновы́й



Поликлиновы́й



Круглы́й



Зубчатые

трапецеидальной формы

A
→



A
→

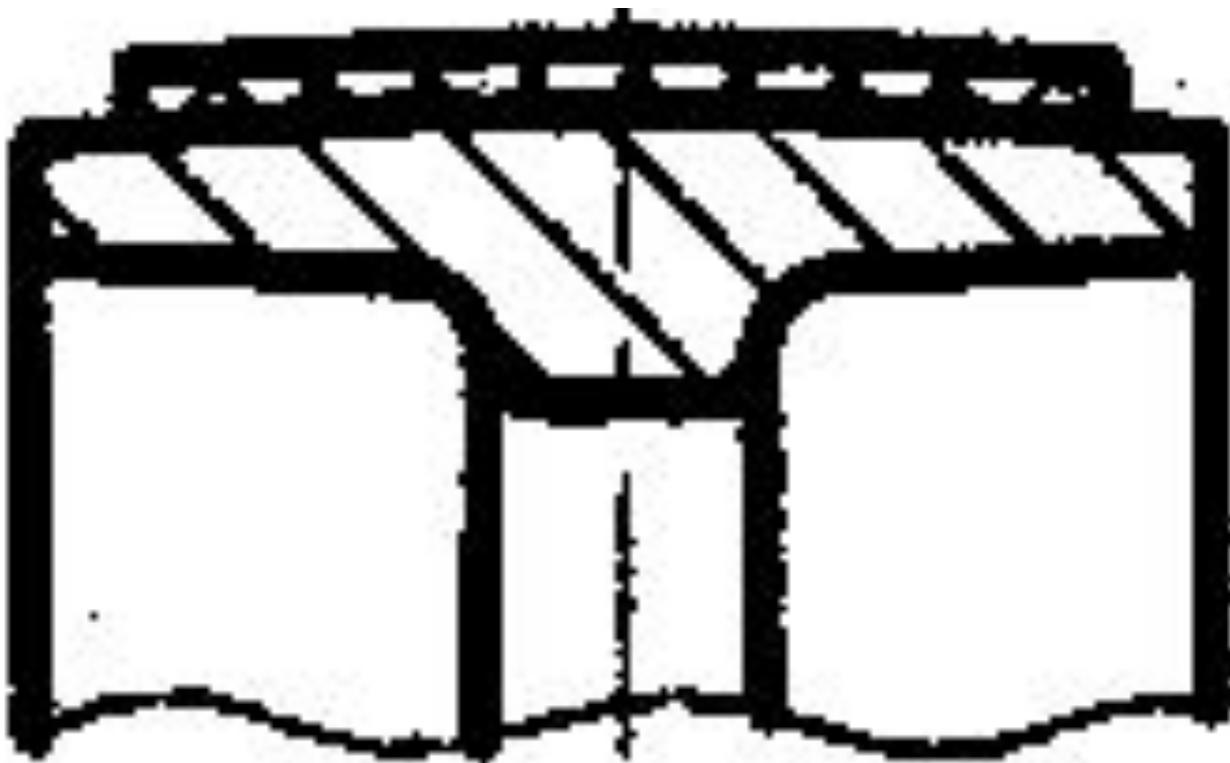
полукруглой формы

Б
→

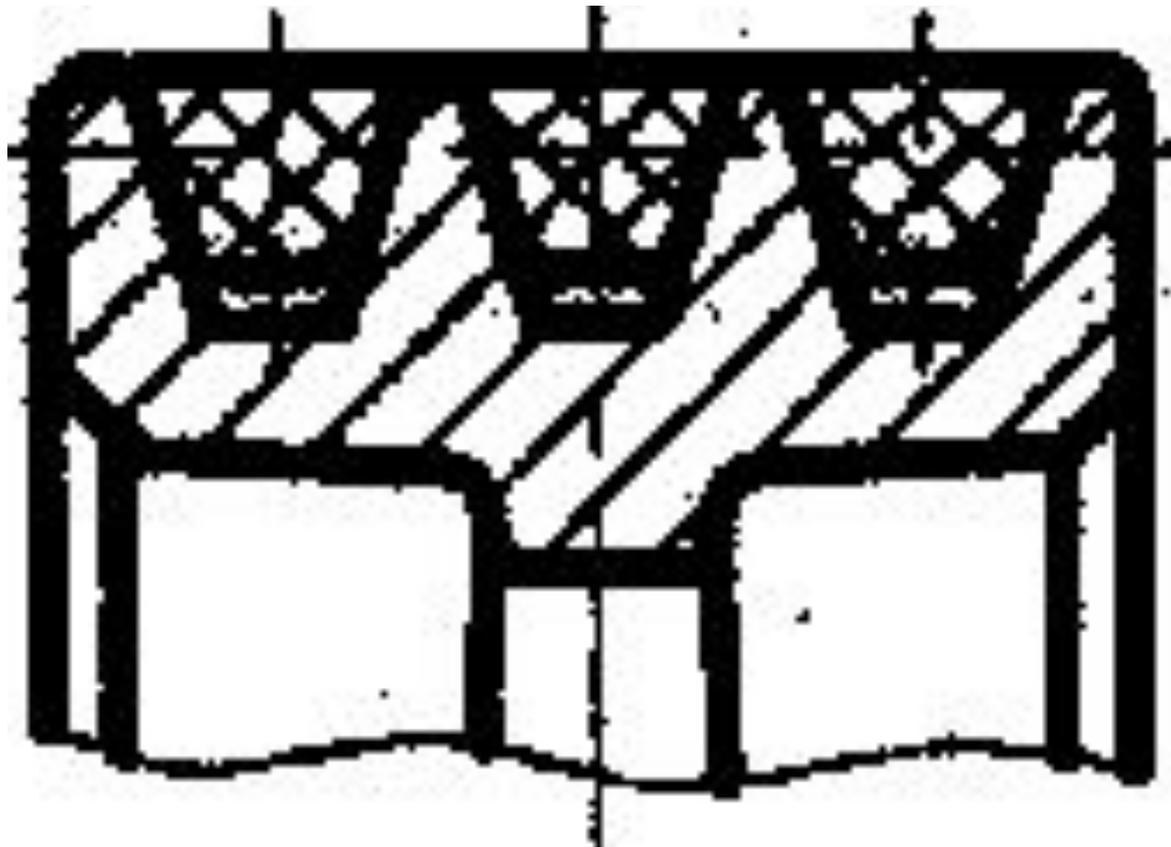


Б
→

Плоские ремни, имеющие поперечное сечение в виде узкого прямоугольника.



Клиновые ремни, имеющие трапецевидное поперечное сечение.



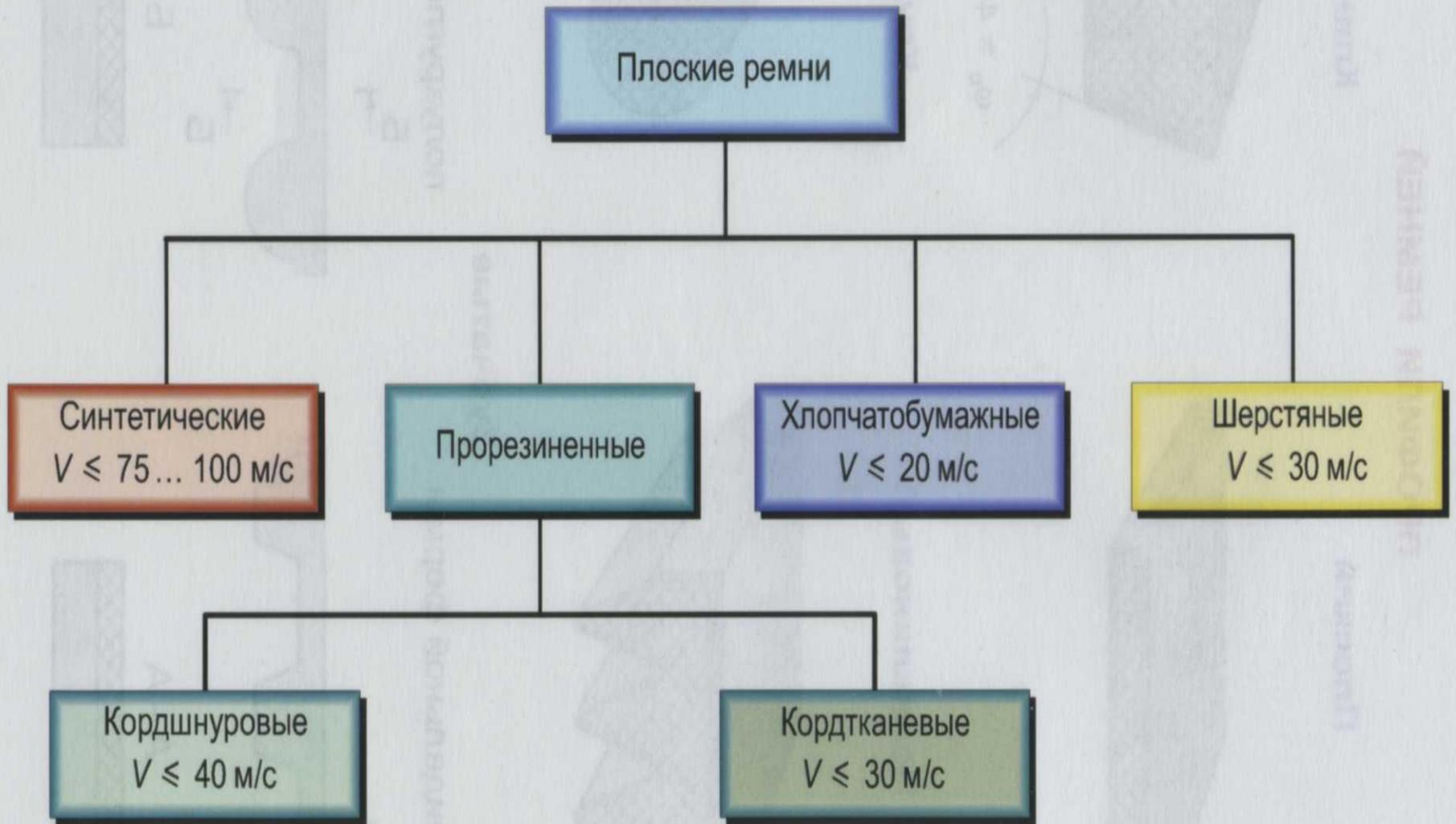
Поликлиновые ремни- своего рода комбинация плоского ремня с клиновым.



Круглые ремни . Диаметры ремней берутся в пределах (4...8)мм. Минимально допустимое отношение диаметра малого шкива к диаметру ремня =20; рекомендуемое – 30. круглые ремни применяются реже и обычно для малых мощностей (в приборах, настольных станках и т.д.)



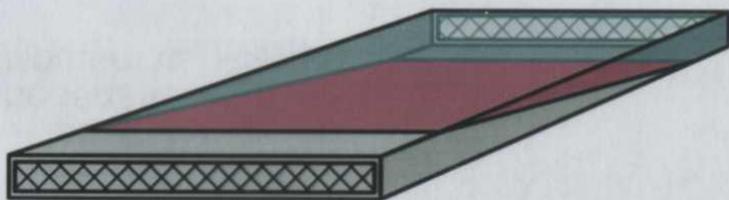
МАТЕРИАЛЫ ПЛОСКИХ РЕМНЕЙ



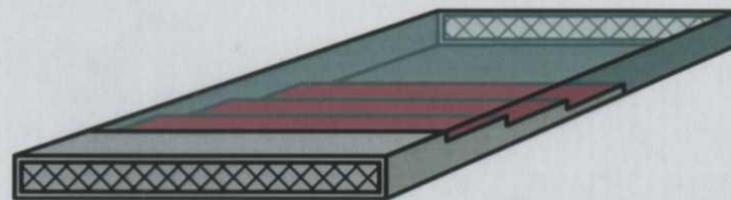
СПОСОБЫ СОЕДИНЕНИЯ КОНЦОВ ПЛОСКОГО РЕМНЯ

Склеиванием

по косому срезу

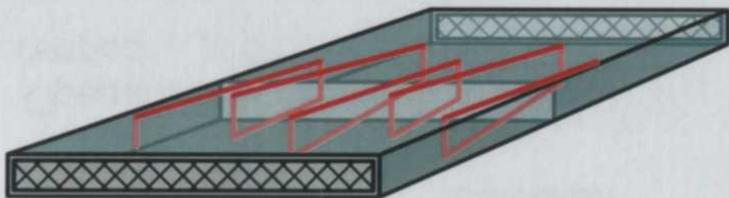


по ступенчатой поверхности

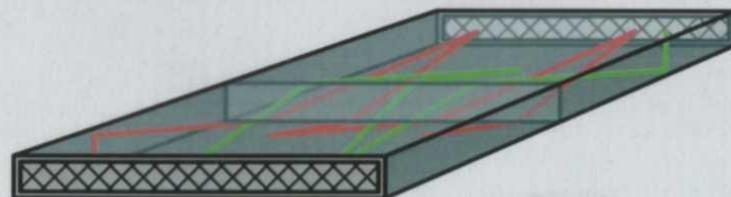


Сшивкой встык жильной струной

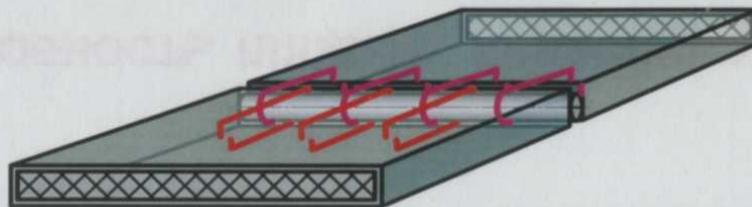
с выходом струны на поверхность ремня



с косыми проколами ремня

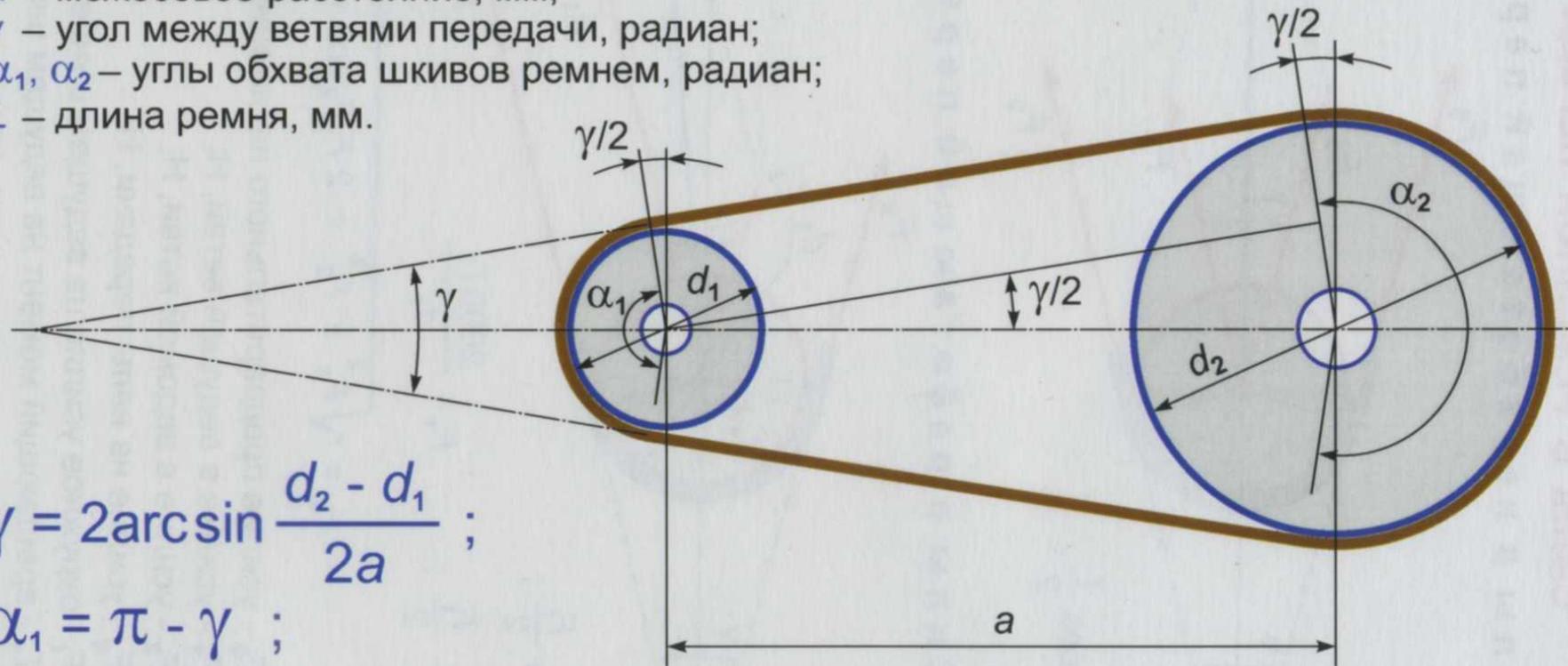


Металлическими скобами



ГЕОМЕТРИЧЕСКИЕ ЗАВИСИМОСТИ В РЕМЕННОЙ ПЕРЕДАЧЕ

d_1, d_2 – диаметры шкивов, мм;
 a – межосевое расстояние, мм;
 γ – угол между ветвями передачи, радиан;
 α_1, α_2 – углы обхвата шкивов ремнем, радиан;
 L – длина ремня, мм.



$$\gamma = 2 \arcsin \frac{d_2 - d_1}{2a};$$

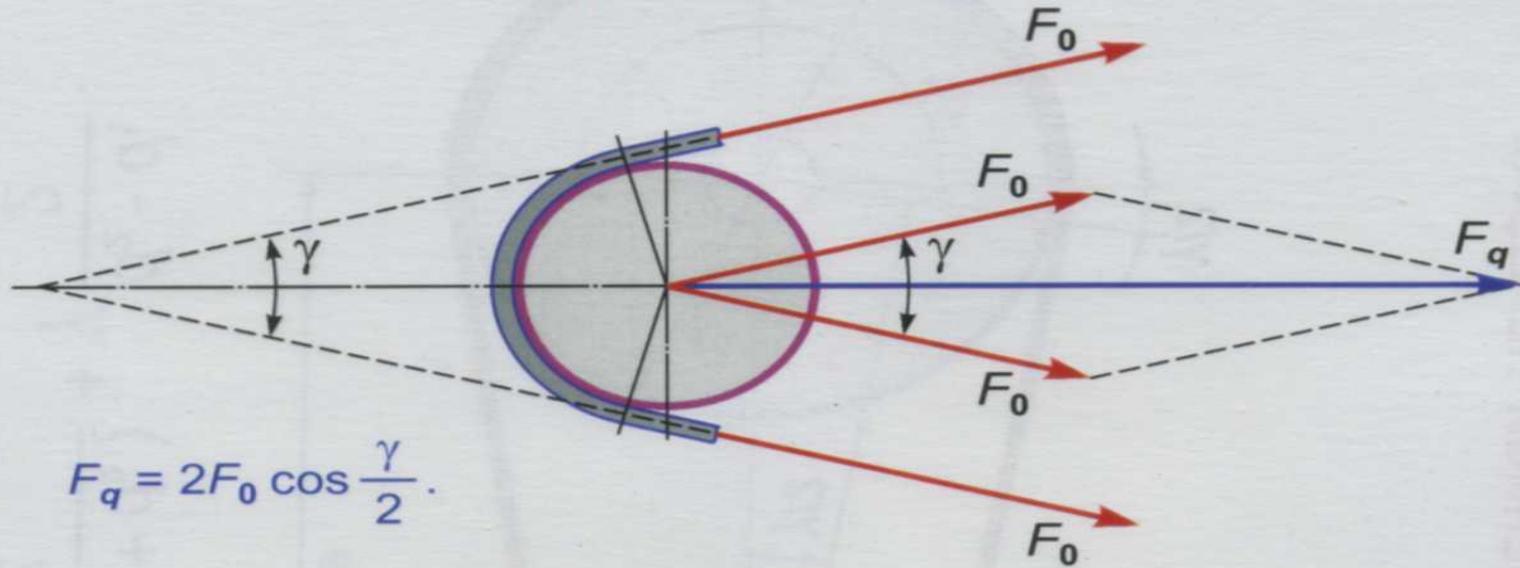
$$\alpha_1 = \pi - \gamma;$$

$$\alpha_2 = \pi + \gamma;$$

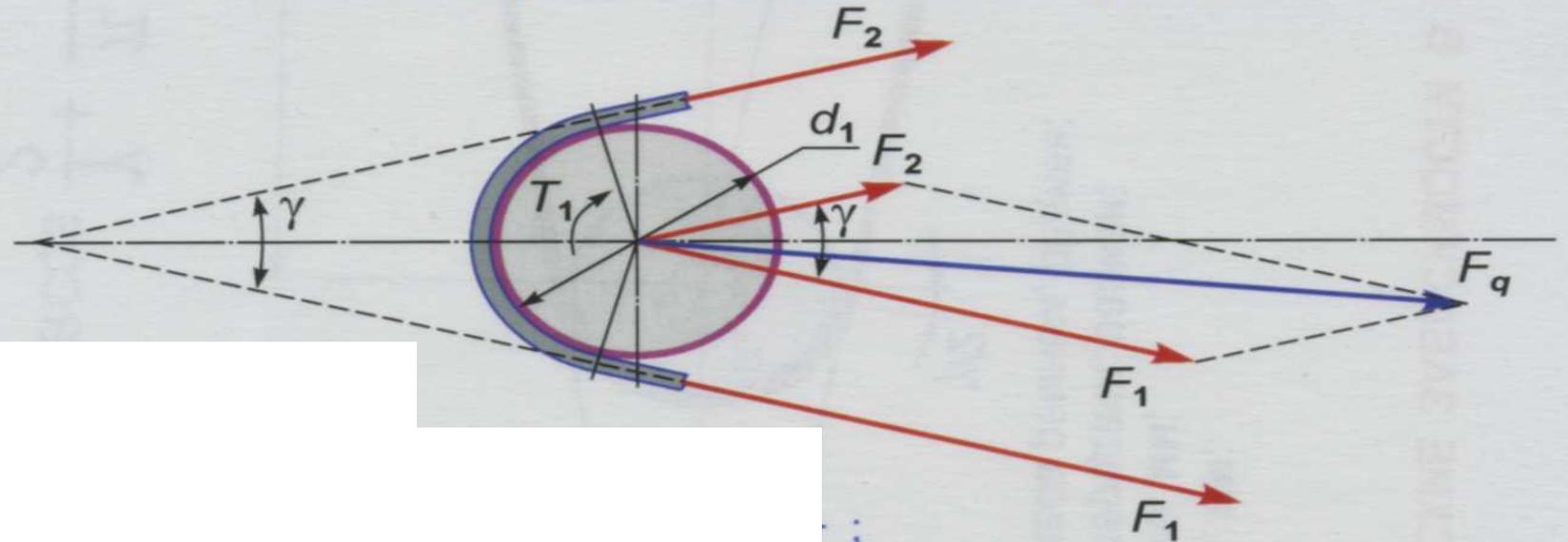
$$L = 2a \cos \frac{\gamma}{2} + \frac{\pi (d_1 + d_2)}{2} + \gamma \frac{d_2 - d_1}{2}.$$

СИЛЫ В РЕМЕННОЙ ПЕРЕДАЧЕ

Силы в неработающей передаче



Силы в работающей передаче



$$F_1 = F_0 + \frac{F_t}{2} ;$$

$$F_2 = F_0 - \frac{F_t}{2} ;$$

$$F_t = \frac{2000 T_1}{d_1} ;$$

$$F_q = \sqrt{F_1^2 + F_2^2 + 2 F_1 F_2 \cos \gamma} .$$

F_0 - усилие предварительного натяжения ремня, Н;

F_1 - усилие в ведущей ветви, Н;

F_2 - усилие в ведомой ветви, Н;

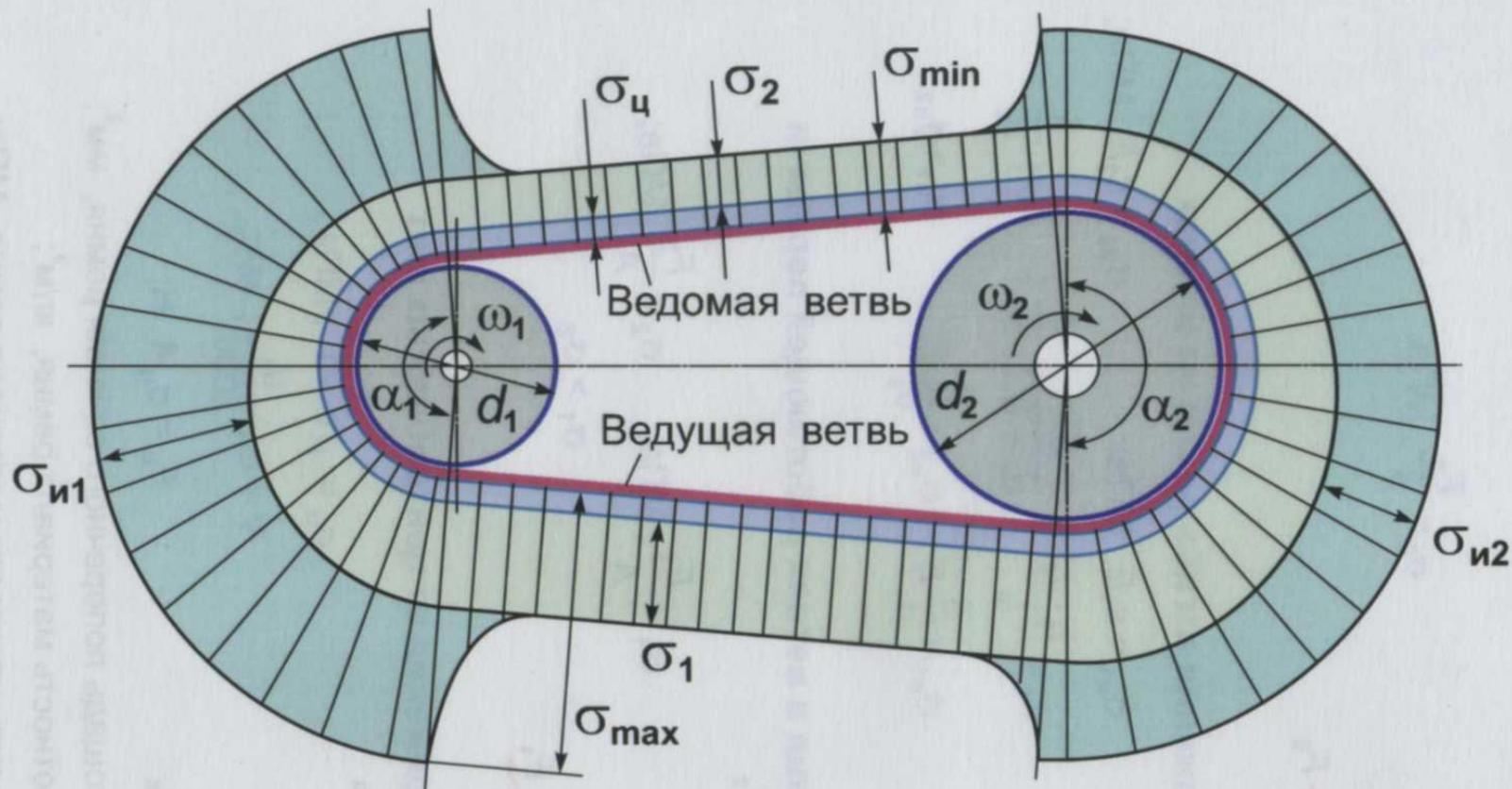
F_q - усилие на валы передачи, Н;

F_t - окружное усилие на ведущем шкиве, Н;

T_1 - вращающий момент на ведущем шкиве, Нм;

d_1 - диаметр ведущего шкива, мм.

ЭПЮРА НАПРЯЖЕНИЙ В РЕМНЕ РЕМЕННОЙ ПЕРЕДАЧИ



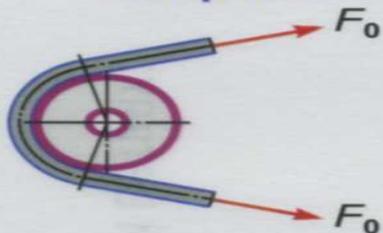
- σ_1, σ_2 - напряжения растяжения в ведущей и ведомой ветвях;
 $\sigma_{ц}$ - напряжения от центробежных сил;
 $\sigma_{и1}, \sigma_{и2}$ - напряжения изгиба на участках огибания шкивов ремнем;

$$\sigma_{max} = \sigma_1 + \sigma_{ц} + \sigma_{и1};$$

$$\sigma_{min} = \sigma_2 + \sigma_{ц}.$$

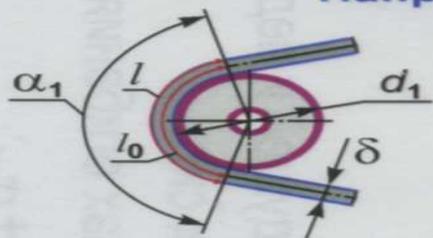
НАПРЯЖЕНИЯ В РЕМНЕ РЕМЕННОЙ ПЕРЕДАЧИ

Напряжения предварительного натяжения



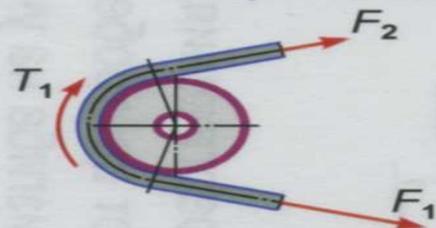
$$\sigma_0 = \frac{F_0}{A}, \text{ МПа.}$$

Напряжения изгиба ремня на шкивах



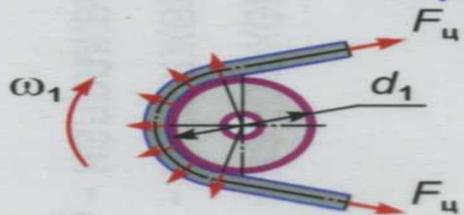
$$\begin{aligned} \sigma_{и1} &= \varepsilon_1 E, \text{ МПа}; & \sigma_{и2} &= \varepsilon_2 E, \text{ МПа}; \\ \varepsilon_1 &= \frac{l_1 - l_0}{l_0} = \frac{\delta}{d_1 + \delta} \approx \frac{\delta}{d_1}; & \varepsilon_2 &\approx \frac{\delta}{d_2}; \\ \sigma_{и1} &= \frac{\delta}{d_1} E; & \sigma_{и2} &= \frac{\delta}{d_2} E; & \sigma_{и1} &> \sigma_{и2}. \end{aligned}$$

Напряжения в ветвях работающей передачи



$$\begin{aligned} \sigma_1 &= \frac{F_1}{A}, \text{ МПа}; & \sigma_2 &= \frac{F_2}{A}, \text{ МПа}; \\ \sigma_1 &> \sigma_2. \end{aligned}$$

Напряжения от центробежных сил



$$\begin{aligned} \sigma_u &= \rho V^2 10^{-6}, \text{ МПа}; \\ V &= \omega_1 \frac{d_1}{2000}, \text{ м/с}; \\ F_u &= \sigma_u A, \text{ Н}; \end{aligned}$$

A - площадь поперечного сечения ремня, мм^2 ;

ρ - плотность материала ремня, кг/м^3 ;

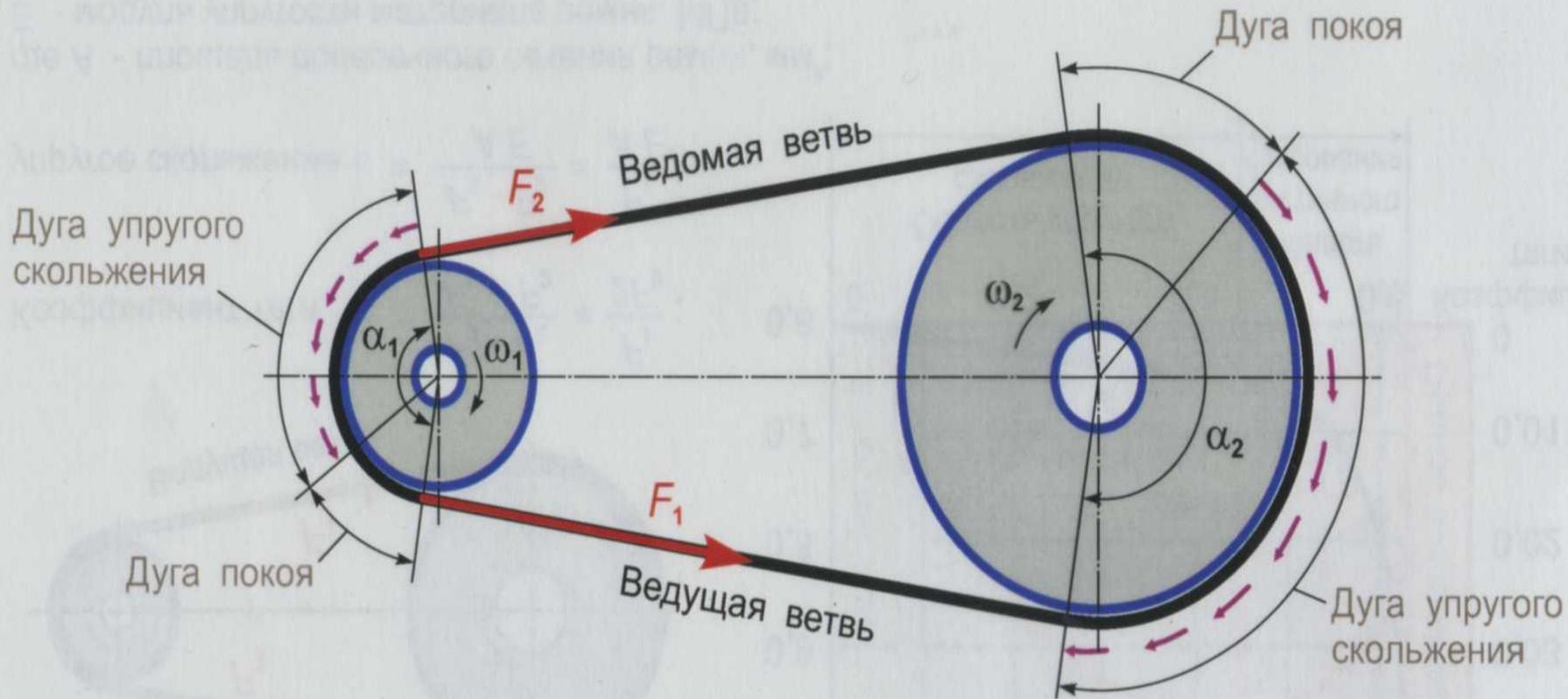
E - модуль упругости материала ремня, МПа;

V - линейная скорость ремня, м/с;

d_1 - диаметр ведущего шкива, мм;

ω_1 - угловая скорость ведущего шкива, рад/с.

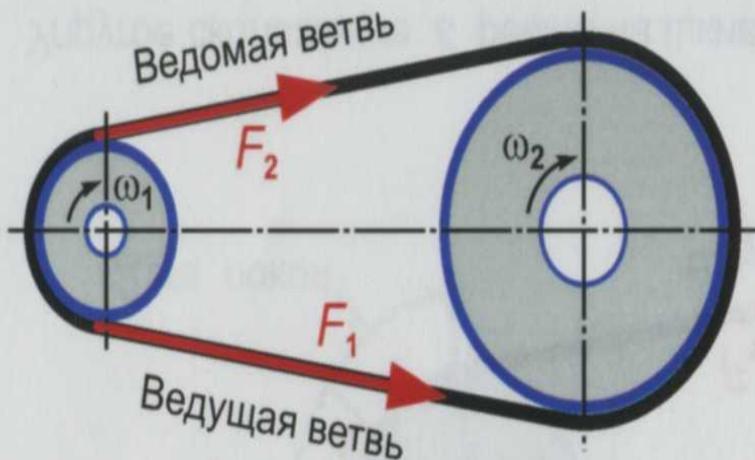
УПРУГОЕ СКОЛЬЖЕНИЕ РЕМНЯ НА ШКИВАХ



Упругое скольжение ε ремня на шкивах вызвано разностью усилий F_1 и F_2 и относительных удлинений ε_1 и ε_2 ремня в ведущей и ведомой ветвях: $\varepsilon = \varepsilon_1 - \varepsilon_2$.

На дуге упругого скольжения ремень упруго скользит по шкиву, переходя из состояния ε_1 к ε_2 на ведущем шкиве и наоборот - на ведомом шкиве.

ТЯГОВАЯ СПОСОБНОСТЬ И КПД РЕМЕННОЙ ПЕРЕДАЧИ



Коэффициент тяги $\varphi = \frac{F_1 - F_2}{F_1 + F_2} = \frac{F_t}{2F_0}$;

упругое скольжение $\varepsilon = \frac{F_1 - F_2}{A \cdot E} = \frac{F_t}{A \cdot E}$,

где A - площадь поперечного сечения ремня, мм²;

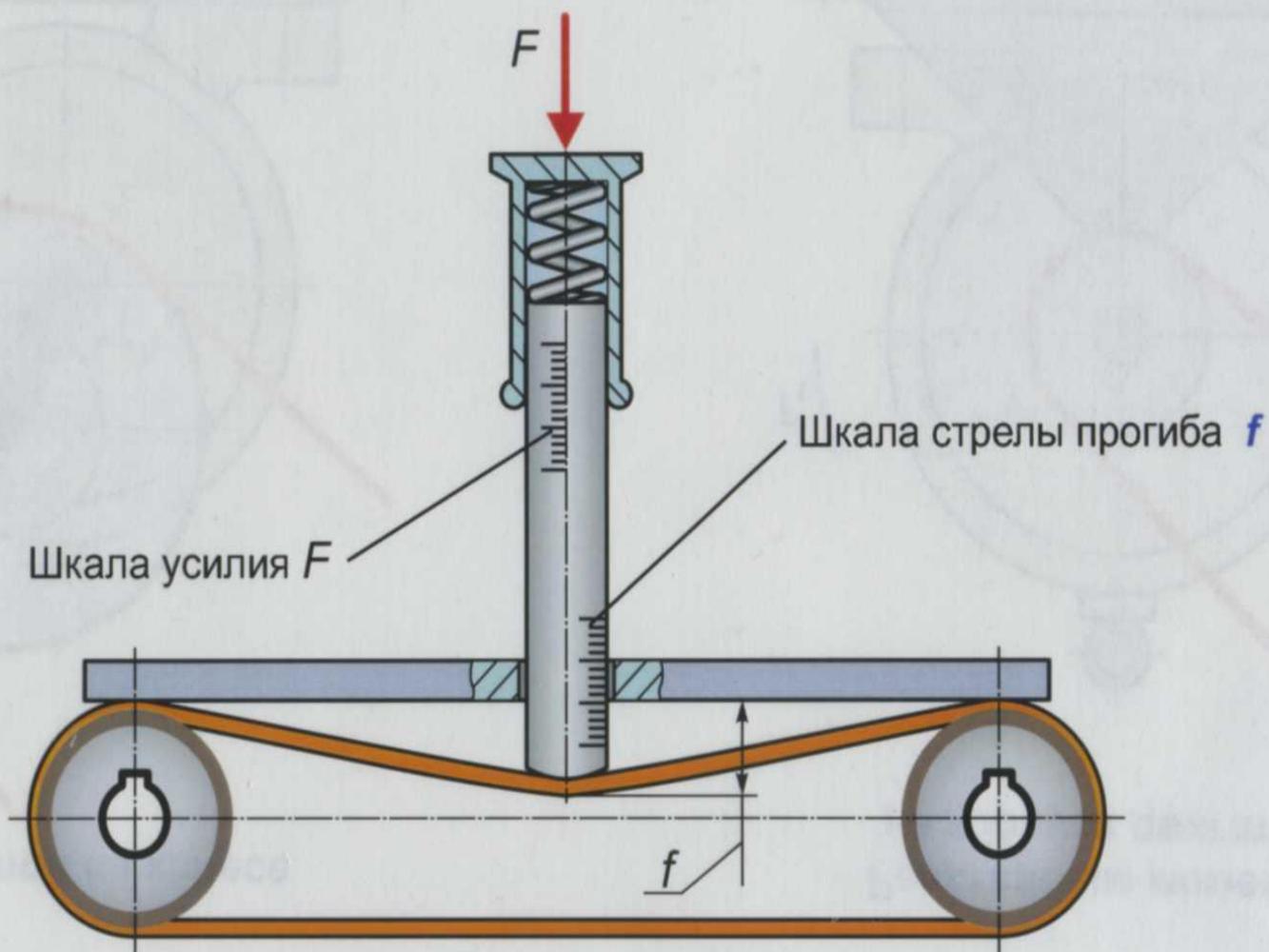
E - модуль упругости материала ремня, МПа;

F_t - окружное усилие на шкивах, Н;

F_0 - усилие предварительного натяжения, Н.



КОНТРОЛЬ НАЧАЛЬНОГО НАТЯЖЕНИЯ РЕМНЯ РЕМЕННОЙ ПЕРЕДАЧИ

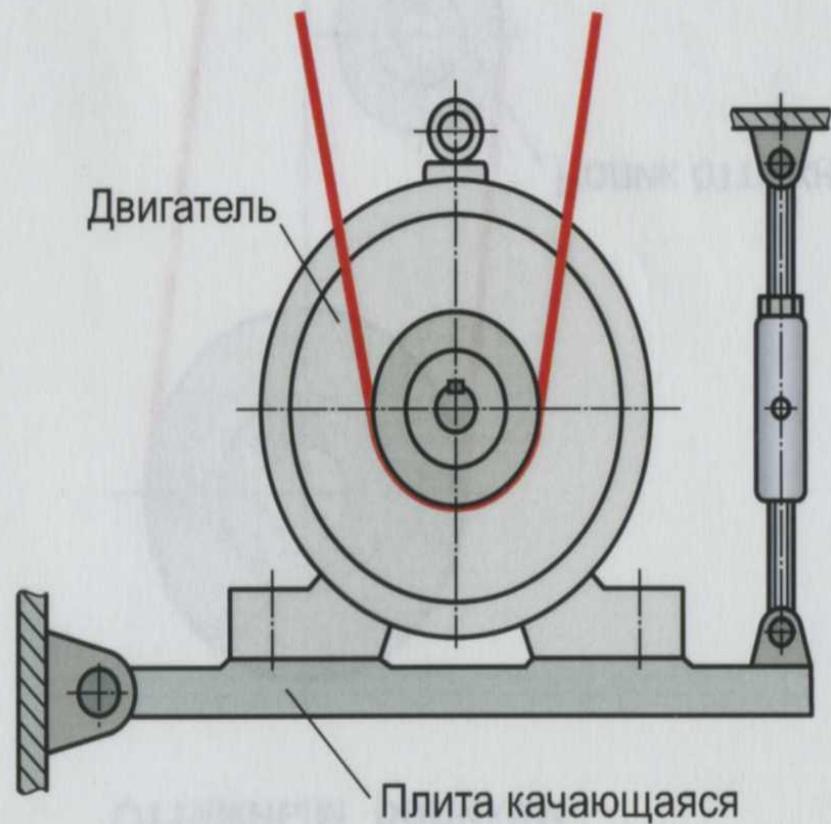
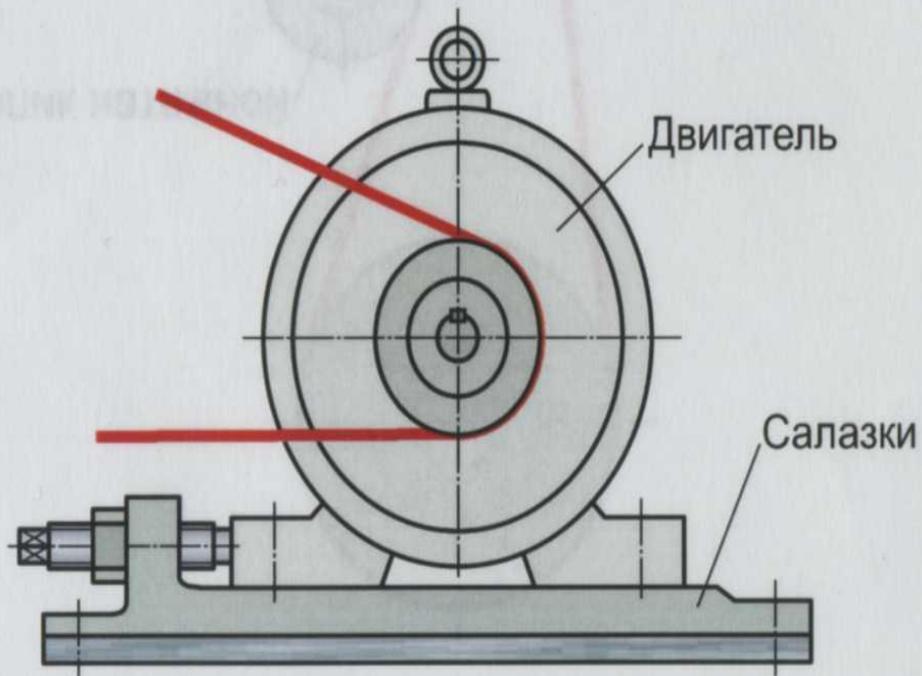


К ремню в середине ветви прикладывают усилие $F = 10...30 \text{ Н}$ (в зависимости от ширины ремня) и, изменяя величину натяжения ремня, добиваются расчетного значения стрелы его прогиба f .

СПОСОБЫ НАТЯЖЕНИЯ РЕМНЯ ПЕРЕМЕЩЕНИЕМ ШКИВА

Перемещением двигателя по салазкам

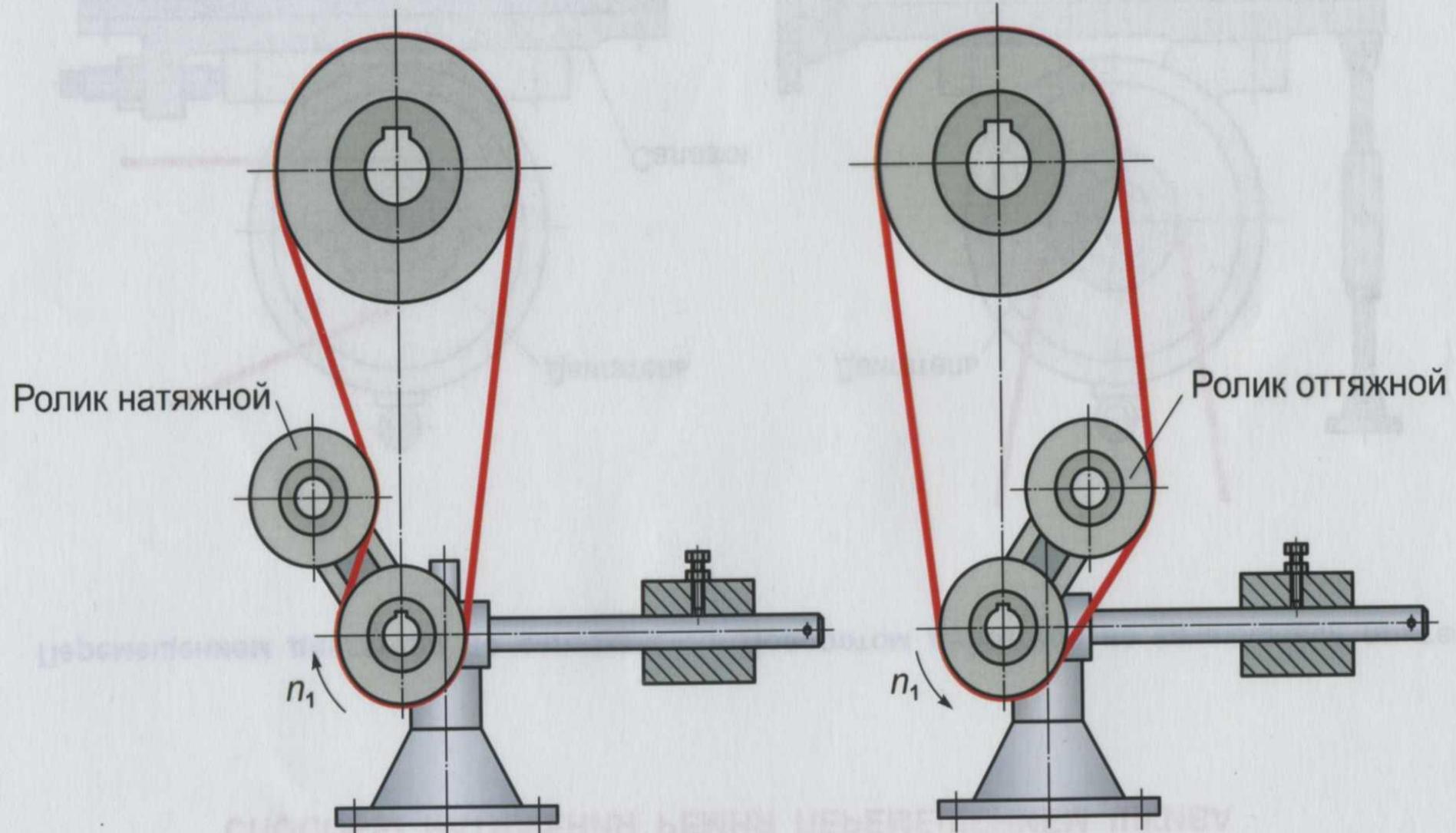
Поворотом двигателя на качающейся плите



СПОСОБЫ НАТЯЖЕНИЯ РЕМНЯ

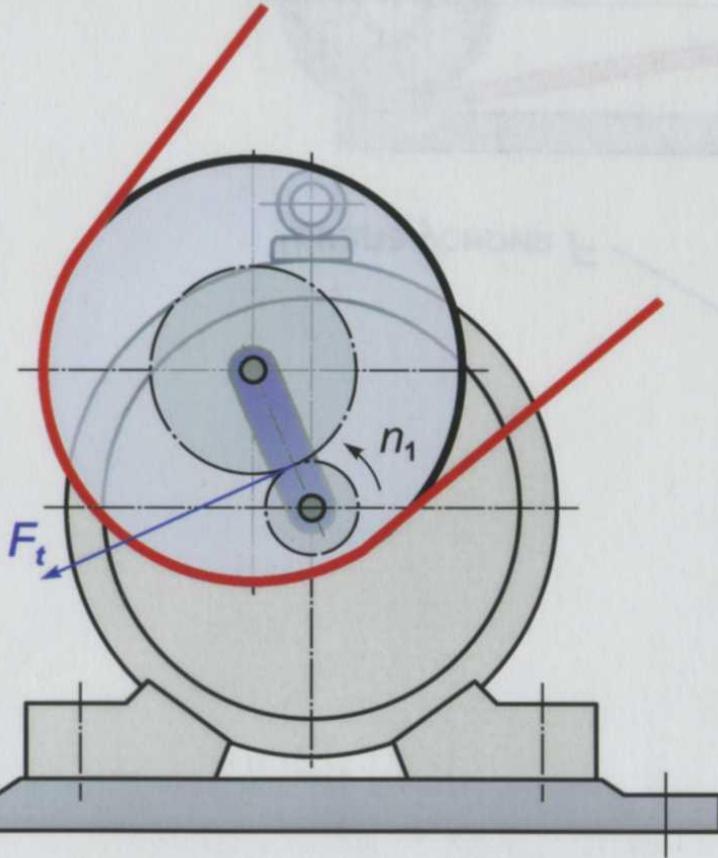
Натяжным роликом

Оттяжным роликом

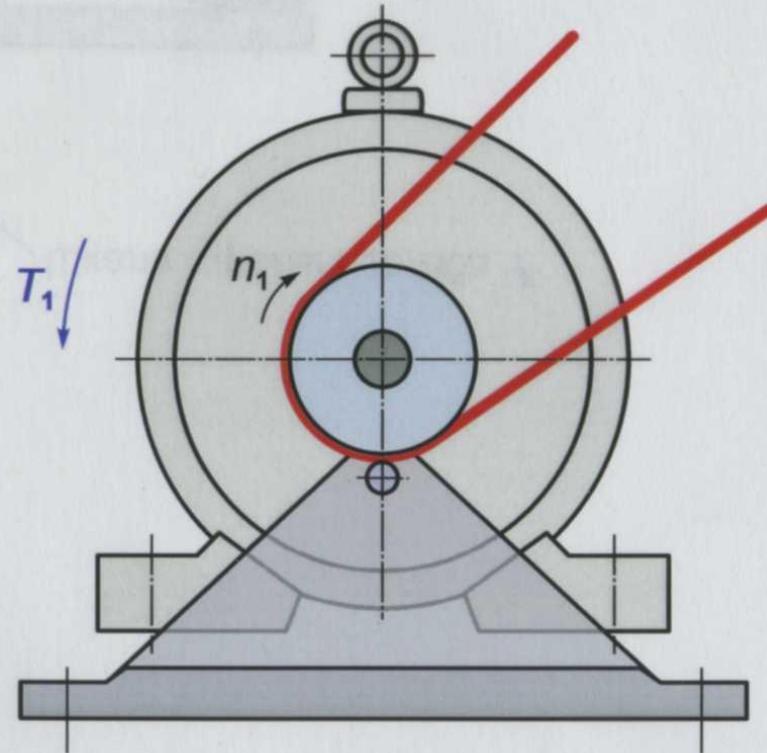


АВТОМАТИЧЕСКОЕ НАТЯЖЕНИЕ РЕМНЯ ПРОПОРЦИОНАЛЬНО ПЕРЕДАВАЕМОЙ НАГРУЗКЕ

Окружной силой на колесе



Реактивным моментом
на корпусе двигателя

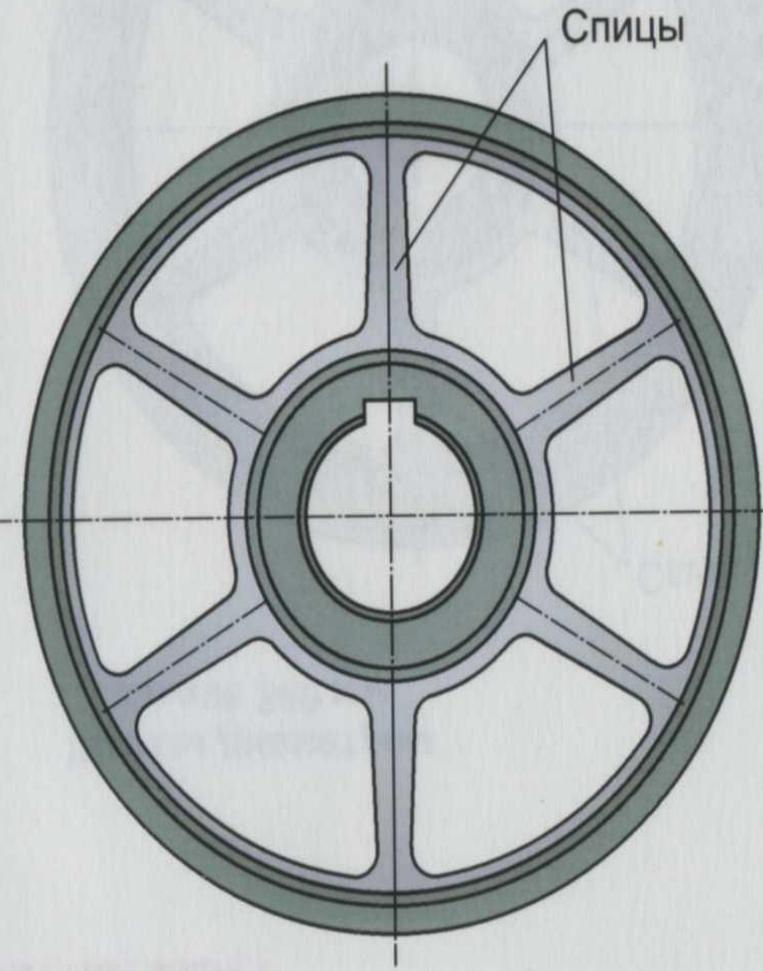
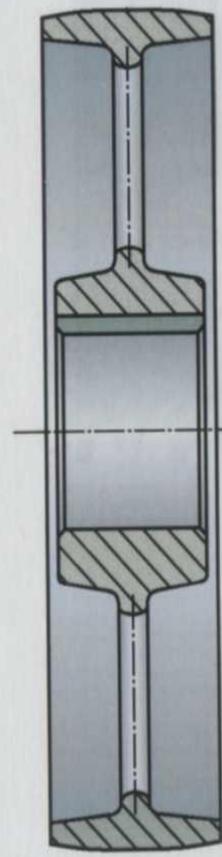
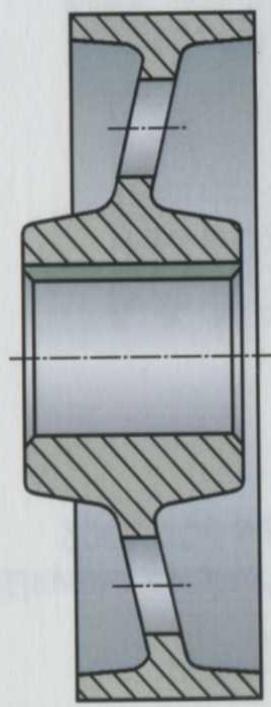
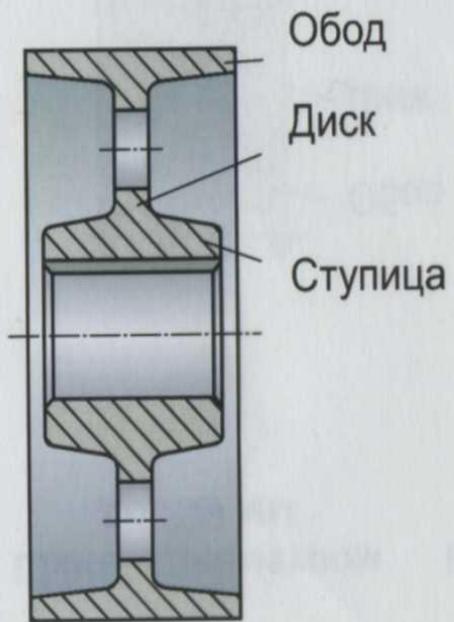


ШКИВЫ ПЛОСКОРЕМЕННЫХ ПЕРЕДАЧ

Шкивы диаметром
до 200 мм

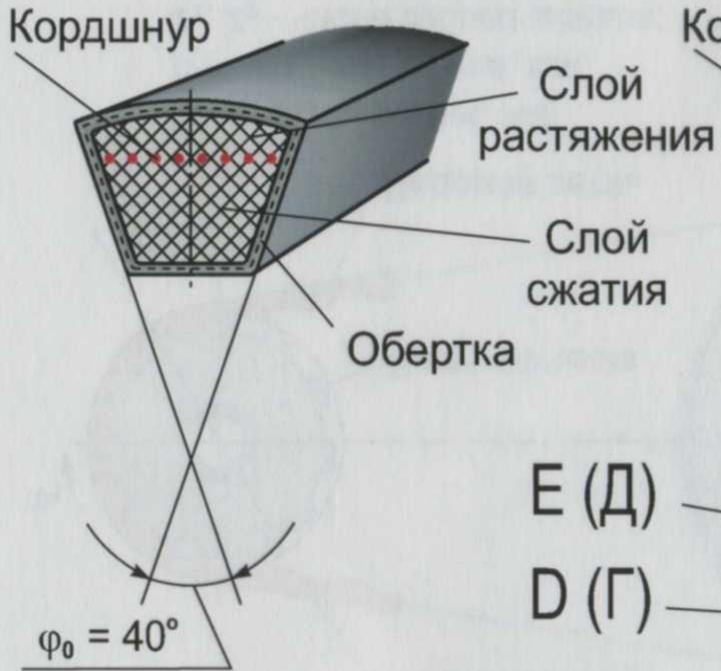
Шкивы диаметром
200...300 мм

Шкивы диаметром
свыше 300 мм



ПРИВОДНЫЕ КЛИНОВЫЕ РЕМНИ

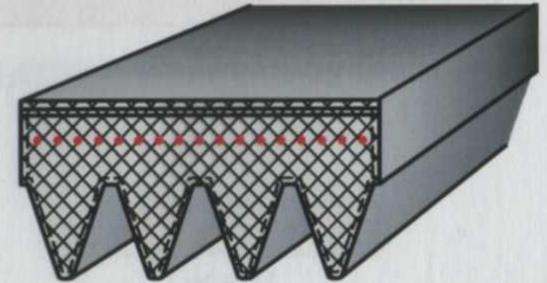
Кордшнуровой



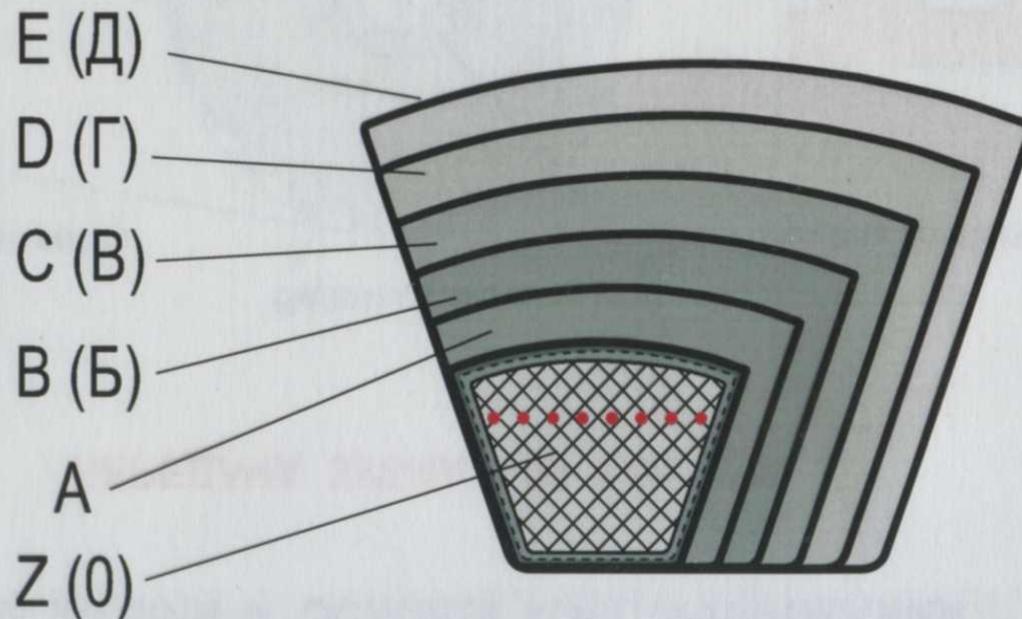
Кордтканевый



Поликлиновый

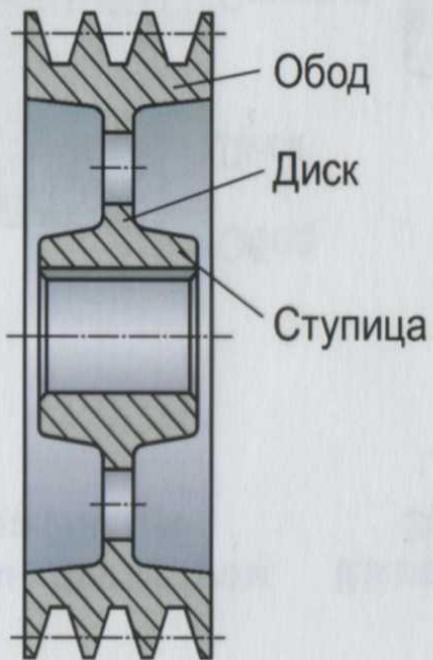


Размеры сечений ремня

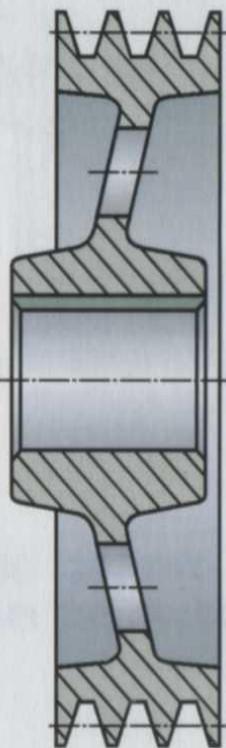


ШКИВЫ КЛИНОРЕМЕННЫХ ПЕРЕДАЧ

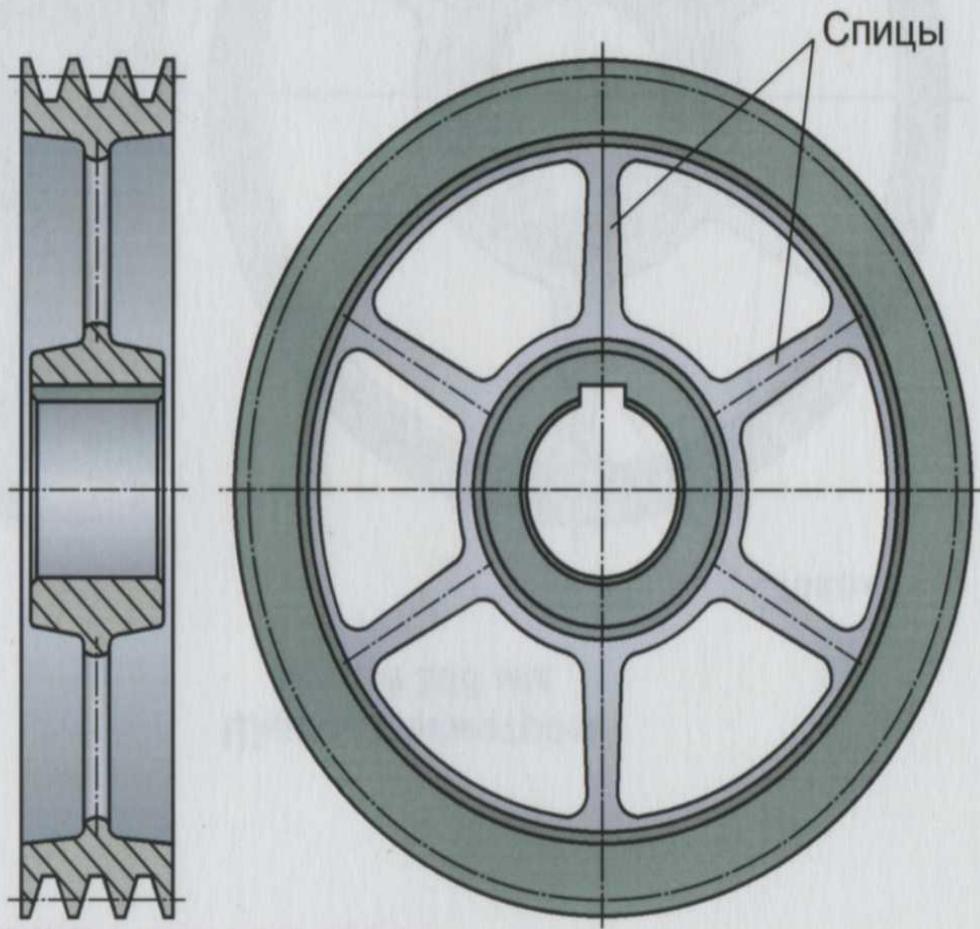
Шкивы диаметром
до 200 мм



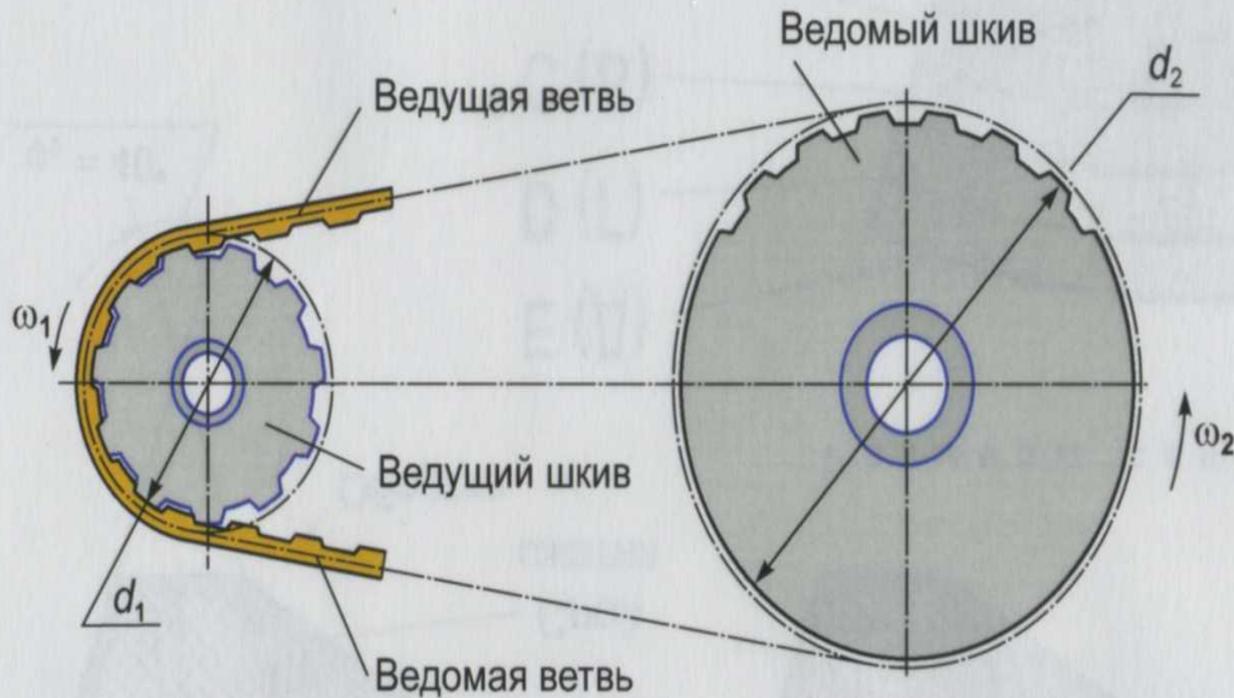
Шкивы диаметром
200...300 мм



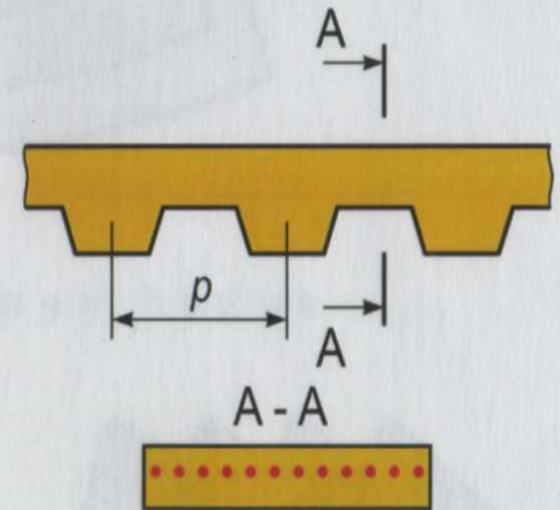
Шкивы диаметром
свыше 300 мм



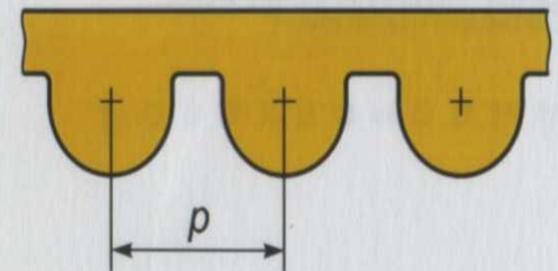
ПЕРЕДАЧА ЗУБЧАТЫМ РЕМНЕМ



Ремень трапецеидальной формы



Ремень полукруглой формы



m - модуль ремня, мм;

$p = \pi m$ - шаг ремня, мм;

z_1, z_2 - числа зубьев шкивов;

d_1, d_2 - диаметры делительных окружностей шкивов, мм;

$d_1 = mz_1; d_2 = mz_2;$

i - передаточное отношение;

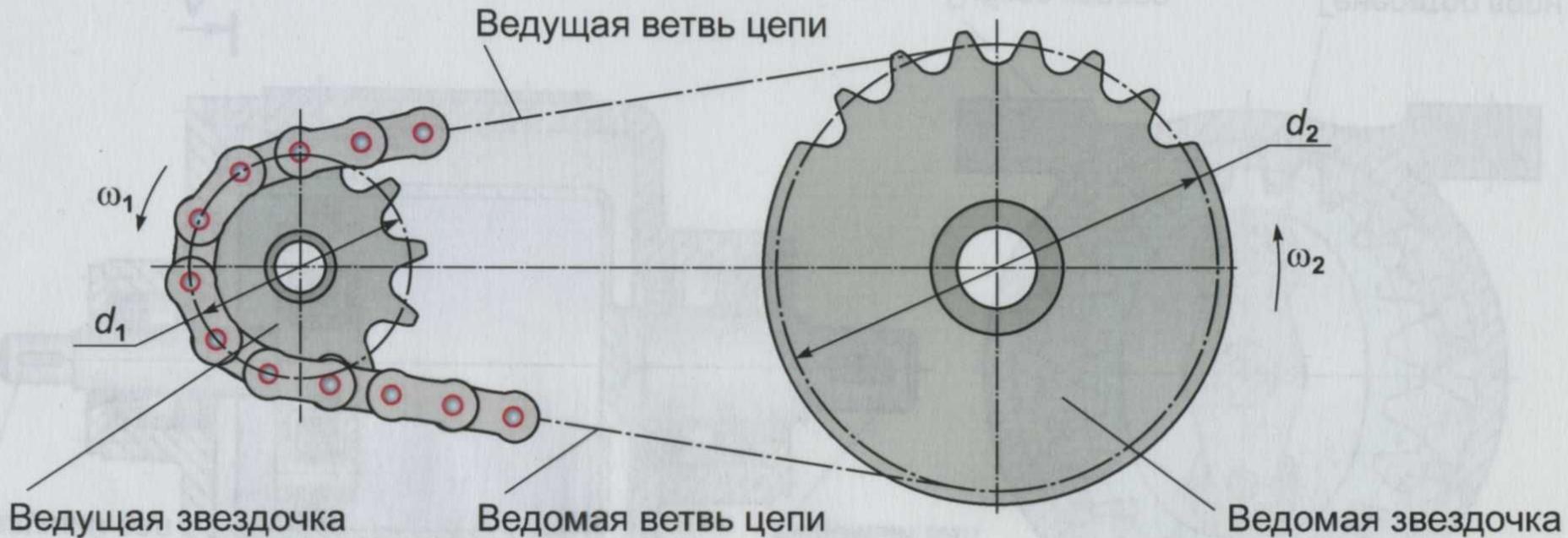
$$i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{d_2}{d_1} = \frac{z_2}{z_1} .$$

Долговечность ременных передач

$$H = \frac{N_{\text{баз}}}{3600 \cdot u \cdot x} \left(\frac{\sigma_y}{\sigma_{\text{max}}} \right)^m \text{ часов}$$

$N_{\text{баз}} = 10^7$ - базовое число циклов изменения напряжений,
 u - число пробегов ремня секунду,
 x - число шкивов в передаче. Если в передаче
есть натяжной ролик, его тоже нужно внести в число шкивов,
 σ_y - предел выносливости ремня при $N_{\text{баз}} = 10^7$ цикла.

КИНЕМАТИКА ЦЕПНОЙ ПЕРЕДАЧИ



d_1 - диаметр делительной окружности ведущей звездочки, мм;

d_2 - диаметр делительной окружности ведомой звездочки, мм;

z_1 - число зубьев ведущей звездочки;

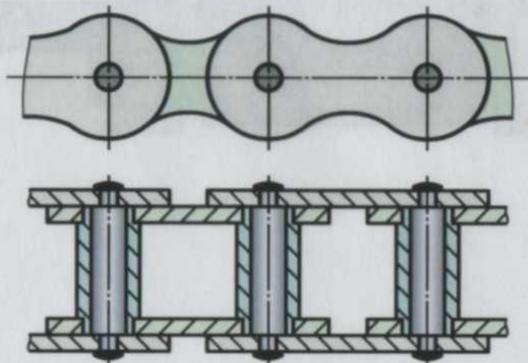
z_2 - число зубьев ведомой звездочки;

i - передаточное отношение передачи.

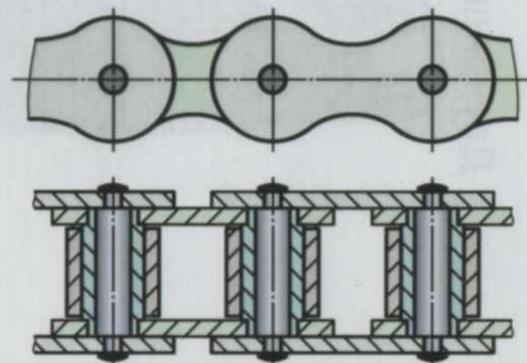
$$i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{d_2}{d_1} = \frac{z_2}{z_1} .$$

КОНСТРУКЦИИ ПРИВОДНЫХ ЦЕПЕЙ

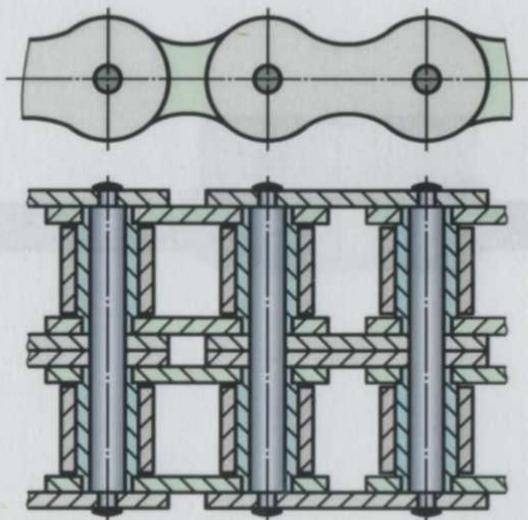
Втулочная ПВ
по ГОСТ 13568-97



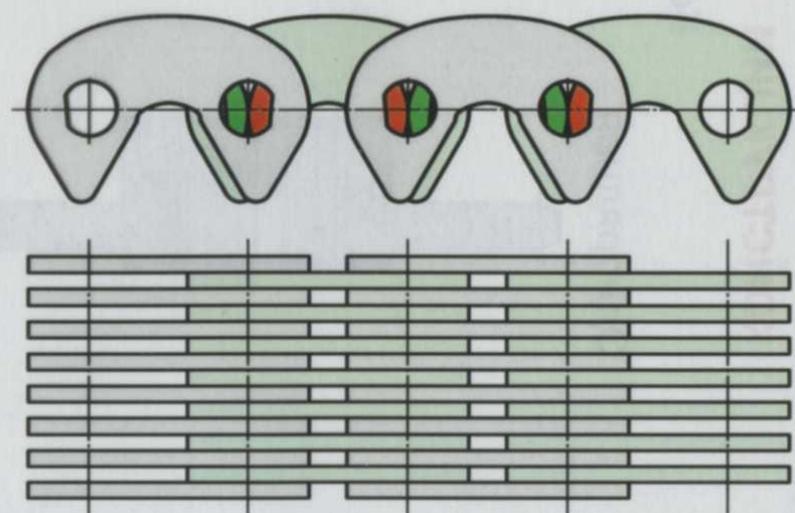
Роликовая однорядная ПР
по ГОСТ 13568-97



Роликовая двухрядная 2ПР
по ГОСТ 13568-97

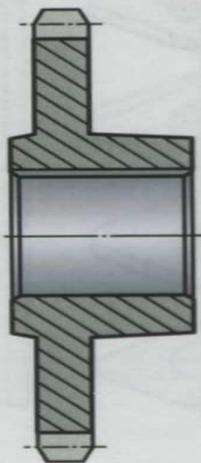


Зубчатая ПЗ-1
по ГОСТ 13552-81

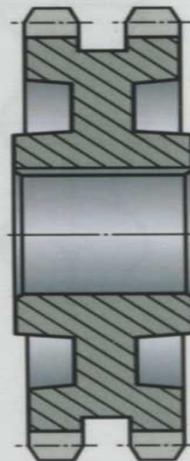


Кованые звездочки

Однорядная

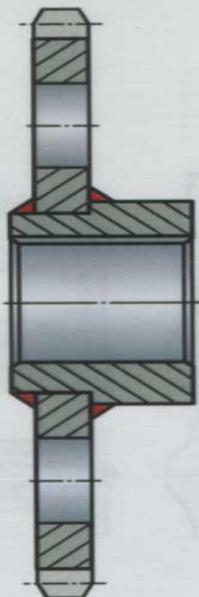


Двухрядная

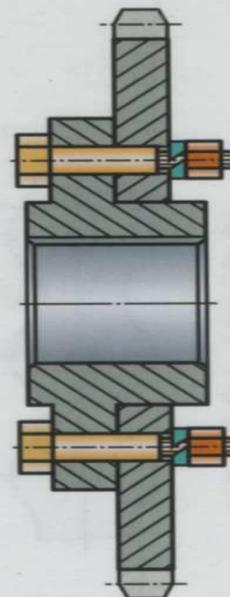


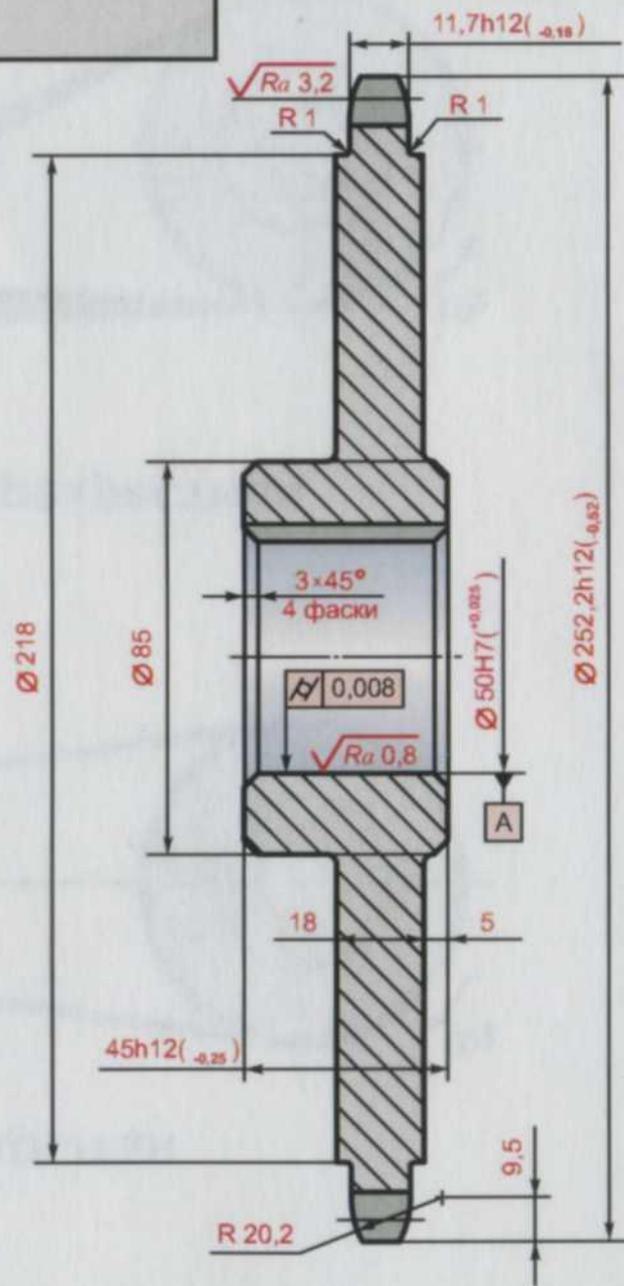
Составные звездочки

Сварная



С болтовым соединением





$\sqrt{Ra} 6,3(\checkmark)$

Число зубьев	z	40
Сопрягаемая цепь	Шаг	t 19,05
	Диаметр ролика	D 11,91
Профиль зуба по ГОСТ 591-69	-	Без смещения
Группа точности по ГОСТ 591-69	-	B
Диаметр окружности впадин	D_i	$230,73_{-0,29}$
Допуск на разность шагов	δ_r	0,80
Радиальное биение окружности впадин	E_0	0,250
Торцовое биение зубчатого венца	-	0,250
Диаметр делительной окружности	d_n	242,80
Сопрягаемая цепь	Ширина внутренней пластины	h 18,20
	Расстояние между внутренними пластинами	b_3 12,70

1. Зубья калить ТВЧ 1,2...2,4 мм; 40...45 HRC₂.
2. Неуказанные радиусы 2 мм max.
3. -IT14, +IT14, ± t₂/2.

Изм.	Лист	№ докум.	Посл.	Дата	Звездочка	Лист	Масса	Масштаб
Разраб.						K	4,6	
Прое.						Лист		Листов 1
Т. контр.								
Н. контр.								
Утв.					Сталь 45 ГОСТ 1050-88			