

Фрикционные передачи

***фрикционные
передачи с жесткими
звеньями***

ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

Фрикционная передача - механизм, в котором движение одного жесткого звена передается другому звену за счет сил трения.

Включает: **ведущий** и **ведомый** катки и **опоры**.

Применяется для преобразования параметров вращательного движения или преобразования в поступательное движение ведомого звена

Достоинства : простота конструкции, плавность движения ,бесшумность, удобство регулирования частоты вращения ведомого звена.

Недостатки : большие нагрузки на опоры, взаимное проскальзывание катков.
Звенья передач могут иметь **цилиндрическую** форму, **коническую** , **сферическую**..

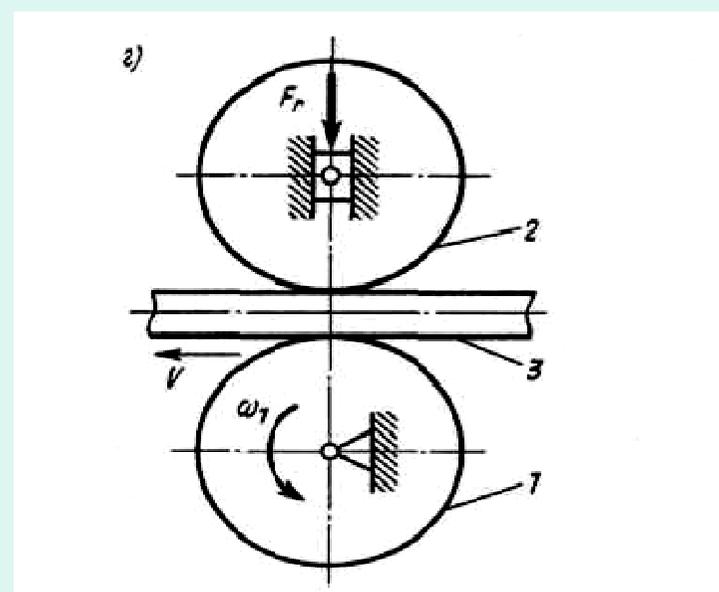
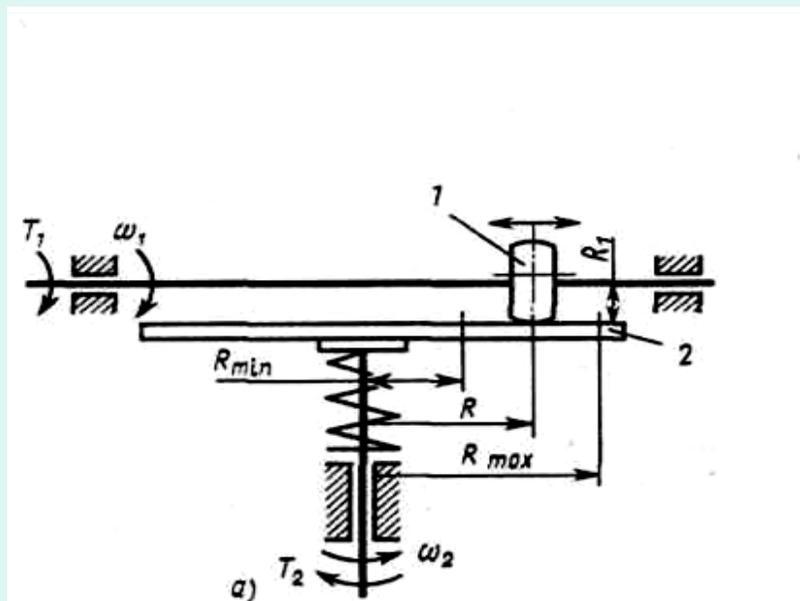
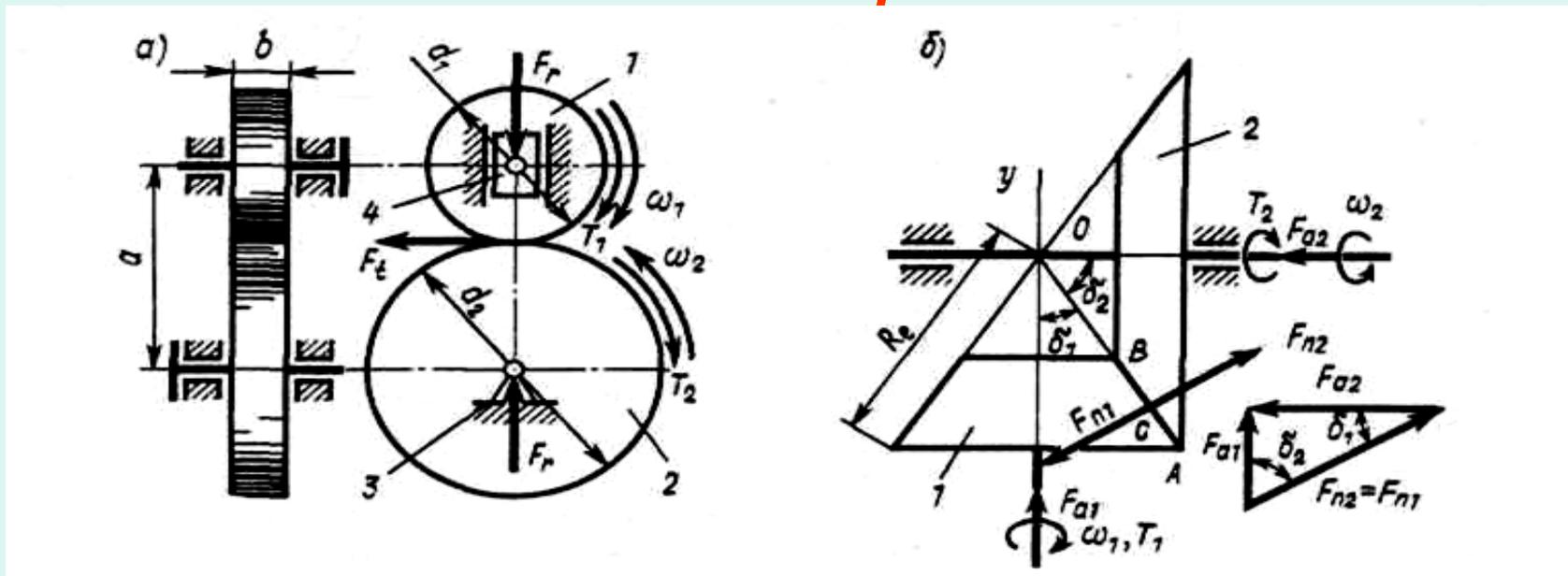
Прижатие - необходимое условие работы передач.

Могут иметь **постоянное** передаточное отношение (нерегулируемые передачи)
или
изменяемое (переменное) передаточное отношение — **вариатор**.

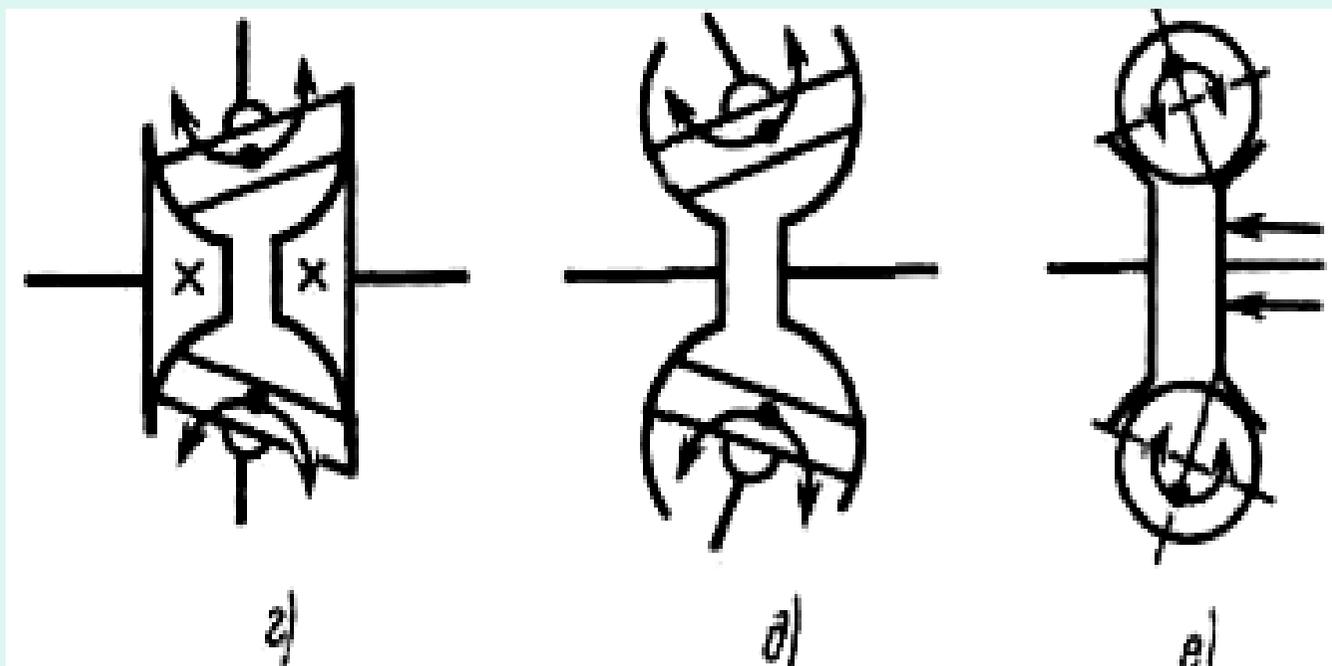
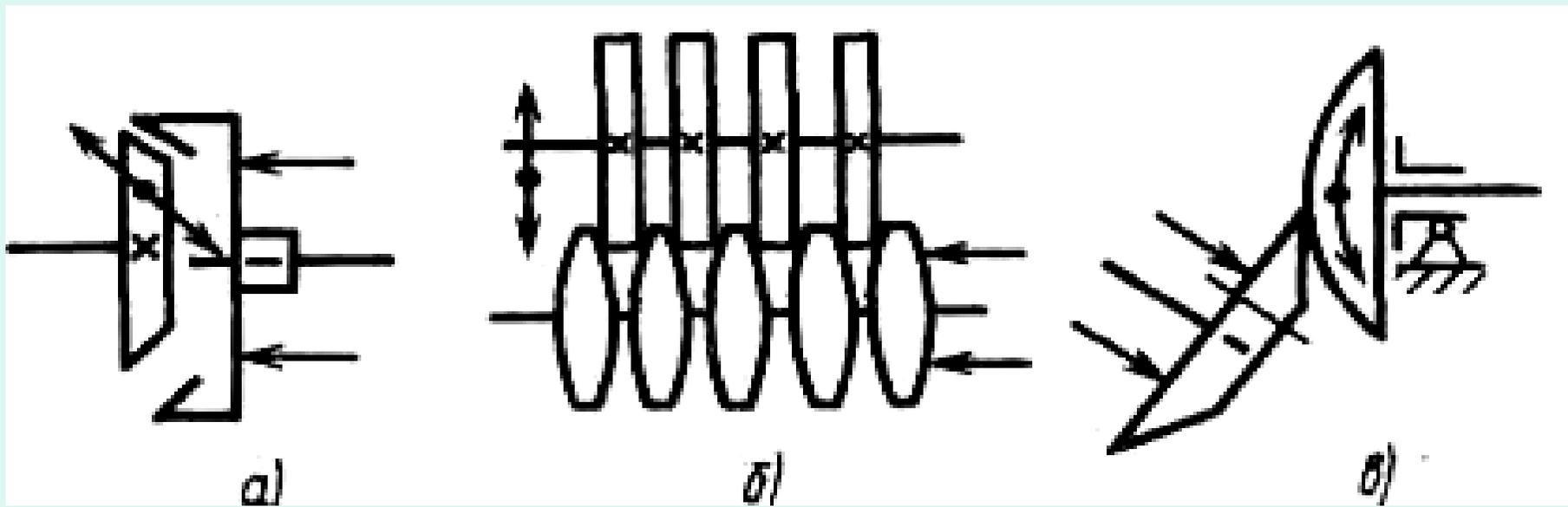
. **Распространены вариаторы:** **конусные** , **многодисковые** , **шаровые** , **торовые** и др.

. Диапазон передаваемых мощностей обычно находится в пределах до 10 кВт, при больших мощностях трудно обеспечить необходимое усилие прижатия катков.

Схемы передач



Схемы вариаторов



Кинематика передач.

В нерегулируемой передаче ведущего катка из-за их взаимного проскальзывания скорость ведомого катка несколько **меньше** v_1 скорости

. Влияние **проскальзывания** учитывают с помощью **коэффициента скольжения**

$$\epsilon = (v_1 - v_2) / v_1.$$

. Его величину определяют экспериментально, обычно

$$\epsilon = 0,01 \dots 0,05.$$

Скорость ведомого катка

$$v_2 = (1 - \epsilon) v_1.$$

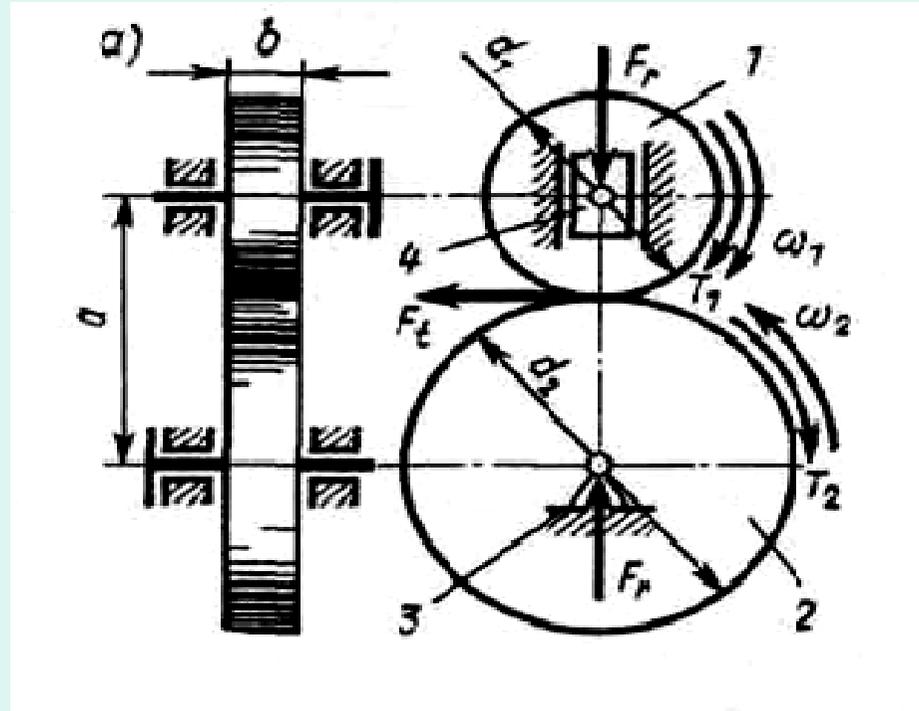
Так как

$$v_1 = \omega_1 d_1 / 2; \quad v_2 = \omega_2 d_2 / 2,$$

то **передаточное отношение механизма** равно отношению угловых скоростей ведущего и ведомого катков **и** обратно пропорционально диаметрам катков.

$$i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{d_2}{d_1 (1 - \epsilon)}.$$

Усилия в передаче (статика передач).



Если на ведомый каток диаметром d_2 действует **момент сопротивления** (внешняя нагрузка) T_2 , то для его преодоления требуется **полезная окружная сила**

$$F_t = 2 T_2 / d_2 = F_f$$

где $F_f = F_r f$ — **сила трения**,

Здесь f — коэффициент трения качения;

$f = 0,5$ — для пары роликов из стали или чугуна при работе в масле,

$f = 0,1 \dots 0,15$ — для пары сталь — текстолит без смазки.

Для уменьшения проскальзывания катков (из-за вибрации, перегрузок и др.) в процессе работы создают **запас сцепления**

$$K = F_f / F_t > 1.$$

В силовых передачах обычно $K = 1,25 \dots 1,5$, в приборах - $K = 3$.

Необходимое **усилие прижатия** катков

$$F_r = K F_t / f = 2 K T_2 / (f d_2).$$

Усилие F_r оказывается существенно больше сил F_t :

например, при $K = 1,5$ и $f = 0,01$ усилие

$$F_r = 150 F_t.$$

Это требует применения специальных нажимных устройств увеличенных габаритов подшипников, жестких валов.

РАСЧЕТЫ ПЕРЕДАЧ

выполняют по допускаемым контактным напряжения $[\sigma_H]$:

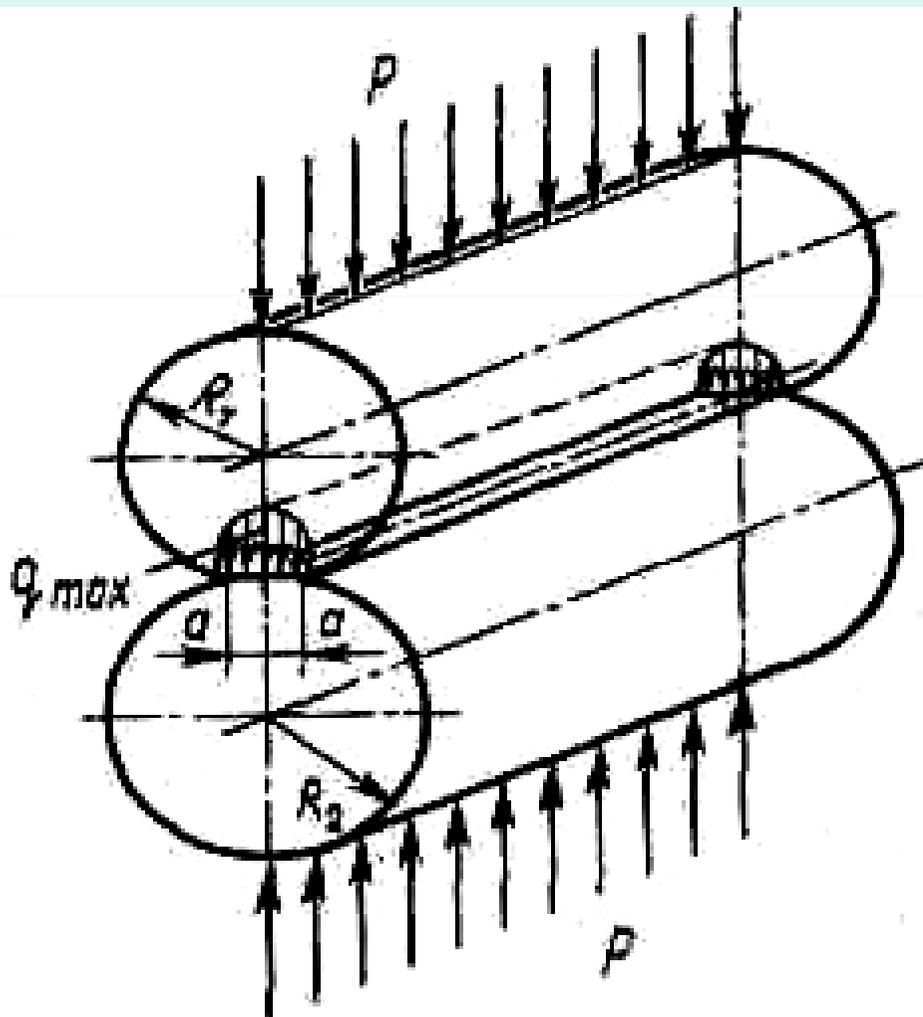
$$\sigma_H \leq [\sigma_H].$$

Значение $[\sigma_H]$ принимают в зависимости от твердости поверхности катков:
для металлической пары при работе в масле

$$[\sigma_H] = (2,5 \dots 3) \text{ НВ}$$

при работе всухую без смазочного материала

$$[\sigma_H] = (1,2 \dots 1,5) \text{ НВ.}$$



Межосевое расстояние передачи определяется по формуле

$$a = (i \pm 1) \sqrt[3]{\frac{T_2 K E_n}{\psi_{ba} f} \left(\frac{0,418}{i [\sigma_H]} \right)^2}$$

Знак плюс в формуле ставится **при внешнем контакте катков**, а **знак минус** **при внутреннем**.

При выводе этого соотношения учтено равенство

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

. **Ширина катка** принята

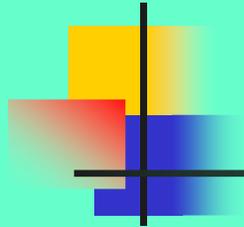
$$b = \psi_{ba} a,$$

где

ψ_{ba} — коэффициент ширины катка.

При известном межосевом расстоянии **диаметры катков** находятся из формул:

$$d_1 = \frac{2a}{(i \pm 1)}; \quad d_2 = d_1 i (1 - \varepsilon).$$



фрикционные передачи с гибкими звеньями

(РЕМЕННЫЕ ПЕРЕДАЧИ)

Ременная передача --фрикционный механизм с гибкими звеньями.

Состоит из **двух шкивов** связанных между собой ремнем .

С его помощью **передают движение** между **параллельными и перекрещивающимися валами**, вращающимися в одну или в противоположные стороны.

По форме сечения ремня **различают**:

плоско-, кругло- и клиноременные передачи

Достоинства передач :

- возможность передачи движения на большие расстояния (до 8...10 м и более),
- простота конструкции, малая стоимость, быстроходность, плавность и бесшумность работы, малая чувствительность к перегрузкам и ударам.

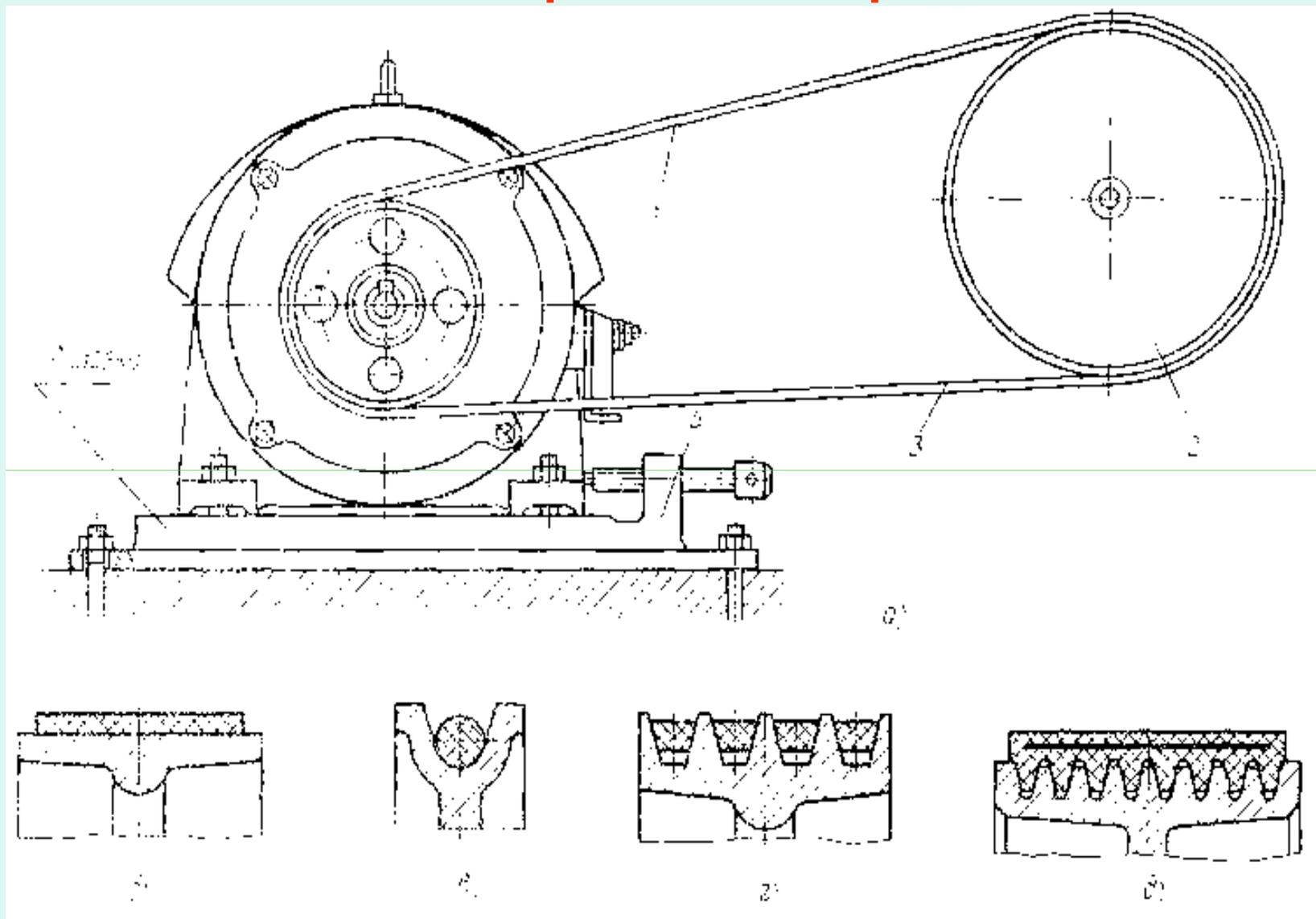
Недостатки передач: низкая долговечность ремня ,большие габариты,

- значительные нагрузки на валы и опоры,
- непостоянство передаточного отношения.

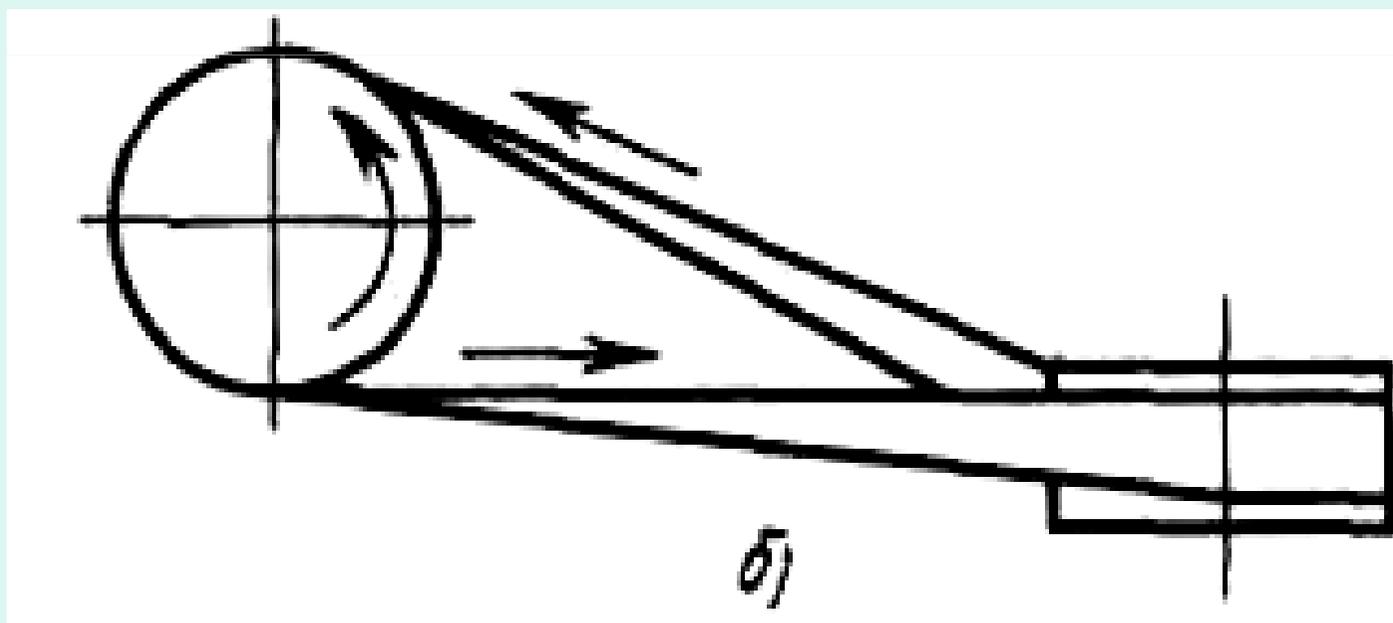
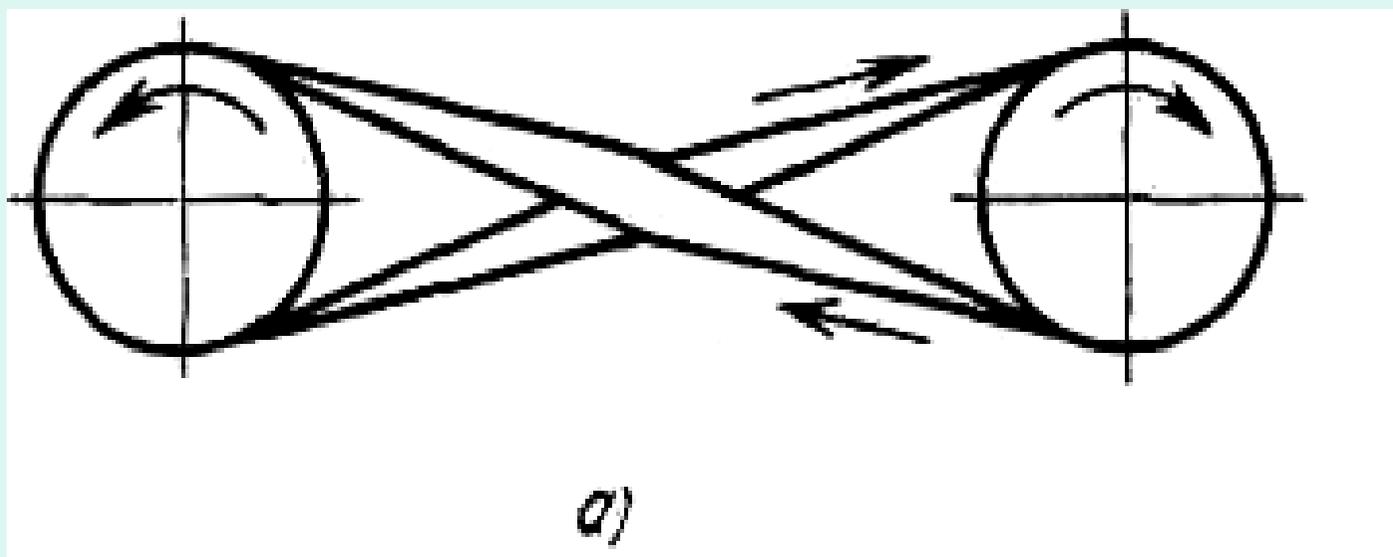
Ременную передачу применяют обычно в **быстроходной ступени**, (используя как **понижающую**), устанавливая ведущий шкив на вал двигателя.

i =5...10;

Схема ременной передачи



Сечения ремней (б — г)



• Перекрестная (а) и полуперекрестная (б) передачи

МЕХАНИКА РЕМЕННОЙ ПЕРЕДАЧИ

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

Пусть к обоим концам ремня подвешены одинаковые грузы.

Силы тяжести грузов создадут на дуге обхвата контактные напряжения (давления), при этом **ветви ремня получают одинаковые относительные деформации растяжения**

$$\varepsilon_1 = F_1 / (EA),$$

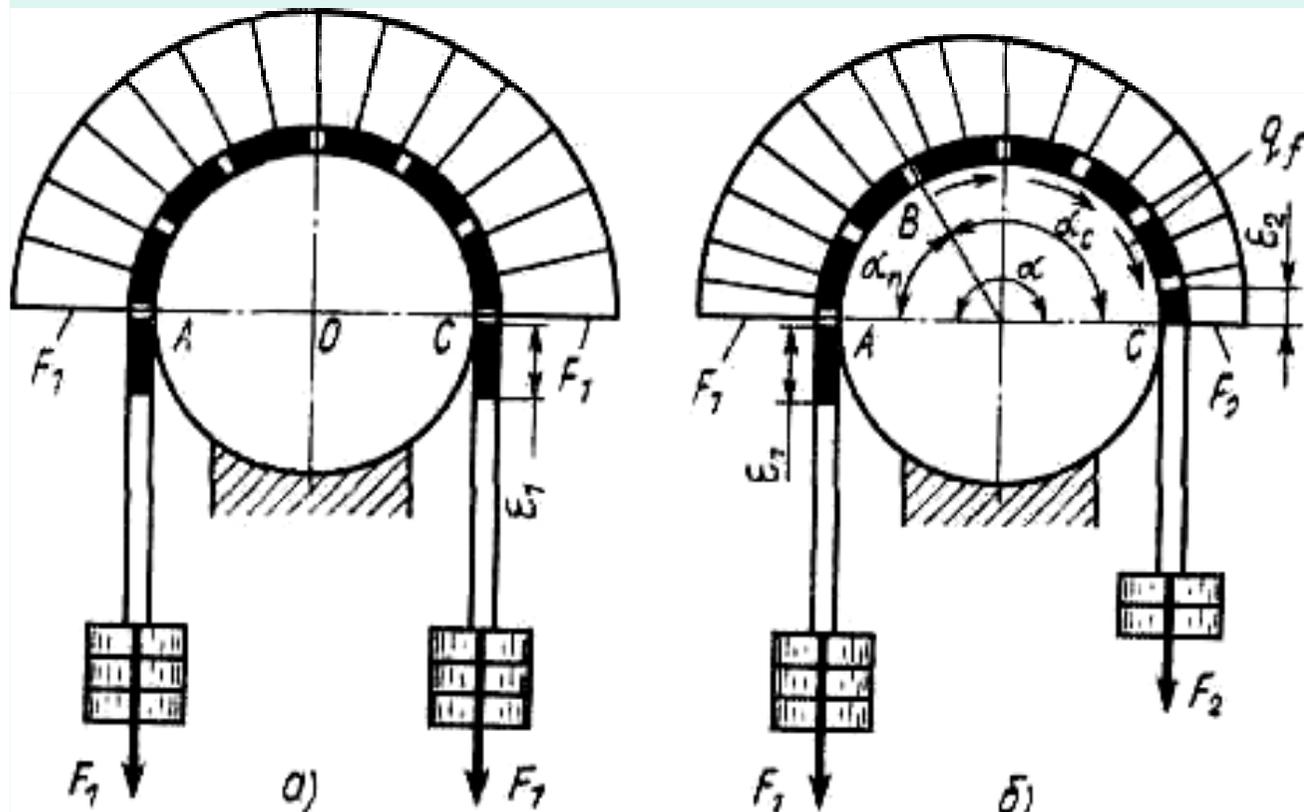
где (EA) — жесткость сечения ремня при растяжении.

Начальное натяжение ремня вызывает деформацию ветвей $\varepsilon_0 = F_0 / (EA),$

F_0 — **усилие начального натяжения**.

При действии вращающего момента **усилие и деформация ведущей ветви передачи увеличатся** т.к. $F_1 > F_0$.

Натяжения и деформация **ведомой ветви** при этом уменьшатся т.к. $F_2 < F_0$

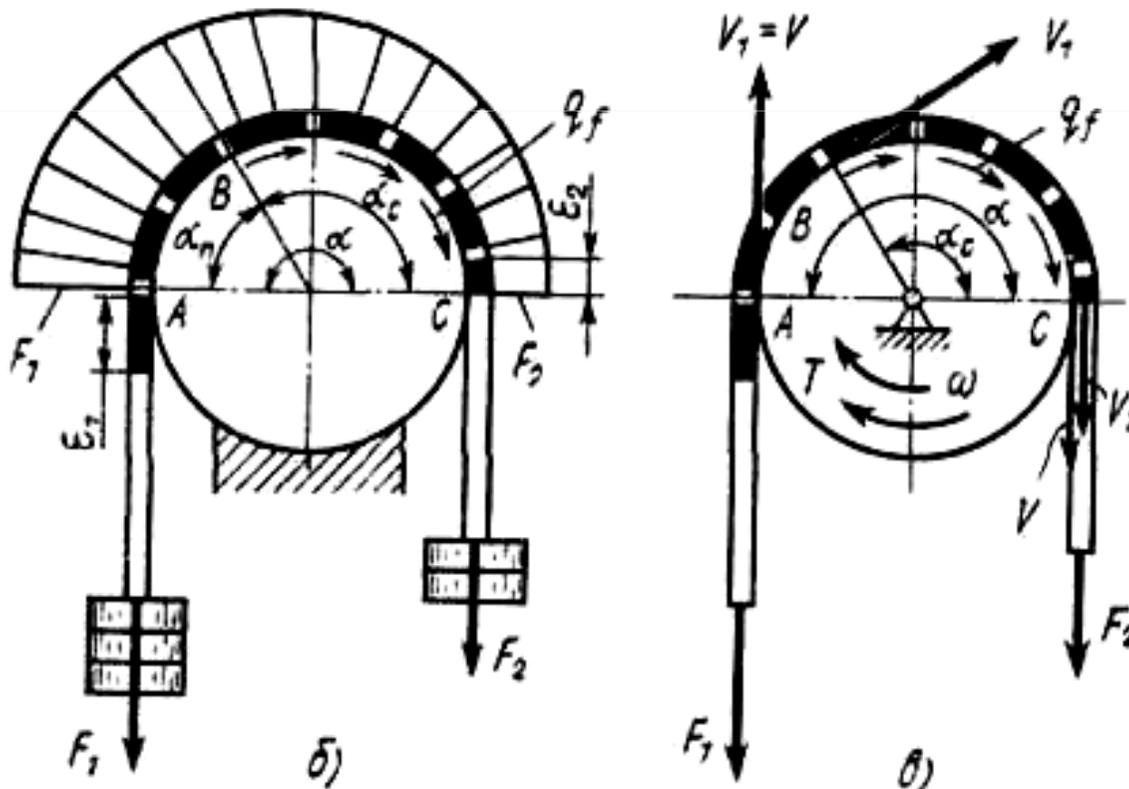


При уменьшении натяжения ветви до величины F_2 относительное удлинение этой ветви также уменьшится до ε_2 .

Относительное сокращение длины ($\varepsilon_1 - \varepsilon_2$) правой ветви ремня распространится вдоль ремня по дуге обхвата от точки C к точке A , вызывая скольжение ремня по шкиву.

Скольжение и деформации ремня прекратятся в некоторой точке B дуги обхвата

Ее положение определяется из равенства сил $(F_1 - F_2) = F_{тр}$



На дуге BA ремень будет находиться в покое.

Угол α по дуге AC , называют **углом обхвата**, а угол α_c по дуге CB , называют **углом скольжения**.

Скольжение ремня связано с его упругими свойствами, и называется **упругим**.

Положение точки **B** на шкиве зависит от нагрузок и условий трения.

В режиме холостого хода точка **B** будет почти совпадать с точкой **C**.

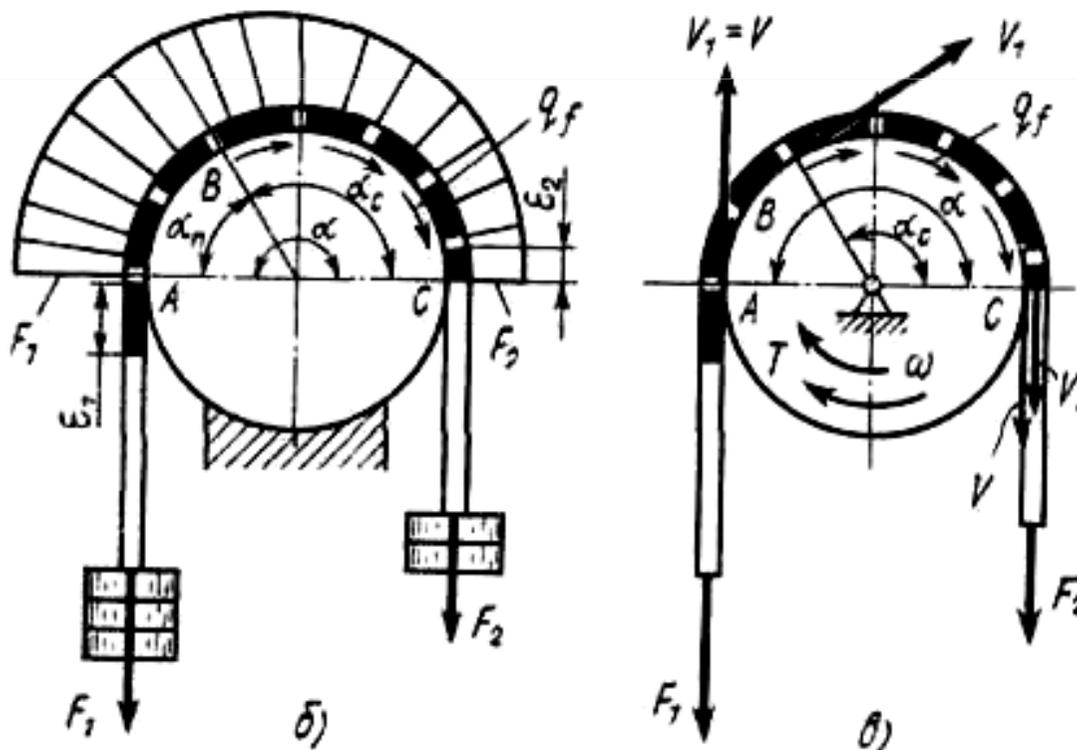
По мере увеличения момента сопротивления T_2 точка **B** будет смещаться по шкиву к точке **A** и при некотором предельном значении момента $T_{2П}$ ремень будет скользить по всей дуге обхвата, а точка **B** совместится с точкой **A**.

Последующее увеличение момента T_2

приведет к **буксованию**:

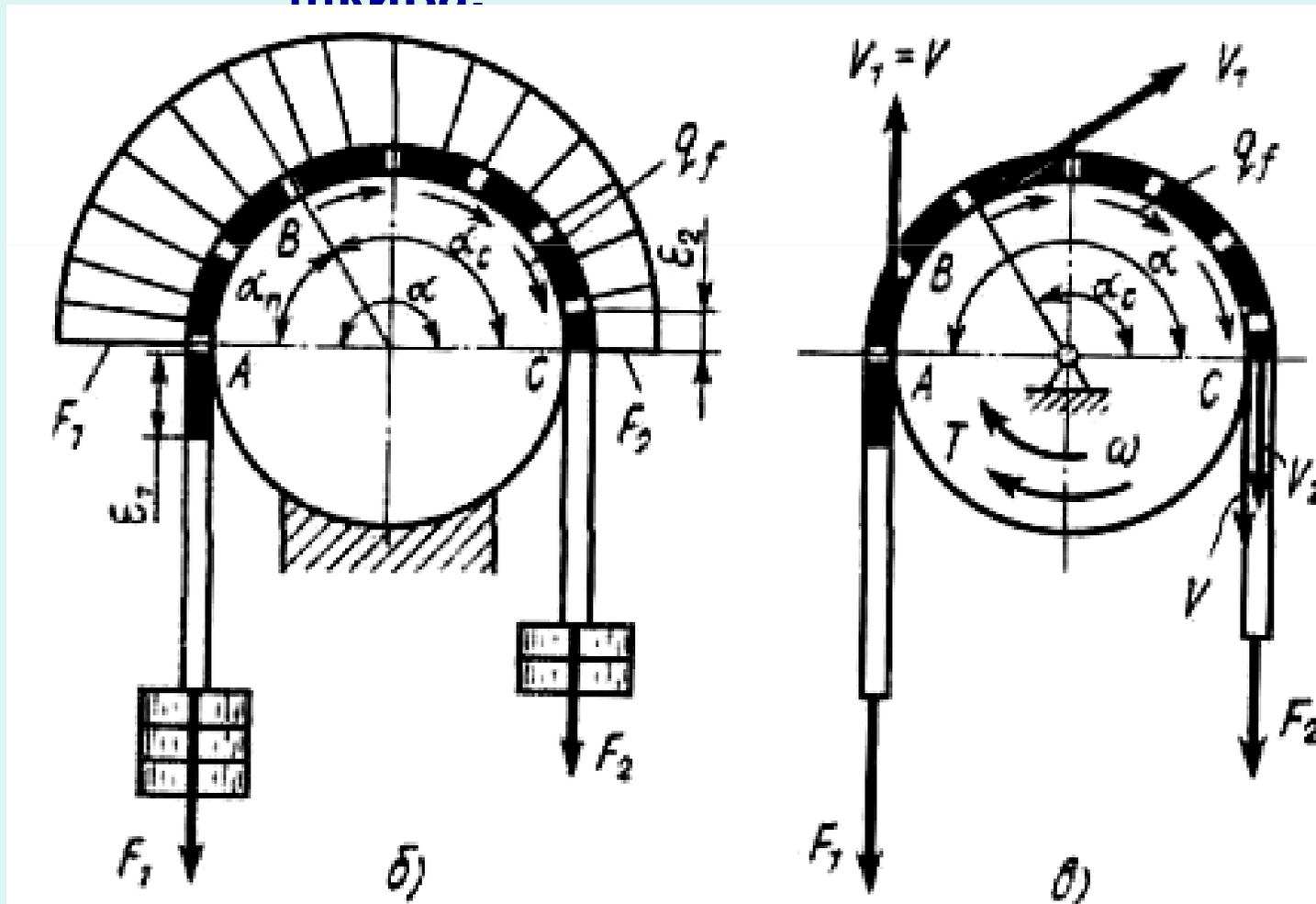
ремень будет обегать

неподвижный ведомый шкив.



Полезная нагрузка или **окружное усилие**, развиваемое передачей в основном за счет сил трения, находится из соотношения

где d_1 — диаметр ведущего шкива.

$$F_t = F_1 - F_2 = 2T_1 / d_1$$


Кинематика передачи.

При вращении ведущего шкива с угловой скоростью ω_1 его окружная скорость равна

$$v_1 = \omega_1 d_1 / 2$$

ведомого шкива

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

Передаточное отношение, т. е. отношение угловых скоростей шкивов в результате упругого скольжения ремня под нагрузкой

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

Установлено, что $\varepsilon \approx 0,1$ — для плоскоремennых передач и

$\varepsilon = 0,015 \dots 0,02$ — для клиноремennых передач.

Усилия в передаче.

Усилия $F_{\text{нач}}$ начального натяжения ремня необходимо для обеспечения работоспособности передачи. Оно вызывает в

ветвях ремня силы

$$F_0 = F_{\text{нач}} / (2 \cos \gamma),$$

где γ — угол наклона ветви ремня к линии центров по

Вращающий момент T_1 изменяет усилия до F_1 и F_2 в ведущей и ведомой ветвях. Связь между этими усилиями определяется зависимостью

$$\frac{F_1 - F_u}{F_2 - F_u} = e^{f \cdot \alpha_c} = q.$$

где $F_u = \rho V^2$

Для тихоходных передач при скорости ремня

$$v \leq 10$$

м/с силу инерции можно не

учитывать. Тогда выражение приобретает вид формулы Л. Эйлера из которой можно найти

$$F_1 = \frac{q}{q-1} F_t; \quad F_2 = F_1 - F_t$$

Усилие F_0 начального натяжения ветвей ремня можно приближенно выразить через усилия F_1 и F_2 в ветвях работающей передачи

$$F_1 = F_0 + 0,5 F_t;$$

$$F_2 = F_0 - 0,5 F_t;$$

$$F_t = \frac{2T_1}{d_1}$$

откуда

$$F_0 = 0,5 (F_1 + F_2).$$

Сила, действующая на вал передачи,

$$F_r = \sqrt{F_1^2 + F_2^2 - 2 F_1 F_2 \cos \alpha} - 2 F_u \sin \frac{\alpha}{2}.$$

Здесь α — угол обхвата.

Напряжения в ремне передачи

Напряжения в сечениях ветвей ремня от внешней нагрузки :

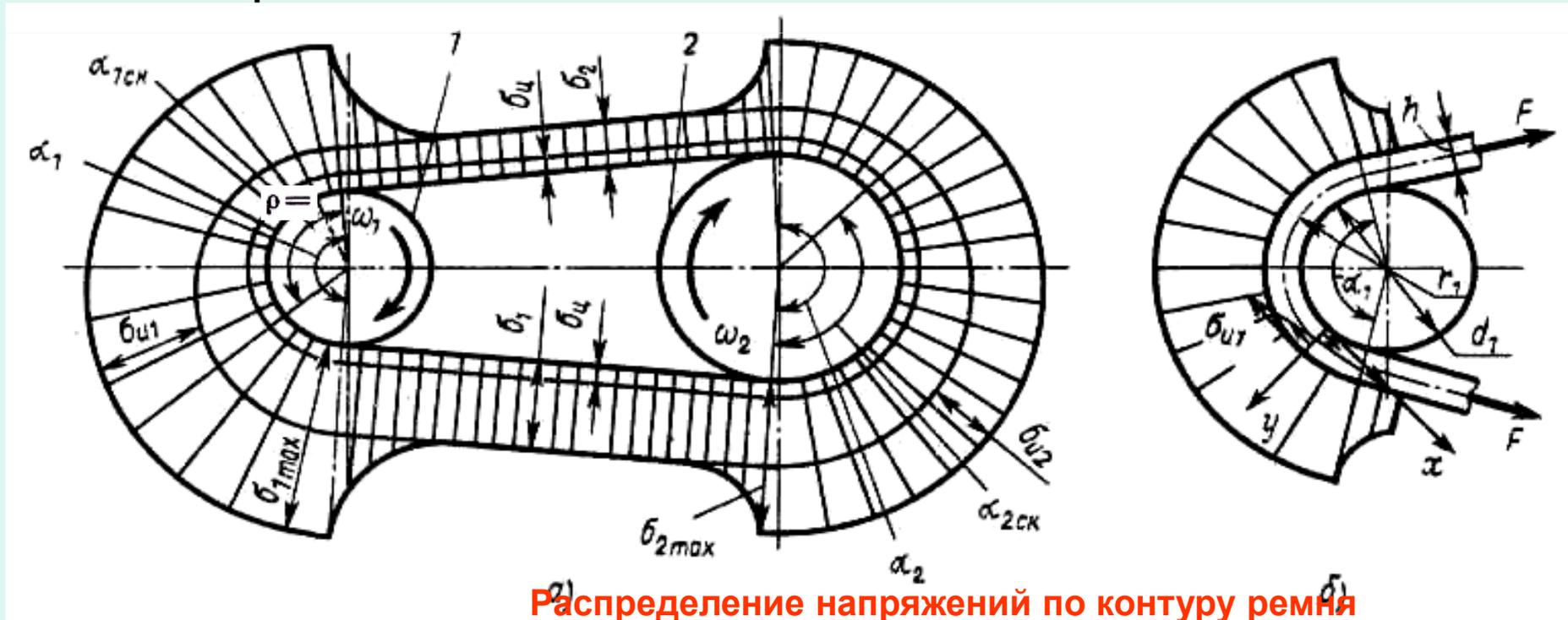
$$\sigma_0 = F_0/A; \quad \sigma_1 = F_1/A; \quad \sigma_2 = F_2/A,$$

A - площадь сечения ремня.

Кроме этих основных напряжений в точках ремня будут действовать напряжения $\sigma_{ц}$ и $\sigma_{и}$ от центробежных сил и изгиба ремня .

$$\sigma_{ц} = 10^{-3} \rho v^2,$$

где ρ 1,2...1,25 г/см³ — плотность прорезиненных плоских и клиновых ремней



Распределение напряжений по контуру ремня

Для клинового ремня максимальные напряжения изгиба в крайних волокнах равны

$$\sigma_{\text{и}} = E \times h/d_1$$

где E — приведенный модуль упругости ремня (для прорезиненных ремней $E = 200...300$ МПа, для капроновых ремней $E = 600$ МПа, для клиновых корд-тканевых ремней $E = 500...600$ МПа).

Напряжения изгиба $\sigma_{\text{и}}$ являются переменными, они вызывают усталостное разрушение ремня.

Для уменьшения этих напряжений ограничивают минимальные значения диаметра малого шкива принимают равным

$$d_1/h = 25...45).$$

Максимальное растягивающее напряжение будет действовать в точке набегания ремня на шкив меньшего диаметра

$$\sigma_{1 \text{ max}} = \sigma_1 + \sigma_{\text{и}} + \sigma_{\text{ц}}$$

За один пробег ремня по шкивам в нем дважды будут действовать максимальные напряжения одинаковой интенсивности при $i = 1$ и неодинаковой интенсивности при $i \neq 1$.

$$v_{\text{кр}} = \sqrt{\sigma_0/\rho}.$$

РАСЧЕТ ПАРАМЕТРОВ ПЕРЕДАЧИ

На практике расчет клиноременной передачи часто выполняют по передаваемой мощности

$$P = F_t v$$

и требуемое число ремней подсчитывают по формуле

$$z = \frac{PC_2}{[P]},$$

где $[P]$ — мощность, допускаемая на один ремень

Основными геометрическими параметрами передачи являются:

диаметры шкивов d_1 и d_2 ,

межосевое расстояние a ,

длина ремня l и

угол обхвата на меньшем шкиве α_1

Для ограничения напряжений изгиба диаметр меньшего шкива обычно принимают несколько большим диаметра d_{\min} для каждого сечения клинового ремня

$$d_1 \cong 1,2d_{\min}$$

Минимальное межосевое расстояние клиноременной передачи на основании опыта проектирования и эксплуатации принимают

$$a_{\min} = 0,55 (d_1 + d_2) + k,$$

Максимальное межосевое расстояние по экономическим соображениям (во избежание увеличения габаритов и стоимости ремней) рекомендуют ограничивать значением $a_{\max} = (1,5 \dots 2) (d_1 + d_2)$.

**Угол обхвата
меньшего шкива**

$$\alpha = 180^\circ - 57^\circ (d_2 - d_1) / a.$$

Требуемая длина ремня для открытой передачи при заданном (или желательном) межосевом расстоянии a_* и угле обхвата α

определяется как сумма прямолинейных участков и дуг обхвата:

$$L \approx 2a_* + 0,5\pi (d_1 + d_2) + 0,25 (d_2 - d_1)^2 / a_*.$$

Длину ремня передач с натяжным роликом также находят из геометрических соображений.

РЕМНИ И ШКИВЫ

Плоские ремни имеют прямоугольное сечение

Тканые ремни имеют толщину 0,5 и 0,7 мм, их изготавливают из капроновых тканей. Модуль упругости ремней $E = 1200...1370$ МПа, напряжение начального натяжения ремней $\sigma_0 = 5...10$ МПа.

Круглые ремни кожаные, капроновые и др. применяют в машинах малой мощности (швейных и бытовых машинах, настольных станках и др.).

Клиновые ремни имеют в настоящее время основное применение., допускают значение $i = 8...10$ без натяжного ролика. Эти передачи менее быстроходны (скорость до 25 м/с), КПД ниже на 1...2 % , применяются лишь в открытой схеме

Поликлиновые ремни подобны клиновым.

Эти ремни имеют большую поперечную жесткость. При одинаковой мощности передачи с поликлиновыми ремнями более компактны и быстроходны.

Шкивы изготавливают из чугуна СЧ10 и СЧ15, легких сплавов, пластасс для тихоходных передач из сталей при окружных скоростях свыше 30 м/с.

Форма обода зависит от профиля ремня.

Профиль канавок шкивов клиновых ремней выполняют по ГОСТ 20898—80.

