



# Детали Машин и Основы Конструирования



## Базовая структура курса

Лекции: 40 часов.

Практические занятия

Лабораторные работы: 40 часов.

Самостоятельная работа: 80 часов.

## Итоговый контроль

I семестр: РГР, отчет лабораторных работ, тесты, зачет.

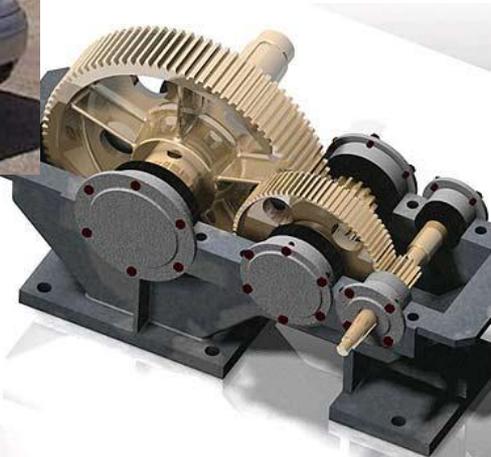
II семестр: отчет лабораторных работ, тесты, защита курсового проекта, экзамен.

Преподаватель:

Дорофеев Леонид Вячеславович

Ст. преподаватель

каф. «Мехатроника и международный  
инжиниринг» /ауд. 108,110/





# Условные обозначения в лекциях-презентациях



- **очень важно для понимания всей темы в целом!**



- **необходимо записать!**



- **рисунок (схему) занести в конспект!**



- **спросить, если непонятно!**



- **знать вывод формулы!**

$$[Bm] = \left[ \frac{H \cdot m}{c} \right]$$

- **проверить размерность формулы!**



- **99% вероятность дополнительного вопроса на экзамене!**



- **просмотреть по теме другие литературные источники!**



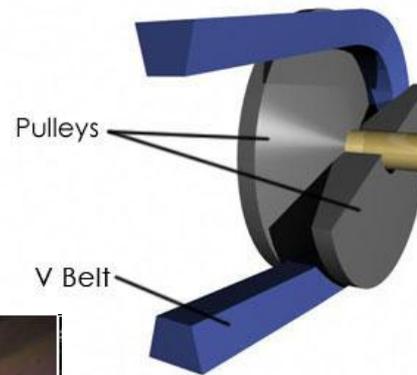
- **самостоятельно повторить решение задачи!**

[http://labstend.ru/site/index/uch\\_tech/index\\_full.php?mode=full&id=190&id\\_cat=354](http://labstend.ru/site/index/uch_tech/index_full.php?mode=full&id=190&id_cat=354)



# Фрикционные механизмы

## Общие сведения

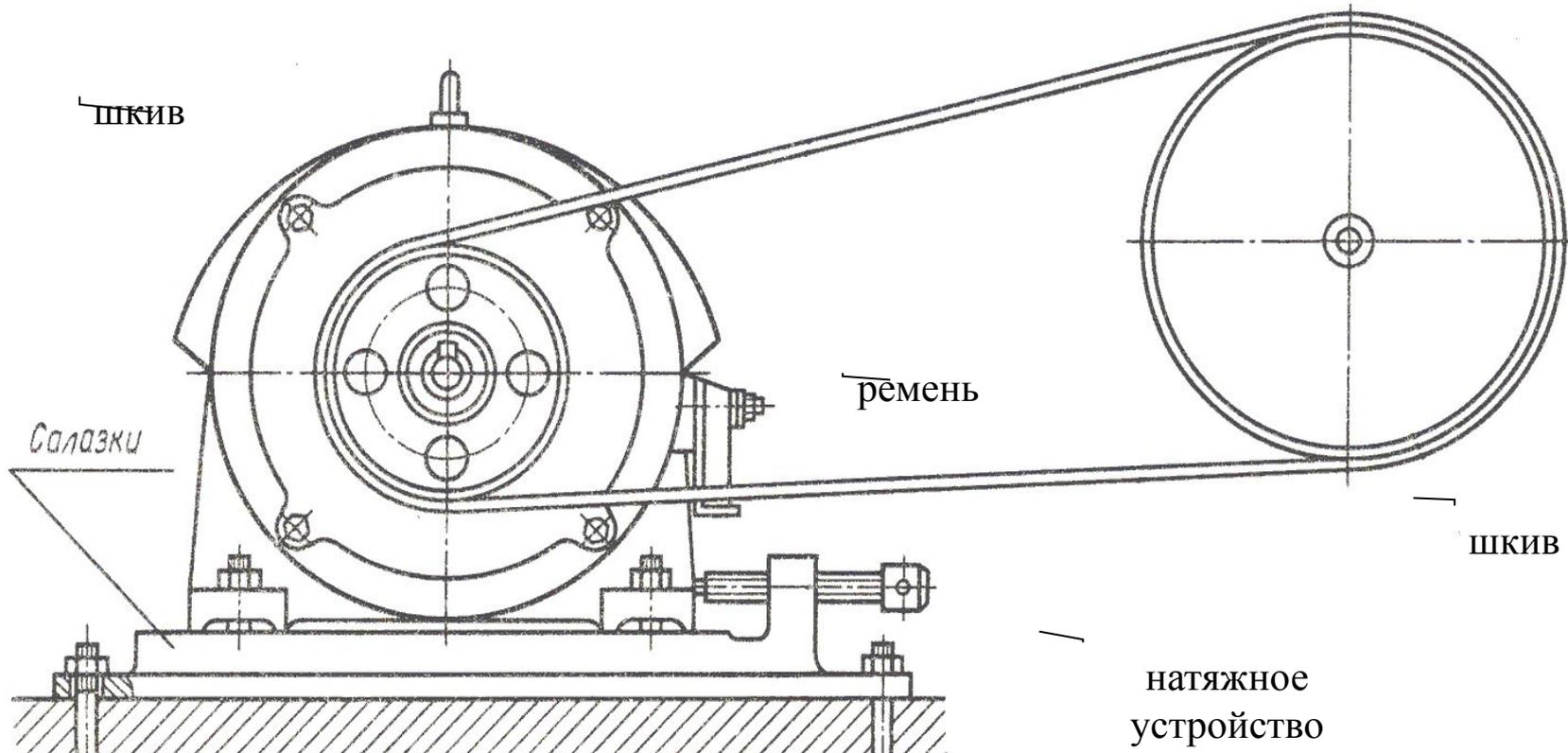




**Ременная передача** – фрикционный механизм, включающий в себя гибкую связь и предназначенный для передачи вращательного движения на значительные расстояния.

Ременная передача включает в себя:

- шкивы (ведущий и ведомый),
- ремень,
- натяжное устройство (может отсутствовать).



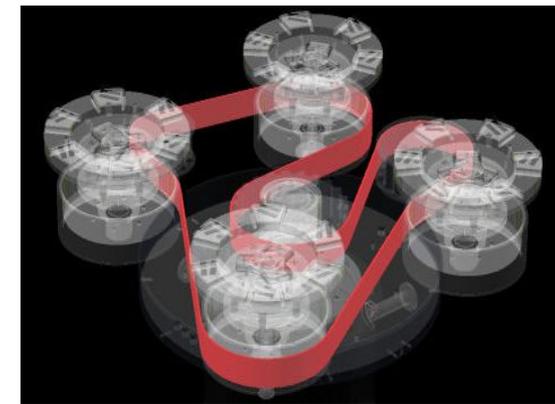


Щековая дробилка. Клино-ременная передача.  
© Надежда Петрова / Фотобанк Лори

lorigi.ru/304686



Поликлиновой ремень для привода  
навесных агрегатов



## Достоинства ременных передач:

- Возможность передачи вращения на значительные расстояния (8...10 м).
- Простота конструкции.
- Малая стоимость.
- Быстроходность.
- Плавность и бесшумность работы.
- Малая чувствительность к перегрузкам, толчкам и ударам.

Применение: трансмиссии технологических машин, силовые приводы машин и др.

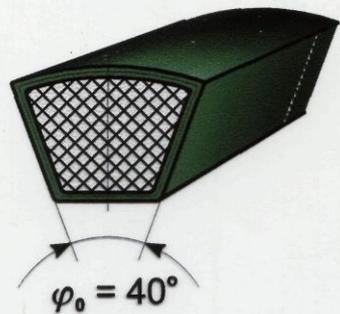
## Недостатки ременных передач:

- Малая долговечность ремня.
- Значительные радиальные габариты.
- Высокие нагрузки на валы и опоры.
- Непостоянство передаточного отношения.

Передаваемые мощности до **50 кВт**; окружные скорости до **50 м/с**; максимальные передаточные отношения  $u = 5...6$  – для передачи без натяжного ролика,  $u = 6...10$  – для передачи с натяжным роликом; ременные передачи допускают кратковременную перегрузку до **300%**.

## Классификация РП

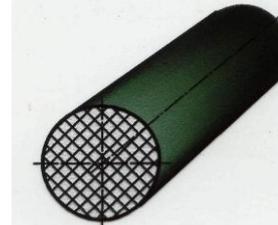
Клиновы́й



Плоский



Круглый

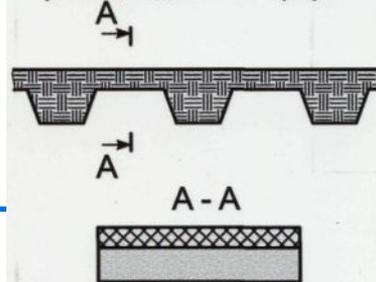


Поликлиновы́й

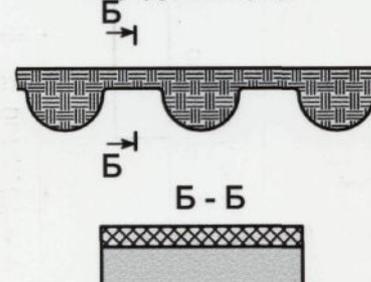


Зубчатые

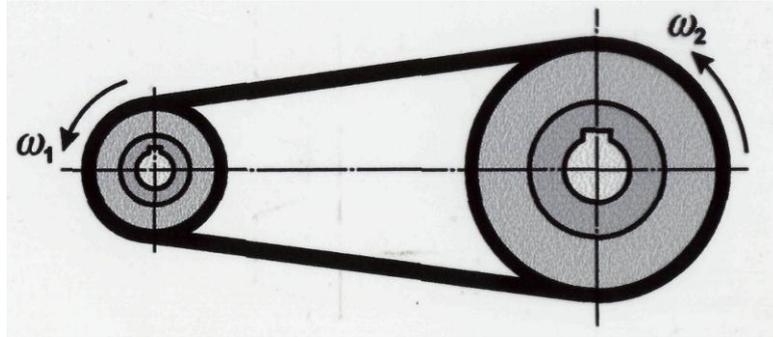
трапецеидальной формы



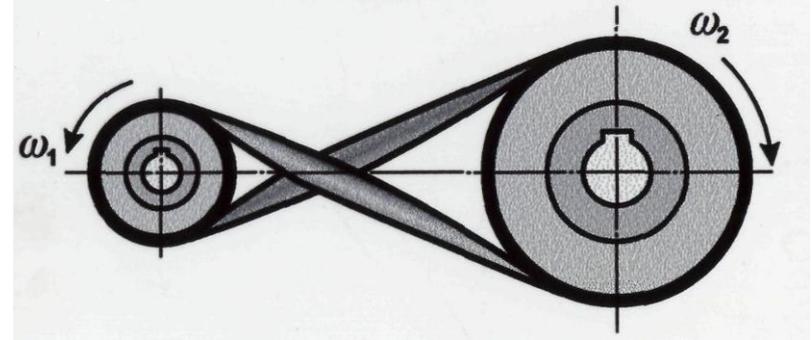
полукруглой формы



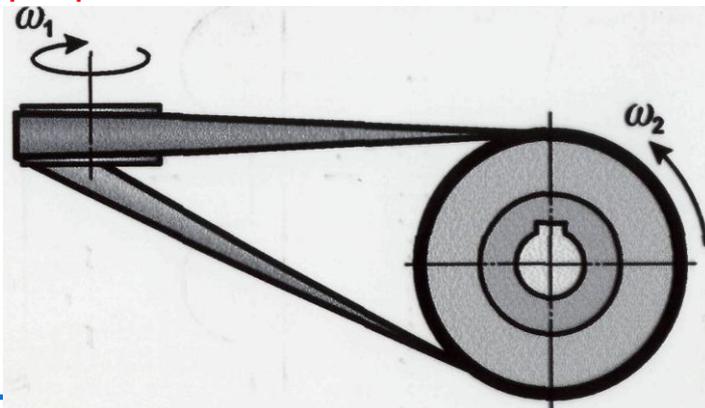
**Открытая передача** – наиболее распространена. Оба вала вращаются в одном направлении. Передаточное отношение ременной передачи  $i \approx d_2 / d_1$ .



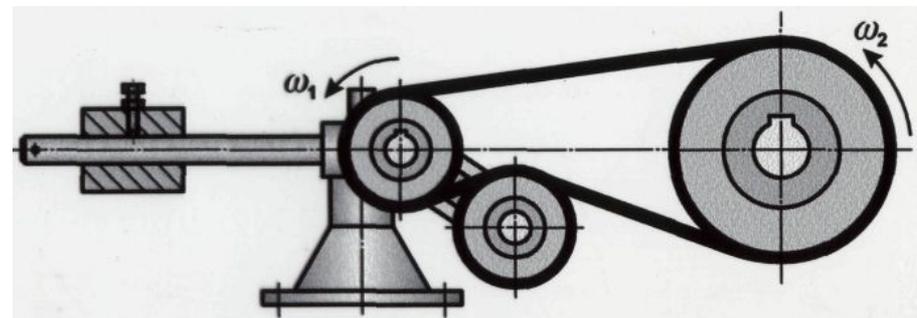
**Перекрестная передача** – с вращением валов в противоположных направлениях.

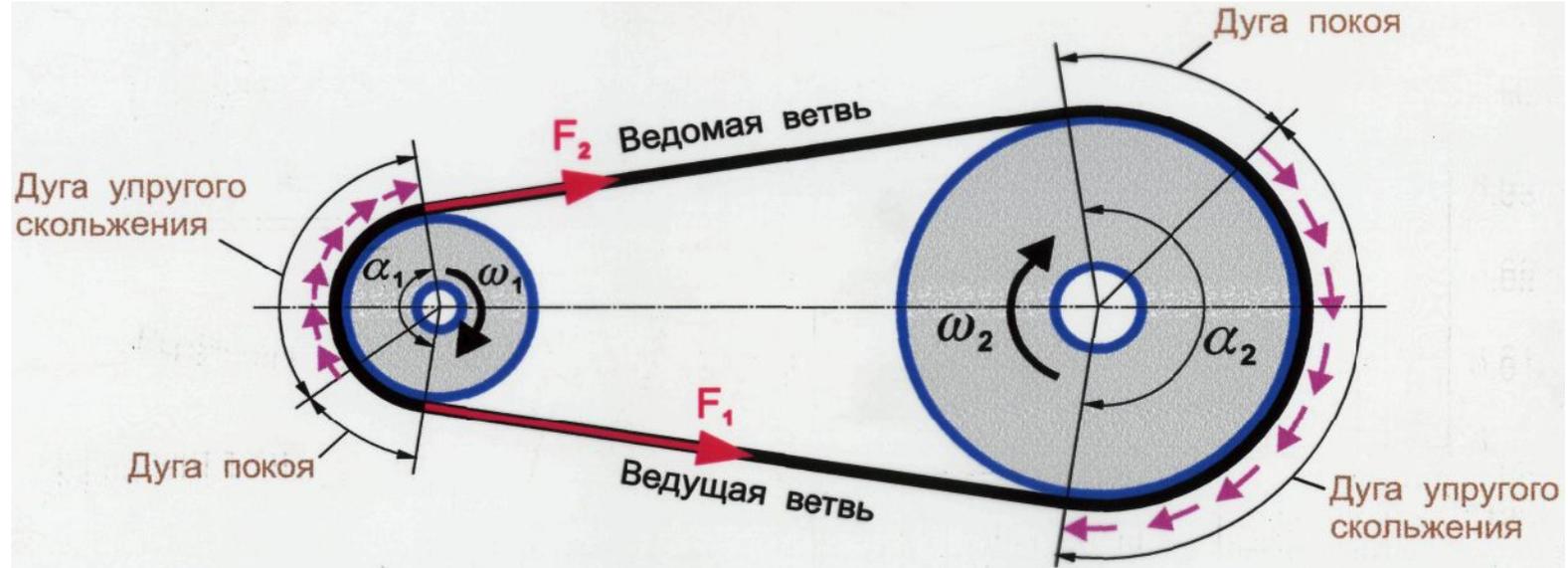


**Полуперекрестные передачи** используют в случае валов с перекрещивающимися осями



**Передачи с натяжным роликом**





Движение ремня по шкиву сопровождается упругим скольжением.

При  $F_1 - F_2 > F_{тр}$  равновесие нарушается, происходит буксование ремня.

Скольжение до начала работы

$$\varepsilon_0 = \frac{F_0}{EA}$$

Ведущая ветвь. Усилия и деформации увеличиваются. Ведомая ветвь. Усилия и деформации уменьшаются.

$$F_1 > F_0$$

$$\varepsilon_1 = \varepsilon_0 + \varepsilon_{1t}$$

$$F_2 < F_0$$

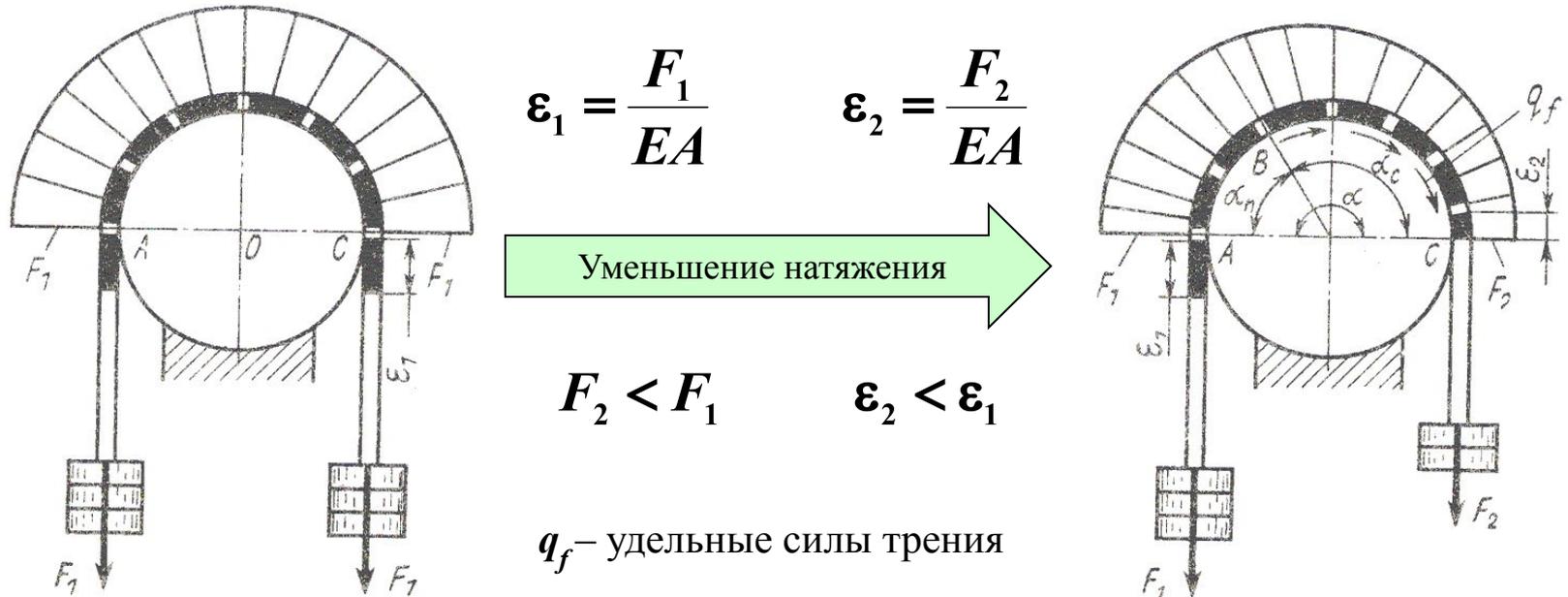
$$\varepsilon_2 = \varepsilon_0 - \varepsilon_{2t}$$

Полезная нагрузка (окружное усилие), развиваемое передачей за счет сил трения:

$$F_t = F_1 - F_2 = \frac{2T_1}{d_1}$$

# Механика ременной передачи

## Упругое скольжение ремня



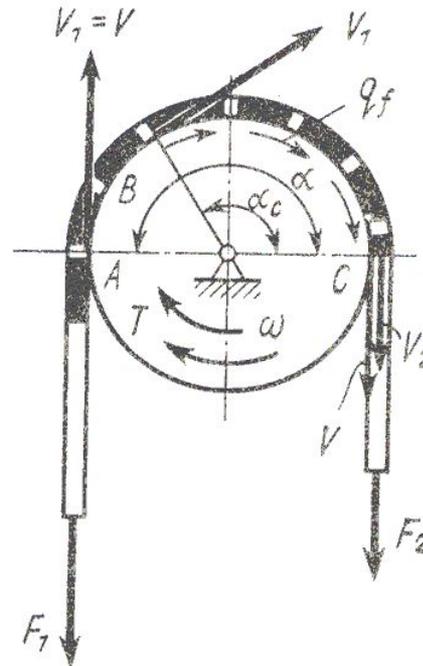
**Движение ремня по шкиву сопровождается упругим скольжением.**

При уменьшении нагрузки от  $F_1$  до  $F_2$  ремень начинает скольжение до тех пор, пока силы трения не будут уравновешивать разность сил ( $F_1 - F_2$ ). Скольжение прекращается в некоторой точке **В**. На дуге **ВА** ремень находится в покое.  $\alpha$  – угол обхвата (соответствует дуге **АС**);  $\alpha_c$  – угол скольжения (соответствует дуге **СВ**).

# Механика ременной передачи

## Упругое скольжение ремня

**Работающая  
передача**



Ведущая  
(набегающая)  
ветвь

ведомая  
(сбегающая)  
ветвь

$\epsilon_0$  – начальное натяжение ремня.  $F_0$  – начальное натяжение ветвей.

$$\epsilon_0 = \frac{F_0}{EA} \quad \text{до начала работы}$$

**Ведущая ветвь.** Усилия и деформации увеличиваются.

$$F_1 > F_0 \quad \epsilon_1 = \epsilon_0 + \epsilon_{1t}$$

**Ведомая ветвь.** Усилия и деформации уменьшаются.

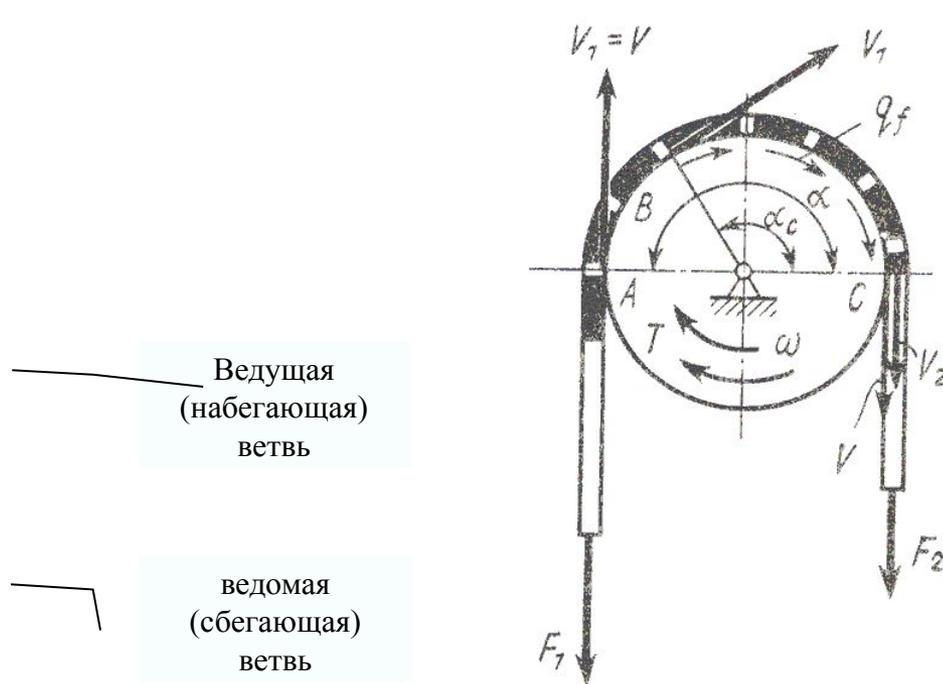
$$F_2 < F_0 \quad \epsilon_2 = \epsilon_0 - \epsilon_{2t}$$

**Полезная нагрузка (окружное усилие), развиваемое передачей за счет сил трения:**

$$F_t = F_1 - F_2 = \frac{2T_1}{d_1}$$

# Механика ременной передачи

## Кинематика



$$v_1 = \frac{\omega_1 d_1}{2} \quad \text{— линейная скорость ведущей ветви ведущего шкива}$$

В результате упругого скольжения ремень сбегает с ведущего шкива с меньшей скоростью  $v_2$  (с такой же скоростью ремень набегаёт на ведомый шкив):

$$v_2 < v_1 \quad v_2 = \frac{\omega_2 d_2}{2} \quad v_2 = (1 - \varepsilon) v_1$$

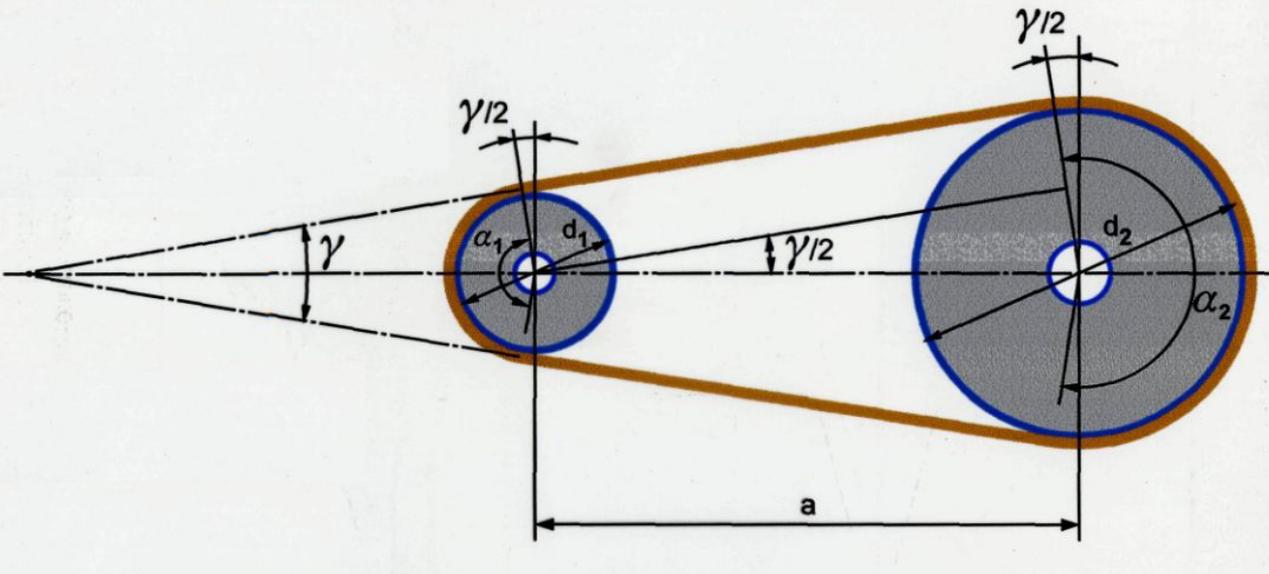
*коэффициент упругого скольжения*

$$\varepsilon = \frac{v_1 - v_2}{v_1} = 1 - \frac{v_2}{v_1} = 1 - \frac{\omega_2 d_2}{\omega_1 d_1}$$

**Передаточное отношение** — отношение угловых скоростей ведущего и ведомого шкивов:

$$u = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{d_2}{d_1(1 - \varepsilon)}$$

Экспериментально установлено, что  $\varepsilon \approx 0.1$  — для плоскоремennых передач и  $\varepsilon \approx 0.015 \dots 0.02$  — для клиноремennых передач.



Линейная скорость ведущей ветви ведущего шкива

$$v_1 = \frac{\omega_1 d_1}{2} \quad v_2 = \frac{\omega_2 d_2}{2}$$

$$v_2 < v_1$$

$$v_2 = (1 - \varepsilon)v_1$$

В результате упругого скольжения ремень сбегает с ведущего шкива с меньшей скоростью  $v_2$  (с такой же скоростью ремень набегаёт на ведомый шкив):

коэффициент упругого скольжения

$$\varepsilon = \frac{v_1 - v_2}{v_1} = 1 - \frac{v_2}{v_1} = 1 - \frac{\omega_2 d_2}{\omega_1 d_1}$$

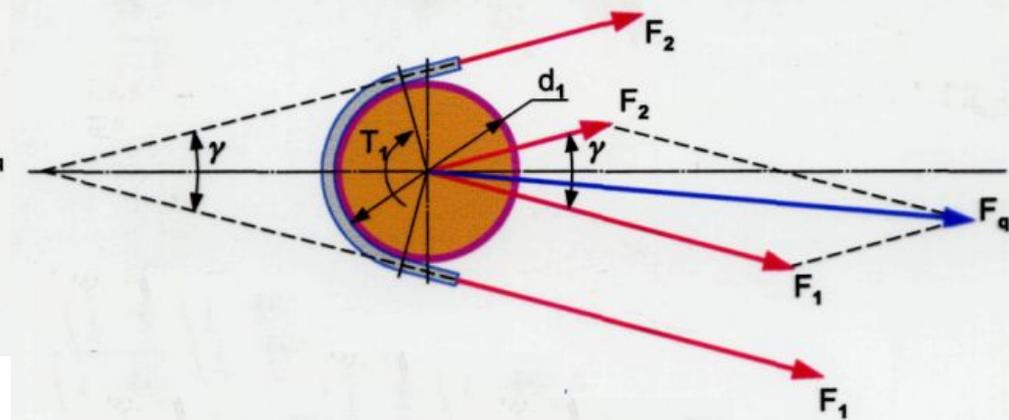
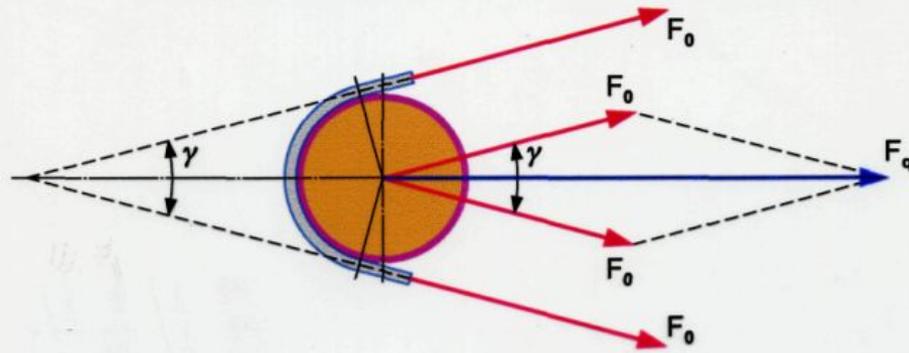
**Передачное отношение** – отношение угловых скоростей ведущего и ведомого шкивов:

$$u = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{d_2}{d_1(1 - \varepsilon)}$$

Экспериментально установлено, что  $\varepsilon \approx 0.1$  – для плоскоремённых передач и  $\varepsilon \approx 0.015 \dots 0.02$  – для клиноремённых передач.

Силы в неработающей передаче

Силы в работающей передаче



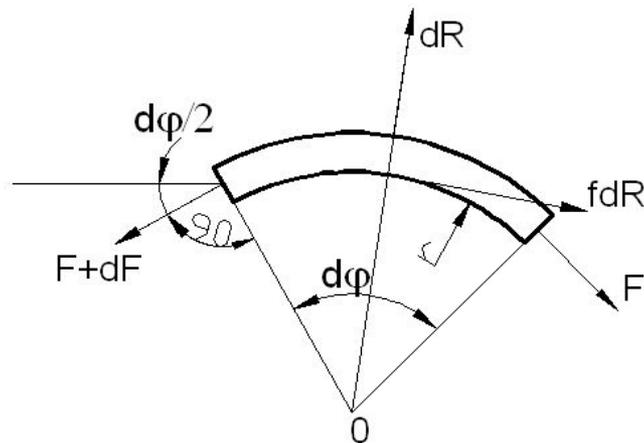
$F_0$  – Сила предварительного натяжения ремня;  $F_1$  и  $F_2$  – Силы в ведущей и ведомой ветвях ремня.

Окружная сила передачи:

$$F_t = F_1 - F_2 \quad (1)$$

Геометрическая длина ремня не зависит от нагрузки (вытяжка ведущей ветви компенсируется сокращением ведомой):

$$F_1 = F_0 + F_t / 2; \quad F_2 = F_0 - F_t / 2. \quad (2)$$



$$rF + rfdR - r(F + dF) = 0;$$

$$dR - F \sin(d\phi / 2) - (F + dF) \sin(d\phi / 2) = 0;$$

С учетом  $\sin(d\phi / 2) \approx d\phi / 2$ ; получаем:

$$fdR = dF; \Rightarrow dF / F = fd\phi$$

$$dR = Fd\phi$$

$$\int_{F_2}^{F_1} dF / F = \int_0^{\alpha} f d\varphi \implies F_1 = F_2 e^{f\alpha}.$$

Зная  $F_t = 2T_1 / d_1$ ; и учитывая (1) и (2), получим соотношения для расчета сил натяжения ветвей передачи:

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

*Влияние центробежных сил на работоспособность передачи существенно при скоростях более 20м/с*

Сила, действующая на вал:

$$F_r = \sqrt{F_1^2 + F_2^2 - 2F_1F_2 \cos \gamma}.$$

Условие буксования ремня

$$F_0 < \frac{F_t}{2} \left( \frac{e^{f\alpha} + 1}{e^{f\alpha} - 1} \right).$$

Увеличение значений  $f, \alpha$  благоприятно сказывается на работоспособности ременной передачи, этот вывод положен в основу при создании клиноременной передачи и передачи с натяжным роликом

Напряжения в сечениях ведущей и ведомой ветвей ремня находятся в предположении, что ремень – стержень **постоянного** сечения.

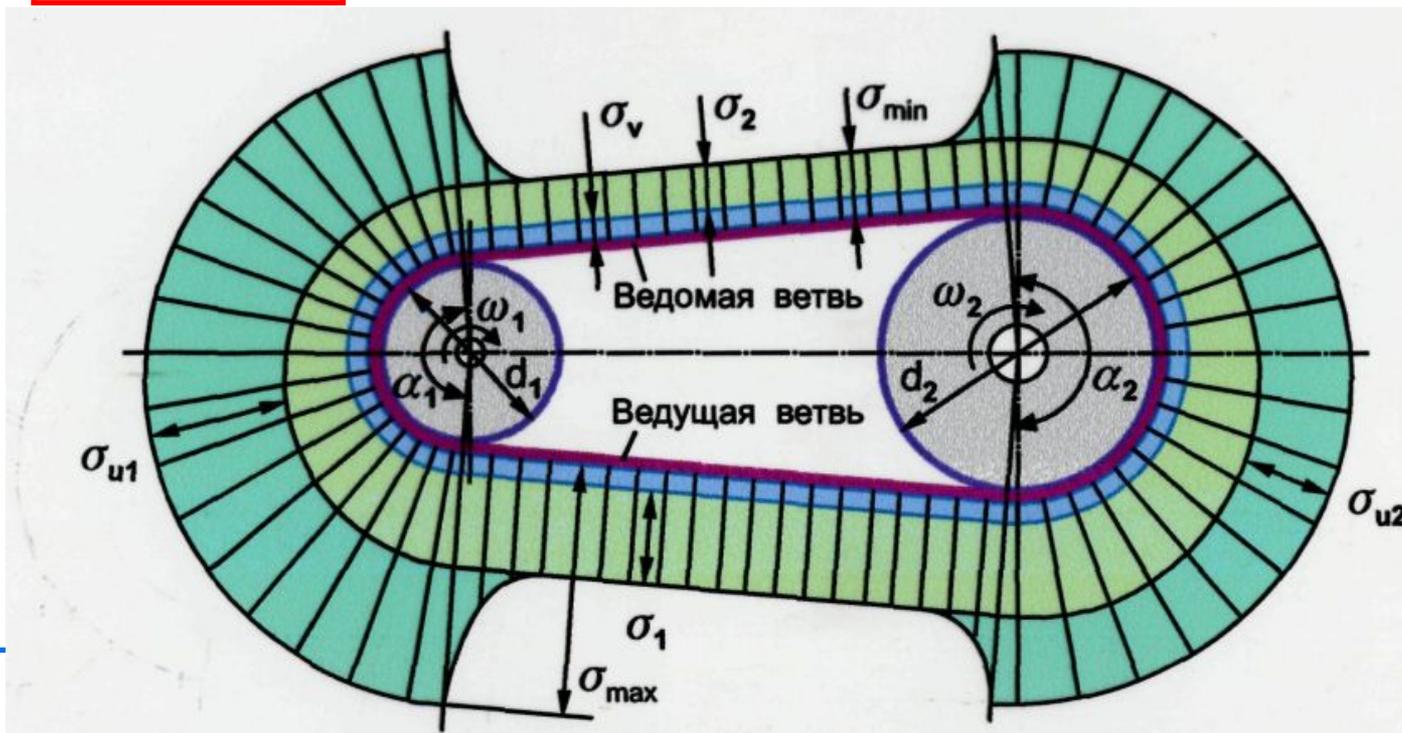
$$\sigma_0 = \frac{F_0}{A} \quad \sigma_1 = \frac{F_1}{A} \quad \sigma_2 = \frac{F_2}{A}$$

Кроме основных напряжений растяжения, действуют дополнительные напряжения – от центробежных сил  $\sigma_{ц}$  и изгиба  $\sigma_{и}$ .

Растягивающие напряжения от центробежных сил (в МПа) равны:

$$\sigma_{ц} = 10^{-3} \rho v^2;$$

$\rho$  – плотность материала ремня (**г/см<sup>3</sup>**).  $\rho = 1.2 \dots 1.25$  г/см<sup>3</sup> для прорезиненных ремней.



Максимальные напряжения изгиба в крайних волокнах **плоского ремня** зависят от диаметра шкива и толщины ремня. Они будут большими на шкиве меньшего диаметра.

$$\sigma_{1u} = \frac{E y_{max}}{r} = \frac{E h}{d}$$

$y_{max} = 0.5h$  – расстояние от нейтральной линии до крайнего волокна

$r = 0.5(d_1 + h) \approx 0.5d_1$  – радиус кривизны ремня

Для **клинового ремня** максимальные напряжения изгиба равны:

$$\sigma_{1u} = 2 \frac{E y_0}{d_1}$$

$y_0$  – расстояние от нейтрального слоя до большего основания сечения ремня.

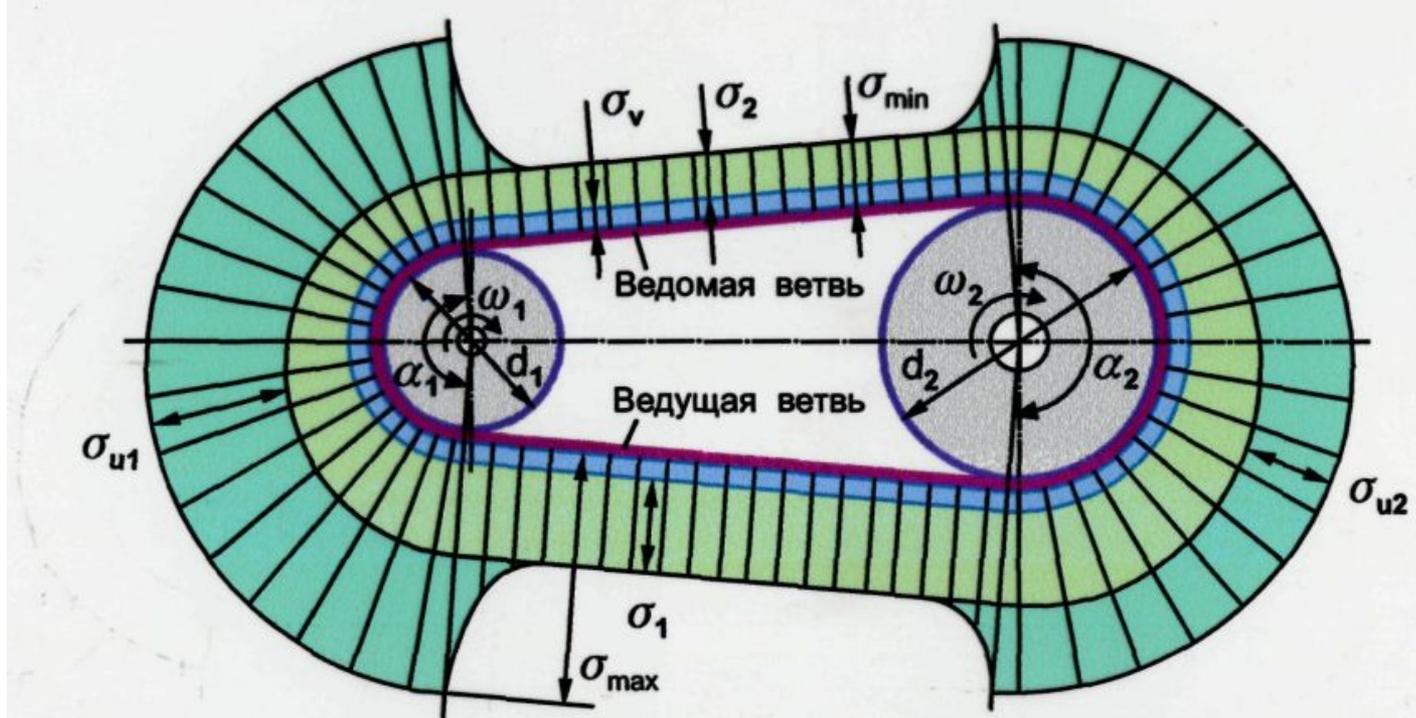
$E$  – приведенный модуль упругости ремня. Для прорезиненных ремней  $E = 200 \dots 300$  МПа, для капроновых ремней  $E = 600$  МПа, для клиновых кордтканевых ремней  $E = 500 \dots 600$  МПа.

Напряжения изгиба  $\sigma_u$  являются переменными, они вызывают усталостное разрушение ремня, не влияя на тяговую способность. Для уменьшения изгибных напряжений ограничивают минимальные значения диаметра малого шкива.

$$\frac{d_1}{h} = 25 \dots 45$$

Максимальное напряжение действует в точке набегания ремня на шкив меньшего диаметра.

$$\sigma_{1max} = \sigma_1 + \sigma_u + \sigma_u$$



Если окружные напряжения будут равны центробежным напряжениям  $\sigma_0 = \sigma_{ц}$ , то давления на всей дуге обхвата будут равны нулю и передача не сможет передавать нагрузку.

$$v_{кр} = \sqrt{\frac{\sigma_0}{\rho}}$$

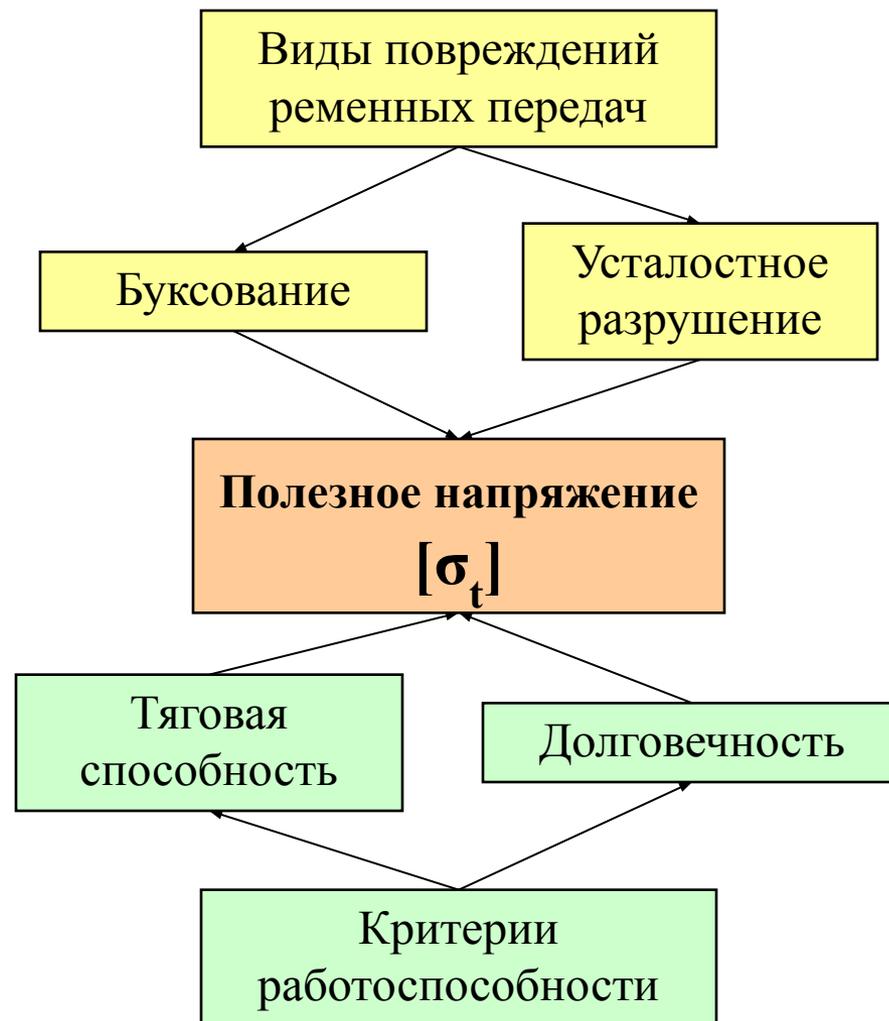
Для капроновых ремней  $\sigma_0 = 50$  МПа и  $v = 150$  м/с.

Обычно скорость ремней 20...25 м/с, а наибольшая допустимая скорость – 30...35 м/с.

Опыт эксплуатации показывает, что работоспособность ременных передач ограничивается, в основном, **тяговой способностью** и **долговечностью**.

**Снижение тяговой способности** приводит к буксованию из-за недостаточного сцепления ремня со шкивом. При буксовании ремень нагревается и может соскочить со шкива или обгореть.

**Низкая долговечность** ремня недопустима из-за возможности потери работоспособности ременной передачи вследствие усталостного разрушения ремня.



Тяговая способность ременной передачи характеризуется окружной силой  $F_t$  (или вращающим моментом  $T_1$  на ведущем шкиве). Так как:

$$F_0 = \frac{F_t}{2} \left( \frac{e^{f\alpha} + 1}{e^{f\alpha} - 1} \right), \quad \Rightarrow \quad T_1 = \frac{e^{f\alpha} - 1}{e^{f\alpha} + 1} F_0 d_1 = \psi F_0 d_1$$

где  $\psi = \frac{e^{f\alpha} - 1}{e^{f\alpha} + 1}$  – коэффициент тяги (уровень нагрузки передачи)

Наиболее просто повысить тяговую способность ременной передачи даже в несколько раз путем пропорционального увеличения усилия начального натяжения ремня.

Поэтому для увеличения нагрузочной способности используют более прочные ремни (капрон, нейлон, ...). Однако в этом случае возрастают нагрузки на опоры. Менее эффективным оказывается использование материалов, обеспечивающих высокий коэффициент трения, так как это приводит к росту потерь на трение и нагреву ремня.

Для получения высокой тяговой способности передач с плоским ремнем рекомендуется обеспечивать угол обхвата  $\alpha \geq 150^\circ$ , для клиноременных –  $\alpha \geq 80^\circ$ .

### Способы повышения тяговой способности:

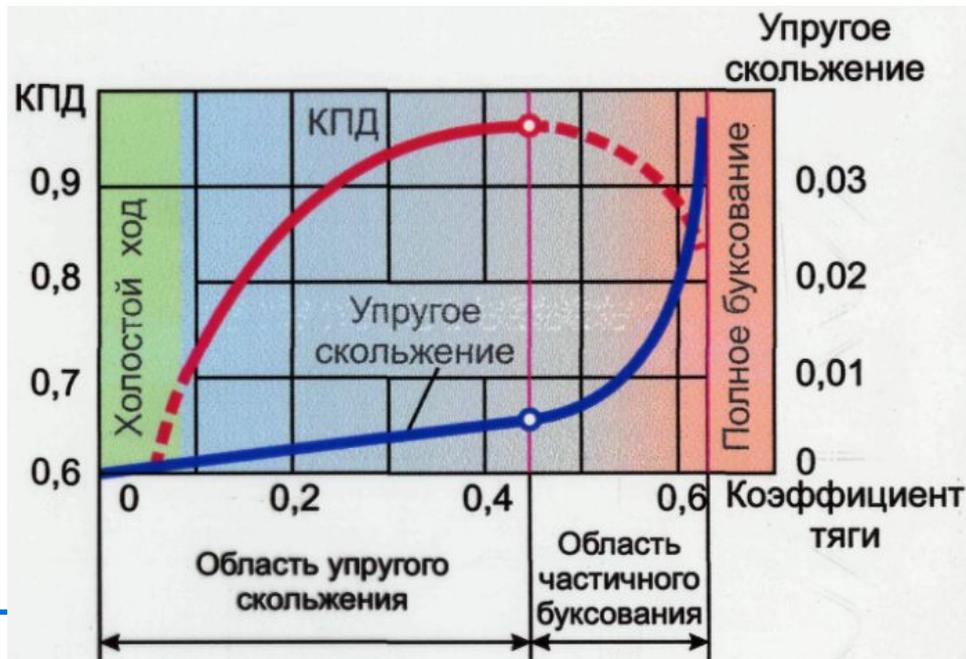
- увеличение усилия начального натяжения;
- увеличение угла обхвата;
- увеличение коэффициента трения;
- увеличение диаметра ведущего шкива.

Работа ременных передач сопряжена с потерями механической энергии на: упругие деформации ремня (растяжение – сжатие, изгиб, сдвиг), скольжение ремня, аэродинамическое сопротивление, трение ремня, трение в подшипниках. В клиноременной передаче добавляются потери на трение при входе ремня в канавку шкива и выход из нее.

КПД ременной передачи зависит от коэффициента тяги  $\psi$  и соответствующего ему относительного скольжения ремня  $\varepsilon$ . Наибольший КПД соответствует некоторому значению  $\psi_0$  на линейном участке кривой скольжения. При увеличении  $\psi > \psi_0$  происходит снижение КПД из-за нарастания потерь энергии на трение.

**Буксование:** С увеличением передаваемого момента возрастает тяговое усилие  $Ft$ .

Следовательно, натяжение ведущей ветви ремня  $F1 = F0 + Ft / 2$  повышается, а ведомой ветви  $F2 = F0 - Ft / 2$  снижается. В результате разность  $F1 - F2 = Ft$  возрастает. Угол, соответствующий участку упругого скольжения, может достичь значения угла обхвата ремнём малого шкива  $\alpha$ . В этом случае происходит скольжение ремня при полной остановке ведомого шкива. Это явление названо **буксованием**.



Эффективным считают нагружение передачи, соответствующее наибольшему КПД и некоторому запасу по сцеплению ( $\psi_0 = 0.4...0.5$  — для плоскоременных передач и  $\psi_0 = 0.6...0.7$  — для клиноременных передач). При этом КПД  $\eta = 0.97...0.98$  — для плоскоременных передач и  $\eta = 0.92...0.97$  — для клиноременных передач.

Расчет основан на показателях тяговой способности и долговечности. **Условие работоспособности** ременной передачи:

$$\sigma_t = \frac{F_t}{A} \leq [\sigma_t]$$

где:  $\sigma_t$  – полезное напряжение;  $[\sigma_t]$  – допускаемое полезное напряжение.

Расчет передач с **клиновыми** ремнями сводится к определению требуемого числа ремней  $z$ :

$$z = \frac{F_t C_z}{A_1 [\sigma_t]}$$

$C_z$  – коэффициент, учитывающий неравномерное распределение окружной силы между ремнями в комплекте (**табличное значение**);  $A_1$  – площадь поперечного сечения одного ремня.

На практике часто расчет выполняют по передаваемой мощности  $P = F_t v$  и требуемое число ремней определяется как:

$$z = \frac{PC_z}{[P]}$$

$[P]$  – мощность, допускаемая на один ремень передачи.

Расчет передач с **плоскими** ремнями сводится к определению требуемой ширины ремня  $b$ :

$$b = \frac{F_t C_P}{h [\sigma_t]}$$

Допускаемое полезное напряжение ременной передачи устанавливают из условия прочностной надежности ремня:

$$\sigma_{1max} \leq \sigma_E$$

$\sigma_{1max}$  – максимальное напряжение в ремне;  $\sigma_E$  – максимальное эффективное переменное напряжение, которое ремень может выдержать в течение  $N_E$  циклов нагружения (ресурса работы) (определяется исходя из анализа кривой усталости).

$$N_E = 3600\mu L_h z_{ш}$$

$L_h$  – срок службы (в часах);  $\mu = v/l$  – число пробегов в секунду ремня длиной  $l$ ;  $z_{ш}$  – число шкивов.

Определяем допускаемое полезное напряжение для «стандартной» передачи  $\sigma_{t0}$ :

$$\sigma_{t0} = \frac{5.55}{\mu^{0.09}} - 6 \frac{b_0^{1.57}}{d_e} - 10^{-3} v^2$$

$d_e = k_u d_1$  – эквивалентный диаметр, учитывающий различную степень изгиба ремня на малом и большом шкивах в передачах с передаточным отношением  $u \neq 1$ . Коэффициент приведения  $k_u$  определяется из эмпирического соотношения (табличное значение) в зависимости от передаточного соотношения.

Допускаемое полезное напряжение проектируемой передачи:

$$[\sigma_t] = \sigma_{t0} C_P C_\alpha$$

$C_P$  – коэффициент динамичности (**табличное значение**),  $C_\alpha$  – коэффициент, учитывающий влияние угла обхвата на тяговую способность (**табличное значение**).

Мощность  $P_0$ , допускаемую на один ремень «стандартной» передачи:

$$P_0 = \sigma_{t0} A_1 v$$

Мощность  $[P]$  (в **кВт**), допускаемую на один ремень проектируемой передачи:

$$[P] = \left( P_0 C_\alpha C_l + \frac{\Delta T_1 n_1}{9554} \right) C_P$$

$C_l$  – коэффициент длины ремня (**табличное значение**), учитывает что при  $l > l_0$  уменьшается частота циклов и увеличивается ресурс работы ремня;  $\Delta T_1$  – поправка к моменту на ведущем валу, учитывающая дополнительную нагрузку, которую может передать ремень за счет снижения напряжения изгиба на ведомом (большем) шкиве (**табличное значение**).

Значения допускаемых напряжений  $[\sigma_t]$  и соответствующих им допускаемых мощностей  $[P]$  приводятся в справочниках по деталям машин (см., например **Анурьев В.Н. Справочник конструктора-машиностроителя**).



Фактический коэффициент тяги:

$$\Psi = \Psi_0 C_\alpha C_P \quad \Psi_0 = 0.67 \text{ – коэффициент тяги «стандартной» передачи.}$$

Определяем величину  $e^{f\alpha} = \frac{1+\Psi}{1-\Psi}$

Определяем силы в ветвях передачи:

$$F_1 = \frac{e^{f\alpha}}{e^{f\alpha} - 1} F_t \quad F_2 = F_1 - F_t \quad \Rightarrow \quad F_0 = 0.5(F_1 + F_2)$$

Усилие начального натяжения:

$$F_{нач} = 2F_0 \cos \gamma$$

Основные геометрические параметры: диаметры шкивов  $d_1$  и  $d_2$ , межосевое расстояние  $a$ , длина ремня  $l$ , и угол обхвата на меньшем шкиве  $\alpha_1$ .

Для ограничений изгибных напряжений минимальное значение диаметра меньшего шкива регламентировано **стандартом** для каждого сечения **клинового ремня**. Диаметр меньшего шкива равен:

$$d_1 \approx 1.2d_{\min}$$

Для передач с **плоским ремнем**:

$$d_1 = (50...70)h$$

**Минимальное межосевое расстояние** ременной передачи принимают, исходя из опыта проектирования и эксплуатации, а **максимальное** ограничивают во избежание увеличения габаритов передачи и стоимости ремней:

$$a_{\min} = 0.55(d_1 + d_2) + h \quad a_{\max} = (1.5...2)(d_1 + d_2)$$

Угол обхвата меньшего шкива:

$$\alpha = 180^\circ - 57^\circ \frac{d_2 - d_1}{a}$$

Требуемая длина ремня при требуемом межосевом расстоянии и угле обхвата:

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

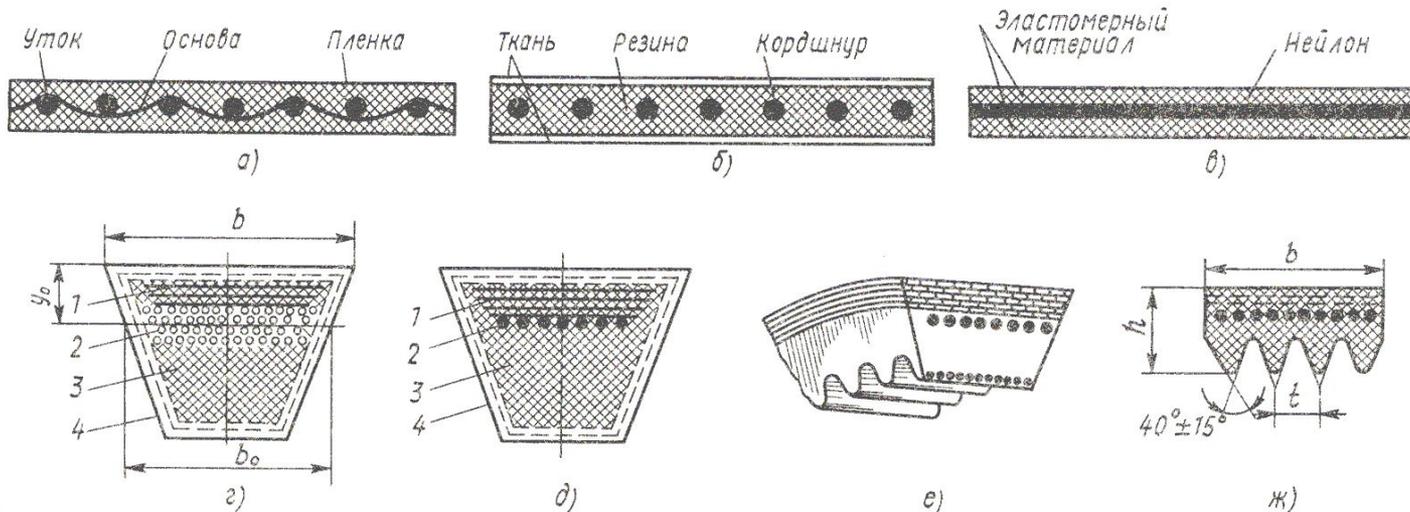
Ремни должны обладать высокой прочностью при действии переменных нагрузок, иметь высокий коэффициент трения при движении по шкиву и высокую износостойкость.

**Плоские ремни** – применяют в машинах, к которым предъявляют жесткие требования по вибрации. Получают путем склеивания концов ткани или кожи (тканые, кордшнуровые прорезиненные, **синтетические**).

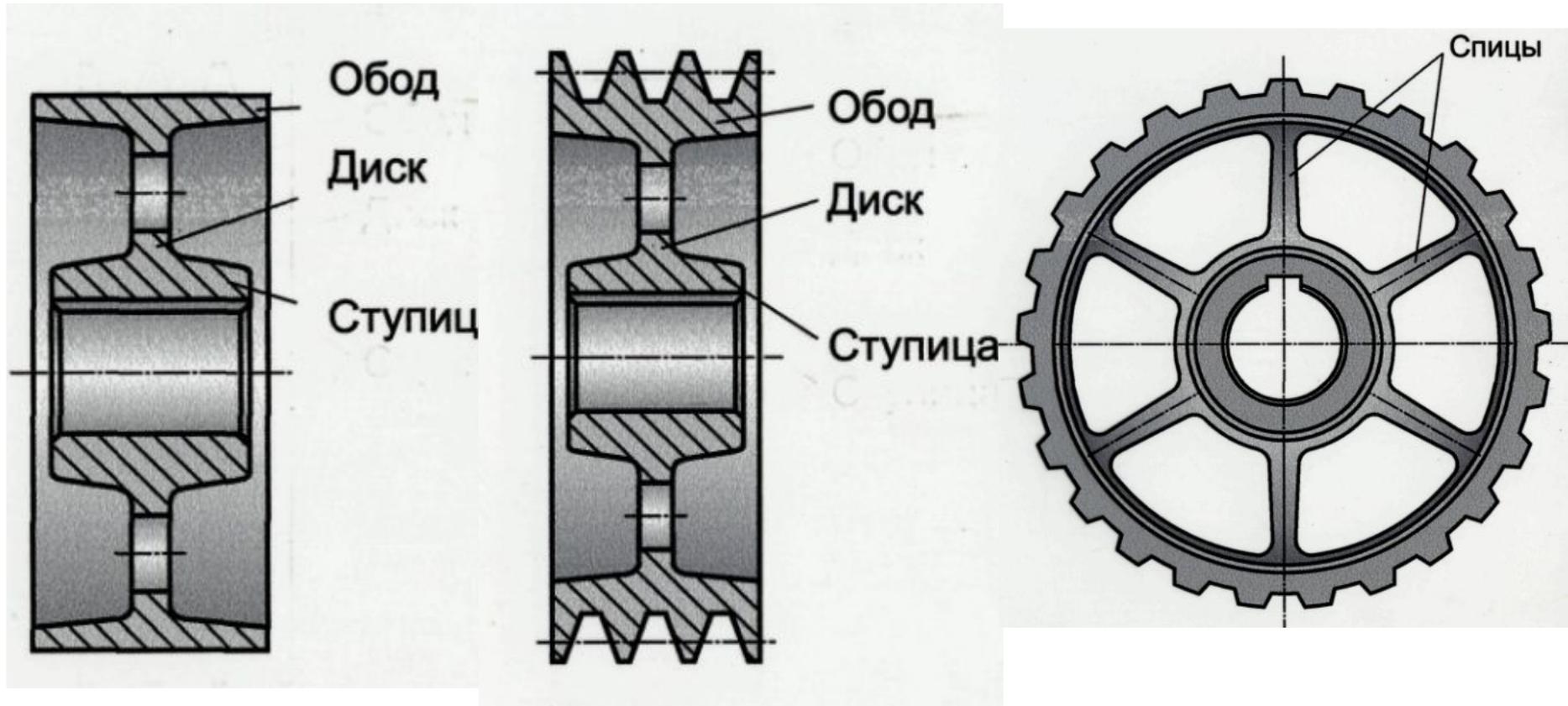
**Круглые ремни** – применяют в машинах малой мощности (швейные машины, бытовая техника).

**Клиновые ремни** – имеют основное применение. Обеспечивают большую тяговую способность и долговечность по сравнению с обычными плоскими ремнями. Выпускаются двух конструкций: кордтканевые и кордшнуровые. При малых диаметрах шкивов используются ремни с гофрами.

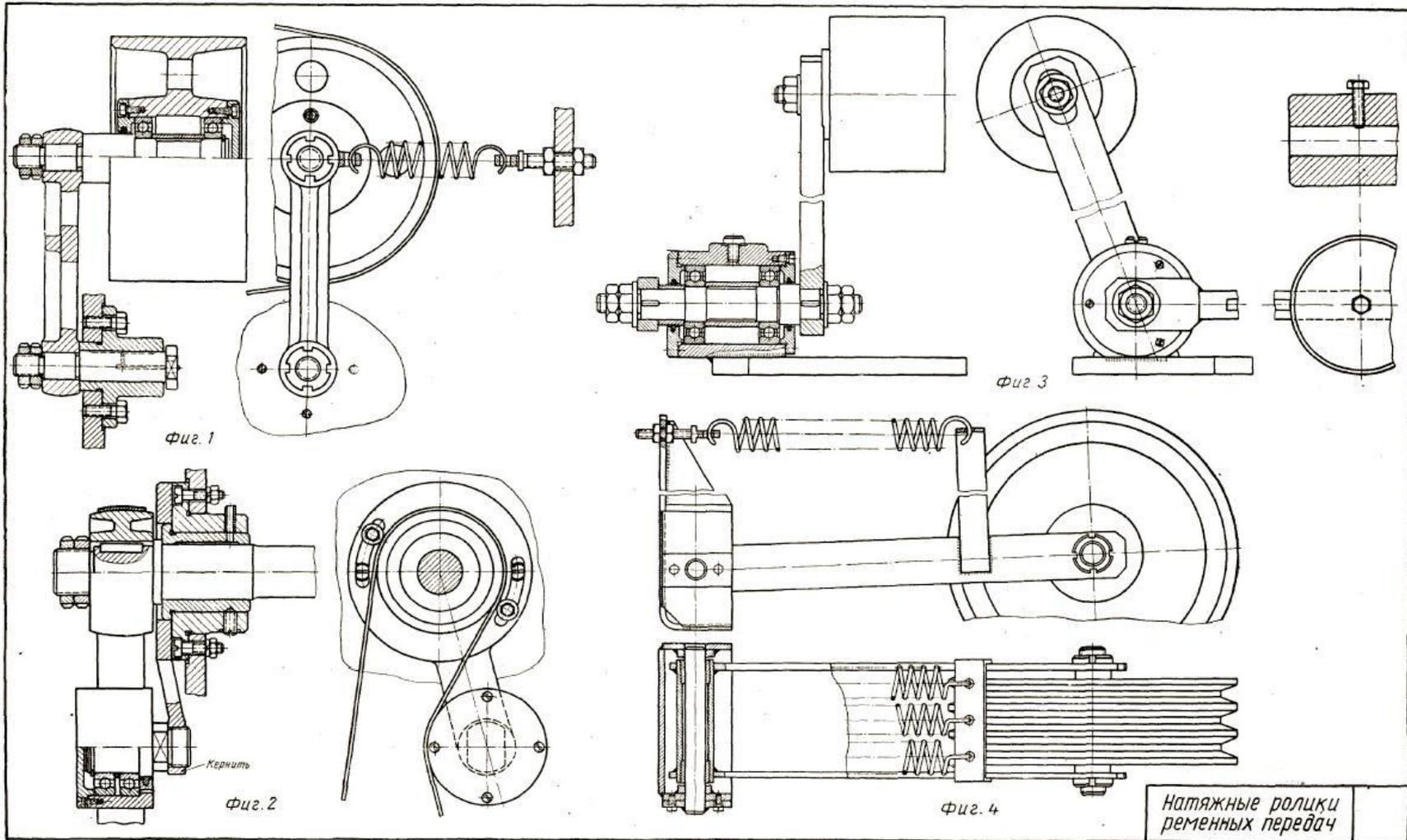
**Поликлиновые ремни** – более компактны и быстроходны. По конструкции схожи с клиновыми.

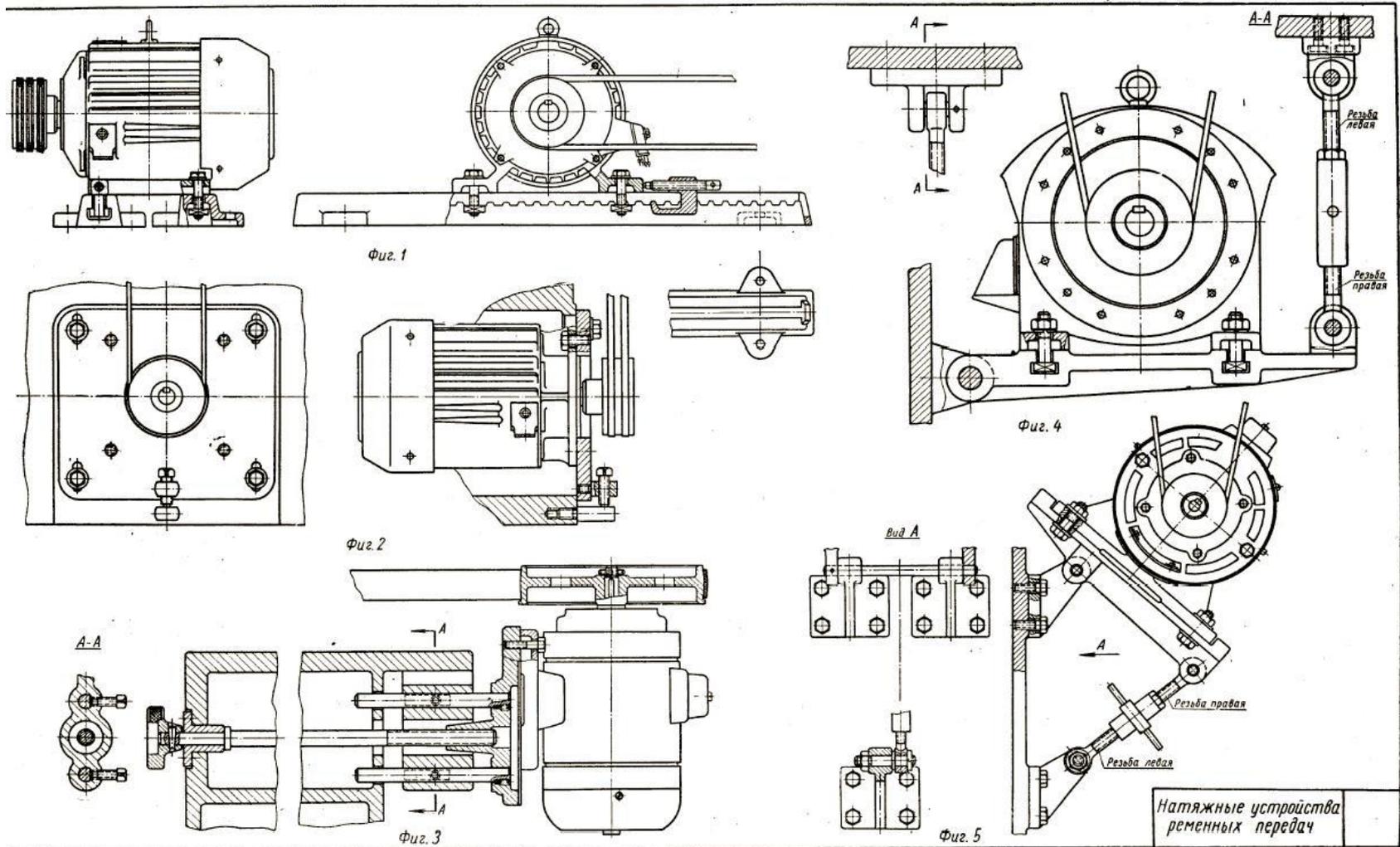


Шкивы изготовляют из чугуна, легких сплавов и пластмасс при работе с небольшими скоростями и из сталей – при работе с окружными скоростями свыше 30 м/с. Форма обода зависит от профиля ремня.



РЕМЕННЫЕ ПЕРЕДАЧИ





# Основные размеры клиновых и поликлиновых ремней

Тип ремня	Обозначение сечения	Размеры сечения, мм				Площадь сечения $A$ , см <sup>2</sup>	Длина «стандартного» ремня $l_0$ , мм	Предельная длина $l_{пр}$ , мм	$d_{min}$ , мм	$T_1$ , Н·м	Масса 1 м длины, кг
		$b_0$	$b(t)$	$h$	$y_0$						
Клиновой нормального сечения	О	8,5	10	6	2,1	0,47	1320	400...2500	63	До 30	0,06
	А	11	13	8	2,8	0,81	1700	560...4000	90	15...60	0,10
	Б	14	17	10,5	4,0	1,38	2240	800...6300	125	45...150	0,18
	В	19	22	13,5	4,8	2,30	3750	1800...10 600	200	120...600	0,30
	Г	27	32	19	6,9	4,76	6000	1350...15 000	315	420...2400	0,62
	Д	32	38	23,5	8,3	6,92	7100	4500...18 000	500	1600...6000	0,90
	Е	42	50	30	14,0	11,7	—	6300...18 000	800	Св. 6000	1,52
Поликлиновой РТМ 38—40528—74	К	—	2,4	4,0	—	0,72	710	400...2000	40	40	0,09
	Л	—	4,8	9,5	—	3,56	1600	1250...4000	80	18...40	0,45
	М	—	9,5	16,7	—	11,37	2240	2000...4000	180	Св. 130	1,6

Примечание. Масса 1 м длины дана для поликлиновых ремней с десятью ребрами ( $b_0$  — ширина ремня на нейтральном слое;  $b$  — ширина большего основания трапеции в сечении клинового ремня;  $y_0$  — расстояние от большего основания трапеции до нейтрального слоя;  $t$  — шаг ребер поликлинового ремня;  $h$  — высота сечения ремня;  $d_{min}$  — минимальный диаметр ведущего шкива;  $T_1$  — вращающий момент на быстрходном валу).

# Коэффициент динамичности

Характер нагрузки	Тип машины	$C_p$	Характер нагрузки	Тип машины	$C_p$
Спокойная. Пусковая нагрузка до 120 % от нормальной	Электрические генераторы, центробежные насосы и компрессоры; станки с непрерывным процессом резания; вентиляторы; ленточные транспортеры	1	Значительные колебания нагрузки. Пусковая нагрузка до 200 % от нормальной	Реверсивные приводы: поршневые насосы и компрессоры с одним и двумя цилиндрами; строгальные и долбежные станки; винтовые и скребковые транспортеры; элеваторы; эксцентриковые и винтовые прессы с тяжелыми маховиками	1,25
Умеренные колебания нагрузки. Пусковая нагрузка до 150 % от нормальной	Поршневые насосы и компрессоры с тремя и более цилиндрами; станки и автоматы; пластинчатые транспортеры	1,1			
			Ударная и резко неравномерная нагрузка. Пусковая нагрузка до 300 % от нормальной	Ножницы, молоты, мельницы; подъемники, экскаваторы, драги; эксцентриковые и винтовые прессы с легкими маховиками	1,5...1,6

Примечания: 1. При частых и резких пусках двигателя с большими пусковыми моментами значение  $C_p$  следует повышать на 0,15.

2. При двухсменной работе значение  $C_p$  необходимо повышать на 0,15, а при трехсменной работе — на 0,35.

# Мощности $P_0$ , передаваемые одним ремнем стандартной передачи

Сечение ремня	Расчетный диаметр $d_{\min}$ меньшего шкива, мм	Мощность $P_0$ , кВт, при скорости ремня $v$ , м/с						
		3	5	10	15	20	25	30
0 ( $l_0 = 1320$ 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	1,85
	100	0,46	0,70	1,24	1,67	1,97	2,10	2,04
	112	0,48	0,78	1,32	1,80	2,12	2,30	2,28
А ( $l_0 = 1700$ 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	2,50
	125	0,74	1,15	2,00	2,66	3,10	3,27	3,14
	140	0,80	1,23	2,18	2,91	3,44	3,70	3,64
	160	0,85	1,32	2,35	3,20	3,80	4,12	4,16
	180	0,88	1,38	2,47	3,39	4,05	4,47	4,56
Б ( $l_0 = 2240$ 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	4,47
	180	1,30	2,0	3,51	4,66	5,44	5,76	5,53
	200	1,40	2,15	3,79	5,08	6,00	6,43	6,38

# Мощности $P_0$ , передаваемые одним ремнем «стандартной» передачи

Сечение ремня	Расчетный диаметр $d_{\min}$ меньшего шкива, мм	Мощность $P_0$ , кВт, при скорости ремня $v$ , м/с						
		3	5	10	15	20	25	30
В ( $l_0=3750$ мм)	224	1,47	2,26	4,05	5,45	6,50	7,05	7,15
	250	1,54	2,39	4,29	5,85	7,00	7,70	7,90
	280	1,57	2,50	4,50	6,15	7,40	8,20	8,50
	200	1,85	2,77	4,59	5,80	6,33	—	—
	224	2,08	3,15	5,35	6,95	7,86	7,95	7,06
	250	2,28	3,48	6,02	7,94	9,18	9,60	9,05
	280	2,46	3,78	6,63	8,86	10,4	11,1	10,9
	315	2,63	4,07	7,19	9,71	11,5	12,5	12,5
	355	2,76	4,32	7,70	10,5	12,6	13,8	14,1
	400	2,89	4,54	8,10	11,1	13,3	15,0	15,4
Г ( $l_0=6000$ мм)	450	3,00	4,70	8,50	11,7	14,2	15,9	16,6
	355	4,46	6,74	11,4	14,8	16,8	17,1	15,4
	400	4,94	7,54	13,0	17,2	20,0	21,1	20,2
	450	5,36	8,24	14,4	19,3	22,8	24,6	24,5
	500	5,70	8,80	15,5	21,0	25,0	27,5	27,8
	560	5,90	9,24	16,6	22,5	27,0	29,8	31,0
	630	6,30	9,75	17,9	24,1	29,2	32,5	33,9
	710	6,56	10,3	18,6	25,5	31,0	34,9	36,9
	800	6,82	10,7	19,4	26,8	32,6	37,0	39,0
	Д ( $l_0=7100$ мм)	500	6,84	10,4	17,2	23,5	27,1	28,2
560		7,45	11,4	19,9	26,5	31,1	33,3	32,6
630		8,02	12,4	21,8	29,4	34,9	38,0	38,3
710		8,53	13,2	23,5	31,9	38,3	42,3	43,4
800		9,0	14,0	25,0	34,2	41,3	46,1	47,9
900		9,3	14,6	26,0	36,2	43,8	48,4	51,8
1000		9,5	15,0	27,2	37,7	46,0	51,6	54,8

# Значения поправки $\Delta T_1$

Тип рем- ня	Сече- ние рем- ня	$\Delta T_1$ , Н·м, при передаточном отношении $i$							
		1,03...1,07	1,08...1,13	1,14...1,2	1,21...1,3	1,31...1,4	1,41...1,6	1,61...2,39	2,4 и более
Нормального сечения	О	0,08	0,15	0,23	0,30	0,35	0,38	0,4	0,5
	А	0,2	0,4	0,6	0,8	0,9	1,0	1,1	1,2
	Б	0,5	1,1	1,6	2,1	2,3	2,6	2,9	3,1
	В	1,5	2,9	4,4	5,8	6,6	7,3	8,0	9,0
	Г	5,2	10,3	15,5	21,0	23,0	26,0	28,4	31,0
	Д	10,0	20,3	29,0	39,0	44,0	49,0	53,4	58,0

Примечание. В диапазоне  $i=1...1,02$  значение  $\Delta T_1=0$ .