## *Задание выполнить не позднее 30 апреля 2020 года.*

## *Занятие 94-95. Расчёт клиноремённой передачи.*

***Задание:*** 1- На рисунке покажите дугу упругого скольжения на ведущем и ведомом шкивах. На какой ветви (набегающей или сбегающей) находятся дуги сколь­жения и покоя?



2- Ha каком участке ремня возникают минимальные изгибающие напря­жения?

3- Кратко изложите методику расчета клиноременной передачи на долго­вечность и объясните его необходимость.

4- Какое передаточное число может иметь одноступенча­тая плоскоременная передача без натяжного ролика?

1) До 4

2) 6

3) 8

4) 10

5) Свыше 10

5- Какая ветвь открытой ременной передачи испытывает при работе большее напряжение?

1. Ведущая

2. Ведомая

6- Назовите формулу для определения нагрузки на валы

1)*Fo*+ *Ft /2*+ *Fv*

2)*Fo – Ft /2*+ *Fv*

3) *2F0cos*/*2*

7- Что называется полезным напряжением?

1.*Fo/A ,*

2.*Ft /A*

3.*E(**/D)*

4.*Ev /A*

8- Чему равен угол вклинивания клиновых ремней?

1) 40°;

2) 35°;

3) 30°;

4) 20°.

9- В каком сечении правильно показано положение клинового ремня в ручье шкива (см. рис.)?



10- По какой формуле определяют силу, действующую на валы шкивов в клиноременной передаче?









где z —число ремней в передаче;  —угол охвата ремнем меньшего шкива; S0 — указанное в стандарте значение предварительного натяжения на одну ветвь ремня.

**Основной материал:**

## *Расчет основных геометрических параметров клиноременной передачи*

1. Межосевое расстояние *а*(см. рис.6) для клиноременных передач определяют по аналогии с плоскоременной   передачей   [см. формулу (1)]. Для нормальной работы клиноременной передачи рекомендуется принимать:

;

;                                                             (13)

где *D1* и *D2*— диаметры ведущего и ведомого шкивов.

Оптимальное межосевое расстояние *аот*в зависимости от передаточно­го числа *и*и диаметра большого шкива *D2*следующее:

*aom/D2*.......1,5    1,22   1    0,95    0,9    0,85

*и*.................1       2        3    4        5       6 и более

2. Расчетную длину ремня *L*определяют по формуле (3), после чего округляют до ближайшей большей стандартной длины клинового ремня выбранного типа. Длину ремня определяют по линии, проходящей через нейтральный слой поперечного сечения ремня.

3. Диаметры шкивов *D1* и *D2.*В клиноременнои передаче расчетными диаметрами  шкивов являются диаметры,  соответствующие  окружности расположения нейтрального слоя (см. рис.8 — диаметр *D).*

В отличие от плоскоременной передачи диаметр малого шкива (в дан­ном случае *D1*) не рассчитывают, а принимают по стандарту. Диаметр большого шкива *D2*определяют, учитывая передаточное число по форму­ле (5).

4. Наружный диаметр шкива определяют по формуле (см. рис.11, *а*)

,                                                                          (14)

где *D*— расчетный диаметр шкива; h0 — высота канавки над расчетной шириной ремня.

5. Ширина шкива (см. рис.11, а)

,                                                                 (15)

где *z*— число ремней в передаче; *t —*расстояние между осями клиновых канавок; *b1*— расстояние между осью крайней канавки и ближайшим тор­цом шкива.

Остальные размеры шкивов клиноременных передач рассчитывают как и для шкивов плоскоременных передач.

## *Основы теории расчета ременных передач. Силы и напряжения в ремнях, кривые скольжения и допускаемые полезные напряжения*

***Силы натяжения в ветвях ремня (Fo,******F1,******F2).***

Окружная сила на ведущем шкиве



Расчет ременных передач выполняют по расчетной окружной силе с учетом коэффициента динамической нагрузки *k*ди режима работы передачи:



где *k*д - коэффициент динамической нагрузки, который принимается *k*д =1 при спокойной нагрузке, *k*д =1,1 – умеренные колебания нагрузки, *k*д =1,25 – значительные колебания нагрузки, *k*д =1,5 – ударные нагрузки.

Для создания необходимого трения между ремнем и ободом шкива ре­мень должен иметь достаточную силу начального натяжения *Fo.*Это дости­гается предварительным натяжением ремня при монтаже или с помощью подвижной опоры. Чем больше *Fo,*тем выше тяговая способность переда­чи. Но при большом начальном натяжении ремень получает и большую вытяжку, снижается его долговечность. Поэтому *Fo*выбирают таким, чтобы ремень мог сохранить это натяжение достаточно длительное время, не по­лучая большой вытяжки. Начальную силу натяжения ремня определяют по формуле



где *А*— площадь поперечного сечения ремня плоскоременной передачи либо площадь поперечного сечения всех ремней клиноременной передачи; — начальное напряжение в ремне.

Начальное напряжениев ремне для плоских стандартных ремней без автоматических натяжных устройств σ0= 1,8*МПа*; с автоматическими натяжными устройствами σ0= 2*МПа*; для клиновых стандартных ремней σ0=1,2...1,5*МПа*; для полиамидных ремней σ0= 3...4*МПа*.

Приближенно можно считать, что в состоянии покоя и при холостом ходе каждая ветвь натянута одним и тем же усилием *Fo*(рис. 12, *а)*



**Рис.12. Усилия в ветвях ремня:** ***а*****— на холостом ходу;** ***б*****— при передаче нагрузки**

С приложением момента *T1* ведущая ветвь натягивается до значения *F1*, на­тяжение ведомой ветви уменьшается до *F2*(рис.12, *б).*Силы натяжения *F1* и *F2,*можно определить из условия равновесия шкива



Отсюда



С учетом того, что окружная сила на шкиве



получим



Так как сумма сил натяжения ветвей ремня постоянна (независимо от того, нагружена передача или нет), то



Из равенств (20) и (21) следует, что



Эти уравнения устанавливают изменение натяжений ведущей и ведомой ветвей в зависимости от нагрузки *Ft,*но не вскрывают способности передавать эту нагрузку или тяговой способности передачи, которая связана со значением силы трения между ремнем и шкивом. Такая связь установлена Эйлером в виде



где *f* - коэффициент трения покоя между ремнем и шкивом (коэффициент сцепления) (табл.5.1), α - угол обхвата шкива, *е* – основание натурального логарифма (*e*≈2,7183).

Среднее значение коэффициента трения для чугунных и стальных шкивов можно принимать: для резинотканевых ремней  *f* =0,35, для кожаных ремней  *f*= 0,22 и для хлопчатобумажных и шерстяных ремней  *f* = 0,3.

При определении сил трения в клиноременной передаче в формулы вместо – коэффициента, трения *f* надо подставлять приведенный коэффициент трения для клиновых ремней



где φ0 - угол клина ремня φ0≈40°.

Решая совместно уравнения (17) и (23) с учетом (21), находим:



Величину   называют коэффициентом тяги.

Как видно из выражения  оптимальная величина коэффициента тяги не зависит ни от передаваемой мощности, ни от предварительного натяжения ремня, а только лишь от свойств фрикционной пары материалов, из которых изготовлены ремень и шкив, и от конструктивных параметров передачи. Численные значения  для ремней из различ­ных материалов и угла охвата ремнем сталь­ного ведущего шкива, равного 180°, пред­ставлены в табл. 5.1.

**Таблица 5.1. Коэффициенты сцепления и коэффициент тяги** для

**некоторых материалов ремней по стальному шкиву**

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
| Материал ремня | Коэффициентсцепления *f* | Оптимальныйкоэффициент тяги http://www.detalmach.ru/lect8.files/image273.gif  |
| Кожаные: |   |   |
| растительного дубления | 0,25 | 0,374 |
| минерального дубления | 0,4 | 0,557 |
| Смазанный кожаный ремень | 0,23 | 0,346 |
| Мокрый кожаный ремень | 0,36 | 0,512 |
| Хлопчатобумажные: |   |   |
| цельнотканые | 0,22 | 0,332 |
| шитые | 0,20 | 0,304 |
| Шерстяные | 0,35 | 0,500 |
| Прорезиненные | 0,30 | 0,439 |

Формулы (24) устанавливают связь сил натяжения ветвей работающей передачи с нагрузкой *Ft*и факторами трения *f* и . Они позволяют также определить минимально необходимое предварительное натяжение ремня *Fo*,при котором еще возможна передача заданной нагрузки *Ft.*Если , то начнется буксование ремня.

Увеличение окружного усилия на ведущем шкиве можно достичь увеличением предварительного натяжения ремня либо повышением коэффициента тяги, который повышается с увеличением угла обхвата и коэффициента трения.

В таблицах со справочными данными по характеристикам ремней указаны их размеры с учетом необходимых коэффициентов тяги.

Можно установить по формуле (24), что увеличение значений *f* и  благоприятно сказывается на работе передачи. Эти выводы принимаются за основу при создании конструкций клиноременной передачи и передачи с натяжным роликом. В первой передаче использован принцип искусственного повышения трения путем заклинивания ремня в канавках шкива. Во второй – увеличивают угол обхвата  установкой натяжного ролика.

При обегании ремнем шкивов возникают *центробежные силы Fv,*которые отбрасывают ремень от шкива:

*F*v=ρ*Av*2,                                        (25)

где  — плотность материала ремня, кг/м3; *—*площадь сечения ремня, м2; *и*— окружная скорость, м/с.

С учетом центробежной силы натяжения определяют по следующим формулам для холостого хода:

*F*0+*Fv*;                                            (26)

для ведущей ветви

*F*1=*F*0+*F*t/2+*Fv*;                                (27)

для ведомой ветви

*F*2=*F*0-*F*t/2+*Fv*.                                  (28)

Натяжение *Fv*ослабляет полезное действие предварительного натяжения *Fo.*Оно уменьшает силу трения и тем самым понижает нагрузочную способность передачи.

Как показывает практика, влияние центробежных сил на работоспособность передачи существенно только при больших скоростях: *v >*20 м/с.

***Нагрузка на валы и опоры******Fs.***

Силы натяжения ветвей ремня *F1*и *F2,*(за исключением силы *Fv)*пере­даются на валы и опоры. Рассматривая параллелограмм сил (см. рис.12, *б),*находят равнодействующую сил



где  — угол между ветвями ремня.

Поставим в выражение (29) вместо (*F1* + *F2*)величину 2F*0*[см. форму­лу (21)]; получим



Выражение (30) можно преобразовать через окружную силу *Fr*. В этом случае можно считать, что для прорезиненных и кожаных ремней *Fs*>>2,5*Ft*); для хлопчатобумажных *Fs*>>3*Ft*); для шерстяных *Fs* >> 4*Ft*).Таким образом, на­грузка на валы в 2,5—4 раза превышает  окружную силу *Ft,*что является не­достатком ременных передач.

***Напряжения в ремне.***

При работе ременной передачи напряжения в различных сечениях по длине ремня неодинаковы. Изобразим эти напря­жения отрезками соответствующей длины, проведя их перпендикулярно поверхности ремня. Получим эпюру суммарных напряжений (рис.13).



**Рис.13. Напряжения в поперечных сечениях ремня**

Различают следующие виды напряжений в ремне.

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



где *А*— площадь поперечного сечения ремня.

Для стандартных ремней рекомендуется принимать:  МПа — для плоских ремней;   = 1,18 - 1,47 МПа — для клиновых.

2. Удельная окружная сила (полезное напряжение) *Кп.*Это напряжение зависит от передаваемой ремнем окружной силы *Ft.*



Полезное напряжение можно определить и как разность напряжений  и :



где  и  —  напряжения в ведущей и ведомой ветвях.

По значению *КП*оценивается тяговая способность ременной передачи.

3. Напряжение изгиба , возникающее в сечениях ремня при огибании шкивов (см. рис.13) и изменяющееся по пульсирующему циклу. В плос­ком ремне нейтральный слой проходит посередине толщины ремня. На­ружные слои ремня при огибании шкива растягиваются, а внутренние — сжимаются. Приближенно примем, что закон Гука справедлив и для мате­риалов ремней, тогда для растянутой стороны ремня *,*где *s* = *утт/р —*относительное удлинение волокон.

С учетом того, что  а *р* = 0,5(*D1* + 8) (см. рис.12, *б*), пренеб­регая величиной δ по сравнению с *D1*,, получим:



где *Е —*модуль продольной упругости материала ремня; — толщина рем­ня; *D1 —*диаметр огибаемого шкива.

В расчетах для плоскоременных передач  ограничивается минималь­но допустимым значением  (см. табл.1).

На тяговую способность передачи напряжение изгиба не влияет, но яв­ляется основной причиной усталостного разрушения ремня.

4. Напряжение от центробежных сил. Это напряжение зависит от силы *Fv*



На рис.13 показано, что по всей длине ремня напряжение  распре­деляется равномерно.

5. Наибольшее суммарное напряжение определяется как сумма по­лезного напряжения, напряжения изгиба в ведущей ветви (и ) и на­пряжения от центробежных сил ():



( возникает в ремне, в месте его набегания на малый шкив (см. рис.13)).

Рассмотренные напряжения в ветвях ремня используются в дальней­шем при расчете ременных передач на тяговую способность, для определе­ния максимального напряжения в ремне и т. п.

Анализ реальных передач показывает, что напряжения от изгиба и от действия центробежных сил обычно сравнимы и часто даже превосходят по величине полезное напряжение. При этом следует учитывать, что *увеличение напряжения изгиба не способствует повышению тяговой способности передачи, с другой стороны, эти напряжения, периодически меняясь, являются главной причиной усталостного износа ремней*.

Следует отметить, что прочность ремня не является достаточным усло­вием, определяющим работоспособность ременной передачи. Желательно, чтобы передача обеспечивала как можно большее значение силы *F1,*при неизменном для данного ремня значении начальной силы натяжения *2F0.*

***Скольжение в ременной передаче.***

Как показано выше сила натяжения ведущей ветви ремня существенно превышает силу натяжения свободной ветви (F1>F2). Отсюда следует, что удлинение каждого отдельно взятого элемента ремня меняется в зависимости от того, на какую его ветвь этот элемент в данный момент времени попадает. Изменение 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. Изложенные соображения позволяют сформулировать два важнейших следствия неодинаковой загрузки ведущей и холостой ветвей ремня:

*Работа ременной передачи без скольжения ремня по рабочей поверхности шкивов невозможна.*

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

Исследования Н.Е. Жуковского показали, что в ременных передачах следует различать два вида скольжения ремня по шкиву - упругое скольжение и буксование.

Как показали экспериментальные исследова­ния, упругое скольжение ремня по шкиву возникает в нормально работаю­щей передаче.

*Причиной упругого скольжения является неодинаковость натяжения веду­щей и ведомой ветвей.*

При обегании ремнем ведущего шкива его натяжение падает, от *F1*до *F2*(причем всегда *F1 > F2)*; ремень, проходя шкив, укорачива­ется, вследствие чего возникает упругое скольжение. На ведомом шкиве происходит аналогичное явление, но здесь ремень удлиняется, так как на­тяжение от *F2*возрастает до *F1.*

Упругое скольжение происходит не по всей длине дуги обхвата ремнем шкива. Установлено, что угол дуги обхвата  разделяется на две части — ***дугу упругого скольжения*** () и ***дугу покоя*** (), на которой упругое сколь­жение отсутствует (см. рис. 13). При перегрузке передачи скольжение происходит по дуге , т.е. ремень скользит по всей поверхности касания со шкивом. Такой вид скольжения называют ***буксованием.***

При упругом скольжении скорости по длине ремня неодинаковы. Скорость ремня и окружная скорость шкива совпадают лишь на дуге по­коя со стороны набегающей ветви. Это позволяет оценить упругое про­скальзывание.

Коэффициент упругого скольжения:



где  и  - окружные скорости ведущего и ведомого шкивов.

При нормальном режиме работы ременной передачи значение  = 0,01  0,02.

***Коэффициент тяги и кривые скольжения.***

В результате исследова­ния кривых скольжения (рис.14), построенных по опытным данным, ус­тановлена связь между полезной нагрузкой (окружной силой *F)*и предва­рительным натяжением ремня *Fo*в зависимости от коэффициента скольже­ния ε.



**Рис.14.** **Кривые скольжения** **и КПД ременной передачи**

Отношение передаваемой ремнем ок­ружной силы к сумме натяжений его ветвей называют ***коэффициентом тяги:***



*Коэффициент тяги характеризует нагру­зочную способность передачи.*На этом гра­фике (см. рис.14) по оси абсцисс отложе­ны значения коэффициента тяги , а по оси ординат — коэффициент скольжения  и КПД передачи .

На начальном участке кривой скольже­ния (от 0 до ) наблюдается только упру­гое скольжение. Линия этого участка приближается к прямой. Здесь зна­чения КПД и  падают с уменьшением нагрузки. Дальнейшее увеличение нагрузки (т.е. увеличение ) приводит к буксованию. В зоне частичного буксования наблюдаются как упругое скольжение, так и буксование. При достижении коэффициентом тяги величины φ*max* наступает полное буксование передачи (ведомый шкив останавливается), величина скольжения становится равной единице, а КПД падает до нулевого значения.

При  рабочую нагрузку следует принимать в пределах, которые соответствуют наибольшему значению КПД. Работа в зоне частичного бук­сования допускается только в момент пуска передачи (т.е. для кратковре­менных перегрузок). Работу в зоне частичного буксования допускают только при кратковременных перегрузках, например, в момент запуска двигателя. В этой зоне КПД резко снижается вследствие увеличения потерь на скольжение ремня, а ремень быстро изнашивается. Размер зоны частичного буксования характеризует способность передачи воспринимать кратковременные перегрузки.

Численные значения коэффициента тяги  зависят от вида ремня, его толщины, диаметра шкивов, скорости и т.д. Однако характер кривой скольжения остается постоянным при любой комбинации перечисленных параметров. Это положение позволило установить общие нормы работоспособности ремня с учетом влияния различных параметров. Так, условия работы ременной передачи считаются нормальными, если



где *Dmin* – наименьший диаметр шкива, *h* – толщина ремня.

Потери мощности в ременной передаче складываются из потерь в опорах валов; потерь на внутреннее трение в ремне, связанное с периодическим изменением деформаций, и в основном с деформациями изгиба; потерь от сопротивления воздуха движению ремня и шкивов.

Все эти потери трудно оценить расчетом, а поэтому КПД передачи определяют экспериментально. При нагрузках, близких к расчетным, среднее значение КПД для плоскоременных передач  = 0,97, для клиноременных  = 0,96.

***Допускаемые напряжения в ремне.***

1. *Допускаемое приведенное полезное напряжение Ко.*Из графика на рис.14 видно, что оптимальное значение коэффици­ента тяги  определяет максимальную полезную окружную силу *Flmax.*

При этом условии ременная передача с начальным натяжением *Fo*может работать без пробуксовки. Из выражения (38)



где  — оптимальный коэффициент тяги. Если обе части равенства (39) разделить на площадь поперечного сечения ремня *А,*то получим



здесь  *—*допускаемое приведенное полезное напряжение в рем­не, соответствующее коэффициенту тяги . Значение *Ко*сучетом табл.1 можно определить для плоскоременной передачи по формуле



где *s*и  — постоянные коэффициенты, зависящие от материала ремня и .

Для клиноременной передачи *Ко*определяется по табл.6.

***Таблица 6.*****Значения** ***K0*****для клиновых ремней**

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
| Диаметр малогошкива *D1*, мм | Тип ремня | *Ко* |
| при http://www.detalmach.ru/lect8.files/image291.gif= 1,18 МПа | при http://www.detalmach.ru/lect8.files/image291.gif= 1,47 МПа |
| 7180Не менее 90 | Z(O) | 1,421,541,62 | 1,591,711,82 |
| 100112Не менее 125 | А | 1,481,581,67 | 1,641,761,87 |
| 140160Не менее 180 | B(Б) | 1,481,641,71 | 1,641,842,01 |
| 200224250Не менее 280 | С(В) | 1,481,661,801,87 | 1,641,852,032,20 |
| 320360400Не менее 450 | D(Г) | 1,481,691,871,88 | 1,641,892,122,20 |

2. *Допускаемое полезное напряжение в ремне КП.*

Практически значение напряжения *Ко*не постоянно, оно зависит от типа и толщины ремня *b*, диаметра малого шкива *D1*, скорости ремня и, предварительного напряжения  и режима работы передачи.

При проектировании ременных передач используют параметр *[К]п*(до­пускаемое полезное напряжение), а не *Ко.*Экспериментальным путем уста­новлено, что



где *Са, Ср, Со, Сv* — поправочные коэффициенты, значения которых приве­дены в табл.7; эти коэффициенты учитывают: *Са*— влияние угла обхвата малого шкива; *Ср* — режим работы передачи; *Со*— вид передачи и располо­жение ее элементов; *Cv*— ослабление сцепления ремня со шкивом под действием центробежной силы (скоростной коэффициент).

***Таблица 7.*****Коэффициенты** ***Са,******Ср, Со,*** ***Cv*****расчета допускаемого полезного напряжения**

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
| Коэффициент | Условия работы | Значения |
| *Са*- угла обхвата | При угле обхвата для плоских(клиновых) ремней |   |
| 180° | 1,00, (1,00) |
| 170° | 0,96; (0,98) |
| 160° | 0,94; (0,95) |
| 150° | 0,91; (0,92) |
| 140° | -(0,89) |
| 130° | -(0,86) |
| 120° | -(0,83) |
| 110° | **-**(0,78) |
| 100° | -(0,74) |
| 80° | -(0,62) |
| *Ср* - режима работы | При нагрузке: |   |
| спокойной | 1,0 |
| с умеренными колебаниями | 0,9 |
| со значительными колебаниями | 0,8 |
| ударной и резко неравномерной | 0,7 |
| *Со* - учитывающий рас-положение   осей   валов,(перекрестной),    полупе-рекрестной передачи | При угле наклона линии центровпередачи к горизонту |   |
| 0-60° | 1,0; (0,9); |
| 60-80° | 0,8; 0,9; |
| 80-90° | (0,8); 0,7; |
|   | 0,8; (0,7); |
|   | 0,6 |
| *Сv    -*скоростной   дляплоских (клиновых) рем-ней | При скорости ремня, (м/с): |   |
| 1 | 1,04; (1,05) |
| 5 | 1,03; (1,04) |
| 10 | 1,0; (1,0) |
| 15 | 0,95; (0,94) |
| 20 | 0,88; (0,85) |
| 25 | 0,79; (0,74) |
| 30 | 0,68; (0,60) |