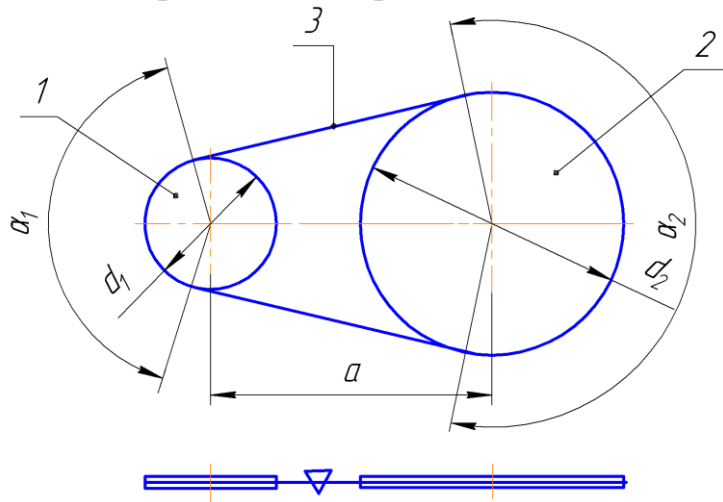


11. Ремённые передачи

11.1. Принцип работы

Ремённые передачи это передачи на основе трения гибкой связью. В общем случае передача состоит из (рис.11.1): 1 – ведущий шкив; 2 – ведомый шкив; 3 – ремень; 4 - ограждение (не показано на рисунке); 5- натяжное устройство (не показано на рисунке).



Вращающий момент передаётся за счёт сил трения между шкивом и ремнём. Силы трения появляются как результат прижатия ремня к шкиву при натяжении ремня. Поэтому в этой передаче натяжное устройство является обязательным.

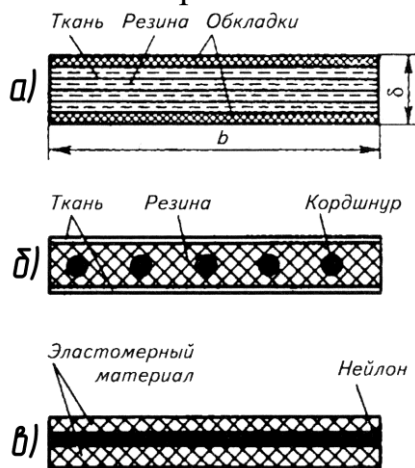
Рис.11.1. Ремённая передача, кинематическая схема

11.2. Разновидности ремённых передач

Ремённые передачи различаются в зависимости от формы поперечного сечения ремня.

11.2.1. Плоскоремённая передача

В поперечном сечении ремня – прямоугольник (рис.11.2).



В среднескоростных передачах используют резиноктаневые ремни: каркас ремня составляют прокладки из кордовой или из синтетических тканей, между которыми имеются прослойки из резины. Часто из резины выполняются обкладки. Они увеличивают коэффициент трения между ремнем и шкивом и срок службы ремня. В кордошнуровых ремнях имеются шнуры из синтетической ткани. Это повышает их несущую способность и даёт возможность применять их при скоростях до 40м/с.

Рис.11.2. Плоские ремни

В последнее время промышленность начинает выпускать плоские ремни (синтетические) в виде замкнутой ленты определённой длины. Это позволяет значительно повысить долговечность и скорость ремня.

Большое влияние на работу передачи оказывает соединение концов ремня. Возможны сшивка, склейка, металлическое скрепление концов.

11.2.2. Клиноремённая передача

В поперечном сечении ремня – равнобокая трапеция (рис.11.3.а). На уровне нейтральной оси 1- расположены несколько слоёв кордовой ткани 2, которые определяют тяговую способность ремня, выше и ниже кордоткани

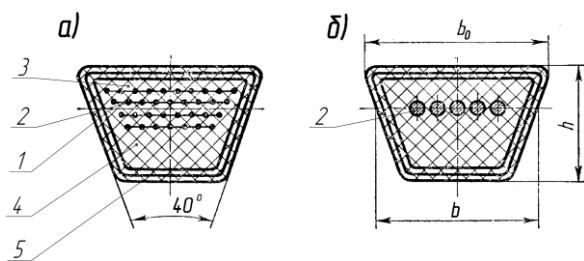


Рис.11.3. Клиновые ремни

слои резины: 3 – слой растяжения, 4 – слой сжатия. Тканевая обёртка 5 увеличивает прочность ремня и предохраняет его от износа. Вместо кордоткани в качестве несущего элемента может использоваться кордошнур (поз.2 на рис.11.3.б).

Для передач общего назначения по стандарту выпускают шесть типоразмеров клиновых ремней Z, A, B, C, D, E, отличающихся размерами поперечного сечения. Размеры ремня в сечениях увеличиваются от Z к E.

Кроме того, в зависимости от соотношения b/h различают:

- $b/h = 1.4$ – нормальные ремни;
- $b/h = 1.05...1.1$ – узкие ремни;
- $b/h = 2...4$ – широкие ремни.

Для работы на шкивах малых диаметров выпускаются ремни с зубьями на внутренней стороне ремня, на слое сжатия.

Ремни выпускаются в виде колец определённой длины. В стандарте приводятся длины колец по нейтральному слою от 400 до 5000 мм.

Благодаря трапецеидальной форме сечения, ремни заклиниваются в канавке шкива. Следовательно, их тяговая способность выше, чем у плоскоремённой передачи.

11.2.3. Передача поликлиновым ремнём

Ремни имеют продольные клиновые выступы на внутренней стороне (рис.11.4).

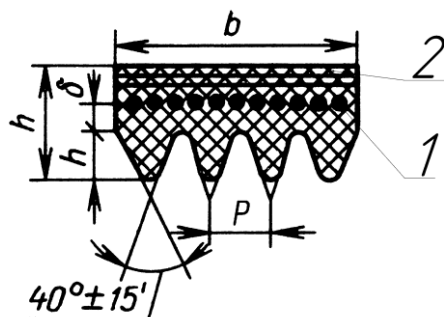


Рис.11.4. Поликлиновые ремни

Несущий слой – кордошнур или синтетические шнуры 1, а также имеются несколько слоёв диагонально расположенной ткани 2, придающей ремню большую поперечную жесткость. Выпускаются в виде колец определённой длины трёх типоразмеров поперечных сечений К, Л, М. Эти ремни сочетают в себе повышенное сцепление клиновых ремней и гибкость плоских, вследствие чего работают при более высоких скоростях, на шкивах диаметром меньше, чем у

11.2.4. Зубчато – ремённые передачи

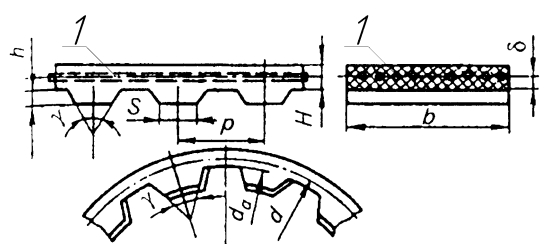


Рис.11.5.Зубчатые ремни

Зубчатый ремень представляет собой ленту с зубьями на внутренней поверхности (рис.11.5).

Несущий слой ремня выполнен из стального проволочного троса или шнура из синтетического материала 1 и эластичного связующего материала. Для повышения долговечности зубья ремня покрыва-

ют нейлоновой тканью. Зубья ремня входят в зацепление с соответствующими зубьями шкива и таким образом передаётся нагрузка. Фактически это передача зацеплением гибкой связью. Но она сочетает в себе все преимущества передач зацеплением (высокая нагрузочная способность, долговечность, отсутствие скольжения, небольшие нагрузки на валы и опоры) и передач на основе трения (плавность, бесшумность, отсутствие необходимости в смазке).

11.2.5. Круглоремённые передачи

В поперечном сечении ремня – круг, квадрат, прямоугольник. Изготавливаются из хлопчатобумажной ткани, пластмасс, кожи, резины, шёлка. Несущая способность – низкая. Основное применение в приборах и различных бытовых машинах. Чаще всего используется как кинематическая передача. В этом курсе не изучаются.

11.3. Достоинства и недостатки, возможности ремённой передачи

11.3.1. Достоинства ремённой передачи

- большие межосевые расстояния (до 8...10м);
- плавность, бесшумность работы;
- предохраняет от перегрузки (возможна пробуксовка);
- смягчает вибрации и толчки нагрузки;
- даёт возможность реализовать бесступенчатое регулирование скорости рабочего органа;
- можно реализовать передачу энергии одним ремнём нескольким потребителям.

11.3.2. Недостатки ремённой передачи

- большие габариты;
- большие нагрузки на валы и опоры;
- наличие скольжения, нельзя применять там, где требуется жесткая кинематическая связь между входом и выходом привода;
- низкая долговечность.

11.3.3. Возможности ремённой передачи

- по мощности – до 200 кВт;
- по скорости – до 15...30 м/с, а поликлиновые передачи – до 40 м/с;
- передаточное число: если передача одноступенчатая – до 10, если передача в приводе, то не более 3...4;
- КПД – 0.94...0.96;

Применяется как первая ступень привода.

11.4. Силы, действующие на ремень

Для обеспечения трения между шкивом и ремнём создаётся предвари-

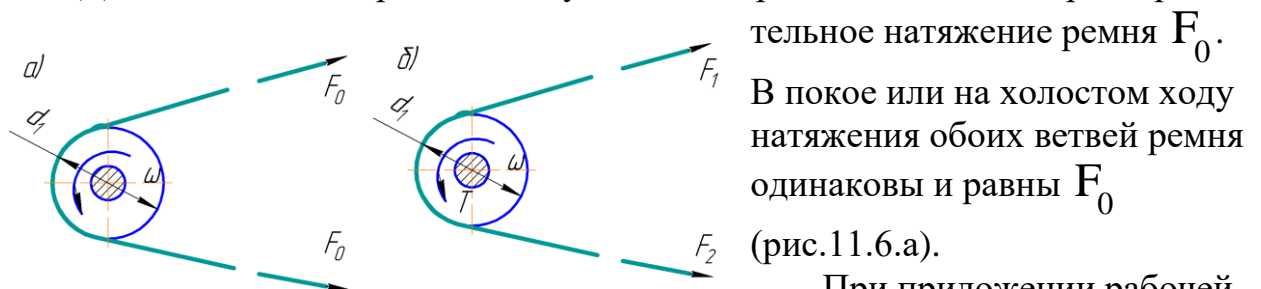


Рис.11.6. Нагрузка ремня во время работы

При приложении рабочей нагрузки T происходит пере -

распределение усилий, действующих на ремень. Теперь на ведущую ветвь действует усилие F_1 , а на ведомую - F_2 (рис.11.6.б). Если составить сумму моментов относительно оси вращения шкива, то получим (считаем моменты по направлению вращения положительными, а против - отрицательными)

$$T - F_1 \frac{d_1}{2} + F_2 \frac{d_1}{2} = 0 \text{ или } F_t \frac{d_1}{2} - F_1 \frac{d_1}{2} + F_2 \frac{d_1}{2} = 0 \text{ откуда } F_1 - F_2 = F_t.$$

Так как усилия, действующие на ветви ремня разные, то деформации этих ветвей тоже разные. Но ремень работает в пределах упругости материала, поэтому длина его остаётся постоянной, то есть удлинение ведущей ветви при передаче нагрузки компенсируется уменьшением деформации (а деформация ведомой ветви тоже удлинение) ведомой ветви. То есть, натяжение ведущей ветви увеличивается настолько же, насколько уменьшается натяжение ведомой ветви

$$\begin{cases} F_1 = F_0 + \Delta F \\ F_2 = F_0 - \Delta F \end{cases}$$

Суммируя эти выражения, получим $F_1 + F_2 = 2F_0$.

Решая полученную систему уравнений

$$\begin{cases} F_1 - F_2 = F_t \\ F_1 + F_2 = 2F_0 \end{cases}$$

$$\text{получаем: } F_1 = F_0 + \frac{F_t}{2} \text{ и } F_2 = F_0 - \frac{F_t}{2}.$$

Максимально возможное соотношение между натяжениями ветвей ремня при передаче вращающего момента T определяется формулой Эйлера

$$\frac{F_1}{F_2} = e^{f\alpha},$$

где f - коэффициент трения между ремнём и шкивом;
 α - угол охвата шкива ремнём.

Если фактическое соотношение превышает эту величину, то происходит буксование ремня.

Кроме натяжений на ремень действует ещё и центробежная сила, поскольку ремень это вращающееся кольцо,

$$F_{\text{ц}} = \rho A v^2,$$

где ρ – плотность материала ремня;

A – площадь поперечного сечения ремня.

Эта сила отбрасывает ремень от шкива, уменьшает трение между ними. Она становится существенной при скорости более 20м/с.

11.5. Напряжения в сечениях ремня

И центробежная сила, и натяжения ветвей ремня при передаче момента T вызывают растяжение ветвей. При этом напряжения от центробежной силы одинаковы по всей длине ремня (рис.11.7). Поскольку натяжение ведущей ветви больше натяжения ведомой в ней возникают большие по величине напряжения. Кроме этого, при набегании ремня на шкив возникают напряжения изгиба, которые зависят от диаметра шкива

$$\sigma_{\text{и}} = E\varepsilon \approx E \frac{\delta}{d},$$

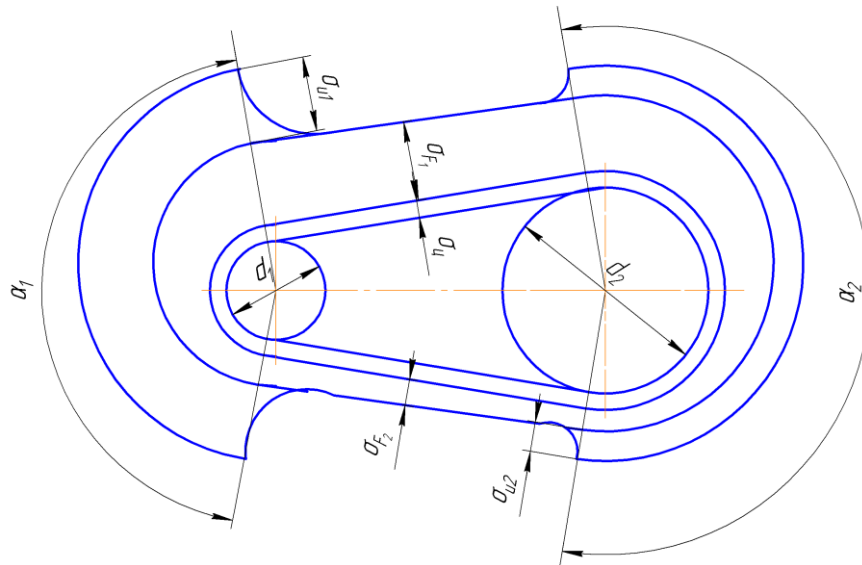


Рис.11.7. Напряжения в ремне

- где
- $E=63...230$ МПа – модуль упругости материала ремня;
 - δ – толщина ремня;
 - d – диаметр шкива.

Как видно из этого выражения, чем больше диаметр шкива, тем меньше напряжения изгиба. Именно поэтому в стандарте на ремённые передачи обязательно указывается минимально возможный диаметр малого шкива для каждого типоразмера ремня. Только при принятии этого диаметра больше или, в крайнем случае, равным минимальному, гарантируется долговечность ремня.

11.6. Упругое скольжение ремня на шкиве

При набегании ремня на шкив вначале сечения ремня движутся вместе со шкивом. По мере поворота шкива силы трения уменьшают натяжение ремня. Пропорционально уменьшению нагрузки уменьшается деформация. Ремень отстаёт от шкива.

При огибании ведомого шкива происходит аналогичное явление, но здесь натяжение ведомой ветви ремня увеличивается, а значит, увеличивается его деформация и ремень опережает шкив.

Дуга, на которой ремень движется вместе со шкивом – дуга покоя. Она всегда расположена со стороны набегания ремня на шкив.

Дуга, на которой ремень отстаёт от шкива – дуга скольжения.

Сумма дуги покоя и дуги скольжения равна дуге обхвата шкива ремнем (см. рис.11.7. углы обхвата α_1 и α_2).

По мере роста нагрузки дуга покоя уменьшается, а дуга скольжения увеличивается. При перегрузке ремень и ведомый шкив стоят, а ведущий шкив вращается. Это называется буксованием. КПД передачи падает до нуля.

Скольжение ремня характеризуется коэффициентом скольжения ε , который представляет собой относительную потерю скорости на шкивах

$$\varepsilon = \frac{V_1 - V_2}{V_1} 100 = \frac{n_1 - n_2}{n_1} 100, \%$$

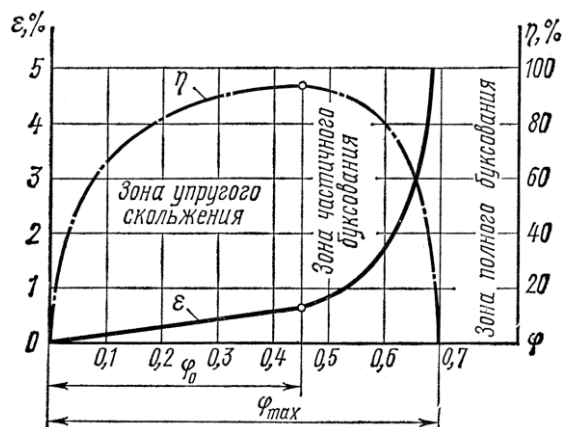
При нормальном режиме работы обычно $\varepsilon = 0.01 \dots 0.02$ (1...2%).

11.7. Кривые скольжения ремённых передач

Для оценки тяговой способности ремённых передач строят кривые скольжения. Это экспериментально полученные зависимости $\varepsilon(\varphi)$ и $\eta(\varphi)$. По оси абсцисс откладывается коэффициент тяги φ , равный

$$\varphi = \frac{F_t}{F_1 + F_2} = \frac{F_t}{2F_0} = \frac{\sigma_t}{2\sigma_0}.$$

По оси ординат откладывается относительное скольжение или КПД. Исследуя передачу, постепенно повышают полезную нагрузку F_t при постоянном предварительном натяжении F_0 . При этом фиксируют значения ε и определяют КПД.



С ростом нагрузки скольжение возрастает (рис.11.8). До некоторого критического значения φ_0 оно прямо пропорционально нагрузке. При дальнейшем увеличении нагрузки возникает дополнительное проскальзывание (зона частичного буксования). Затем, при φ_{\max} , наступает полное буксование ремня.

КПД передачи растёт с ростом нагрузки до максимального значения, а

за-

Рис.11.8. Кривые скольжения ремённой передачи

тем падает в связи с дополнительными потерями при буксовании.

Таким образом, оптимальные значения полезной нагрузки и КПД находятся в зоне критического значения коэффициента тяги. Установлено, что для плоских резинотканевых ремней $\varphi_0 = 0.6$, а для клиновых $\varphi_0 = 0.7 \dots 0.9$.

Соотношение Φ_{\max} / Φ_0 обычно 1.15...1.3. Оно характеризует способность передачи к перегрузке.

11.8. Кинематический расчёт передачи

Вследствие скольжения ремня

$$V_2 = (1 - \varepsilon) V_1, \text{ а } V_1 = \frac{\pi d_1 n_1}{60 \times 1000}, \text{ м/с.}$$

Поскольку передаточное число $u = \frac{\omega_1}{\omega_2}$, а $\omega = \frac{2V}{d}$, то

$$u = \frac{2V_1 d_2}{d_1 2V_2} = \frac{V_1 d_2}{(1 - \varepsilon) d_1} = \frac{d_2}{(1 - \varepsilon) d_1} \approx \frac{d_2}{d_1}.$$

Так как скольжение составляет в нормально работающей передаче всего 1...2%, им часто пренебрегают.

11.9. Геометрический расчёт передачи

Диаметр ведущего шкива d_1 определяется в зависимости от размеров ремня. Минимально возможный диаметр малого шкива для каждого типоразмера ремня приведен в стандарте.

Диаметр ведомого шкива $d_2 = u d_1 (1 - \varepsilon)$.

Межосевое расстояние a обычно известно из эскизной проработки машины. Рекомендуемые значения:

для плоскоремённой передачи - $a \geq (1.5...2)(d_1 + d_2)$;

для клиноремённой передачи -

$$0.55(d_1 + d_2) + h \leq a \leq 2(d_1 + d_2).$$

Здесь h – высота сечения ремня.

Поскольку клиновые и поликлиновые ремни выпускают в виде колец определённой длины, межосевое расстояние для них определяется последовательными действиями: сначала по принятому в эскизном проекте значению a' определяют необходимую длину ремня

$$L' = 2a' + 0.5\pi(d_1 + d_2) + (d_2 - d_1)^2 / 4a'.$$

Затем по полученному расчетному значению L' принимается стандартная длина ремня L , а уже по ней вычисляется межосевое расстояние

$$a = 0.125 \left\{ 2L - \pi(d_2 + d_1) + \sqrt{[2L - \pi(d_2 + d_1)]^2 - 8(d_2 - d_1)^2} \right\}.$$

Для обеспечения монтажа конструктивно создают возможность полученную величину уменьшить на 1...2%, а для обеспечения предварительного натяжения ремня предусматривают возможность её увеличения на 5...6%.

По принятым величинам определяется угол охвата малого шкива рем-

нём (см. рис.11.1) в градусах

$$\alpha_1 = 180 - 57 \frac{d_2 - d_1}{a}.$$

Для плоскоременной передачи $\alpha_1 \geq 150^\circ$, для клиноремённой - $\alpha_1 \geq 120^\circ$.

Следует помнить, что с уменьшением угла обхвата снижается тяговая способность передачи.

11.10. Виды разрушения, критерии работоспособности и расчёты ремённых передач

11.12.1. Причины выхода из строя ремённых передач

Ремённые передачи выходят из строя главным образом из за отказов ремней. Отказы могут происходить по следующим причинам:

- усталостное разрушение ремня, вследствие многократных изгибов его на шкивах;
- перегрев ремня, вследствие упругого скольжения и перегибов ремня на шкивах;
- износ ремня, вследствие упругого скольжения и буксования.

Основными критериями работоспособности передач являются тяговая способность (надёжность сцепления ремня со шкивом) и долговечность ремня, характеризующая его усталостной прочностью. По первому критерию выполняют проектный расчет передачи, а по второму – проверочный расчёт.

11.12.2. Расчёт ремённых передач по тяговой способности

При расчёте по тяговой способности в зависимости от вида ремня находят:

- размеры поперечного сечения ремня для плоскоремённой передачи;
- типоразмер сечения ремня выбирают из стандарта по передаваемой нагрузке и вычисляют потребное количество ремней принятого сечения для клиноремённой передачи;
- типоразмером сечения ремня задаются и определяют потребное количество клиньев (т.е. ширину ремня) поликлиновой передачи;
- модуль передачи выбирается по таблицам в зависимости от передаваемой нагрузки и определяется ширина ремня для зубчаторемённой передачи

11.12.3. Расчёт ремённых передач на долговечность

Долговечность ремня зависит не только от величин напряжений, но также от характера и частоты цикла изменения этих напряжений. Частота цикла изменения напряжений равна частоте пробегов ремня

$$u = (V/L) \leq [u].$$

Здесь V - скорость ремня;

L - длина ремня.

Чем больше u , тем меньше долговечность ремня. Поэтому введены ограничения: для плоских ремней $[u]=3...5\text{с}^{-1}$,
для клиновых и поликлиновых – $[u]=10...20\text{с}^{-1}$.

11.11. Расчёт клиноременной передачи

11.11.1. Общие положения расчёта по тяговой способности

Расчёт регламентируется ГОСТ1284.3-80. Он сводится к выбору сечения и определению числа ремней.

Поскольку типоразмеров сечений немного, для каждого из них экспериментально определена допускаемая мощность, передаваемая одним ремнём P_0 . Допускаемая мощность определяется для горизонтальной двухшкивной передачи при:

- напряжении предварительного натяжения $\sigma_0 = 1.2\text{МПа}$;
- диаметре малого шкива d_1 , принимаемом по стандарту для испытываемого сечения ремня;
- угле обхвата малого шкива $\alpha_1 = 180^\circ$;
- передаточном числе $u = 1$;
- скорости ремня 10 м/с;
- базовой длине ремня L_0 ;
- нагрузке спокойной, равномерной без рывков, толчков и ударов.

Реальные условия эксплуатации учитываются при расчёте введением соответствующих поправочных коэффициентов.

11.11.2. Исходные данные

- передаваемая мощность;
- частота вращения одной из деталей;
- передаточное число;
- межосевое расстояние, полученное из эскизного проекта (компоновки) привода a_0 ;
- условия и режим работы передачи.

11.11.3. Выбор типоразмера сечения ремня

По стандарту для передаваемой мощности принять типоразмер сечения ремня. Обычно параллельно считают два – три варианта передачи.

11.11.4. Выбор диаметра ведущего шкива

Для выбранного ремня, ориентируясь на рекомендации стандарта, назначить диаметр малого шкива d_1 .

11.11.5. Определить диаметр ведомого шкива d_2 .

11.11.6. Определить требуемую длину ремня L' ;

11.11.7. Определить стандартную длину ремня

По стандарту, по полученному значению L' принять значение L ;

11.11.8. Уточнить межосевое расстояние по стандартной длине ремня

По стандартному значению L определить фактическое значение межосевого расстояния a , параметры его уменьшения для монтажа и увеличения для натяжения ремня.

11.11.9. Определить угол обхвата малого шкива α_1

11.11.10. Определить мощность, передаваемую одним ремнём в условиях эксплуатации

$$P_p = P_0 C_\alpha C_L C_u / C_p,$$

где

P_0 - допускаемая мощность, определяется по стандарту для принятого сечения ремня;

C_α - коэффициент, учитывающий влияние угла обхвата; определяется по таблицам, например, если $a=180^\circ$ - $C_\alpha = 1$; $a=120^\circ$ - $C_\alpha = 0.82$; $a=80^\circ$ - $C_\alpha = 0.62$;

C_L - коэффициент, учитывающий фактическую длину ремня, определяется по таблицам в зависимости от соотношения L/L_0 , например, если $L/L_0=0.5$ - $C_L=0.86$; $L/L_0=1.2$ - $C_L=1.02$; $L/L_0=2.0$ - $C_L=1.15$;

C_u - коэффициент передаточного отношения; определяется по таблицам, например, если $u=1.8$ - $C_u=1.12$; $u=3$ - $C_u=1.14$;

C_p - коэффициент режима нагрузки, учитывающий характер нагрузки, определяется по таблицам, например, если нагрузка спокойная $C_p=1$; если имеются умеренные колебания $C_p=1.1 \dots 1.3$; если нагрузка ударная или резко переменная $C_p=1.5 \dots 1.7$.

11.11.11. Определить потребное число ремней

$$2 \leq Z = \frac{N}{P_p C_z} \leq 8.$$

Здесь C_z коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки между ремнями:

$$Z=2 \dots 3 - C_z = 0.95;$$

$$Z=4 \dots 6 - C_z = 0.9;$$

$$Z=6 \dots 8 - C_z = 0.85.$$

11.11.12. Определить усилие предварительного натяжения

Усилие предварительного натяжения ремня определяется по принятой величине напряжения предварительного натяжения. Для клиноремённых передач $\sigma_0 = 1.2 \text{ МПа}$, поэтому $F_0 = 2ZA\sigma_0$.

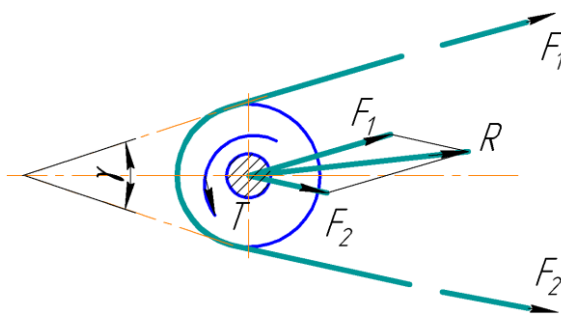
Здесь: A – площадь поперечного сечения ветви ремня.

Контроль предварительного натяжения проводят по стреле прогиба ветви ремня посередине межосевого расстояния при действии определённого усилия. При этом стрела прогиба должна составлять

$$f = 1.55a/100 \text{ мм.}$$

11.11.13. Определить силу давления на вал

Сила давления R на вал шкива равна геометрической сумме сил натяжений ветвей ремня (рис.11.9). Из параллелограмма сил следует



$$R = \sqrt{F_1^2 + F_2^2 + 2F_1F_2 \cos \gamma} \approx (F_1 + F_2) \cos(\gamma/2) = 2F_0 \sin \alpha_1 / 2$$

Здесь γ – угол между ветвями ремня.

С небольшой погрешностью можно

принять, что нагрузка на вал в двухшкивной передаче направлена по линии соеди-

Рис.11.9. Нагрузка на вал

няющей центра шкивов в сторону сопряженного шкива.

11.11.14. Определить число пробегов ремня

11.11.15. Конструирование шкивов

11.12. Особенности расчёта поликлиновой передачи

Расчёт выполняется в той же последовательности, что и клиноремённой передачи, при этом учитывается ряд особенностей:

- расчётный наименьший диаметр d_1 по средней линии кордошнура принимается не менее для сечений: К – 40мм, Л – 80мм, М – 180мм;
- передаточное число принимается не более 10;
- расчётная окружная сила, передаваемая одним клином ремня

$$p = p_0 C_1 C_2 C_3 C_4 C_5,$$

где p_0 – допускаемое окружное усилие, передаваемое одним клином ремня, рекомендуется принимать для сечений: К – 23Н, Л – 83Н, М – 285Н;

- C_1 – коэффициент, учитывающий влияние угла обхвата на малом шкиве;
- C_2 – коэффициент, учитывающий влияние скорости ремня на передаваемую нагрузку;
- C_3 – коэффициент, учитывающий влияние режима и длительности работы;
- C_4 – коэффициент, учитывающий влияние диаметра малого шкива;

- C_5 - коэффициент, учитывающий влияние длины ремня;

значения всех этих коэффициентов принимаются по соответствующим таблицам;

- необходимое число клиньев ремня (с последующим округлением) определяется по выражению

$$Z = \frac{2T}{d_1 p}.$$

Рекомендуется принимать: для сечений типа К $Z = 2...36$ клиньев; для сечений типа Л и М $Z = 4...40$;

- ширина ремня $b = ZP$, здесь P – шаг клиньев;

- ширина шкива $B = (Z-1)P + 2a$, где a - расстояние от торца шкива до его крайней клиновой впадины.

11.13. Особенности расчёта зубчаторемённых передач

Расчёт выполняется в той же последовательности, что и клиноремённой передачи, при этом учитывается ряд особенностей:

- расчётный передаваемый момент определяется с учётом коэффициента динамичности k_d $T_p = T k_d$;

- в зависимости от расчётного передаваемого момента по таблицам принимается модуль ремня m ;

- в зависимости от модуля принимается число зубьев ведущего шкива $Z_1 = 10...18$, оно не должно быть кратным числу зубьев ремня;

- определяется диаметр ведущего шкива $d_1 = mZ_1$;

- определяется угол обхвата малого шкива ремнём α_1 аналогично клиноремённой передаче;

- определяется F_t - передаваемое окружное усилие $F_t = 2T_p / d_1$;

- определяется допускаемая удельная окружная сила $[F_t] = [P] - F_{ц}$,

где $[P] = P_0 C_u C_z$ - допускаемая удельная нагрузка на ремень;

P_0 - номинальная удельная нагрузка на ремень, определяется по таблицам в зависимости от модуля;

C_u - коэффициент, вводимый для ускоряющих передач, для понижающих он равен единице;

C_z - коэффициент числа зубьев, находящихся в зацеплении с ведущим шкивом:

определяется число зубьев ремня, находящихся в зацеплении с малым

шкивом
$$Z_{\text{зац1}} = Z_1 \frac{\alpha_1}{360} \geq 6;$$

принимается C_z : если $Z_{\text{зац1}} \geq 6 - C_z = 1$; если $Z_{\text{зац1}} \geq 5 - C_z = 0.8$;
если $Z_{\text{зац1}} \geq 4 - C_z = 0.6$;

$F_{\text{ц}} = q_m V^2$ - центробежная сила, действующая на ремень;

q_m - масса одного метра длины ремня шириной один см, определяется по таблицам в зависимости от модуля;

- определяется потребная ширина ремня $b' \geq \frac{F_t}{[F_t]}$; полученное значение

b' округлить до ближайшего большего из нормализованного ряда: ... 10, 12.5, 16, 20, ... 50, 66, 80, ... 200; принятая ширина шкива не должна превышать диаметра меньшего шкива;

- предварительное натяжение должно быть несколько больше значения натяжения от центробежной силы

$$F_0 = (1.1 \dots 1.3) F_{\text{ц}} = (1.1 \dots 1.3) q_m b V^2 ,$$

оно необходимо только для устранения зазоров в зацеплении и правильного набегания ремня на шкивы;

- усилие, действующее на валы, может быть принято равным

$$R = (1.0 \dots 1.2) F_t ;$$

- при числе зубьев, входящих в зацепление с малым шкивом

$Z_{\text{зац1}} < 6$, рекомендуется проверять давление на зубьях ремня

$$p = \frac{F_t \phi}{Z_{\text{зац1}} b h} \leq [p]$$

где ϕ - коэффициент неравномерности распределения окружной силы между зубьями ремня по дуге обхвата, высоте и длине зубьев ремня;

$[p]$ - допускаемое давление, уменьшается с увеличением частоты вращения ведущего шкива от 2.5 МПа при 100 об/мин до 0.75 при 2000 об/мин, принимается по таблице.

Контрольные вопросы

11.1. Принцип работы передачи.

11.2. Разновидности ремённых передач.

11.3. Достоинства, недостатки и возможности ремённых передач.

11.4. Силы, действующие на ремень.

11.5. Напряжения в сечениях ремня.

11.6. Какие виды скольжения наблюдаются в ремённой передаче? Кривые скольжения.

11.7. Критерии работоспособности ремённых передач.

11.8. Расчёт клиноремённых передач по тяговой способности и на долговечность.