

4. МЕХАНИЧЕСКИЕ ПЕРЕДАЧИ.

Вопросы, изложенные в лекции:

4.3 Фрикционные передачи

4.4 Ременные передачи

Учебная литература:

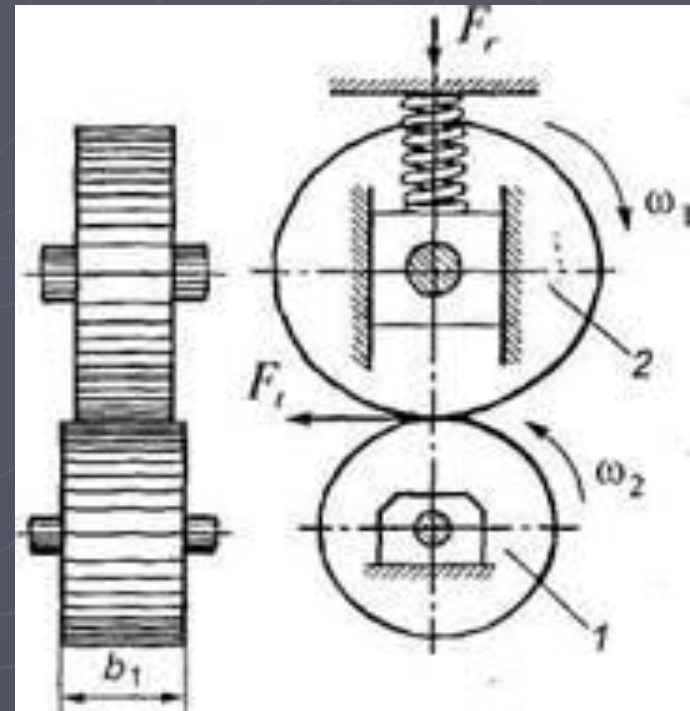
1. Прикладная механика. Иосилевич Г.Б., Лебедев П.А., Стеблов В.С.- М.: Машиностроение, 1985. – 576 с.(288-313)
2. Детали машин и подъемное оборудование. Под рук. Г.И. Мельникова - М.: Воениздат, 1980. стр. 33-56.
3. Соловьев В.И. Детали машин (Курс лекций. II часть). - Новосибирск: НВИ, 1997. стр. 64-87.

4.3 Фрикционные передачи

4.3.1 Общие сведения

Фрикционная передача — механическая передача, служащая для передачи вращательного движения (или для преобразования вращательного движения в поступательное) между валами с помощью сил трения, возникающих между катками, цилиндрами или конусами, насаженными на валы и прижимаемыми один к другому.

Фрикционные передачи состоят из двух катков (рис.4.1): **ведущего 1** и **ведомого 2**, которые прижимаются один к другому силой F_r (на рисунке — пружиной), так что сила трения F_f в месте контакта катков достаточна для передаваемой окружной силы F_t .



▶ На практике применяют два способа прижатия катков: *постоянной силой и автоматическое*. Постоянная по значению прижимная сила катков допустима при передаче постоянной нагрузки. При переменной нагрузке прижатие катков должно изменяться автоматически — пропорционально изменению передаваемого вращающего момента. В этом случае **снижаются потери на трение, повышается долговечность передачи.**

▶ Один каток к другому может быть прижат:

- ▶ - предварительно затянутыми пружинами (в передачах, предназначенных для работы при небольших нагрузках);
- ▶ - гидроцилиндрами (при передаче больших нагрузок);
- ▶ - собственной массой машины или узла;
- ▶ - через систему рычагов с помощью перечисленных выше средств;
- ▶ - центробежной силой (в случае сложного движения катков в планетарных системах).

► Условие работоспособности передачи:

$$\text{► } F_f \geq F_t \quad (1)$$

► Нарушение условия (1) приводит к буксованию и быстрому износу катков. Для того чтобы передать заданное окружное усилие F_t , фрикционные катки надо прижать друг к другу усилием F_r так, чтобы возникающая при этом сила трения F_f была бы больше силы F_t на величину коэффициента запаса сцепления β , который принимают равным $\beta = 1,25 \dots 2,0$.

► Значения коэффициента трения между катками в среднем:

► - сталь или чугун по коже или ферродо насухо $f = 0,3$;

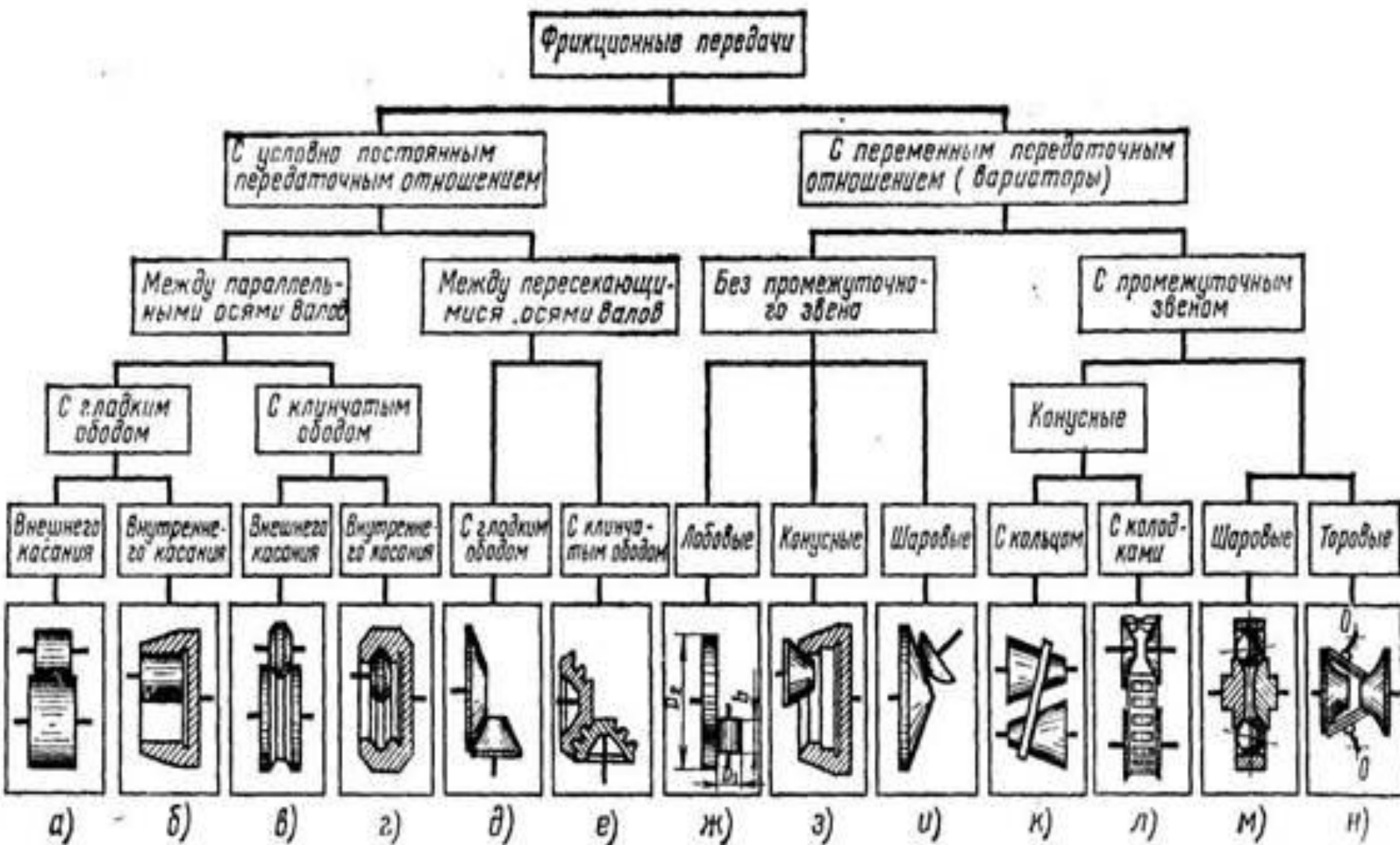
► - то же в масле $f = 0,1$;

► - сталь или чугун по стали или чугуну насухо $f = 0,15$;

► - то же в масле $f = 0,07$.

► Подставив эти значения в уравнение, можно убедиться в том, что усилие прижатия фрикционных катков во много раз превышает передаваемое окружное усилие.

4.3.2 Классификация



- Фрикционные передачи классифицируют по следующим признакам:
- 1. По назначению:
 - - с нерегулируемым передаточным числом (рис.4.10-4.12);
 - - с бесступенчатым (плавным) регулированием передаточного числа (*вариаторы*) Рис 4.13-4.15.
- 2. По взаимному расположению осей валов:
 - - цилиндрические или конусные с параллельными осями (рис.4.10,4.11);
 - - конические с пересекающимися осями (рис.4.12).
- 3. В зависимости от условий работы:
 - - открытые (работают всухую);
 - - закрытые (работают в масляной ванне).

Рис.4.10 - Цилиндрическая фрикционная передача:
передача:

1 — ведущий каток; 2 — ведомый каток

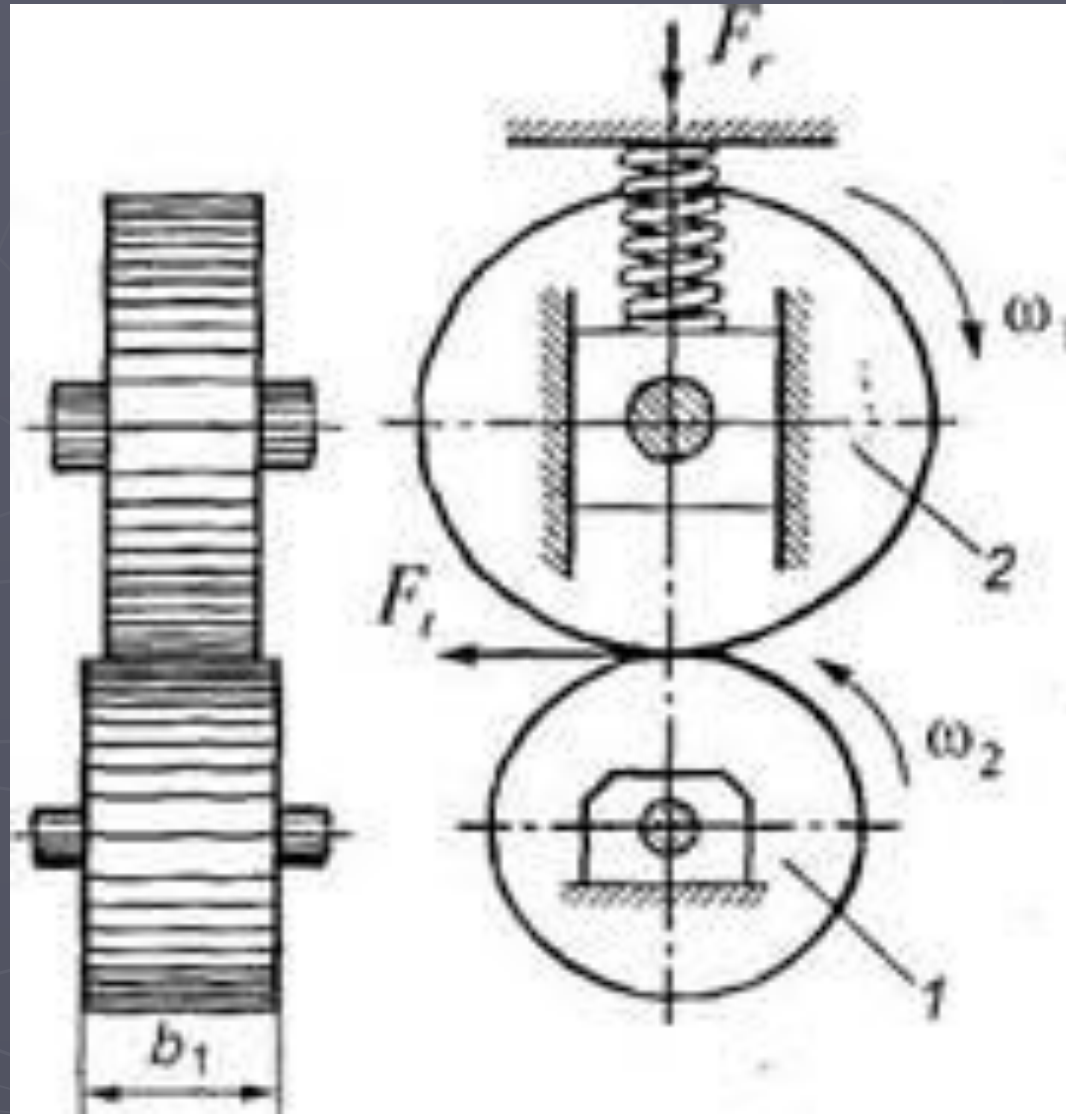


Рис.4.11 - Цилиндрическая фрикционная передача с катками клинчатой формы
Рис.4.12 - Коническая фрикционная передача

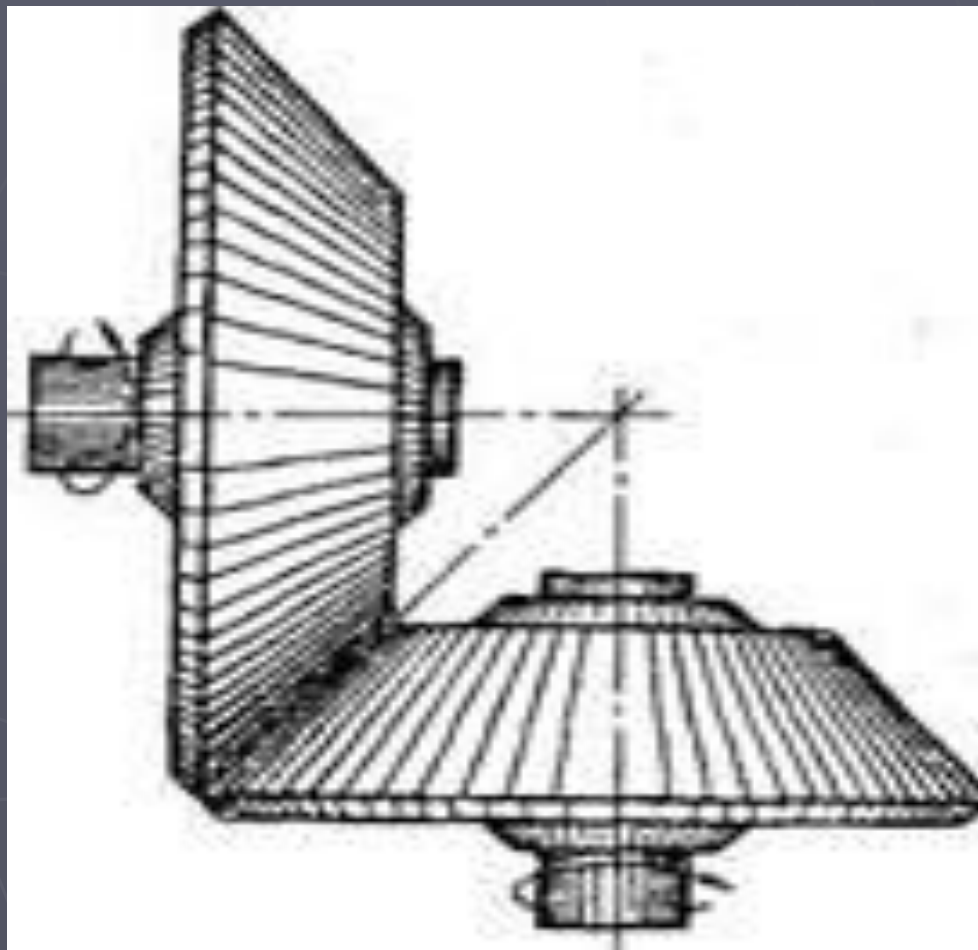
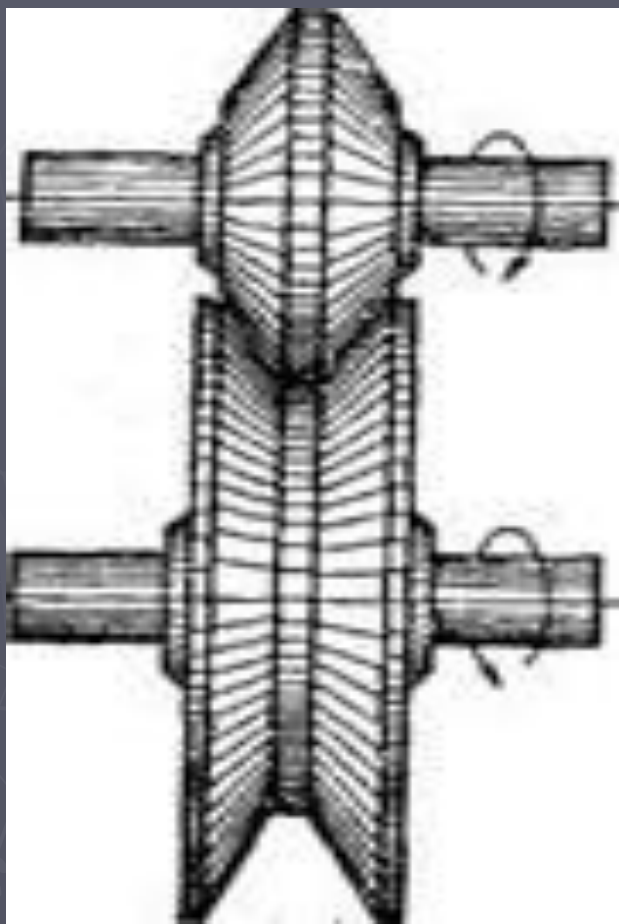


Рис.4. 13. Конусный вариатор: 1 — ведущий каток: 2 — ведомый каток: 3 — промежуточный диск: 4 — ось диска; 5 — пружина

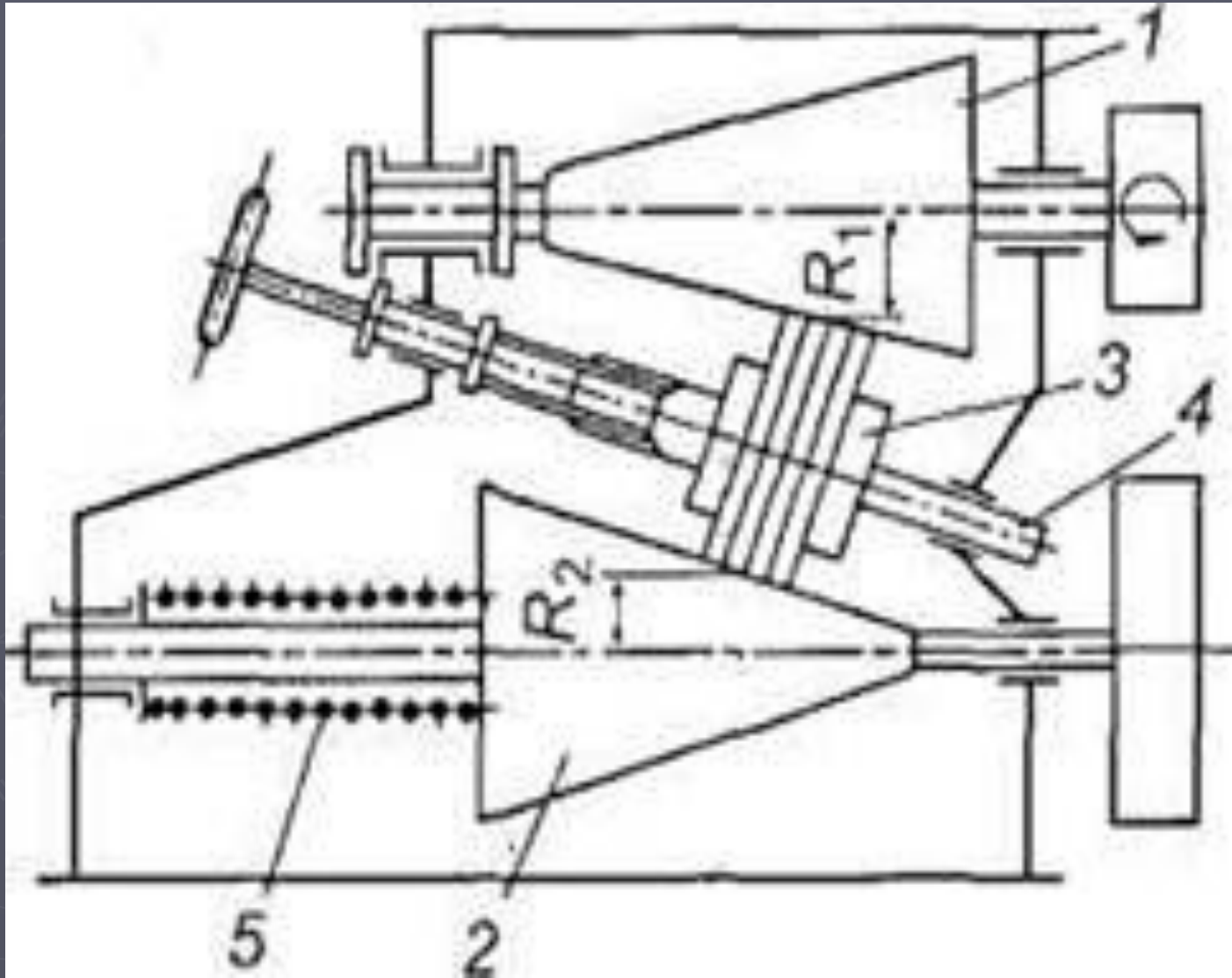


Рис.4.14. Тордовый вариатор: 1 — ведущая тордовая чашка; 2 — ведомая тордовая чашка; 3 — диск; 4 — оси дисков; 5 — шарниры осей

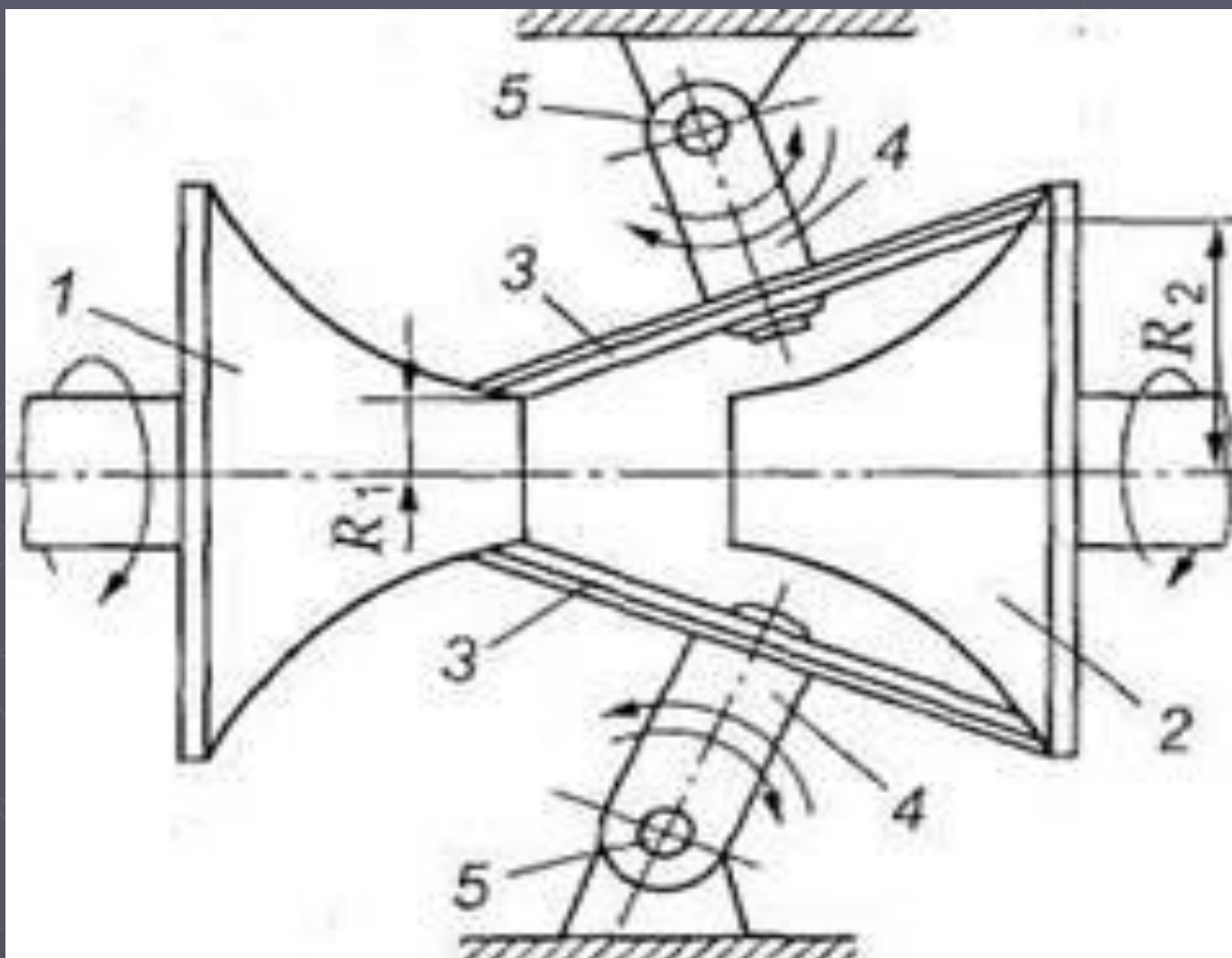
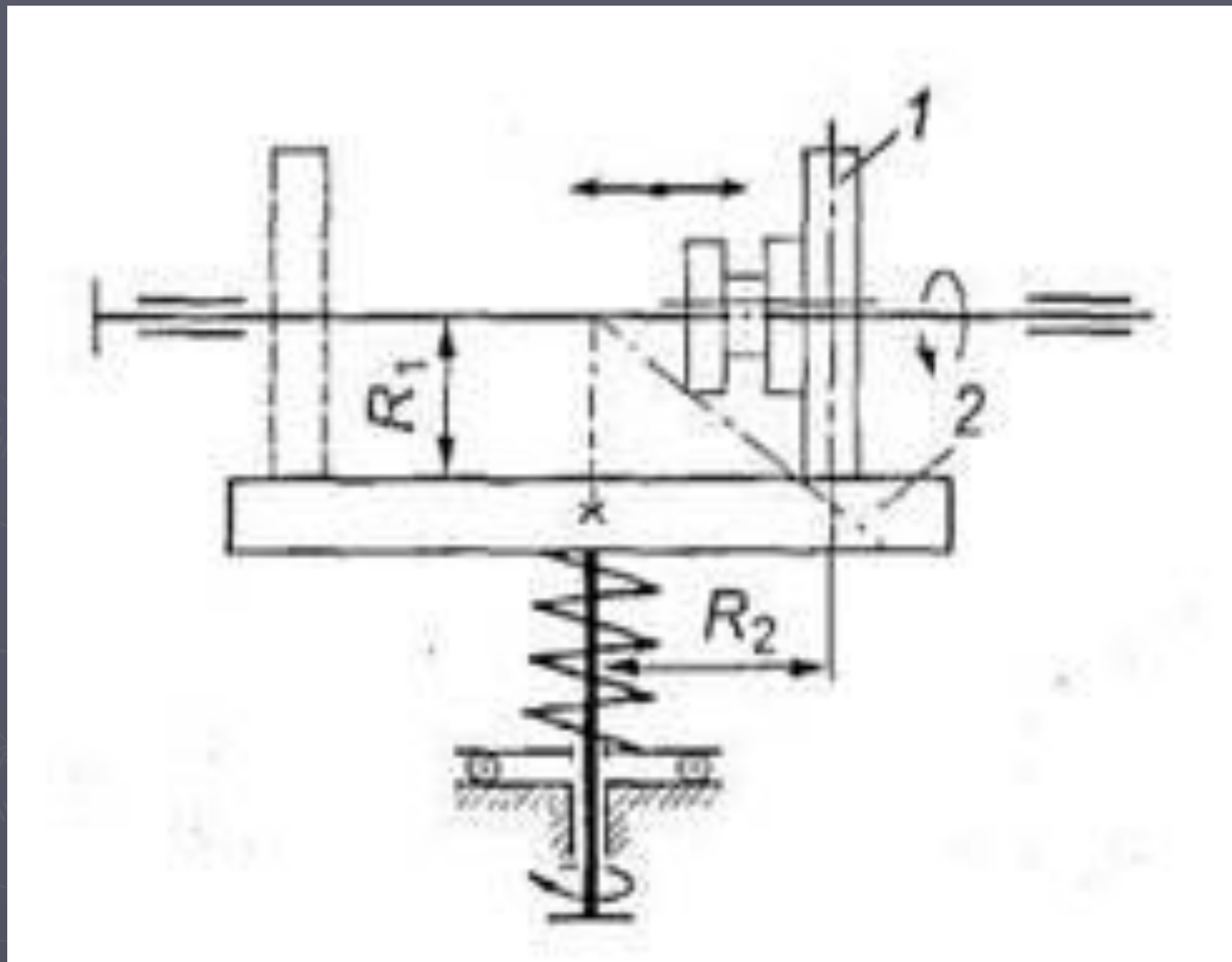


Рис.4.15. Лобовой вариатор: 1 — ведущий каток; 2 — ведомый каток



▶ В открытых фрикционных передачах коэффициент трения f выше, прижимное усилие катков F_r меньше. В закрытых фрикционных передачах масляная ванна обеспечивает хороший отвод тепла, делает скольжение менее опасным, увеличивает долговечность передачи.

▶ 4. По принципу действия:

▶ - нереверсивные (рис.4.10-4.11);

▶ - реверсивные (рис.4.13).

▶ 5. Различают также передачи с постоянным или автоматическим регулируемым прижатием катков, с промежуточным (паразитным) фрикционным элементом или без него.

➤ 4.3.3 Достоинства и недостатки

➤ *Достоинства фрикционных передач:*

- - простота конструкции и обслуживания;
- - плавность передачи движения и регулирования скорости и бесшумность работы;
- - большие кинематические возможности (преобразование вращательного движения в поступательное, бесступенчатое изменение скорости, возможность реверсирования на ходу, включение и выключение передачи на ходу без остановки);
- - за счет возможностей пробуксовки передача обладает предохранительными свойствами. Однако после пробуксовки передача, как правило, резко ухудшает свои качества – появляются лыски на катках, неравномерно срабатываются фрикционные поверхности и т.д. Поэтому использовать пробуксовку как предохранительное средство не рекомендуется;
- - отсутствие мёртвого хода при реверсе передачи;
- - равномерность вращения, что удобно для приборов;
- - возможность бесступенчатого регулирования передаточного числа, причем на ходу, без остановки передачи.

- ▶ **Недостатки:**
- ▶ - **непостоянство передаточного числа из-за проскальзывания;**
- ▶ - незначительная передаваемая мощность (открытые передачи - до 10-20 кВт; закрытые - до 200-300 кВт);
- ▶ - для открытых передач сравнительно низкий КПД;
- ▶ - большое и неравномерное изнашивание катков при буксовании;
- ▶ - необходимость применения опор валов специальной конструкции с прижимными устройствами (это делает передачу громоздкой);
- ▶ - для силовых открытых передач незначительная окружная скорость
 - ▶ ($v \leq 7-10$ м/с);
- ▶ - **большие нагрузки на валы и подшипники от прижимной силы F_r , что увеличивает их размеры и делает передачу громоздкой.** Этот недостаток ограничивает величину передаваемой мощности;
- ▶ - **большие потери на трение.**

4.3.4 Применение фрикционных передач

- Фрикционные передачи с нерегулируемым передаточным числом в машиностроении применяются сравнительно редко (во фрикционных прессах, молотах, лебедках, буровой технике и т.п.). В качестве силовых передач они громоздки и мало надежны.
- Применяются преимущественно в приборах, где требуется плавность и бесшумность работы (магнитофоны, проигрыватели, спидометры и т. п.).
- Они уступают зубчатым передачам в несущей способности.
- Вриаторы – широко применяются в различных машинах, например, в металлорежущих станках, в текстильных и транспортирующих машинах и т. д.
- На практике широко применяют реверсивные фрикционные передачи **винтовых прессов**, передачи **колесо — рельс** и **колесо — дорожное полотно** самоходного транспорта.
- Фрикционные передачи предназначены для мощностей, не превышающих 20 кВт, окружная скорость катков допускается до 25 м/с. Использование фрикционной передачи **в качестве предохранительного звена механизма не рекомендуется**, так как при буксовании повреждаются рабочие поверхности катков.

4.3.5 Геометрические параметры, кинематические и силовые соотношения во фрикционных передачах

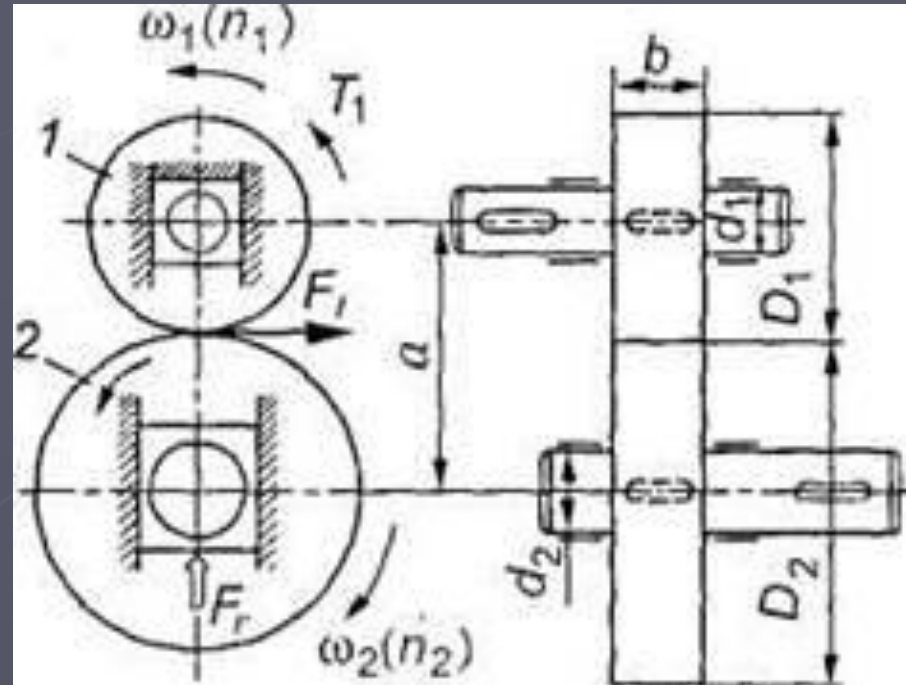
Основные геометрические параметры фрикционной передачи:

D_1 и D_2 — диаметры ведущего и ведомого катков;

a — межосевое расстояние;

b — ширина катка;

d_1 и d_2 — диаметры валов ведущего и ведомого катков (рис. 4.14). Методика определения диаметров катков D_1 , D_2 и их ширины, как относящихся к параметрам фрикционной передачи, будет рассмотрена далее. Диаметры валов d_1 и d_2 рассчитывают по известным формулам курса «Сопротивление материалов».



► Передаточное число.

► Если допустить, что во фрикционной передаче скольжение отсутствует, то окружные скорости катков будут равны, т.е. $v_1 = v_2$. Для передачи, показанной на рис.4.10:

$$\omega_1 = \frac{\omega_1 D_1}{2}; \quad \omega_2 = \frac{\omega_2 D_2}{2}.$$

► Приравнивая правые части равенств, получим

$$\frac{\omega_1 D_1}{2} = \frac{\omega_2 D_2}{2}$$

► или $\omega_1 D_1 = \omega_2 D_2$. Отсюда

$$\omega_1 / \omega_2 = D_2 / D_1 = u,$$

► где u — передаточное число.

► В действительности скольжение между катками есть, т.е. $v_1 \neq v_2$. Величина скольжения оценивается коэффициентом скольжения

$$\varepsilon = \frac{\omega_2^T - \omega_2}{\omega_2^T}$$

► $\varepsilon = 0,005 \div 0,03$ (здесь ω_2^T — теоретическая угловая скорость).

► Передаточное отношение цилиндрической фрикционной передачи с учетом скольжения (для практических расчетов)

$$\omega_1 \approx \frac{\omega_2}{\frac{D_2}{D_1(1-\varepsilon)}} \approx \frac{D_2}{D_1} \quad (2)$$

► КПД фрикционных передач зависит от следующих потерь:

- - связанных с использованием катков, имеющих формы, не позволяющие им перекатываться один по другому без проскальзывания; это отчетливо видно, например, в передаче с клиновыми катками (см. рис.4.11) и лобовой передаче,
- - проскальзывания, обусловленного масляной пленкой на рабочих поверхностях и т. д.;
- - трения качения, вызванного деформацией поверхностей катков в зоне контакта;
- - в подшипниках. Потери в подшипниках зависят от величины нагрузки на валы, которая определяется прижимным усилием F_η .

► КПД фрикционной передачи определяют по формуле

$$\text{► } \eta = 1 - \Sigma \psi, \quad (3)$$

► где $\Sigma \psi$ — сумма относительных потерь.

► Для закрытых фрикционных передач $\eta = 0,88 - 0,93$, для открытых $\eta = 0,68 - 0,86$.

4.3.6 Основные виды повреждений рабочих поверхностей катков и критерии расчета

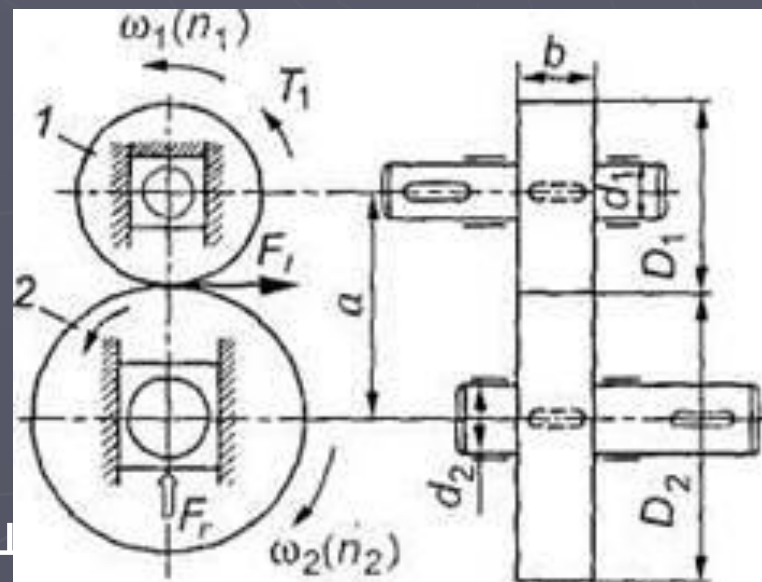
- ▶ **Усталостное выкрашивание (питтинг).** Встречается в закрытых передачах, работающих при обильной смазке и защищенных от попадания абразивных частиц. Циклическое действие контактных напряжений способствует развитию усталостных микротрещин на рабочих поверхностях катков.
- ▶ **Изнашивание.** Этот вид повреждения рабочих поверхностей катков чаще наблюдается в открытых передачах, так как именно в эти передачи в процессе работы больше всего попадает абразивных материалов, что, в свою очередь, увеличивает их изнашивание.
- ▶ **Задир** возникает в быстроходных сильно нагруженных передачах при разрыве масляной пленки на рабочей поверхности катков.
- ▶ **Скольжение** является причиной износа, уменьшения КПД и непостоянства передаточного отношения во фрикционных передачах. (буксование, упругое скольжение, геометрическое скольжение).
- ▶ **Буксование** наступает при перегрузках, когда не соблюдается условие (1). При буксовании ведомый каток останавливается, а ведущий скользит по нему, вызывая местный износ или задир поверхности.

4.3.7 Цилиндрическая фрикционная передача. Устройство, основные геометрические и силовые соотношения

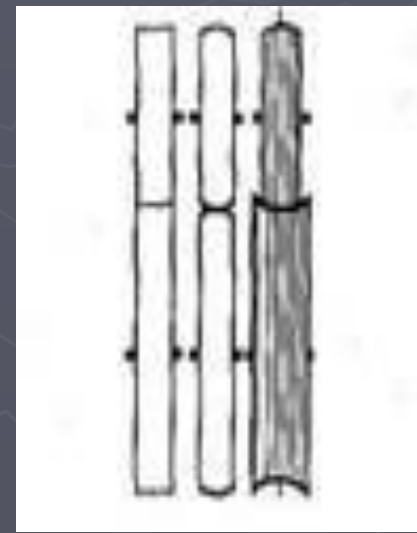
Фрикционную передачу с параллельными осями валов и с рабочими поверхностями цилиндрической формы называют **цилиндрической**. рис.4.10.

- Один вал диаметром d_1 устанавливают на неподвижных подшипниках, подшипники другого вала диаметром d_2 — плавающие.

- Катки 1 и 2 закрепляют на валах с помощью одного к другому специальным устройством с силой F_r .
- Цилиндрические фрикционные передачи с гладкими катками применяют для передачи небольшой мощности (в машиностроении до 10 кВт); эти передачи находят широкое применение в приборостроении. Для одноступенчатых передач рекомендуется $u \leq 6$.



- ▶ В передачах с клинчатыми катками при данной силе F_r прижатия одного катка к другому нормальные силы между рабочими поверхностями, а следовательно, и силы трения значительно больше, чем в передачах с гладкими катками (тем больше, чем меньше угол клина).
- ▶ Это позволяет снизить в передачах с клинчатыми катками силу F_r в 2-3 раза.
- ▶ Число клиновых выступов для катков принимают равным $z = 3 \div 5$ (рис.4.16). При $z > 5$ условие равномерного прилегания всех рабочих поверхностей таких катков ухудшается.
- ▶ **Цилиндрические фрикционные передачи могут быть выполнены с гладкими, выпуклыми и выпукло-вогнутыми катками (рис., а, б, в).**
- ▶ Имеются и другие конструктивные разновидности фрикционных цилиндрических передач.



а б в

► **Геометрические параметры передачи** (см. рис. 4.10).

► **Межосевое расстояние**

$$a = \frac{D_1 + D_2}{2} = \frac{D_1(1 + m)}{2}. \quad (6)$$

► **Диаметр ведущего катка**

$$D_1 = \frac{2a}{1 + m}. \quad (7)$$

► **Диаметр ведомого катка**

$$D_2 = D_1 m = \frac{2am}{1 + m}. \quad (8)$$

► **Рабочая ширина обода катка**

$$b = a \psi_a. \quad (9)$$

► где $\psi_a = 0,2 \div 0,4$ — коэффициент ширины обода катка по межосевому расстоянию.

► Для компенсации неточности монтажа на практике ширину малого катка (см. рис.9) принимают, мм:

► $b_1 = b + (5 \div 10) \quad (10)$

► **Силы в передаче.**

► Для обеспечения работоспособности фрикционных передач необходимо прижать катки (см. рис.4.14) силой нажатия F_r таким образом, чтобы соблюдалось условие(1), т.е.

$$F_f = F_r \cdot f \geq F_t \quad (11)$$

► где F_f — максимальная сила трения; F_t — передаваемая окружная сила; f — коэффициент трения (выбирается по табл.1). Отсюда сила нажатия $F_r > F_t/f$ или

$$F_r = \frac{K_c F_t}{f} \quad (12)$$

► где K_c — коэффициент запаса сцепления; вводится для предупреждения пробуксовки от перегрузок в период пуска передачи (для силовых передач $K_c = 1,25 \div 1,5$; для передач приборов $K_c = 3 \div 5$).

По схеме, показанной на рис.4.10,

$$F_r = \frac{2T_1}{D_1} = \frac{T_1(1 + \alpha)}{\alpha} \quad (13)$$

- ▶ Подставив формулу (13) в формулу (12), определим силу нажатия

$$F_B = \frac{K_r T_1 (1 + \alpha)}{f \alpha} \quad (14)$$

- ▶ Большие силы прижатия катков создают значительные радиальные нагрузки на опоры валов и вызывают появление больших контактных напряжений на рабочих поверхностях катков, что делает силовые фрикционные передачи громоздкими, а их нагрузочную способность сравнительно невысокой.

4.3.8 Вариаторы

- ▶ Фрикционный механизм, предназначенный для бесступенчатого регулирования передаточного числа, называют **фрикционным вариатором** или просто **вариатором**.
- ▶ Вариаторы можно разделить на следующие группы:
 - ▶ *клиноременные,*
 - ▶ *цепные,*
 - ▶ *фрикционные.*
- ▶ Рассмотрим только фрикционные вариаторы.
- ▶ Фрикционные вариаторы нашли применение в приводах с малыми габаритами — в станках и транспортных машинах. При рациональном конструировании и тщательном изготовлении они имеют наиболее высокий КПД - до 0,95. Однако надлежащее качество исполнения их возможно только на специализированных заводах.

- Вариаторы разделяются на два основных типа:
- а) простые, в которых изменяется только один радиус контакта, а другой остается постоянным (лобовой, конусный, дисковый);
- б) сложные, в которых изменяются оба радиуса (торовый, шаровой).
- Вариаторы выполняют в виде отдельных одноступенчатых механизмов с непосредственным касанием катков без промежуточного диска (см. рис.4.15) или с промежуточным диском (см. рис.4.13 и 4.14).
- Предельные передаточные отношения вариатора, будут

$$i_{\text{max}} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{D_2}{d_1(1-\varepsilon)} \quad \text{и} \quad i_{\text{min}} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{d_2}{D_1(1-\varepsilon)}$$

- где D_1, d_1 и D_2, d_2 — наибольший и наименьший диаметры ведущего и ведомого колеса; ε — коэффициент скольжения, который зависит от типа и конструкции передачи.

- Основной кинематической характеристикой вариатора является **диапазон регулирования** угловой скорости (передаточного числа) ведомого вала при постоянной угловой скорости ведущего вала:

$$D = \frac{\omega_{\text{вед}}^{\text{max}}}{\omega_{\text{вед}}^{\text{min}}} = \frac{\omega_{\text{вед}}}{\omega_{\text{вед}}} = \frac{D_1 D_2}{d_1 d_2} \quad (31)$$

- Скольжение снижает угловую скорость ведомого вала, но на диапазон регулирования не влияет.
- В простых вариаторах передаточное отношение:

$$\omega_{\text{вед}} = \frac{\omega_{\text{вед}}}{i_{12}}; \quad \omega_{\text{вед}} = \frac{\omega_{\text{вед}}}{i_{12}}$$

- В сложных вариаторах передаточное отношение:

$$\omega_{\text{вед}} = \frac{\omega_{\text{вед}}}{i_{12}}; \quad \omega_{\text{вед}} = \frac{\omega_{\text{вед}}}{i_{12}}$$

- Диапазон регулирования:

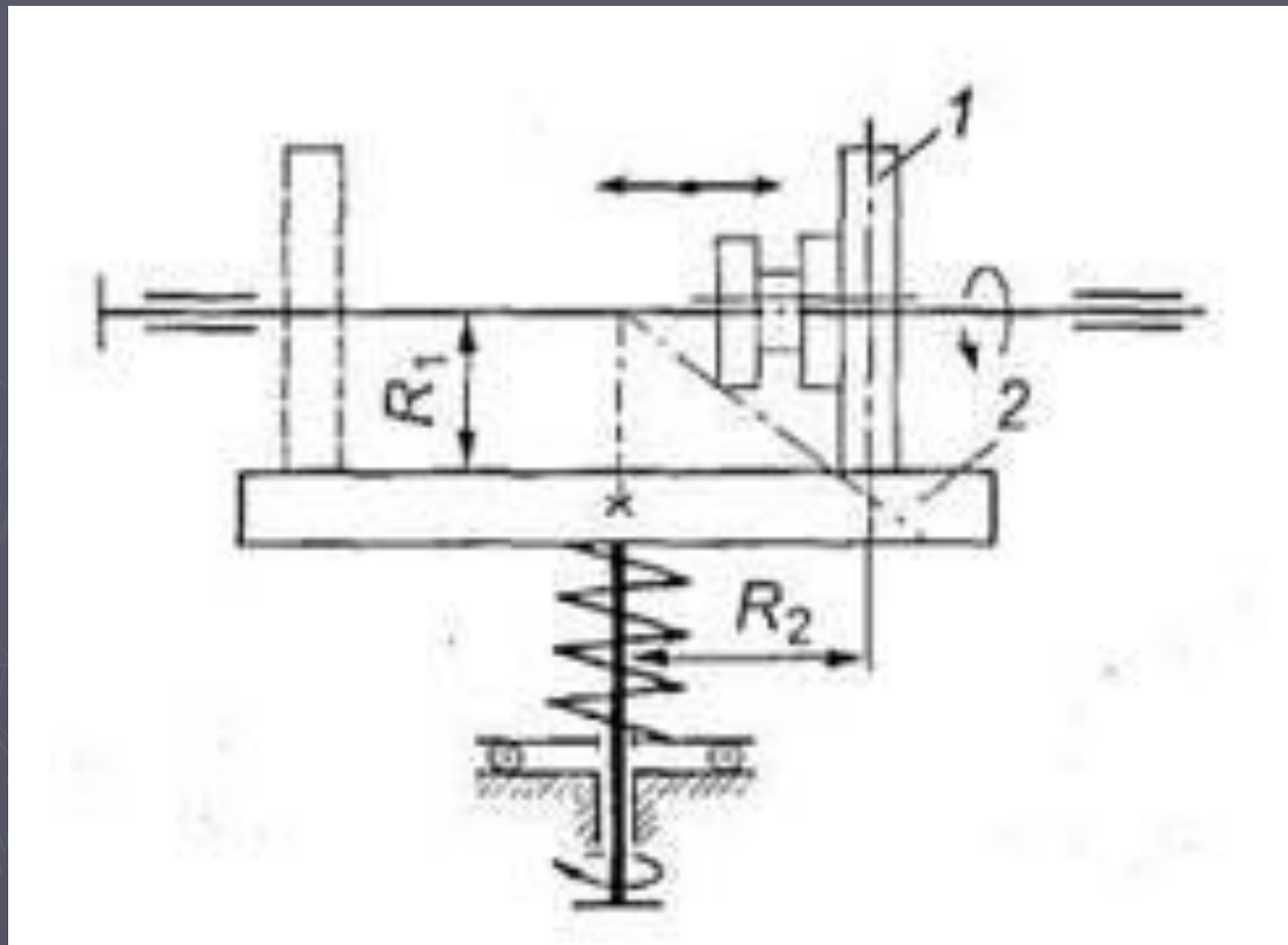
(32)

$$D = \frac{\omega_{\text{вед}}}{\omega_{\text{вед}}} = \frac{\frac{\omega_{\text{вед}}}{i_{12}}}{\frac{\omega_{\text{вед}}}{i_{12}}} = \left(\frac{\omega_{\text{вед}}}{\omega_{\text{вед}}} \right)^2 = \omega^2$$

- ▶ В сложных вариаторах передаточное отношение может принимать значения, равные:
 - ▶ $u > 1$; $u < 1$; $u = 1$.
- ▶ Диапазон регулирования D равен квадрату максимального передаточного отношения. Это значительно расширяет область применения сложных вариаторов.
- ▶ Для одноступенчатых вариаторов $D=3...6$.
- ▶ С увеличением диапазона регулирования снижается КПД вариатора.
- ▶ **Лобовые вариаторы** (см. рис. 4.15). Наиболее просты, но из-за значительной величины геометрического скольжения уступают вариаторам других конструкций по КПД и износостойкости.
- ▶ Диапазон регулирования лобового вариатора

$$D = \frac{\omega_{\max}}{\omega_{\min}} = \frac{R_{\max}}{R_{\min}}$$

Рис. 4.15 - Лобовой вариатор: 1 — ведущий каток; 2 — ведомый каток



Для уменьшения геометрического скольжения, которое приводит к интенсивному износу и снижению КПД, рабочую поверхность ролика делают выпуклой, но при этом уменьшается площадка контакта и, следовательно, увеличиваются контактные напряжения.

Лобовые вариаторы нашли применение в маломощных передачах приборов.

Ведущий каток лобового вариатора 1 радиуса R_1 , устанавливается на валу на скользящей шпонке и может перемещаться вдоль оси. Ведомый каток 2 радиуса R_2 закреплен на валу неподвижно. За счет нажимного устройства создается сила трения, необходимая для работы вариатора.

Бесступенчатое изменение угловой скорости в этом вариаторе достигается перемещением вдоль вала ведущего катка 1; при этом $R_1 = \text{const}$; $R_2 \neq \text{const}$. Отсюда передаточное число

$$i = \frac{\omega_2}{\omega_1} \neq \text{const.} \quad (33)$$

здесь не учитывается проскальзывание катков, поэтому равенство приближенное.

► **Торовые вариаторы** (см. рис. 4.14). На концы валов насажены две торовые чашки 1 и 2, выполненные по форме круглого тора. Вращение от ведущей чашки к ведомой передается промежуточными дисками 3, свободно вращающимися на осях 4. Угловая скорость ведомой чашки изменяется при одновременном повороте осей 4 вокруг шарнира 5.

► При этом изменяются радиусы R_1 и R_2 чашек 1 и 2, т.е. $R_1 \neq \text{const}$; $R_2 \neq \text{const}$. Отсюда

$$\omega \approx \frac{R_2}{R_1} \neq \text{const.}$$

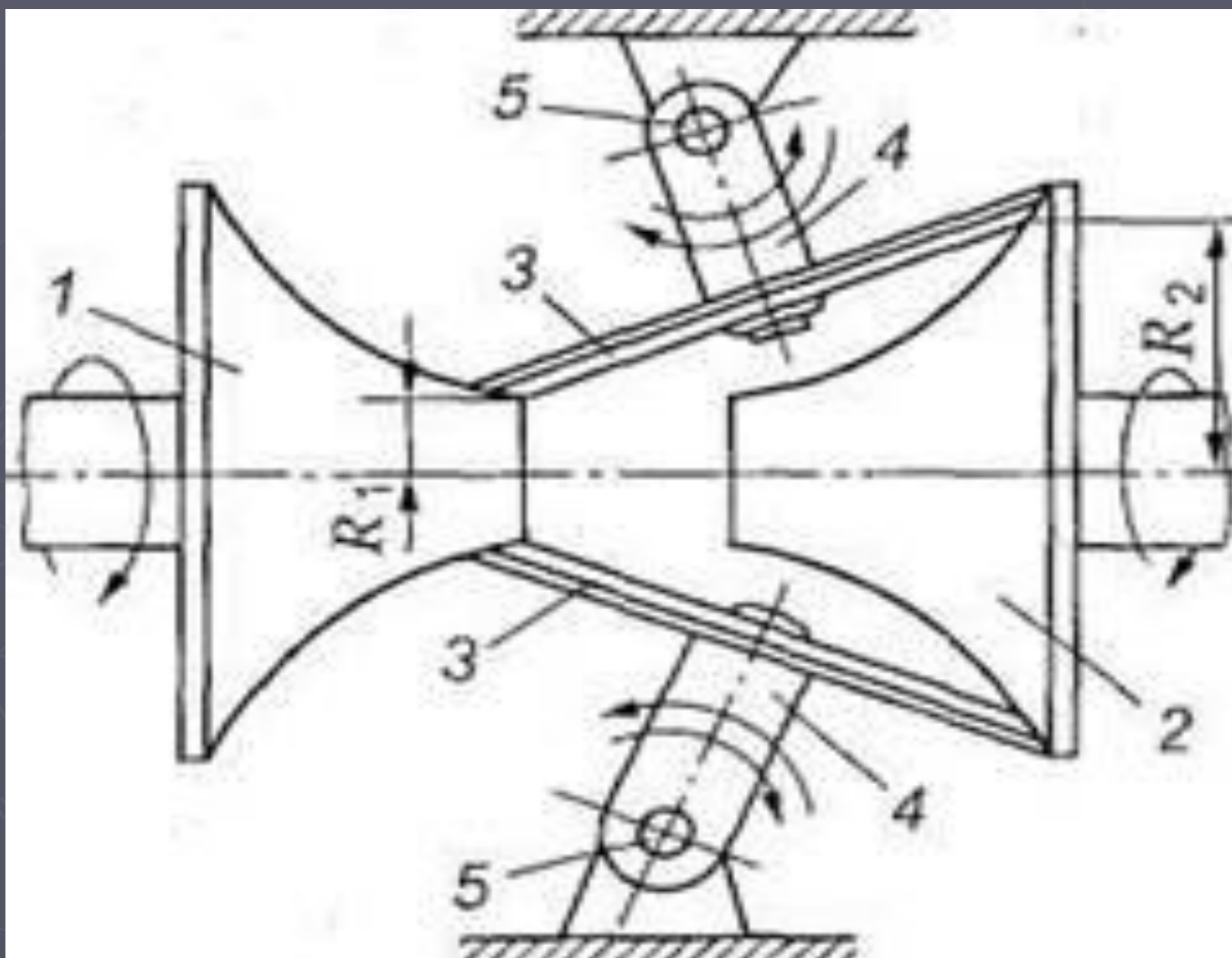
► Для торовых вариаторов диапазон регулирования

$$D \approx \left(\frac{R_{\text{max}}}{R_{\text{min}}} \right)^2.$$

(34)

► Такая схема вариатора **характеризуется малым геометрическим скольжением**, что является основным преимуществом торового вариатора, позволяющим повысить КПД до 0,95.

Рис.4.14. Тордовый вариатор: 1 — ведущая тордовая чашка; 2 — ведомая тордовая чашка; 3 — диск; 4 — оси дисков; 5 — шарниры осей



➤ **Рекомендации по конструированию фрикционных передач**

- 1. Ведущий каток изготавливают из менее твердого материала, чем ведомый, чтобы при буксовании на рабочей поверхности ведомого катка не образовались задиры.
- 2. Ширину обода b_1 малого катка выполняют на 5 – 10 мм больше расчетной величины b_2 с целью компенсации возможного осевого смещения катков из-за неточности сборки. Предельный размер $b_2 \leq D_{min}$ так как трудно обеспечить равномерное прилегание катков на большой ширине обода.
- 3. Прижимное устройство катков может создавать постоянную силу с помощью пружины, силы тяжести конструкции и др.
- 4. Для уменьшения буксования при пуске в цилиндрических фрикционных передачах нажимным выполняют ведомый каток.
- В многоступенчатых приводах фрикционную передачу целесообразно применять на быстроходных ступенях.

4.4 Ременные передачи.

► 4.4.1 Устройство и назначение

Ременная передача – это механизм, предназначенный для передачи вращательного движения посредством фрикционного взаимодействия или зубчатого зацепления замкнутой гибкой связи – ремня с жесткими звеньями – шкивами, закрепленными на входном и выходном валах механизма.

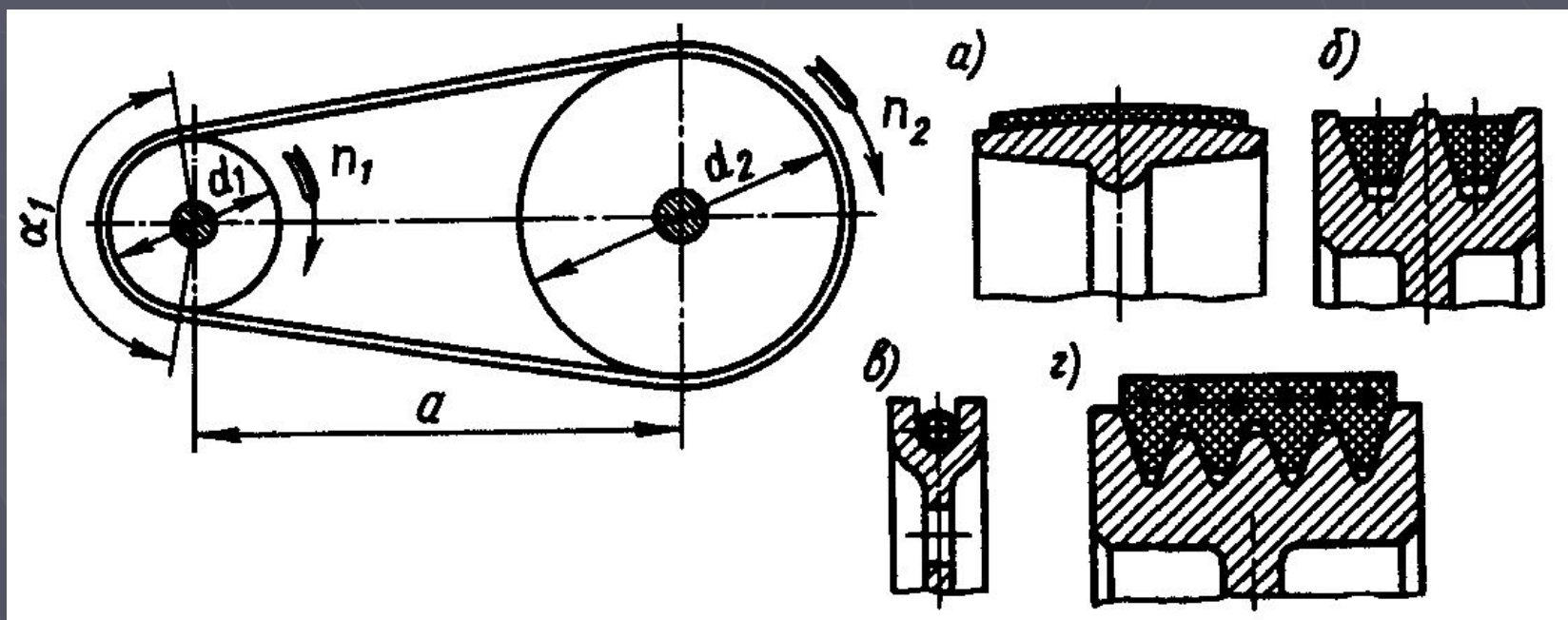


Рис. 4.21. Принципиальная схема ременной передачи и основные виды фрикционных ремней: *а)* плоский; *б)* клиновой; *в)* круглый; *г)* поликлиновой.

► 4.4.2 Классификация ременных передач

1. По форме поперечного сечения ремня:

1.1 плоскоремные (поперечное сечение ремня имеет форму плоского вытянутого прямоугольника, рис. 4.21.а);

1.2 клиноремные (поперечное сечение ремня в форме трапеции рис. 4.21.б);

1.3 поликлиноремные (наружная поверхность ремня плоская, а внутренняя, взаимодействующая со шкивами, поверхность ремня снабжена продольными гребнями, в поперечном сечении имеющими форму трапеции, рис. 4.21.г);

1.4 круглоремные (поперечное сечение ремня имеет форму круга, рис. 4.21.в);

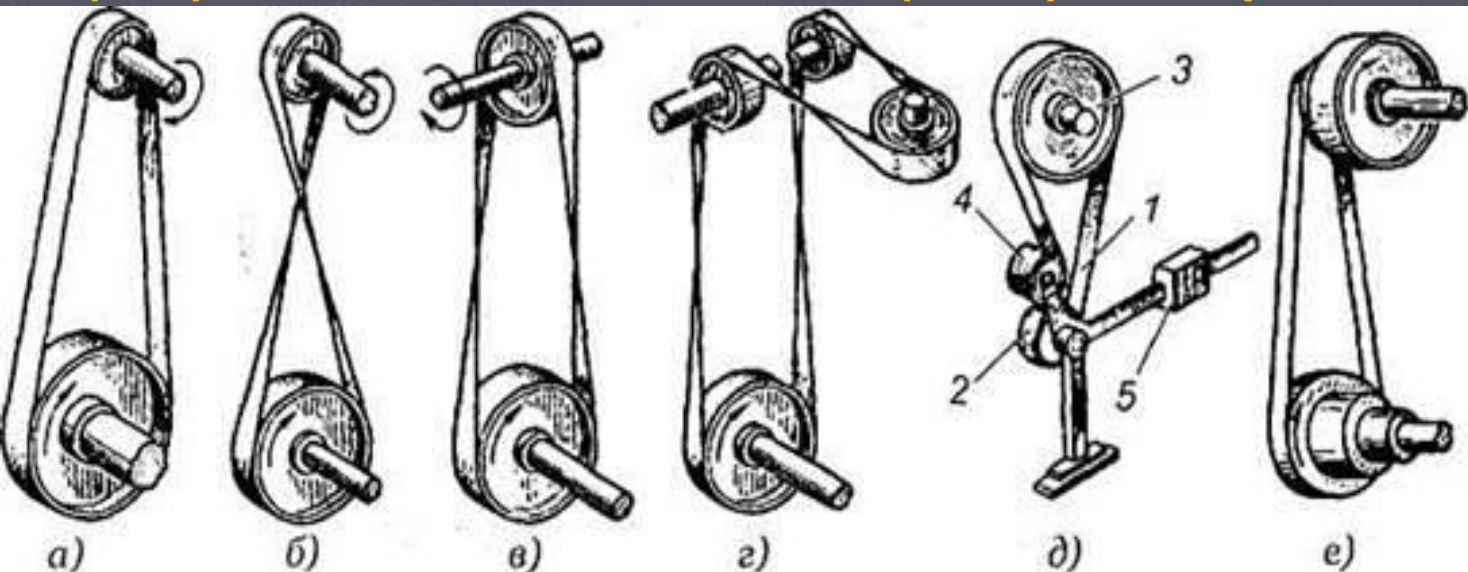
1.5 зубчаторемная (внутренняя, контактирующая со шкивами, поверхность плоского ремня снабжена поперечными выступами, входящими в процессе работы передачи в соответствующие впадины шкивов).

2. По взаимному расположению валов и ремня:

2.1 открытая передача – передача с параллельными геометрическими осями валов и ремнем, охватывающим шкивы в одном направлении (шкивы вращаются в одном направлении) а;

2.2 перекрестная передача – передача с параллельными валами и ремнем, охватывающим шкивы в противоположных направлениях (шкивы вращаются во встречных направлениях) б;

2.3 полуперекрестная передача – оси валов которой перекрещиваются под некоторым углом (чаще всего 90°) в.



г — угловая
передача (с
направляющим
роликом); д
— передача с
нажимным
роликом; е —
передача со
ступенчатым
шкивом

3. По числу и виду шкивов, применяемых в передаче:

3.1 с одношкивными валами;

3.2 с двухшкивным валом, один из шкивов которого холостой;

3.3 с валами, несущими ступенчатые шкивы для изменения передаточного числа (для ступенчатой регулировки скорости).

4. По количеству валов, охватываемых одним ремнем:

двухвальная,

трех-,

четырёх- и

многовальная передача.

5. По наличию вспомогательных роликов:

без вспомогательных роликов,

с натяжными роликами;

с направляющими роликами.

4.4.3 Область применения

- ▶ Ременные передачи относятся к механическим передачам трения с гибкой связью и применяют в случае если необходимо передать нагрузку между валами, которые расположены на значительных расстояниях и при отсутствии строгих требований к передаточному отношению.
- ▶ Ременные передачи применяются для привода агрегатов от электродвигателей малой и средней мощности; для привода от маломощных двигателей внутреннего сгорания.
- ▶ Наибольшее распространение в машиностроении находят клиноременные передачи (в станках, автотранспортных двигателях и т. п.). Эти передачи широко используют при малых межосевых расстояниях и вертикальных осях шкивов, а также при передаче вращения несколькими шкивами.

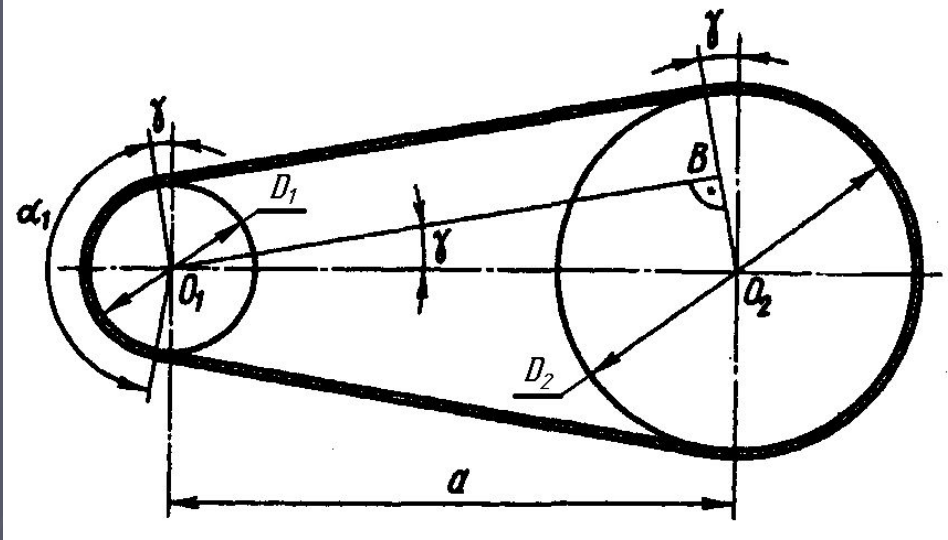
4.4.4 Достоинства и недостатки ременных передач

Достоинства ременных передач:

1. Простота конструкции и низкая стоимость.
2. Возможность передачи движения на достаточно большие расстояния (до 15 м).
3. Возможность работы с большими скоростями вращения шкивов.
4. Плавность и малошумность работы.
5. Смягчение крутильных вибраций и толчков за счет упругой податливости ремня.
6. Предохранение механизмов от перегрузки за счет буксования ремня при чрезмерных нагрузках.

Недостатки ременных передач:

1. Относительно большие габариты.
2. Малая долговечность ремней.
3. Большие поперечные нагрузки, передаваемые на валы и их подшипники.
4. Непостоянство передаточного числа за счет проскальзывания ремня.
5. Высокая чувствительность передачи к попаданию жидкостей (воды, топлива, масла) на поверхности трения.



4.4.6 Плоскоременная передача. Конструкция и основные геометрические соотношения

Ременную передачу с параллельными, пересекающимися или скрещивающимися осями с плоским приводным ремнем называют **плоскоременной**.

Рис. 4.22. Геометрия открытой ременной передачи.

Межосевое расстояние a – это расстояние между геометрическими осями валов, на которых установлены шкивы с диаметрами D_1 (он, как правило, является ведущим) и D_2 (ведомый шкив).

При расчетах клиноременных передач для ведущего и ведомого шкивов используются расчетные диаметры d_{p1} и d_{p2} . Угол между ветвями охватывающего шкивы ремня - 2γ , а угол охвата ремнем малого (ведущего) шкива (угол, на котором ремень касается поверхности шкива) α_1 . Как видно из чертежа (рис. 4.22) половинный угол между ветвями составит

$$\gamma = \arcsin\left(\frac{D_2 - D_1}{2 \cdot a}\right) \quad , \quad (2.12)$$

Так как этот угол обычно невелик, то во многих расчетах допустимым является приближение $\gamma \approx \sin\gamma$, то есть

$$\gamma \approx \frac{D_2 - D_1}{2 \cdot a} \quad (2.13)$$

Используя это допущение, угол охвата ремнем малого шкива можно представить в следующем виде

$$\alpha = \pi - 2 \cdot \gamma \approx \pi - \frac{D_2 - D_1}{a} \quad (2.14)$$

в радианной мере, или в градусах:

$$\alpha = 180 \cdot \left(1 - \frac{D_2 - D_1}{\pi \cdot a} \right) \quad (2.15)$$

Длину ремня при известных названных выше параметрах передачи можно подсчитать по формуле

$$L_p = 2 \cdot a + \frac{\pi}{2} \cdot (D_2 + D_1) + \frac{(D_2 - D_1)^2}{4 \cdot a} \quad (2.16)$$

Однако, весьма часто ремни изготавливаются в виде замкнутого кольца известной (стандартной) длины. В этом случае возникает необходимость уточнять межосевое расстояние по заданной длине ремня

$$a = \frac{l}{8} \cdot \left\{ 2 \cdot L_p - \pi \cdot (D_2 + D_1) + \sqrt{\left[2 \cdot L_p - \pi \cdot (D_2 + D_1) \right]^2 - 8 \cdot (D_2 - D_1)^2} \right\} \quad (2.17)$$

С целью обеспечения стабильности работы передачи обычно принимают

для плоского ремня – $a \geq 2 \cdot (D_2 + D_1)$,

а для клинового – $2 \cdot (d_{p2} + d_{p1}) \geq a \geq 0,55 \cdot (d_{p2} + d_{p1}) + h_p$

где h_p – высота поперечного сечения ремня (толщина ремня).

В процессе работы передачи ремень обегает ведущий и ведомый шкивы.

Долговечность ремня в заданных условиях его работы характеризует отношение V_p / L_p (в системе СИ его размерность – c^{-1}), чем больше величина этого отношения, тем ниже при прочих равных условиях долговечность ремня.

Обычно принимают

для плоских ремней – $V_p / L_p = (3 \dots 5) c^{-1}$,

для клиновых – $V_p / L_p = (20 \dots 30) c^{-1}$.

Силовые соотношения в ременной передаче. В ременной передаче силы нормального давления между поверхностями трения можно создать только за счет предварительного натяжения ремня. При неработающей передаче силы натяжения обеих ветвей будут одинаковыми (обозначим их F_0 , как на рис 2.3,а). В процессе работы передачи за счет трения

ведущего шкива о ремень набегающая на этот шкив ветвь ремня получает дополнительное натяжение (сила F_1), а, сбегающая с ведущего шкива, ветвь ремня несколько ослабляется (сила F_2 , рис. 2.3,б).

Окружное усилие, передающее рабочую нагрузку $F_t = F_1 - F_2$, но, как для передачи вращения $Ft = 2T/D$,

а для поступательно движущихся ветвей ремня $F_t = P / V_p$, где P – мощность передачи, а V_p – средняя скорость движения ремня. Суммарное натяжение ветвей ремня остается неизменным, как в работающей, так и в неработающей передаче, то есть $F_1 + F_2 = 2F_0$.

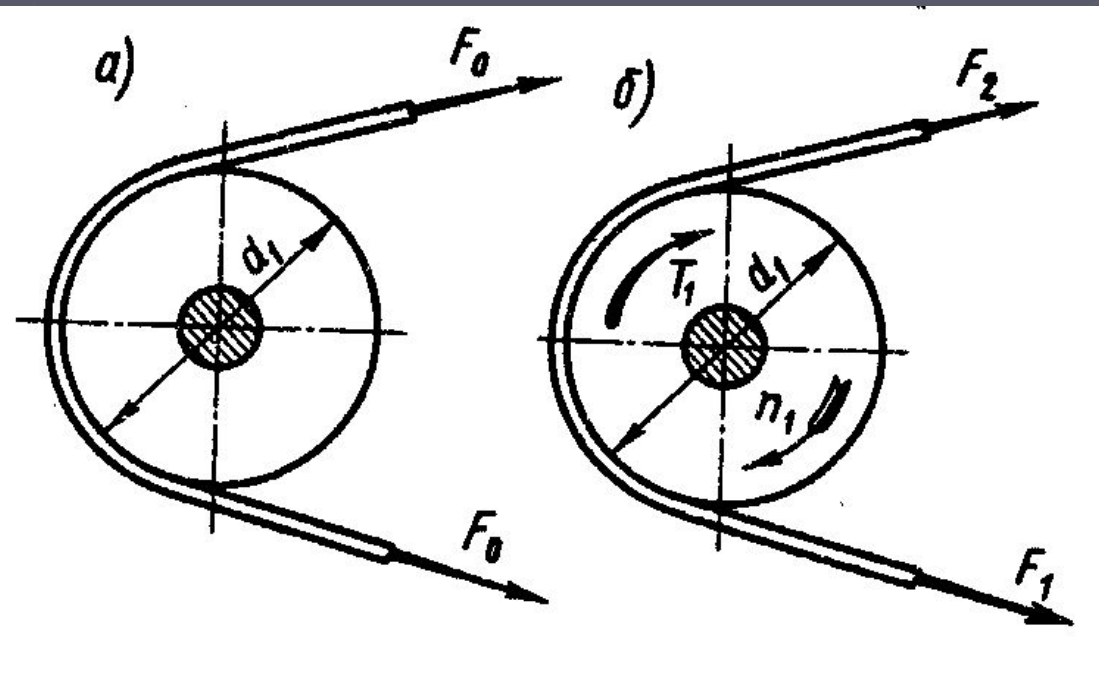


Рис. 4.23. Силы в ременной передаче.

Для ремня, охватывающего шкив, по формуле Эйлера $F_1 = F_2 \cdot e^{f \cdot \alpha}$, где e – основание натурального логарифма ($e \approx 2,7183$), f – коэффициент трения покоя (коэффициент сцепления) между материалами ремня и шкива, α – угол охвата ремнем шкива. Тогда,

$$F_0 = \frac{30 \cdot P}{\pi \cdot n_1 \cdot D_1} \cdot \frac{e^{f \cdot \alpha} + 1}{e^{f \cdot \alpha} - 1}, \quad (2.19)$$

где индексы «1» указывают на параметры, относящиеся к ведущему шкиву передачи.

Отношение разности сил натяжения в ветвях ремня работающей передачи к сумме этих сил называется **коэффициентом тяги** (ϕ).

$$\phi = \frac{F_1 - F_2}{F_1 + F_2} = \frac{F_t}{2F_0}. \quad (2.21)$$

Оптимальная величина коэффициента тяги:

$$\phi_0 = \frac{e^{f \cdot \alpha} - 1}{e^{f \cdot \alpha} + 1} \quad (2.22)$$

Оптимальная величина коэффициента тяги зависит только лишь от конструктивных параметров передачи и качества фрикционной пары материалов ремня и шкива.

Кинематика ременной передачи.

Удлинение каждого отдельно взятого элемента ремня меняется в зависимости от того, на какую его ветвь этот элемент в данный момент времени попадает (поскольку $F_1 > F_2$). Изменение длины этой элементарной части ремня может происходить только в процессе ее движения по шкивам. При этом, проходя по ведущему шкиву (при переходе с ведущей ветви на свободную), эта элементарная часть укорачивается, а при движении по ведомому шкиву (переходя со свободной ветви ремня на его ведущую ветвь) – удлиняется. Изменение длины части ремня, соприкасающейся с поверхностью шкива, возможно только с её частичным проскальзыванием. Следовательно:

1) работа ременной передачи без скольжения ремня по рабочей поверхности шкивов невозможна.;

2) скорости движения ведущей и свободной ветвей ремня различны, а следовательно, различны и скорости рабочих поверхностей ведущего и ведомого шкивов.

Окружная скорость рабочей поверхности ведущего шкива больше окружной скорости на поверхности ведомого шкива ($V_1 > V_2$).

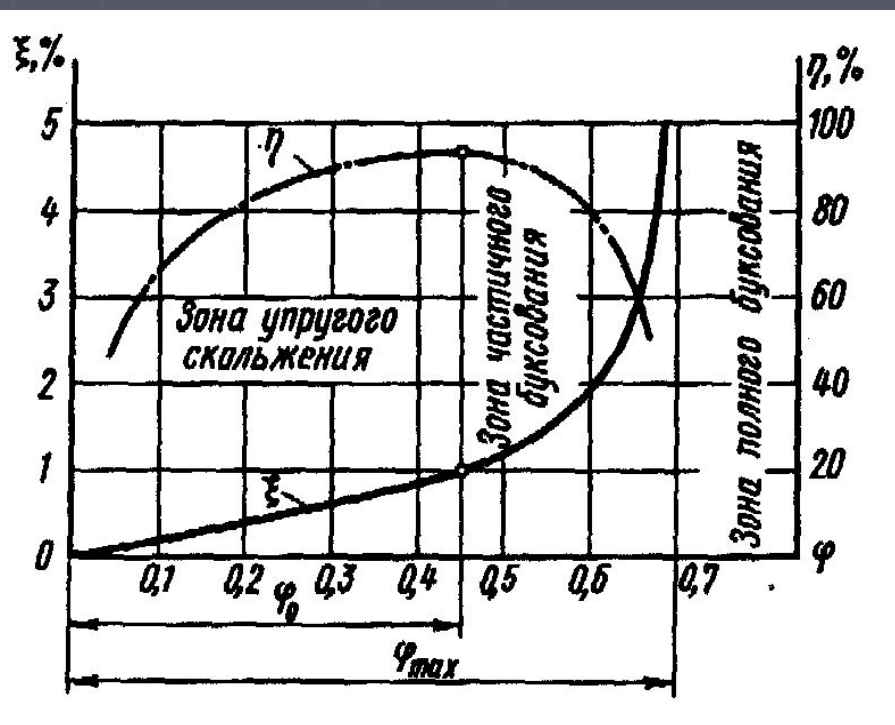
Отношение разности между окружными скоростями на рабочей поверхности ведущего и ведомого шкивов к скорости ведущего шкива называют коэффициентом скольжения передачи (ξ).

$$\xi = \frac{V_1 - V_2}{V_1} = 1 - \frac{V_2}{V_1}, \quad (2.23)$$

где индекс «1» соответствует ведущему, а индекс «2» – ведомому шкивам. Передаточное число ременной передачи, представленное через ее конструктивные параметры:

$$u = \frac{D_2}{D_1 \cdot (1 - \xi)} \quad (2.24)$$

Тяговая способность и долговечность ремня являются основными критериями работоспособности ременной передачи. Её проектный расчет обычно выполняется по тяговой способности, а расчет долговечности при этом является проверочным.



Поведение ременной передачи характеризует график рис. 2.4. На нем выявляются 3 зоны:

- 1 зона упругого скольжения ($0 \leq \varphi \leq \varphi_0$; ξ меняется линейно);
- 2 зона частичного буксования ($\varphi_0 \leq \varphi \leq \varphi_{max}$, ξ быстро нарастает);
- 3 зона полного буксования ($\varphi > \varphi_{max}$ скольжение полное).

Рис. 2.4. Кривые скольжения и КПД.

➤ **Долговечность передачи.**

- Основной причиной выхода из строя ременной передачи является низкая долговечность ремней.
- Наиболее характерные виды разрушений, уменьшающих срок службы ремней, следующие:
 - - изнашивание, возникающее вследствие упругого скольжения, попадания абразивных материалов на рабочие поверхности и буксования;
 - - перегрев (по тем же причинам) и снижение при этом физико-механических свойств ремня, что часто приводит к его разрыву;
 - - усталостное разрушение в результате циклических деформаций (изгиб ремня по пульсирующему циклу при набегании его на шкивы). Этот вид разрушения приводит к расслаиванию, перетиранию тканей ремня и является главной причиной снижения его долговечности.

- ▶ Критерии работоспособности ременных передач:
- ▶ - полное использование тяговой способности ремня при отсутствии буксования. Несоблюдение этого условия отрицательно сказывается на работе передачи в целом;
- ▶ - долговечность ремня. Этот критерий не влияет на кинематические параметры передачи, но именно от него в основном зависит безаварийность (при внезапном разрыве ремня может быть авария) и надежность работы ременной передачи.
- ▶ Основным расчетом ременных передач является расчет на его тяговую способность.
- ▶ Расчет на долговечность производят как проверочный.

1. Предварительное напряжение σ_0 , определяемое в зависимости от силы начального натяжения

$$\sigma_0 = \frac{F_0}{A} \quad (31)$$

2. Удельная окружная сила (полезное напряжение) K_f . Это напряжение зависит от передаваемой ремнем окружной силы F_t

$$K_f = \frac{F_t}{A}$$

$$(32) \quad K_f = \sigma_1 - \sigma_2$$

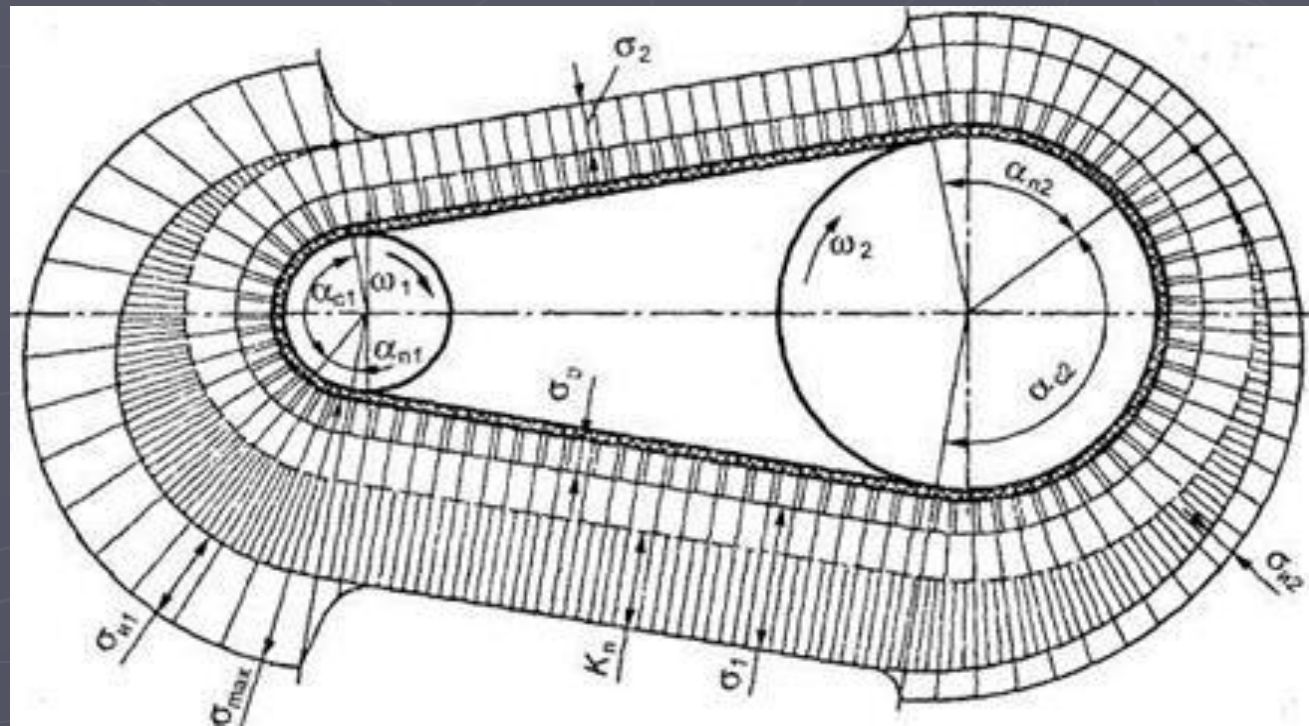
$$(33)$$

3. Напряжение изгиба $\sigma_{и}$, возникающее в сечениях ремня при огибании шкивов (см. рис.) и изменяющееся по пульсирующему циклу.

$$\sigma_{и} = E \frac{\delta}{D_1}$$

$$(34)$$

Напряжения в ремне.

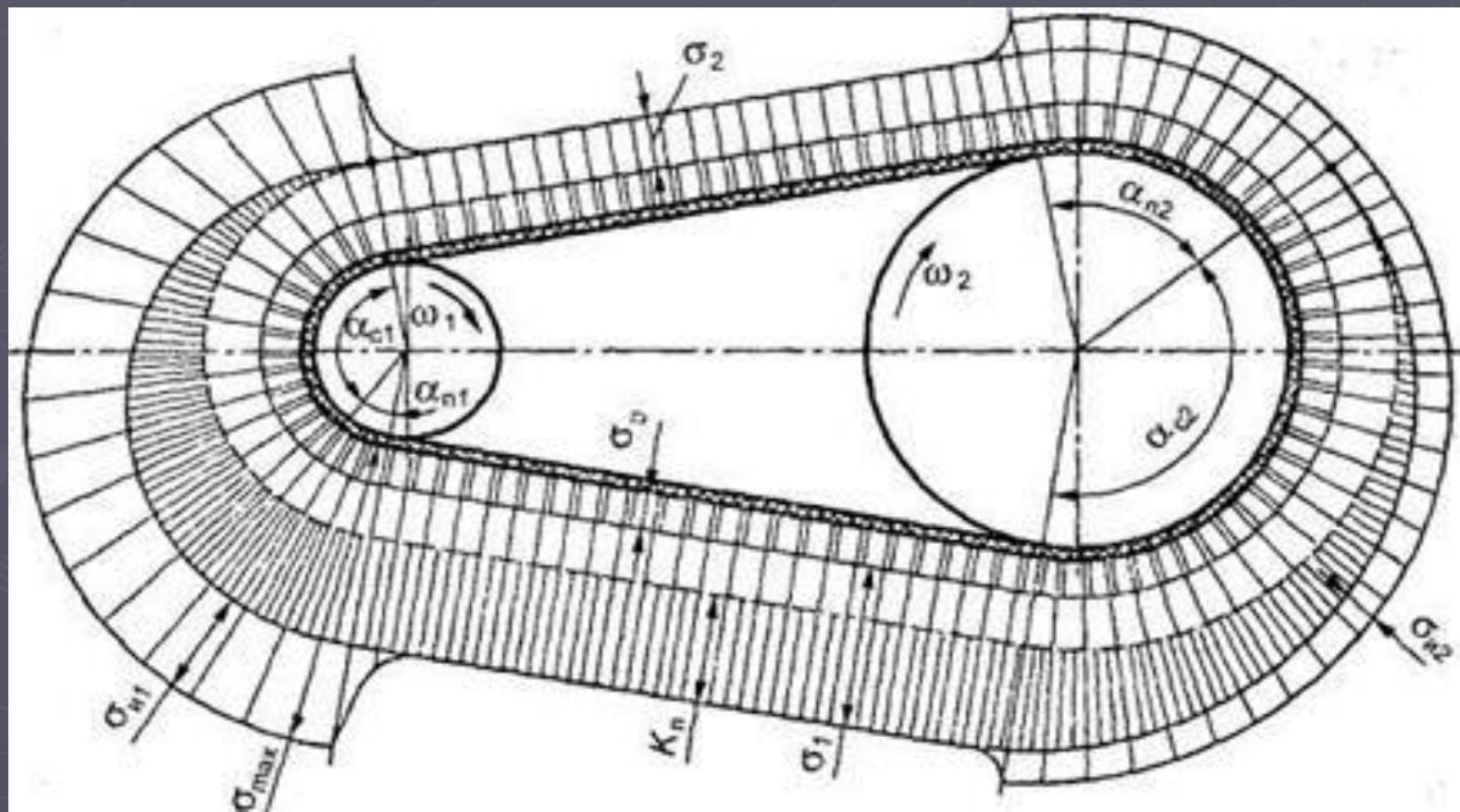


4. Напряжение от центробежных сил оц.

$$\sigma_{ц} = \frac{\rho \omega^2 r^2}{2} \quad (35)$$

5. Наибольшее суммарное напряжение σ_{\max} определяется как сумма полезного напряжения, напряжения изгиба в ведущей ветви и напряжения от центробежных сил

$$\sigma_{\max} = \sigma_1 + \sigma_{изг} + \sigma_{ц} \quad (36)$$



► Расчет передачи на тяговую способность.

► Для обеспечения передачи максимальной полезной окружной силы $F_{\max} = F_{\text{т}}$ без пробуксовки необходимо, чтобы $F_{\text{т}} A = K_{\sigma}$ для приведенных условий работы передачи или $F_{\text{т}}/A = [K]_{\text{д}}$ — для передачи, не ограниченной этими условиями.

► Полезная окружная сила F , известна при расчете ременных передач; значения полезного допускаемого напряжения $[K]_{\text{д}}$ определяются с учетом таблиц. Методика расчета плоскоремennых передач на тяговую способность сводится к определению расчетной площади сечения ремня:

$$A = \delta b = \frac{F_{\text{т}}}{[K]_{\text{д}}} \quad (42)$$

► где δ и b — толщина и ширина ремня.

► Расчет на долговечность.

- В процессе работы ремень за один пробег испытывает переменные напряжения (см. рис.13). При многократном действии переменных напряжений возникают усталостные повреждения ремня (изменение его толщины, разрушение элементов несущего слоя и т. п.).
- Долговечность ремня в условиях нормальной эксплуатации в основном определяется его сопротивлением усталости, которое зависит от значения максимального переменного напряжения и частоты циклов изменения напряжений, иначе говоря, от числа изгибов ремня в единицу времени. Частоту циклов применения напряжений N удобно выражать через число пробегов ремня в секунду:

$$N = \frac{v}{L}$$

- где v – скорость ремня; L – длина ремня.

- Тогда

$$N = 36000 \cdot v \cdot Z_{\text{шк}} \cdot L_{\text{р}}$$

- где $Z_{\text{шк}}$ – число шкивов в передаче; $L_{\text{р}}$ – ресурс ремня, ч.

Ориентировочно долговечность приводных ремней можно обеспечить, ограничив число пробегов ремня в секунду по условию:

$$U = \frac{v}{L} \leq [U], \quad (43)$$

где U — действительное число пробегов ремня за 1 с; v — скорость ремня, м/с; L — длина ремня, м; $[U]$ — допускаемое число пробегов за 1 с. Для скоростных плоскоременных передач $[U] = 5 \text{ с}^{-1}$; для клиновых ремней $[U] = 15 \text{ с}^{-1}$; для поликлиновых ремней $[U] = 30 \text{ с}^{-1}$.

На долговечность особенно влияет **напряжение изгиба, изменяющееся по пульсирующему циклу**. Наибольшее напряжение в ремне получается при огибании шкивов. Для уменьшения напряжений изгиба **рекомендуется выбрать оптимальное значение отношения v / L** . Для плоскоременных передач рекомендуемые и допустимые значения v / L , при которых практически обеспечивается среднестатистическая долговечность ремня (около 3000—5000 ч)

Особенности конструкции, работы и расчета клиноременных и поликлиноременных передач. Клиновые ремни имеют трапециевидное поперечное сечение, а поликлиновые – выполненную в форме клина рабочую часть (рис. 2.5). Угол клина для обоих видов ремней одинаков и составляет 40° . На шкивах такой передачи выполняются канавки, соответствующие сечению рабочей части ремня и называемые ручьями. Профили ремней и ручьев шкивов контактируют только по боковым (рабочим) поверхностям (рис. 2.6).

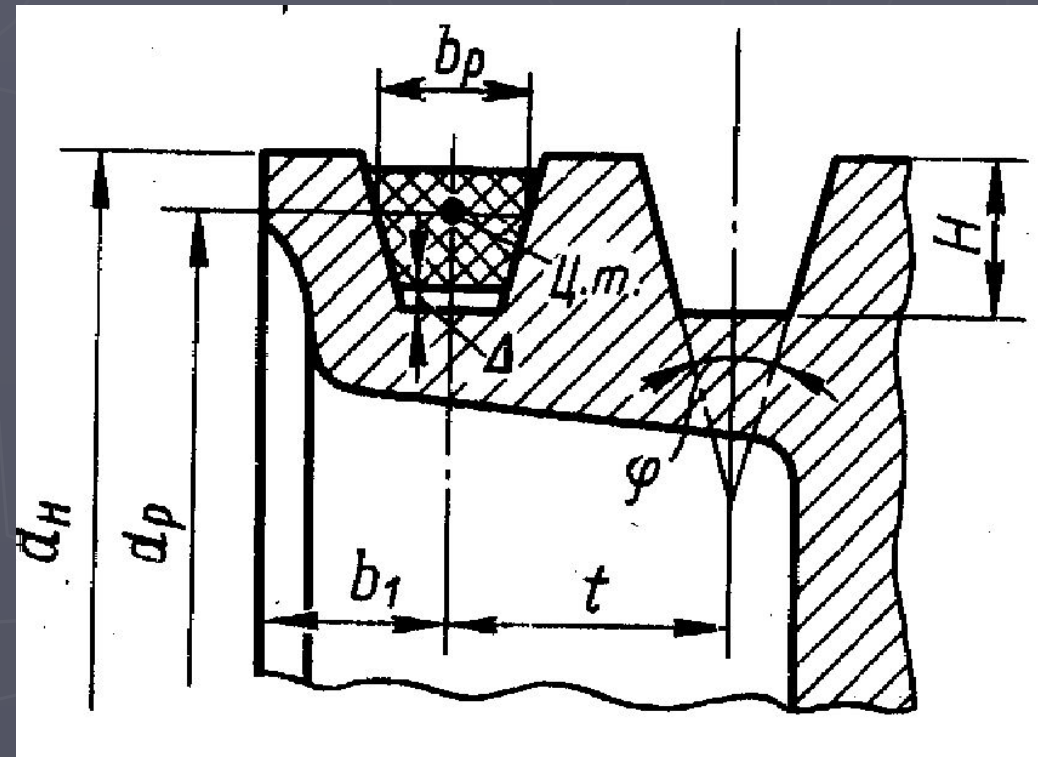
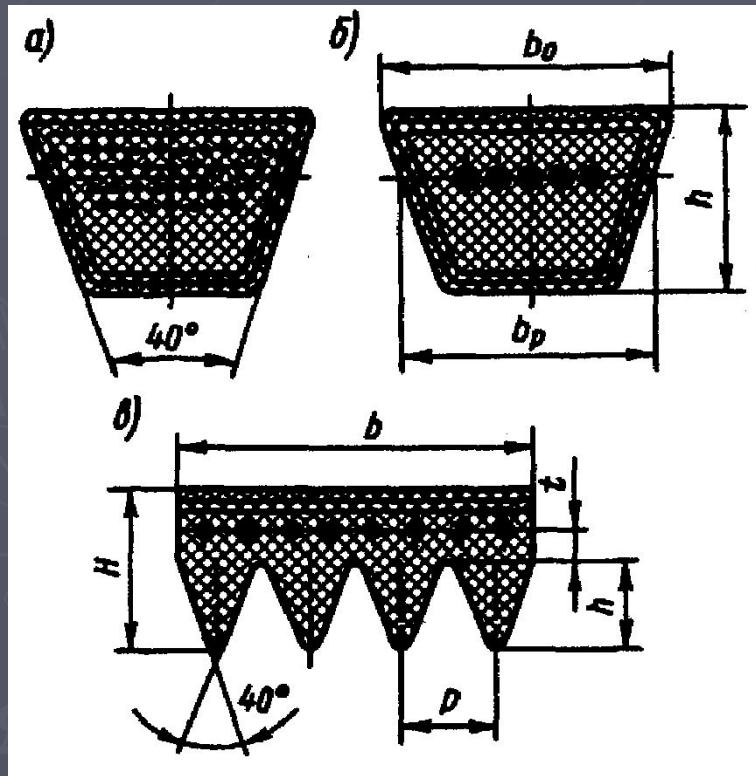


Рис. 2.5. сечения клинового (а, б) и поликлинового (в) ремней.

Рис. 2.6. Расположение клинового ремня в ручье шкива.

Размеры сечений клиновых ремней стандартизованы (ГОСТ 1284.1-89, ГОСТ 1284.2-89, ГОСТ 1284.3-89). Стандартом предусмотрено 7 ремней нормального сечения (Z, A, B, C, D, E, E0), у которых $b_f/h \approx 1,6$, и 4 – узкого сечения (YZ, YA, YB, YC), у которых $b_f/h \approx 1,25$. Ремни изготавливаются в виде замкнутого кольца, поэтому их длины тоже стандартизованы.

Таким образом, ремень со шкивом образуют клиновую кинематическую пару, для которой приведенный коэффициент трения f^* выражается зависимостью

$$f^* = f / \sin \frac{\phi}{2}, \quad (2.36)$$

где f – коэффициент трения между контактирующими поверхностями ремня и шкива, а ϕ – угол между боковыми рабочими поверхностями ремня. При $\phi = 40^\circ$ получаем, что $f^* = 2,92 f$, то есть при одном и том же диаметре ведущего шкива несущая способность клиноременной передачи будет примерно втрое выше в сравнении с плоскоременной.

Проектный расчет клиноременных передач выполняется достаточно просто методом подбора, поскольку в стандартах указывается мощность, передаваемая одним ремнем при определенном расчетном диаметре меньшего шкива и известной средней скорости ремня или частоте вращения шкива.

Последовательность проектировочного расчета плоскоремennых передач

Для проектного расчета задают мощность N_1 в кВт, частоту вращения ω_1 в рад/с, передаточное отношение i . Определяют d_1 и d_2 , a , тип и размеры ремня (δ , b , l).

1. В зависимости от заданных условий работы по табл. 1 выбрать тип ремня.
2. По формуле (10) определить диаметр малого шкива Z , его значение следует округлить до ближайшего большего стандартного.
3. Определить скорость ремня v и сравнивать с допускаемой для выбранного типа ремня (см. табл.1).
- Если $v > [v]$, то диаметр шкива D_1 необходимо изменить.
4. Определить диаметр большого шкива D_2 и округлить его значение по табл.2 до ближайшего стандартного.
5. Уточнить передаточное число передачи [формула (10)].
При незначительном отклонении передаточного числа u (до 5%) диаметры шкивов D_1 и D_2 можно не изменять.

- 6. Назначить межосевое расстояние a в соответствии с требованиями конструкции, но в рекомендуемых пределах.
- 7. Определить расчетную длину ремня L [формула (3)] и проверить ремень на долговечность, исходя из числа пробегов:

$$\blacktriangleright U = v/L < [U].$$

- При $U > [U]$ межосевое расстояние a необходимо увеличить.
- 8. По формуле (6) определить угол обхвата α_1 меньшего шкива. Если $\alpha_1 < [a]$, то необходимо увеличить межосевое расстояние a или применить натяжной ролик.
- 9. Задать отношение λ , и определить толщину ремня b .
- По табл.1 следует округлить b до ближайшего меньшего стандартного значения.
- 10. Для выбранного типа ремня определить допускаемое полезное напряжение $[K]_{\Gamma}$ [формула (39)], для чего с учетом табл. определяют допускаемое приведенное полезное напряжение K_{σ} , а из табл. — поправочные коэффициенты C_{σ} , C_{ρ} , C_{σ} , C_{ν} .

11. Рассчитать окружную силу передачи по формуле

$$F_t = \frac{P}{v} \quad \text{или} \quad F_t = \frac{2M_1}{D_1} \quad (44)$$

12. По окружной силе F_t выбранной толщине ремня δ и допускаемому полезному напряжению $[K]_p$ определить ширину ремня b [формула (40)]. Полученное значение необходимо округлить до ближайшего стандартного (см. табл.1).

13. Рассчитать силу предварительного натяжения ремня F_o [формула (16)]. По формуле (7) определить угол α , после чего найти нагрузку на валы и опоры F_s [формула (28)].

14. В зависимости от ширины ремня b по табл. 2 выбрать ширину шкива B и определить все размеры ведущего и ведомого шкивов.

Лекция окончена.
Спасибо за внимание!