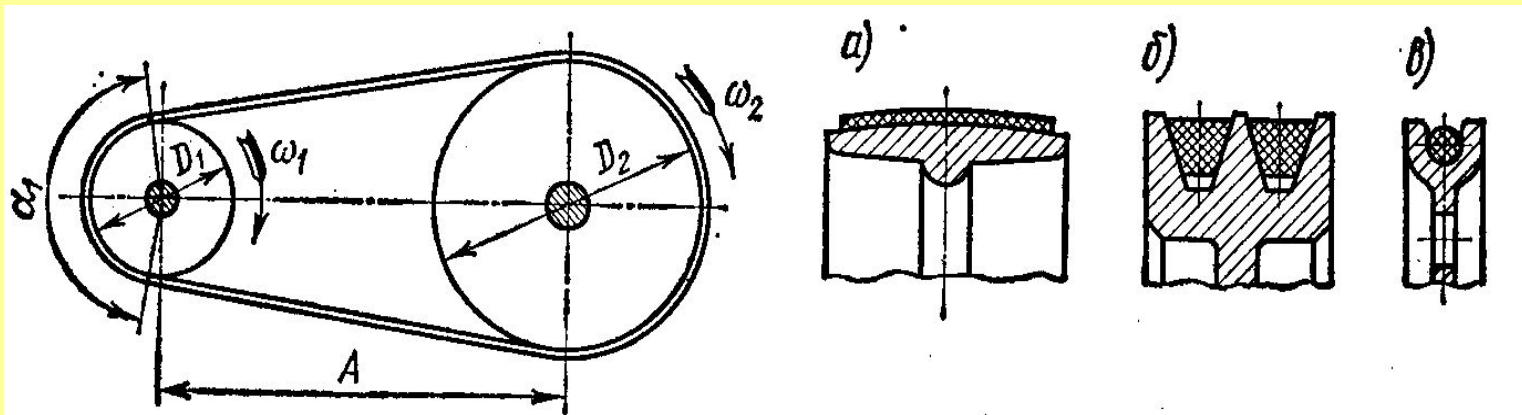


Тема: РЕМЕННЫЕ ПЕРЕДАЧИ

1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ
2. ПЛОСКОРЕМЕННАЯ ПЕРЕДАЧА
3. ПЛОСКИЕ ПРИВОДНЫЕ РЕМНИ
4. КЛИНОРЕМЕННАЯ ПЕРЕДАЧА
5. КЛИНОВЫЕ ПРИВОДНЫЕ РЕМНИ
6. ОСНОВНЫЕ ГЕОМЕТРИЧЕСКИЕ СООТНОШЕНИЯ В РЕМЕННЫХ ПЕРЕДАЧАХ
7. КРИТЕРИИ РАБОТОСПОСОБНОСТИ РЕМЕННЫХ ПЕРЕДАЧ
8. УСИЛИЯ В ВЕТВЯХ РЕМНЯ
9. НАГРУЗКА НА ВАЛЫ И ПОДШИПНИКИ РЕМЕННОЙ ПЕРЕДАЧИ
10. СКОЛЬЖЕНИЕ РЕМНЯ
11. ПЕРЕДАТОЧНОЕ ЧИСЛО И К. П. Д. РЕМЕННЫХ ПЕРЕДАЧ
12. НАПРЯЖЕНИЯ В РЕМНЕ
13. КРИВЫЕ СКОЛЬЖЕНИЯ И ДОПУСКАЕМОЕ УДЕЛЬНОЕ ОКРУЖНОЕ УСИЛИЕ
14. ВИДЫ РАЗРУШЕНИЯ РЕМНЕЙ
15. РАСЧЕТ РЕМЕННЫХ ПЕРЕДАЧ ПО ТЯГОВОЙ СПОСОБНОСТИ И НА ДОЛГОВЕЧНОСТЬ
16. ПОСЛЕДОВАТЕЛЬНОСТИ РАСЧЕА ПЛОСКОРЕМЕННЫХ И КЛИНОРЕМЕННЫХ ПЕРЕДАЧ
17. ВАРИАНТЫ НАТЯЖЕНИЯ РЕМНЕЙ
18. КОНСТРУКЦИИ ШКИВОВ
19. СРАВНЕНИЕ ВАРИАНТОВ РЕМЕННЫХ ПЕРЕДАЧ И КОНСТРУКЦИИ ИХ ПРИМЕНЕНИЯ
20. РЕКОМЕНДАЦИИ ПО КОНСТРУИРОВАНИЮ РЕМЕННЫХ ПЕРЕДАЧ

Основные положения



Ременная передача относится к передачам трением с гибкой связью.

Она состоит из *ведущего и ведомого* шкивов, огибаемых *ремнем*. Нагрузка передается силами трения, возникающими между шкивом и ремнем вследствие натяжения последнего.

Ременные передачи бывают: плоскоременные (а), клиноременные (б) и круглоременные (в).

Передача с круглым ремнем имеет ограниченное применение (швейные машины, настольные станки, магнитофоны).

Параметры ведущего шкива имеют индекс 1, параметры ведомого — 2.

Достоинства, недостатки и применение

Достоинства:

1. Простота конструкции
2. Малая стоимость.
2. Передача на большие расстояния (до 15 м).
3. Плавность и бесшумность работы.
4. Смягчение вибрации и толчков вследствие упругой вытяжки ремня.

Недостатки:

1. Большие габаритные размеры (особенно при передаче больших мощностей).
2. Малая долговечность ремня в быстроходных передачах.
3. Большие нагрузки на валы и подшипники от натяжения ремня.
4. Непостоянное передаточное число из-за неизбежного проскальзывания ремня.
5. Необходимость в постоянном надзоре при работе ремня.
6. Неприменимость во взрывоопасных местах вследствие электризации ремня.

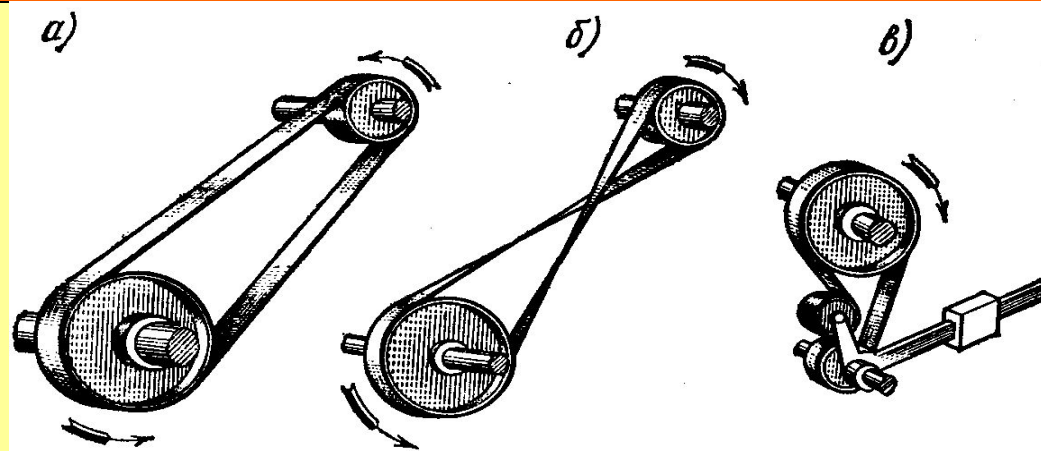
Применение. В большинстве случаев тогда, когда межосевое расстояние должно быть достаточно большим, а передаточное число i не строго постоянным.

Мощность, передаваемая ременной передачей, обычно до 50квт и в редких случаях достигает 1000 квт.

Скорость ремня $v=5 - 30$ м/сек, а в сверхскоростных передачах может доходить до 100 м/сек.

В сочетании с другими передачами ременную передачу применяют и на быстроходных ступенях привода.

Плоскоременная передача



Имеет **простую** конструкцию шкивов и вследствие большой гибкости ремня повышенной **долговечностью**.

Рекомендуется при больших: межосевых расстояниях до 15 м и скоростях до 100 м/сек.

Типы плоскоременных передач:

1. Открытые — оси валов параллельны, вращение шкивов в одном направлении (а). *Открытые передачи получили наибольшее распространение* вследствие благоприятных условий работы ремня, обеспечивающих большую его долговечность.
2. Перекрестные — оси валов параллельны, вращения шкивов в противоположных направлениях (б). Из-за трения ветвей ремня имеют повышенный износ ремня. В настоящее время встречаются редко.
3. Передача с натяжным роликом, обеспечивающим постоянное натяжение ремня (в). Применяется при больших передаточных числах или при малых межосевых расстояниях. Успешно заменяется клиноременной передачей.

Плоские прорезиненные приводные ремни

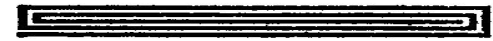
а)



б)



в)



Материал ремня должен иметь низкую стоимость, достаточную прочность, износостойкость, эластичность и долговечность и хорошо сцепляться со шкивами.

Прорезиненные ремни (ГОСТ 101 — 54) состоят из нескольких слоев хлопчатобумажной ткани — **прокладок**, связанных вулканизированной резиной. Ткань передает основную часть нагрузки, а резина предохраняет ткань от повреждений и повышает коэффициент трения. Эти прочные, эластичные, малочувствительные к влаге ремни получили большое применение для широкого диапазона мощностей при передаче спокойных нагрузок. Но они непригодны в помещениях с высоким содержанием паров нефтепродуктов, которые разрушают резину.

Выпускаются три типа прорезиненных ремней:

ремни типа А — нарезанные, с резиновыми прослойками между тканевыми прокладками (а). Рекомендуются для шкивов малого диаметра при $v \leq 30$ м/с;

ремни типа Б — послойно завернутые с прослойками (или без) между прокладками (б). Рекомендуются для тяжелых условий работы при $v \leq 20$ м/с;

ремни типа В — спирально завернутые из одного куска ткани, без резиновых прослоек (в). Рекомендуются для небольших нагрузок при $v \leq 15$ м/с.

Плоские хлопчатобумажные, шерстяные и кожаные приводные ремни

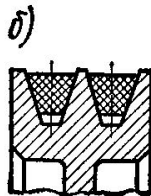
Хлопчатобумажные цельнотканые ремни (ГОСТ 6982 — 54). Изготавливают из хлопчатобумажной ткани с пропиткой специальным составом для увеличения срока их службы. Они легки, гибки, хорошо работают на шкивах малых диаметров, но обладают меньшей тяговой способностью и долговечностью. Рекомендуются для небольших переменных нагрузок при $v \leq 20$ м/сек. В сырых местах непригодны.

Шерстяные ремни (ОСТ НКТП 3157). Изготавливают из шерстяной пряжи, переплетенной и прошитой хлопчатобумажными нитями, пропитаны специальным составом. Из-за большой упругости, могут работать при резких колебаниях нагрузки. Мало чувствительны к влаге, пыли, кислотам и повышенной температуре, что и определяет область их применения. Имеют высокую стоимость.

Кожаные ремни (ОСТ НК ЛН 5773/176) изготавливают из кожи шкур крупного рогатого скота. Обладают высокой тяговой способностью и долговечностью. Рекомендуются для передачи переменных и ударных нагрузок. Из-за дефицитности и дороговизны имеют ограниченное применение.

Применяют также **специальные нестандартные ремни из синтетических волокон**. Такие ремни достаточно прочны, легки, эластичны; допускают работу со скоростями до 100 м/сек.

Клиноременная передача применяется в виде открытой передачи и работает с одним или несколькими ремнями (б).



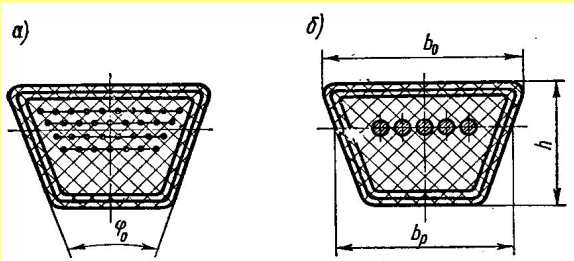
Клиноременные передачи **рекомендуются** при: малых межосевых расстояниях, больших передаточных числах, в вертикальном расположении осей валов.

Достоинства. Благодаря клиновидной форме канавки на шкиве сила сцепления ремня со шкивом больше, чем в плоскоременной, вследствие чего клиноременной передачей можно передавать большую мощность, допускать меньшее межосевое расстояние A и меньший угол обхвата α_1 .

Недостатками клиноременной передачи в сравнении с плоскоременной является меньшая долговечность ремней вследствие значительной их толщины, более низкий к.п.д. и большая стоимость шкивов.

Скорость ремней не должна превышать 30 м/сек, так как при больших скоростях клиновые ремни вибрируют. Наибольшую нагрузку клиновые ремни передают при $v=20$ — 25 м/сек. Невыгодны скорости меньше 5 м/сек.

КЛИНОВЫЕ ПРИВОДНЫЕ РЕМНИ



Для приводов общего назначения по ГОСТ 1284 — 68 клиновые ремни выпускают семи сечений (0, А, Б, В, Г, Д, Е) в виде бесконечных колец.

Для вентиляторов автомобилей, тракторов и комбайнов выпускают клиновые ремни пяти сечений 1, 2, 3, 4 и 5 по ГОСТ 5813 — 64.

По конструкции бывают двух типов: **кордтканевые** (а) и **кордшнуровые** (б).

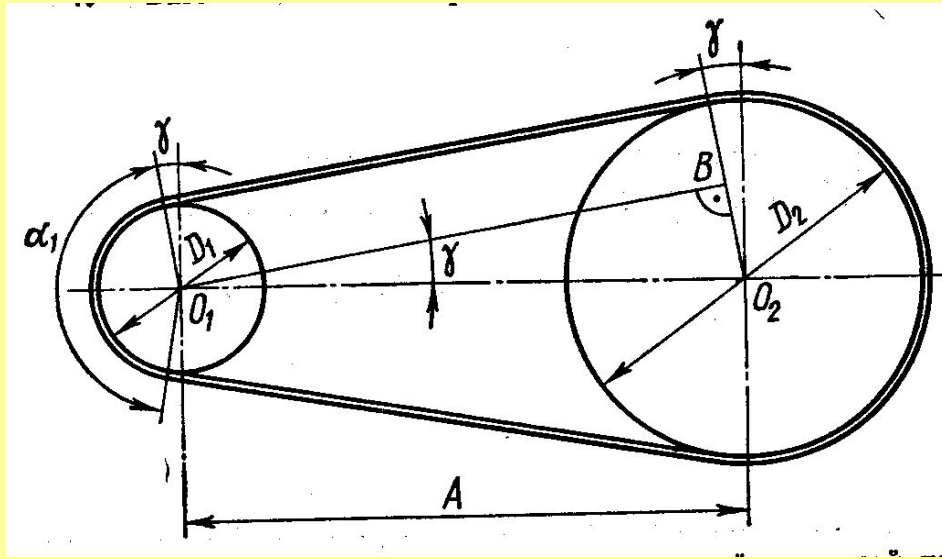
Кордтканевые ремни состоят из нескольких рядов кордовой ткани, расположенных в зоне нейтрального слоя ремня. Выше и ниже корда (прочная крученая нить из хлопчатобумажного или искусственного волокна) расположены резиновые прослойки. Снаружи ремень завернут в два-три слоя прорезиненной ткани. применяют в приводах общего назначения.

Более совершенными являются **кордшнуровые** ремни, в которых корд состоит из одного ряда толстых шнуров. Эти ремни более гибки и долговечны и предназначены для быстроходных передач.

Замена текстильных нитей корда **синтетическими волокнами или стальными тросами** значительно повышает прочность ремней.

Все клиновые ремни в сечении имеют форму трапеции с углом профиля $\phi_0 = 40^\circ$ в недеформированном состоянии. Расчетная длина L клинового ремня соответствует длине по нейтральному слою.

Основные геометрические соотношения в ременных передачах



1. Межосевое расстояние A ременной передачи определяется в основном конструкцией привода машины.

Рекомендуется:

для плоскоремennых передач

$$15m \geq A \geq 2(D_2 + D_1)$$

для клиноремennых передач

$$2(D_2 + D_1) \geq A \geq 0,55(D_2 + D_1) + h$$

где B , и D , — диаметры шкивов;

h — высота сечения ремня.

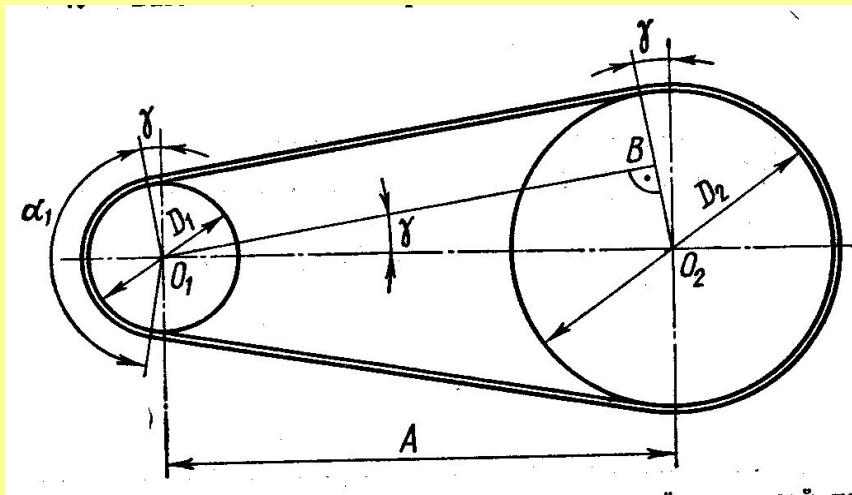
2. Угол обхвата ремнем малого шкива $\alpha_1 = 180^\circ - 2\gamma^\circ$. Из O_1BO_2 $\sin\gamma = \frac{BO_2}{O_1O_2} = \frac{D_2 - D_1}{2A}$

Практически γ не превышает $\pi/6$, поэтому приближенно $\sin\gamma = \gamma$ рад, тогда

$$\gamma = \frac{D_2 - D_1}{2A} \text{ рад} \quad \text{или} \quad \text{Следовательно,} \quad \alpha_1 = 180 - 57 \frac{D_2 - D_1}{A} \geq [\alpha_1]$$

Для плоскоремennой передачи рекомендуется $[\alpha_1] \geq 150^\circ$, а для клиноремennой $[\alpha_1] \geq 120^\circ$.

Основные геометрические соотношения в ременных передачах



3. Расчетная длина ремня L равна сумме длин прямолинейных участков и дуг обхвата шкивов. Значение длины ремня

$$L = 2A + \pi/2 (D_2 + D_1) + (D_2 - D_1)^2 / 4A$$

При наличии сшивки длину ремня увеличивают на $\Delta L = 100 \dots 400$ мм.

4. Межосевое расстояние при окончательно установленной длине ремня

$$A = \left\{ 2L + \pi (D_2 + D_1) + [(2L - \pi (D_2 + D_1))^2 - 8(D_2 - D_1)^2]^{1/2} \right\} / 8$$

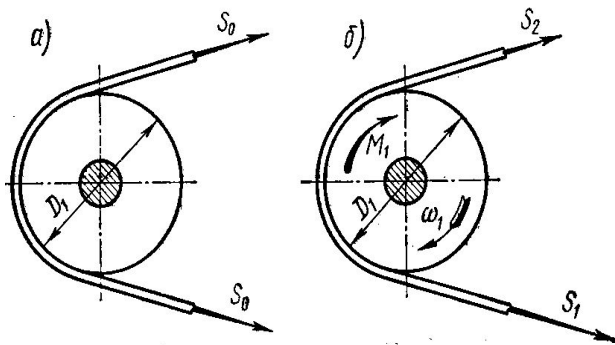
Критерии работоспособности ременных передач

Основными критериями работоспособности ременных передач являются: **тяговая способность**, которая зависит от величины сил трения между ремнем и шкивом;

долговечность ремня, т. е. его способность сопротивляться усталостному разрушению.

Основным расчетом ременных передач, обеспечивающим требуемую прочность ремней, является расчет по тяговой способности.

Расчет на долговечность производится как *проверочный*.



Для создания трения между ремнем и шкивом ремень надевают с предварительным натяжением S_0 . Чем больше S_0 , тем выше тяговая способность передачи. В состоянии покоя или холостого хода каждая ветвь ремня натянута одинаково с усилием S_0 , (а). При приложении рабочей нагрузки M_1 , происходит перераспределение натяжений в ветвях ремня: ведущая ветвь дополнительно натягивается до усилия S_1 , а натяжение ведомой ветви уменьшается до S_2 (б).

Из условия равновесия моментов внешних сил относительно оси вращения имеем:

$$-M_1 + S_1 \frac{D_1}{2} - S_2 \frac{D_1}{2} = 0, \quad \text{или} \quad S_1 - S_2 = P, \quad P = \frac{2M_1}{D_1}$$

P - окружное усилие на шкиве.

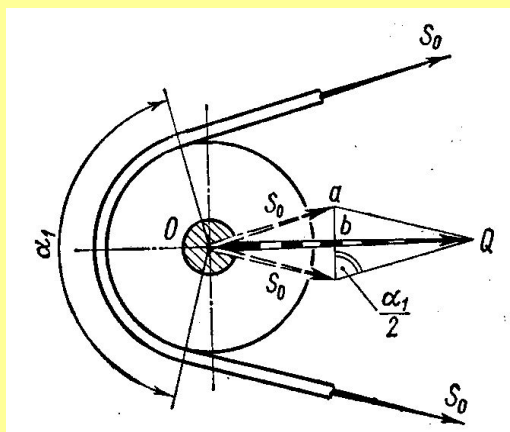
Общая геометрическая длина ремня во время работы передачи остается неизменной, так как дополнительное удлинение ведущей ветви компенсируется равным сокращением ведомой ветви. Следовательно, насколько возрастает натяжение ведущей ветви ремня, настолько же оно снижается в ведомой, т. е. $S_1 = S_0 + \Delta S$ и $S_2 = S_0 - \Delta S$ или $S_1 + S_2 = 2S_0$. Решая совместно уравнения получаем:

$$S_1 = S_0 + \frac{P}{2}; \quad S_2 = S_0 - \frac{P}{2}$$

При обегании ремнем шкивов в ремне возникает **центробежная сила** $S_V = \rho F v^2$, где ρ - плотность ремня; F - площадь сечения ремня.

Сила S_V , отбрасывая ремень от шкива, уменьшает полезное действие предварительного натяжения S_0 , понижая нагрузочную способность передачи. Таким образом, натяжение в ведущей и ведомой ветвях ремня при работе будет $S_1 + S_V$, $S_2 + S_V$ и для холостого хода $S_0 + S_V$.

Нагрузка на валы и подшипники РП



Усилия натяжения ветвей ремня нагружают валы и подшипники. Из треугольника Oab равнодействующая сила

$$Q = 2S_0 \sin(\alpha_1/2)$$

Направление силы Q принимают по линии центров передачи. Обычно Q в два-три раза больше окружного усилия P , что является *крупным недостатком ременных передач.*

К.П.Д. ременной передачи

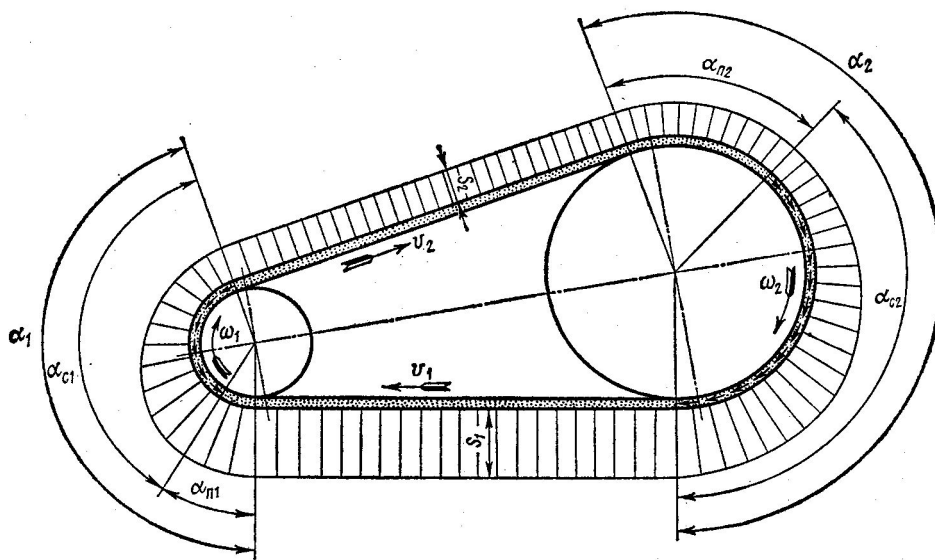
Величина к. п. д. ременных передач зависит от потерь на скольжение ремня по шкивам, на внутреннее трение в ремне при изгибе, на сопротивление воздуха движению ремня и шкивов, на трение в подшипниках.

При нормальных условиях работы ременной передачи принимают:

для плоскоремной передачи $\eta = 0,96$;

для клиноремной передачи $\eta = 0,95$.

Скольжение ремня



В РП возникают 2 вида скольжения ремня по шкиву: **упругое** - при нормальной работе и **буксование** - при перегрузке.

На ведущем шкиве натяжение ремня падает от S_1 до S_2 . Ремень укорачивается и отстает от шкива - возникает **упругое скольжение**.

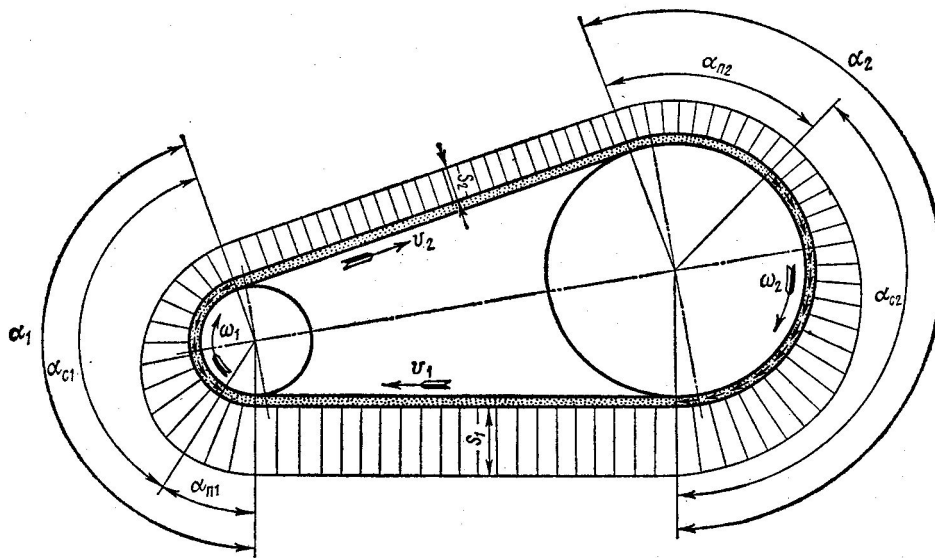
На ведомом шкиве аналогичное скольжение, но здесь натяжение ремня возрастает от S_2 до S_1 он удлиняется и опережает шкив.

Упругое скольжение ремня происходит лишь на части дуги обхвата - дуге **скольжения** α_c , располагающаяся со стороны сбегания ремня со шкива. Длина дуги скольжения определяется условием равновесия окружного усилия на шкиве ремня и силой трения на α_c .

Со стороны набегания ремня на шкив имеется дуга покоя α_π , на которой усилие в ремне не изменяется и ремень движется со шкивом без скольжения.

$$\alpha = \alpha_c + \alpha_\pi$$

Скольжение ремня



Скорости прямолинейных ветвей v_1 и v_2 равны окружным скоростям шкивов, на которые они набегают. Потеря скорости $v_1 - v_2$ определяется скольжением только на ведущем шкиве, где направление скольжения не совпадает с направлением движения шкива.

Упругое скольжение ремня неизбежно в ременной передаче и возникает за счет разности натяжения ремня.

Упругое скольжение приводит к снижению скорости, что приводит к потере части мощности и вызывает электризацию, нагревание и износ ремня, сокращая его долговечность.

По мере роста усилия P уменьшается дуга покоя $\alpha_{п1}$, следовательно, уменьшается и запас сил трения. При перегрузке дуга скольжения $\alpha_{с1}$ достигает дуги обхвата α_1 , и ремень скользит по всей поверхности касания с ведущим шкивом, т. е. *буксует* и ведомый шкив останавливается, к.п.д. передачи падает до нуля.

Упругое скольжение ремня характеризуется коэффициентом скольжения ε , который представляет относительную потерю скорости на шкивах:

$$\varepsilon = \frac{V_1 - V_2}{V_1},$$

где v_1 и v_2 окружные скорости ведущего и ведомого шкивов.

При нормальном режиме работы обычно $\varepsilon = 0,01 - 0,02$. Упругое скольжение является причиной некоторого непостоянства передаточного числа i ременных передач

Передаточное число

Окружные скорости шкивов передачи

$$v_1 = \frac{\omega_1 D_1}{2} \quad \text{и} \quad v_2 = \frac{\omega_2 D_2}{2},$$

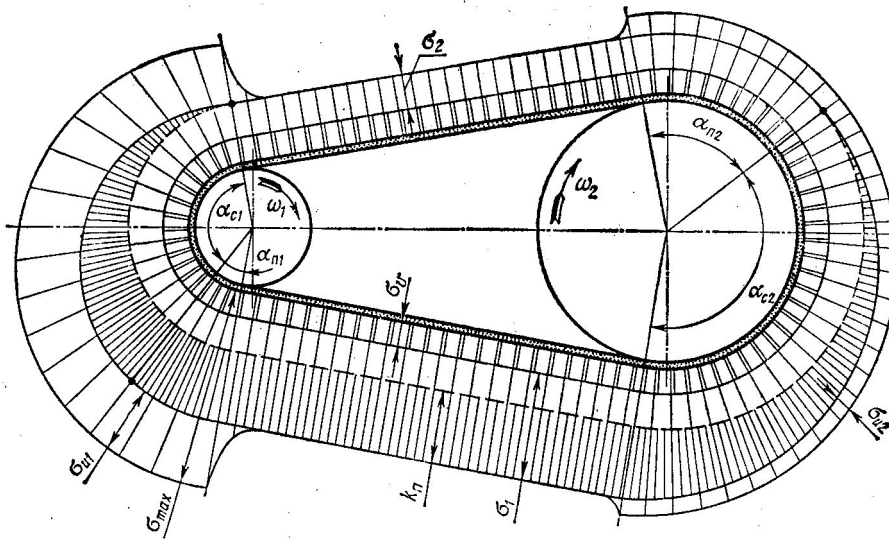
где ω_1 и ω_2 - угловые скорости ведущего и ведомого шкивов;
 D_1 и D_2 - диаметры этих шкивов.

Вследствие упругого скольжения $v_1 > v_2$. Разделив ω_1 на ω_2 с учетом коэффициента скольжения $\varepsilon = \frac{v_1 - v_2}{v_1}$, получим **передаточное число** ременной передачи:

$$i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{D_2}{D_1(1-\varepsilon)}.$$

Для плоскоремennых передач рекомендуется $i \leq 5$, для клиноремennых $i \leq 7$.

Напряжения в ремне



При работе ременной передачи напряжения по длине ремня распределяются неравномерно. Различают следующие виды напряжения в ремне:

1. Предварительное напряжение σ_0 . В состоянии покоя или при холостом ходе каждая ветвь ремня натянута с усилием S_0 следовательно,

$$\sigma_0 = \frac{S_0}{F}$$

где F — площадь поперечного сечения ремня. Из условия долговечности рекомендуется: для плоских ремней $\sigma_0 = 1,76 \text{ н/мм}^2$, для клиновых ремней $\sigma_0 = 1,18 — 1,47 \text{ н/мм}^2$.

2. Отношение окружного усилия в передаче (полезной нагрузки) P к площади поперечного сечения F называют удельным окружным усилием k_{Π} , или полезным напряжением: $k_{\Pi} = P/F$.

Удельное окружное усилие k_{Π} является разностью напряжений в ведущей σ_1 и ведомой σ_2 ветвях ремня при рабочем ходе на малой скорости (без учета влияния центробежных сил), т. е.

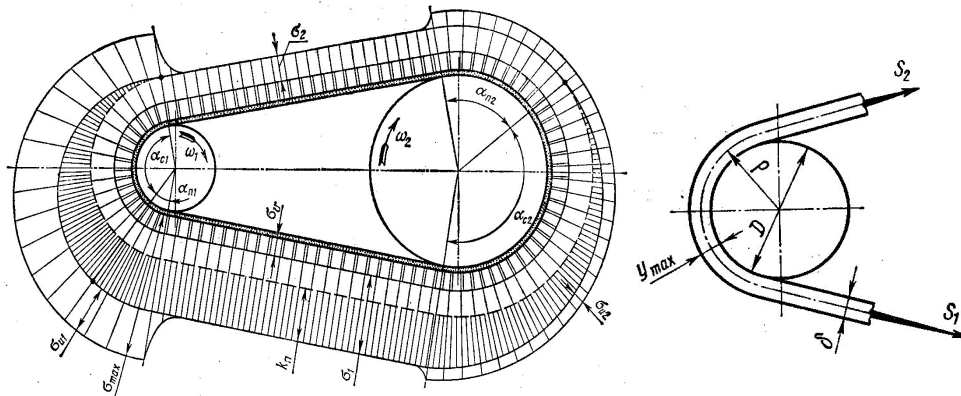
$$\sigma_1 - \sigma_2 = k_{\Pi},$$

так как

$$\sigma_1 = \frac{S_1}{F} = \frac{S_0}{F} + \frac{P}{2F} = \sigma_0 + \frac{k_{\Pi}}{2}; \quad \sigma_2 = \frac{S_2}{F} = \frac{S_0}{F} - \frac{P}{2F} = \sigma_0 - \frac{k_{\Pi}}{2}.$$

Величиной k_{Π} оценивается тяговая способность ременной передачи.

Напряжения в ремне



3. Напряжение изгиба $\sigma_{\text{И}}$. Возникает в ремне при огибании шкивов. По закону Гука $\sigma_{\text{И}} = \varepsilon E$, где $\varepsilon = y_{\text{max}} / \rho$ - относительное удлинение волокон на выпуклой стороне ремня при изгибе. Согласно рис. $y_{\text{max}} = 0,5\delta$ и $\rho = 0,5(D + \delta)$, следовательно,

Пренебрегая величиной δ по сравнению с D , получаем

$$\sigma_{\text{И}} = \frac{\delta}{D} E$$

где δ — толщина ремня; E — модуль продольной упругости материала ремня.

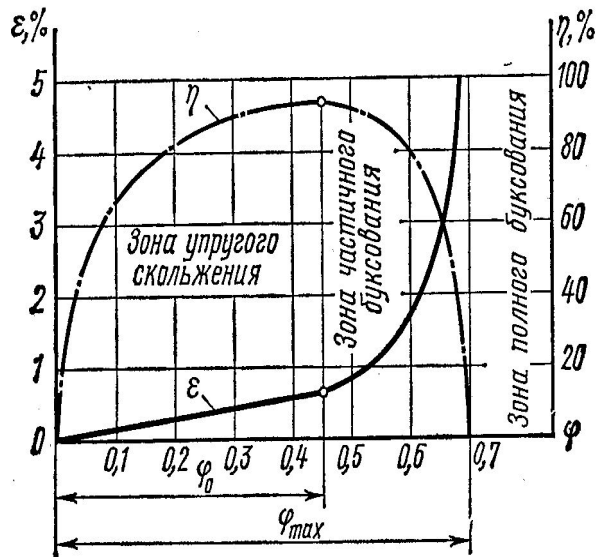
Из этой формулы следует, что наибольшее напряжение изгиба в ремне возникает на малом шкиве D_1 . Обычно по соображениям компактности стремятся принимать небольшие значения D_1 поэтому $\sigma_{\text{И1}}$ может в несколько раз превышать все другие напряжения в ремне. На практике величина $\sigma_{\text{И1}}$ ограничивается минимально допустимым значением δ/D_1 (см. табл. ГОСТ). Напряжение изгиба не влияет на тяговую способность передачи. Изменяясь по отнулевому циклу, оно является *главной причиной усталостного разрушения ремня*.

4. Напряжение от центробежных сил $\sigma_V = S_V / F$.

Наибольшее суммарное напряжение σ_{max} (см. рис.) возникает в поперечном сечении ремня в месте его набегания на малый шкив (эта же величина напряжения сохраняется на всей дуге покоя)

$$\sigma_{\text{max}} = \sigma_V + \sigma_1 + \sigma_{\text{И1}}$$

Кривые скольжения



Тяговая способность ременной передачи обуславливается сцеплением ремня со шкивами. Исследуя тяговую способность, строят графики кривые скольжения и кпд (рис.) на их базе разработан современный метод расчета ременных передач.

В результате исследования кривых скольжения, построенных по опытным данным, устанавливают связь между полезной нагрузкой - окружным усилием P и предварительным натяжением ремня S_0 в зависимости от коэффициента скольжения ε . По оси абсцисс графика откладывают нагрузку, выраженную через коэффициент тяги:

$$\varphi = \frac{P}{S_1 + S_2} = \frac{P}{2S_0} = \frac{k_{\Pi}}{2\sigma_0}$$

по оси ординат - коэффициент скольжения ε и к.п.д. передачи η .

При построении кривых повышают полезную нагрузку P при постоянном натяжении $S_1 + S_2 = 2S_0$, измеряя при этом скольжение и к.п.д. передачи. При возрастании коэффициента тяги от нуля до φ_0 , наблюдается только упругое скольжение (упругие деформации ремня подчиняются закону Гука), поэтому кривая близка к прямой. При значении φ_0 окружное усилие P достигает величины максимальной силы трения, дуга покоя $\alpha_{\Pi 1}$ исчезает, а дуга скольжения α_{C1} распространяется на весь угол обхвата. При увеличении коэффициента тяги от φ_0 до φ_{\max} работа передачи становится неустойчивой. К упругому скольжению прибавляется буксование, ремень быстро изнашивается, к.п.д. передачи резко падает. При φ_{\max} наступает полное буксование, ведомый шкив останавливается, к.п.д. падает до нуля.

Значения φ_0 устанавливают экспериментально для каждого типа ремня.

Из формулы видно, что $P_{\max} = 2\varphi_0 S_0$.

Допускаемое удельное окружное усилие

Определение допускаемого удельного окружного усилия, основано на кривых скольжения. Разделив обе части равенства $P_{\max} = 2\varphi_0 S_0$ на площадь сечения ремня F , получим $[k_0] = 2\varphi_0 \sigma_0$, где $[k_0]$ — допускаемое приведенное полезное напряжение в ремне, соответствующее критическому значению коэффициента тяги φ_0 .

Приведенным оно называется потому, что получено при определенных условиях испытания ремня, т. е. при: угле обхвата $\alpha_1 = 180^\circ$, скорости ремня $v=10$ м/с, спокойной нагрузке и горизонтальном расположении линии центров передачи.

Как показал опыт, величина $[k_0]$ зависит от типа ремня и его толщины δ , диаметра шкива D_1 скорости ремня v и предварительного напряжения σ_0 .

Расчет проектируемой ременной передачи ведут по допускаемому удельному окружному усилию (допускаемому полезному напряжению) $[k_{\Pi}]$.

От значения $[k_0]$ к значению $[k_{\Pi}]$ переходят при помощи поправочных коэффициентов, учитывающих геометрию, кинематику и режим работы проектируемой передачи: $[k_{\Pi}] = [k_0] C_{\alpha} C_v C_p C_{\theta}$

где C_{α} — коэффициент угла обхвата (по специальным разработанным таблицам);

C_v — скоростной коэффициент; для плоских ремней $C_v = 1,04 - 0,0004 v^2$; для клиновых ремней $C_v = 1,05 - 0,0005 v^2$;

C_p — коэффициент нагрузки и режима работы (по табл.);

C_{θ} — коэффициент, учитывающий вид передачи и ее расположение (по табл.).

Виды разрушения ремней

Усталостное разрушение. Изгиб ремня при набегании на шкивы сопровождается внутренним трением между его элементами, которое при циклическом деформировании приводит к усталостному разрушению — ремень расслаивается, ткани перетираются. С увеличением суммарного напряжения в ремне и частоты циклов этих напряжений срок службы ремня уменьшается.

Перегрев ремня. В результате упругого скольжения и внутреннего трения ремень нагревается, температура его повышается с увеличением частоты циклов напряжений. Перегрев отрицательно влияет на физико-механические свойства ремня, срок его службы уменьшается.

Износ ремня. Возникает вследствие упругого скольжения и частичного буксования.

Расчет ременных передач по тяговой способности

Согласно кривым скольжения прочность ремня не является достаточным условием, определяющим работоспособность передачи, так как ремень, рассчитанный на прочность, может оказаться недогруженным или же будет буксовать. **Основным расчетом ременных передач является расчет по тяговой способности**, основанный на кривых скольжения. Этот расчет одновременно обеспечивает требуемую прочность ремней.

Расчет по тяговой способности сводится к определению расчетной площади сечения ремня: $F=P/[k_{\Pi}]$, где P - передаваемое окружное усилие; $[k_{\Pi}]$ - допускаемое полезное напряжение в ремне, полученное согласно кривым скольжения (формула $[k_{\Pi}] = [k_0] C_{\alpha} C_v C_p C_{\theta}$).

Для плоскоремennой передачи $F=\delta b$ где δ и b - толщина и ширина ремня.

Для клиноремennой передачи $F=zF_0$ где F_0 - площадь поперечного сечения одного ремня (см. спец табл.); z - число ремней. Рекомендуется $z \leq 8$, так как при большем числе клиновых ремней нельзя гарантировать равномерность их нагружения.

Долговечность ремня определяется в основном его усталостной прочностью, которая зависит не только от величины напряжений, но также и от частоты циклов напряжений, т. е. от числа изгибов ремня в единицу времени. Для уменьшения напряжений изгиба [формула $\sigma_{и} = \delta E / D$] рекомендуется выбирать возможно меньшее отношение δ / D_1 , что благоприятно влияет на долговечность, а также и на тяговую способность передачи (см. спец табл.). Полный цикл напряжений соответствует одному пробегу ремня.

Полное число пробегов ремня за весь срок работы передачи пропорционально числу пробегов в секунду:

$$u = v / L \leq [u]$$

где v - скорость ремня в м/сек; L - длина ремня в м; $[u]$ - допускаемое число пробегов в секунду.

Число пробегов является скоростным фактором, влияющим на долговечность: чем больше u , тем выше частота циклов, тем меньше срок службы ремня. В связи с тем что пока еще нет метода расчета ремней на долговечность, учитывающего все влияющие на нее факторы, то *расчет ремней на долговечность ограничивают* выбором δ / D_1 в рекомендуемых пределах и проверкой числа пробегов ремня в секунду.

Практика рекомендует: для плоскоремной передачи $[u] \leq 5$ 1/сек, для клиноремной - $[u] \leq 10$ 1/сек.

Ремни, рассчитанные по тяговой способности, обладают нормальной долговечностью, которая в среднескоростных передачах равна 2000 - 5000 ч.

Последовательность расчета плоскоременных передач

Исходные данные:

1. Мощность на валу малого шкива N_1 .
2. Угловые скорости шкивов ω_1 и ω_2 .
3. Условия работы.

Последовательность расчета:

1. В зависимости от условий работы выбирают тип плоского ремня .
2. Определяют диаметр малого шкива по эмпирической формуле

$$D_1 = (520 \dots 610) (N_1 / \omega_1)^{1/3} \text{ мм},$$

где N_1 - мощность на валу малого шкива в *квт*.

Размер D_1 должен соответствовать **ГОСТ 17383 — 72** (спец. табл.).

3. Определяют скорость ремня v и сопоставляют ее с оптимальной для принятого типа ремня. При неудовлетворительной v изменяют D_1 .
4. Задаются коэффициентом скольжения ε и определяют диаметр большего шкива D_2 . Полученный размер округляют до стандартного значения (спец. табл.).
5. Уточняют передаточное число.
6. Ориентировочно принимают межосевое расстояние A или в соответствии с требованием конструкции, или в рекомендуемых пределах.
7. Определяют расчетную длину ремня L . Для бесконечных ремней L округляют до стандартного значения.

Последовательность расчета плоскоремennых передач

8. Проверяют передачу на долговечность по числу пробегов ремня и, если оно выше допустимого, увеличивают длину ремня A .
9. Уточняют межосевое расстояние A . Расчет производят только для передач с бесконечным ремнем при окончательно установленной длине по стандарту.
10. Проверяют угол обхвата α_1 ремнем малого шкива и при необходимости увеличивают межосевое расстояние A или применяют натяжной ролик.
11. Согласно рекомендациям задаются отношением δ/D_1 и определяют толщину ремня δ , округляя ее до ближайшего меньшего стандартного значения. Определяют допускаемое приведенное полезное напряжение (допускаемое приведенное удельное окружное усилие) $[k_{II}]$.
12. Находят поправочные коэффициенты C_α , C_v , C_p , C_θ и вычисляют допускаемое полезное напряжение.
13. Вычисляют окружное усилие P .
14. Из расчета по тяговой способности определяют требуемую площадь поперечного сечения ремня и его ширину b , округляя до ближайшего большего стандартного значения. При несоответствии ширины b указанным в стандарте (для принятой толщины δ) производят перерасчет передачи.
15. Находят усилие предварительного натяжения ремня S_0 .

Последовательность расчета клиноременных передач

Расчет ведется аналогично расчету плоскоременных передач со следующими изменениями:

В п.1 по передаваемой мощности и предполагаемой скорости ремня выбирают тип клинового ремня (спец. табл.), а затем определяют размеры сечения (спец. табл.).

В этих табл. для каждого значения мощности рекомендуется два-три типа ремня. Расчет передачи выполняют параллельно для всех рекомендуемых ремней, принимая окончательно тот из них, который обеспечивает меньшие габариты передачи и большую долговечность.

В п.2 для выбранного типа ремня принимают диаметр малого шкива по спец. табл.;

В пункте 11 задаются напряжением предварительного натяжения σ_0 , (см. раздел напряжения в ремне) и для выбранного типа ремня принимают допускаемое приведенное полезное напряжение $[k_0]$ (спец. табл.);

В п.14 из расчета тяговой способности определяют число ремней по формуле (или число ремней z можно также определить по мощности, допускаемой для одного ремня - см. ГОСТ 1284 — 68).

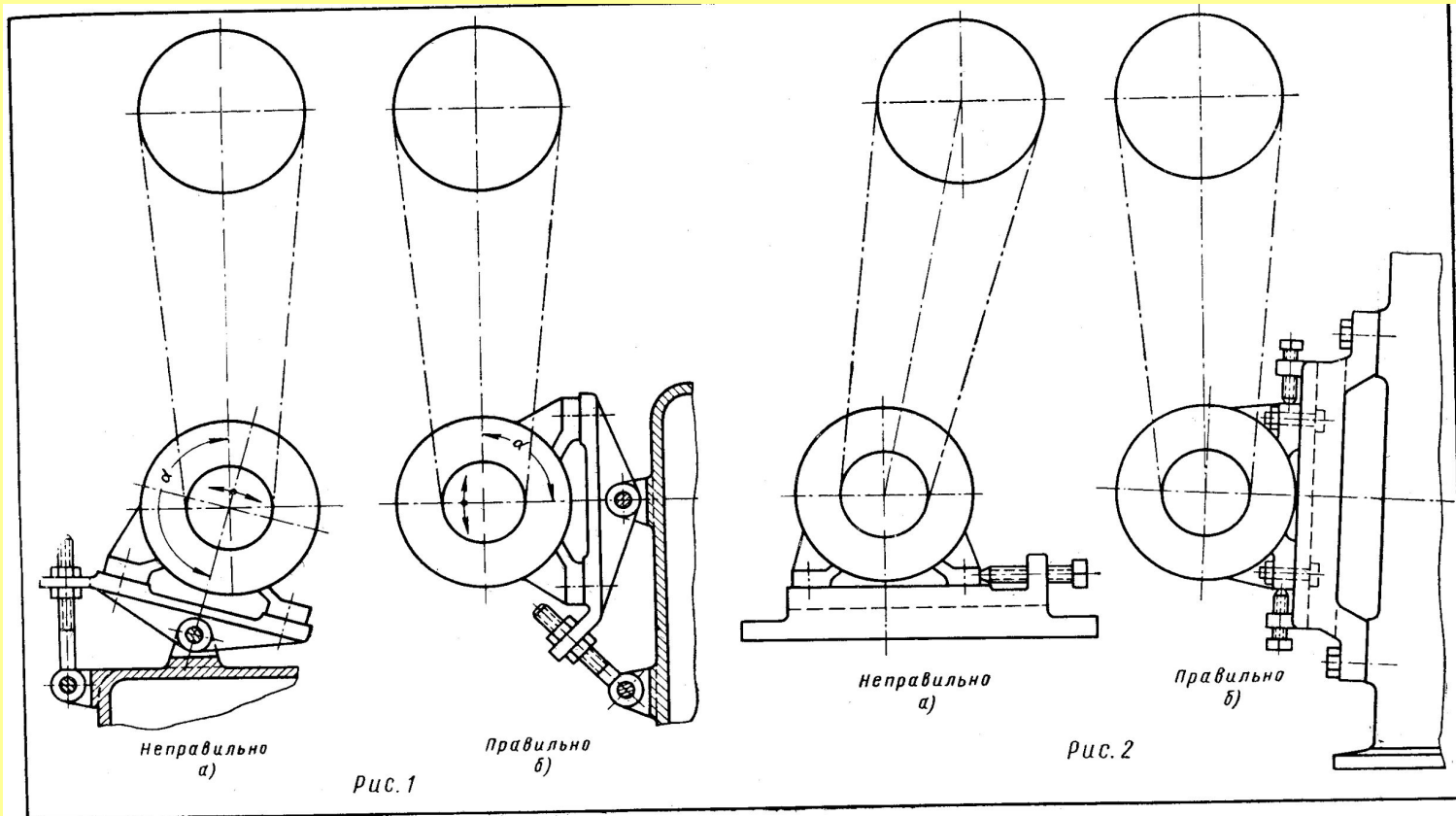
Варианты натяжения ремней

Предварительное натяжение ремня S_0 является необходимым условием работы ременной передачи. Чем выше S_0 тем больше тяговая способность и к.п.д. передачи, но меньше долговечность ремня. Наиболее экономичными и долговечными будут передачи, в которых S_0 выбрано по рекомендованному значению σ_0 .

Натяжение ремня в передачах осуществляется:

1. Устройствами периодического действия, где натяжение производится винтами и др.
2. Устройствами постоянного действия, где натяжение создается грузом, силой тяжести узла или пружиной. К ним относятся натяжные ролики, качающиеся плиты и др.
3. Устройствами автоматически обеспечивающими регулирование натяжения в зависимости от нагрузки с использованием активных и реактивных сил и моментов, действующих в передаче.

Конструкции натяжения ремней



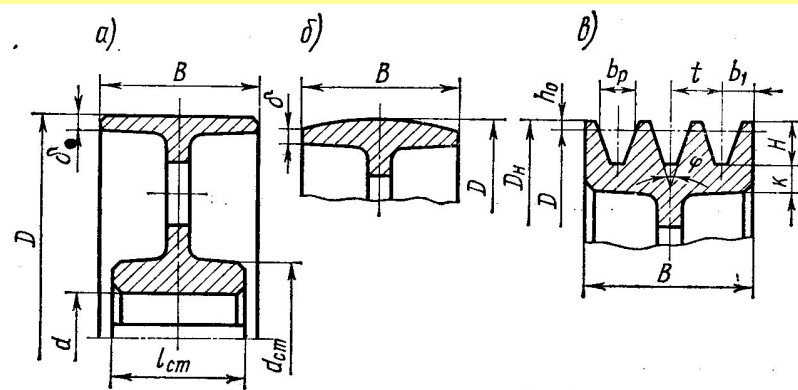
НАТЯЖНЫЕ УСТРОЙСТВА С ПЕРЕМЕЩЕНИЕМ ОДНОГО ИЗ ШКИВОВ

Регулирование натяжения ремня перемещением оси ведущего шкива вместе с электродвигателем является наиболее удобным. Необходимо так проектировать механизмы натяжения, чтобы при минимальном перемещении электродвигателя натяжение ремня увеличивалось в максимальной степени. На рис. 1 показана конструкция с качающейся плитой. Надо стремиться,

чтобы угол α был близок к 90° (рис. 1, б). Если угол α близок к 180° (рис. 1, а), то натяжение ремня можно осуществить только поворотом плиты на значительный угол. На рис. 2 показана конструкция с поступательно перемещаемым электродвигателем на плите при помощи винта. Направление перемещения должно быть близким к направлению оси ременной передачи.

ЛИСТ 83

Шкивы ременных передач



Наибольшее распространение получили литые шкивы из **чугуна** марки СЧ 15-32, которые применяют при $v \geq 30$ м/сек.

Стальные сварные шкивы допускают окружные скорости до 60 м/сек.

Для снижения центробежных нагрузок при высоких скоростях применяют шкивы из **алюминиевых** сплавов

В настоящее время широко применяются шкивы из **пластмасс**, они имеют малую массу и повышенный коэффициент трения между ремнем и шкивом, поэтому эти материалы очень перспективны.

Шкивы быстроходных передач подвергают **балансировке**.

При диаметре $D \leq 300$ мм шкивы выполняют с дисками **без спиц**, шкивы больших диаметров - с **4 - 6 спицами**. Число спиц, их форму и размеры выбирают по справочной литературе.

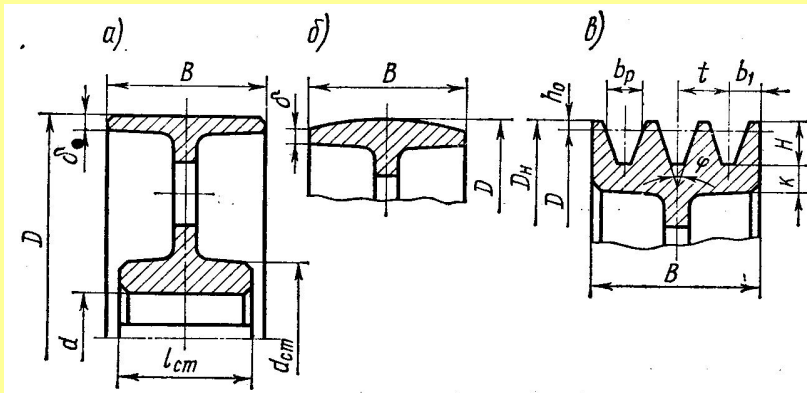
Диаметр и длина ступицы (а):

$$d_{CT} = (1,7-2)d, \quad l_{CT} = (1,5-2)d \leq B,$$

где d - диаметр вала, B — ширина обода шкива.

Окончательно l_{CT} принимают после расчета шпоночного или зубчатого соединения.

Шкивы ременных передач



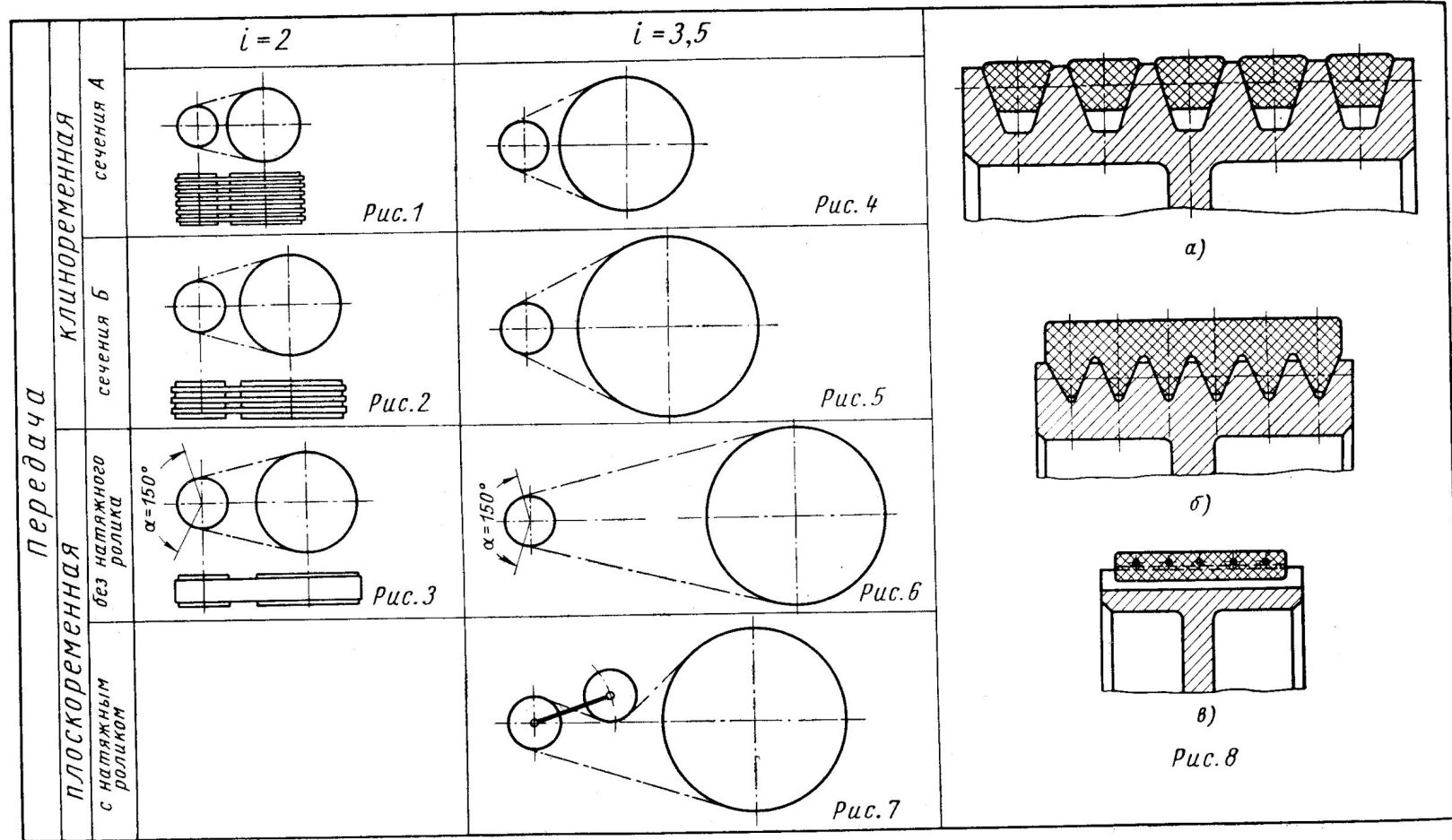
Плоскоременные шкивы имеют гладкую рабочую поверхность обода. Для центрирования ремня поверхность ведомого шкива делается выпуклой (б), а ведущего — цилиндрической. При $v > 25$ м/сек оба шкива делают выпуклыми. Толщина обода чугунных шкивов $\delta = 0,005D + 3$ [мм].

У **клиноременных шкивов** рабочей поверхностью являются боковые стороны клиновых канавок (в). Диаметр D , по которому определяют расчетную длину ремня, называют расчетным диаметром шкива.

Для обеспечения правильного контакта ремня со шкивом угол канавки φ назначают в соответствии с углом деформированного ремня в зависимости от диаметра шкива по ГОСТ 1284 – 68.

Расчету на прочность подвергают только те шкивы, которые имеют отклонения размеров от рекомендуемых справочной литературой. Обод рассчитывают на прочность под действием центробежных сил как свободно вращающееся кольцо. Спицы рассчитывают на изгиб как консольные балки, заделанные в ступице, с силами, приложенными на концах, причем считают, что окружное усилие воспринимается только $1/3$ общего числа спиц.

Сравнение ременных передач



ЛИСТ 82

СРАВНЕНИЕ ГАБАРИТОВ РЕМЕННЫХ ПЕРЕДАЧ

Рис. 1—7. При проектировании ременных передач с малым передаточным числом габаритные размеры плоскоременной и клиноременной передач почти одинаковы (рис. 1—3). При значительных передаточных числах габаритные размеры плоскоременных передач (при сохранении минимально допустимого

угла обхвата на малом шкиве 150°) много больше, чем клиноременных (рис. 4—7). Общая ширина многоклинового ремня (рис. 8, б) составляет $\frac{2}{3}$ ширины комплекта клиновых ремней (по данным зарубежных фирм-изготовителей). Габариты сечения зубчатого ремня еще существенно меньше (рис. 8, в).

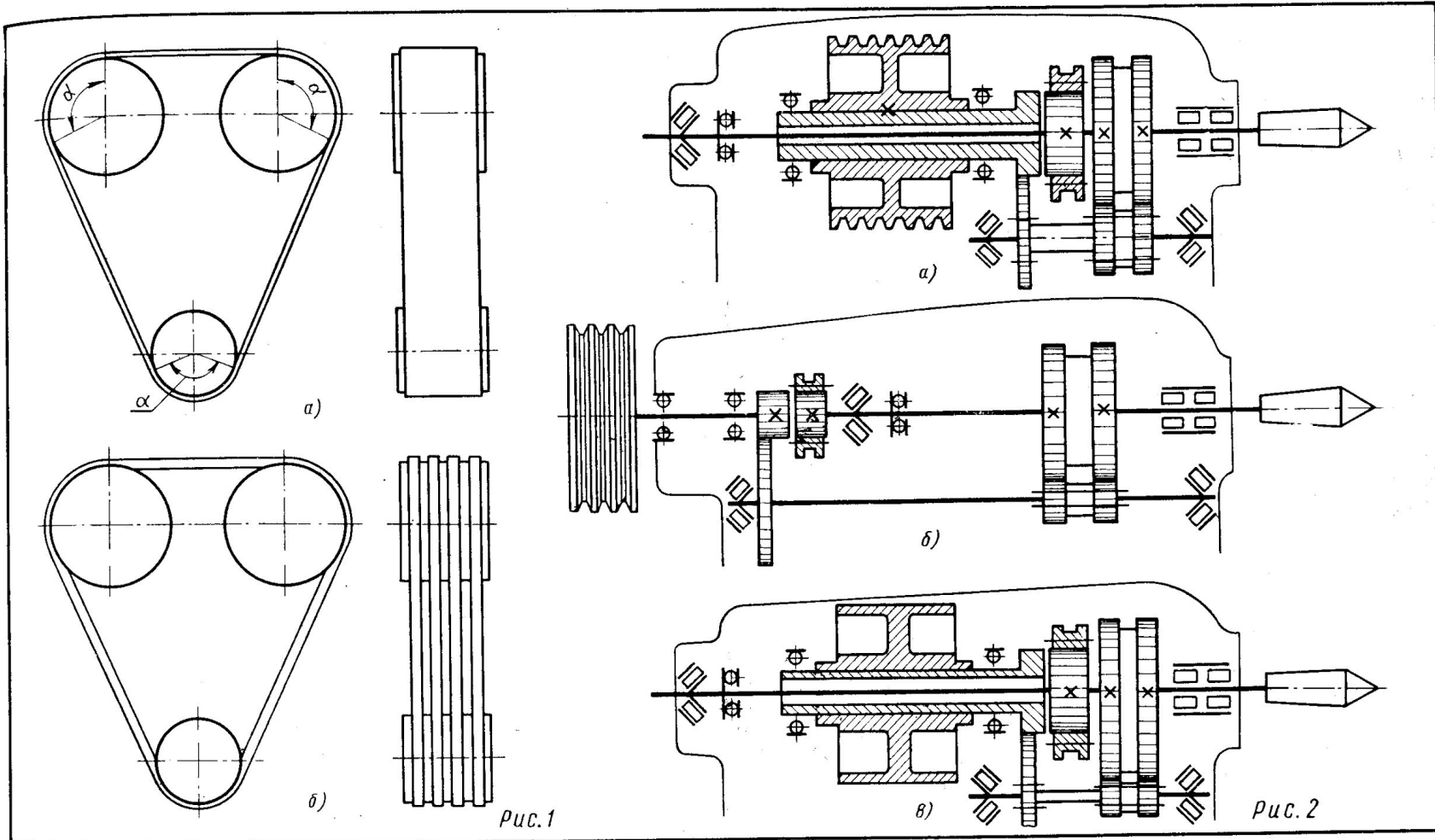


Рис.1

Рис.2

ЛИСТ 85

ТРЕХШКИВНЫЕ ПЕРЕДАЧИ И РАСПОЛОЖЕНИЕ РЕМЕННОЙ ПЕРЕДАЧИ ПО ОТНОШЕНИЮ К ОПОРАМ ВАЛА

Рис. 1. Трехшківную передачу с плоским ремнем (рис. 1, а) применять неправильно в связи с малым углом обхвата. При малых углах обхвата надо применять клиноременную передачу (рис. 1, б). Наименьший угол обхвата для клиноременной передачи рекомендуется 120° , а для плоскоремной 150° .

Рис. 2. Располагать шкив клиноременной передачи между опорами (рис. 2, а) нерационально (затрудняет замену ремней). Шкивы клиноременных передач должны по возможности быть консольными (рис. 2, б). Если шкив должен быть расположен между опорами, то целесообразнее применять плоские ремни (рис. 2, в).

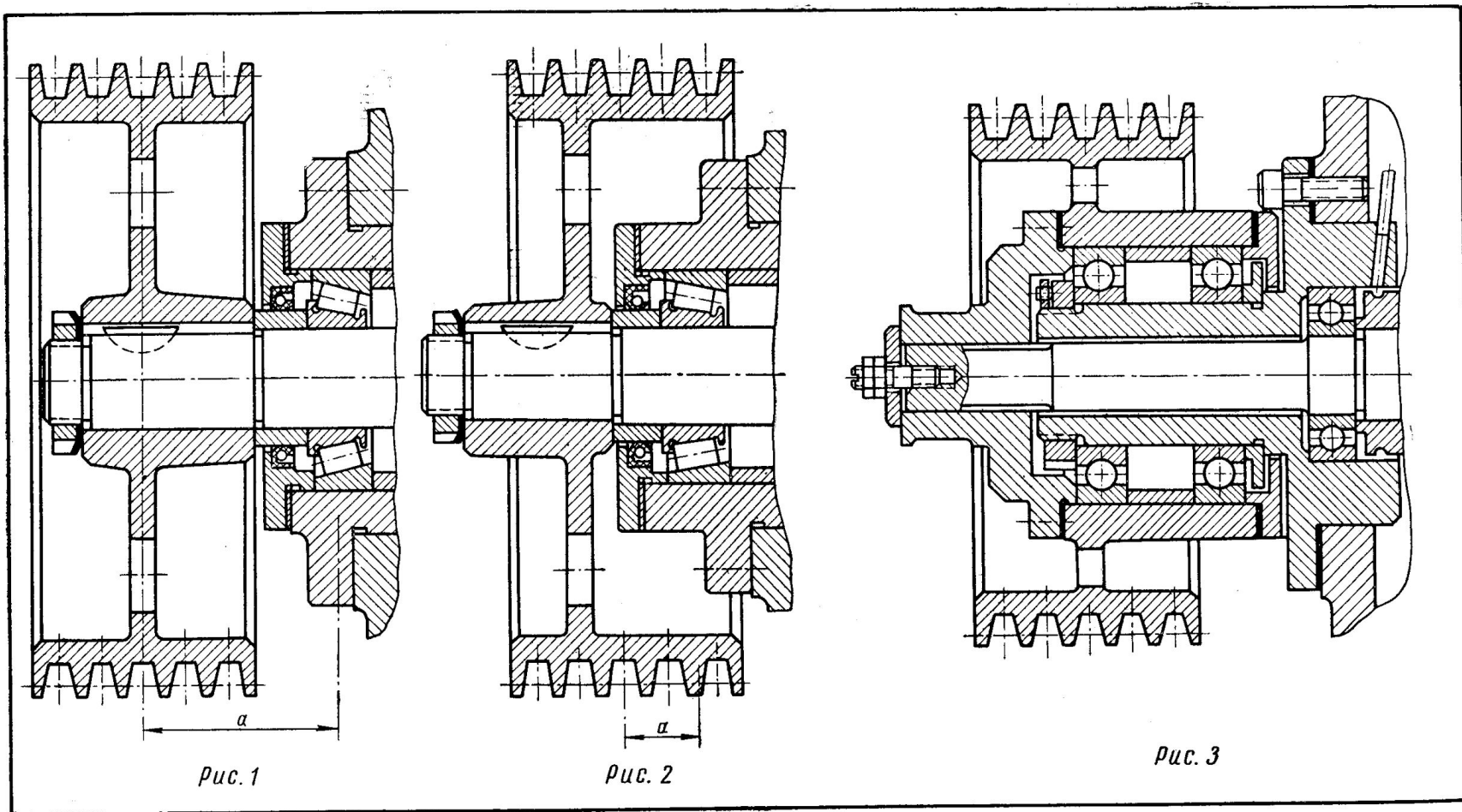


Рис. 1

Рис. 2

Рис. 3

ЛИСТ 86

УМЕНЬШЕНИЕ ВЫЛЕТОВ КОНСОЛЬНО РАСПОЛОЖЕННЫХ ШКИВОВ

При консольном расположении шкивов нужно стремиться к уменьшению вылетов a (рис. 1 и 2), чтобы разгрузить валы и уменьшить их упругие деформации. Это может быть достигнуто расположением подшипника вала внутри

габаритов шкива. Если натяжение ремня велико, а применение валов увеличенных диаметров неудобно, применяют шкивы, разгружающие вал от изгибающего момента и передающие на вал только крутящий момент (рис. 3).

Рекомендации по конструированию ременных передач 33

1. Для удобства надевания ремней шкивы передач должны быть консольными, иначе для смены ремня потребуется разборка узла.
2. Необходимо избегать минимальных диаметров шкивов, так как с уменьшением диаметра долговечность и к.п.д. передачи резко падают.
3. Для удешевления клиноременной передачи при $i \geq 3$ можно выполнять большой шкив гладким, а не желобчатым.
4. Для создания натяжения ремня конструкция должна допускать изменение межосевого расстояния в сторону уменьшения на $0,015L$. и в сторону увеличения на $0,03L$ (где L - длина ремня), В противном случае применяют натяжной ролик, который устанавливают на ведомой ветви.
5. Рекомендуется ведомую ветвь передачи располагать вверху для увеличения угла обхвата и при провисании ремня.