

или дистанционно измерить частоту вибрации ремня оптическим или акустическим методом. Важные технические характеристики, которые также следует учитывать при выборе измерителей натяжения ремней, включают измерение силы натяжения в определенном диапазоне измерения. Диапазон натяжения - это минимальное и максимальное значения натяжения, которые возможно измерять в Нм или кгс данным прибором.

Механический измеритель натяжения ремня позволяет оценить, какое усилие требуется для прогиба ветви ремня из предварительно натянутого положения на определенную величину или насколько ремень может быть сдвинут при приложении определенного усилия. Оптические приборы для измерения натяжения ремня регистрируют собственную частоту ремня, с помощью импульсов отраженного света. Акустические приборы для измерения натяжения ремня регистрируют звуковые вибрации ремня при помощи акустического приемника. Зафиксированная прибором частота используется как при оптических, так и при акустических измерениях для сравнения с эталонными частотами правильно натянутого ремня. Если известна длина измеряемой ветви и масса ремня, также можно рассчитать усилие натяжения ремня. Для этой цели многие модели электронных измерителей натяжения ремня предлагают возможность расчета по длине и массе ремня.

Для механических измерений требуется произвести контактный замер в определенном месте ремня для точности измерения, при этом ремень должен быть неподвижным. Оптические и акустические измерения проводятся бесконтактно, но измерительный датчик должен располагаться близко к ремню, однако при таком методе измерения частоты не имеет значения, в какой точке ремня производить замер.

Литература

1. Скойбеда А.Т. и др. Детали машин и основы конструирования : учебник. – Минск: Высшая школа, 2006.

УДК 621.852

Исследование несущей способности плоскоременной передачи

Студенты гр. 10305122 Шишлов Д.В., гр. 10603322 Внучко В.И.

Научный руководитель – доцент Сашко К.В.

Белорусский национальный технический университет,

Минск, Беларусь

Ременные передачи имеют широкое применение в приводах различных машин. Конструкции и теоретическое обоснование их работы описаны в различных пособиях и в частности в учебнике [1].

В патенте [2] описан учебный прибор для демонстрации работы плоскоременной передачи.

Нами разработан вариант проведения лабораторной работы на основании этого патента

Разработка лабораторной работы

Цель работы: исследовать влияние нагрузки на коэффициент упругого скольжения; построить кривую скольжения ременной передачи.

Теоретическое обоснование

Ременная передача (рис.1) передает вращающий момент T от ведущего вала O_1 к ведомому валу O_2 за счет сил трения, возникающих между ремнем и шкивами, вследствие предварительного натяжения ремня F_0 .

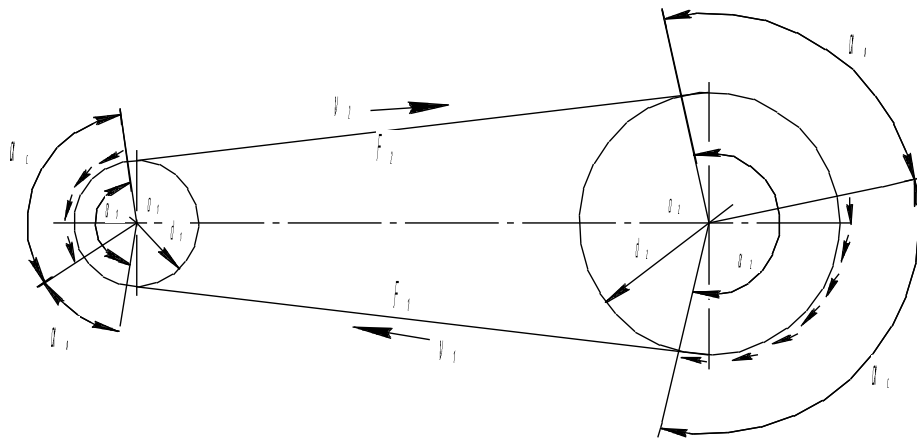


Рис. 1. Схема передачи

В зависимости от формы поперечного сечения ремни подразделяются на плоские, клиновидные, круглые, зубчатые. При передаче вращающего момента T натяжение в ведущей ветви возрастает до значения F_1 , в ведомой же уменьшается до величины F_2 .

Окружная сила на ведущем шкиве

$$F_t = \frac{2T_1}{d_1}. \quad (1)$$

Уравнение моментов относительно оси вращения O_1

$$T_1 = \frac{d_1}{2}(F_1 - F_2), \quad (2)$$

откуда

$$\frac{2T_1}{d_1} = F_1 - F_2 = F_t. \quad (3)$$

Усилия F_1 и F_2 связаны с силой F_t , предварительным натяжением F_0 :

$$F_1 + F_2 = 2F_0; \quad (4)$$

$$F_1 = F_0 + \frac{F_t}{2}; \quad (5)$$

$$F_2 = F_0 - \frac{F_t}{2}. \quad (6)$$

Зависимость между F_1 и F_2 на границе буксования устанавливается формулой Эйлера

$$F_1 = F_2 e^{f\alpha}, \quad (7)$$

где f – коэффициент трения;

α – угол обхвата шкива ремнем, рад.

Решая совместно уравнения (3), (4), (7), определяют величину предварительного натяжения ремня F_0 , необходимую для передачи заданной нагрузки F_t :

$$F_0 = \frac{F_t(e^{f\alpha} + 1)}{2(e^{f\alpha} - 1)}. \quad (8)$$

При меньшем значении F_0 в передаче начнется буксование ремня.

На шкивах центробежные силы, действующие на каждый элемент ремня в пределах угла обхвата, вызывают дополнительное натяжение ветвей ремня:

$$F_{ц} = \rho AV^2, \quad (9)$$

где ρ – плотность материала ремня, кг/м³;

A – площадь поперечного сечения ремня, м²;

V – линейная скорость ремня, м/с.

За счет натяжения $F_{ц}$ уменьшается предварительное натяжение F_0 и величина сил трения, тем самым понижается нагрузочная способность передачи.

Влияние центробежных сил существенно только при больших скоростях ($V > 25$ м/с).

Тяговая способность передачи характеризуется максимально допустимой величиной при условии отсутствия буксования, окружной силой F_t или величиной полезного напряжения $\sigma_0 = F_t / A$, которые зависят от величины предварительного натяжения F_0 , угла обхвата α , коэффициента трения f , а также от линейной скорости ремня V_0 , характера нагрузки и режима работы передачи.

Зависимость окружной силы F_t от F_0 , f , α согласно формуле (8) имеет вид:

$$F_t = 2F_0 \frac{e^{f\alpha} - 1}{e^{f\alpha} + 1} \quad (10)$$

или

$$\sigma_f = 2\sigma_0 \frac{e^{f\alpha} - 1}{e^{f\alpha} + 1}. \quad (11)$$

Разность натяжения ведомой и ведущей ветвей вызывает упругое скольжение ремня по шкиву.

Дуга упругого скольжения α_c всегда располагается со стороны сбегавшей ветви. Разность между дугой обхвата α и дугой упругого скольжения α_c определяет дугу покоя α_n (рис. 1), на которой ремень находится в покое без скольжения.

В результате упругого скольжения окружная скорость ведущего шкива V_2 будет больше окружной скорости ведомого шкива V_1 .

Или

$$V_2 = V_1 (1 - \varepsilon), \quad (12)$$

где ε – коэффициент упругого скольжения.

Из формулы (6.12) следует $\varepsilon = \frac{V_1 - V_2}{V_1} = 1 - \frac{V_2}{V_1}$.

Так как $V_1 = \frac{\omega_1 d_1}{2}$, а $V_2 = \frac{\omega_2 d_2}{2}$, то $\varepsilon = \frac{\omega_2 d_2}{\omega_1 d_1}$.

Если $d_1 = d_2$, то

$$\varepsilon = 1 - \frac{\omega_2}{\omega_1} = 1 - \frac{n_2}{n_1}. \quad (13)$$

где n_1 и n_2 – частоты вращения ведущего и ведомого шкивов соответственно.

По мере увеличения окружной силы F_t дуга покоя уменьшается до нуля, ремень начинает скользить по поверхности шкива, равной дуге обхвата α . Такое скольжение называется буксованием. При буксовании ведомый шкив останавливается.

Степень загруженности передачи принято характеризовать отношением передаваемой окружной силы к сумме значений натяжения ветвей $F_1 + F_2$, которое называют коэффициентом тяги:

$$\varphi = \frac{F_t}{F_1 + F_2} = \frac{F_t}{2F_0} = \frac{\frac{F_t}{A}}{\frac{2F_0}{A}} = \frac{\sigma_t}{2\sigma_0}. \quad (14)$$

Коэффициент тяги показывает, какая часть предварительного натяжения ветвей ремня $2F_0$ используется полезно, т. е. он представляет собой относительную нагрузку передачи.

Работоспособность передачи характеризуется кривой скольжения – зависимостью между коэффициентом скольжения ε , %, и коэффициентом тяги φ . Кривая скольжения строится по результатам испытаний передачи с горизонтальным расположением ремней (угол $\theta = 0^\circ$), работающей в одну смену (8 ч), у которой $\sigma_0 = 1,8$ МПа, $\alpha_1 = 180^\circ$, $V = 10$ м/с, $d_1 / \delta = 37$.

На начальном участке кривой (рис. 6.2) от 0 до φ_0 происходит только упругое скольжение. От φ_0 до φ_{\max} осуществляется частичное буксование, т. е. наблюдается как упругое скольжение, так и буксование. При φ_{\max} происходит полное буксование.

Рабочую нагрузку рекомендуется выбирать вблизи значения φ_{\max} и слева от него (рис. 2). Работа в зоне частичного буксования допускается только при кратковременных перегрузках (например, при пуске).

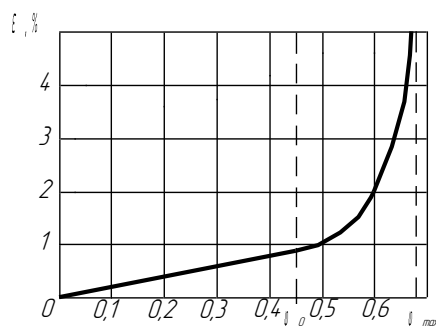


Рис.2. Кривая скольжения

Экспериментально определив оптимальное значение коэффициента тяги φ_0 , находят из формулы (6.14) окружную силу $F_t = 2F_0\varphi_0$. Когда у передачи $\alpha_1 \neq 180^\circ$, $V \neq 10$ м/с, $d_1 / \delta \neq 37$, $\theta > 40^\circ$, а работа не односменная, допускаемое полезное напряжение находится с учетом корректирующих коэффициентов.

Описание установки

Лабораторная установка (рис. 3) состоит из ведущего 4 и ведомого 2 шкивов и охватывающего их ремня 3.

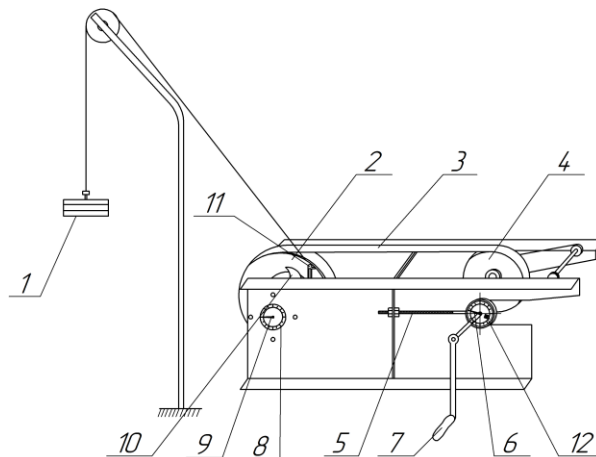


Рис. 3. Схема лабораторной установки

Вращение ведущего шкива производится рукояткой 7. Предварительное натяжение в ремне F_0 создается натяжными винтами 5, которые упираются в опоры ведущего вала. Полезную нагрузку передачи имитирует груз, устанавливаемый на платформу 1, величину которого можно менять.

Для предотвращения самопроизвольного обратного вращения шкивов под действием груза с платформой предусмотрен храповой останов 10.

Величина углового отставания ведомого шкива от ведущего фиксируется по шкале 8 с помощью стрелки 9.

Шкала нанесена на раму, а стрелка вращается совместно с осью ведомого шкива. Обороты ведущего вала регистрируются при помощи стрелки 6 на шкале 12.

Подготовка к выполнению работы

1. Изучить раздел «Ременные передачи» по учебнику [1] и проработать данные методические указания.

2. Подготовить таблицу для записи и обработки результатов исследования.

Контрольные вопросы

1. Как классифицируются ременные передачи в зависимости от вида передачи и формы поперечного сечения ремня?
2. Как определяются кинематические и геометрические параметры ременной передачи: передаточное отношение i , окружная скорость V , угол обхвата меньшего шкива α , угол между ветвями шкива β , расчетная длина ремня L ?
3. Как связаны между собой усилия предварительного натяжения F_0 , усилия ведущей F_1 и ведомой F_2 в ветвях, окружная сила?
4. Какие наибольшие суммарные напряжения наблюдаются в ременной передаче? Где они возникают?
5. По какой формуле определяются коэффициент упругого скольжения ϵ и коэффициент тяги φ ?
6. Какова цель построения кривых скольжения? Как определяются допускаемые полезные напряжения?
7. По какой формуле находится равнодействующая нагрузка на вал от сил F_1 и F_2 ?

Литература

1. Скойбеда А.Т. и др. Детали машин и основы конструирования : учебник. – Минск: Высшая школа, 2006.
2. Учебный прибор для демонстрации работы плоскоремной передачи : патент 3554 U Респ. Беларусь, МПК C09 B9/00, C09B9/00B/К.В.Сашко, и др. ; заявитель Белорус. гос. аграр. техн. ун-т. – № и 20060710 ; заявл. 11.01.2006 ; опубл. 06.30.2007 // Афіцыйны бюл. / Нац. цэнтр інтэлектуал. уласнасці. – 2007. – № 6.– С.233.

УДК 621.852

Сравнительные исследования ременных передач различных типов

Студенты гр. 10305122 Каношкин А.Ю., гр. 10603322 Горбачев Н.В.

Научный руководитель – доцент Сашко К.В.

Белорусский национальный технический университет,

Минск, Беларусь

Известен учебный прибор (рис.1) для исследования тяговой способности плоскоремной передачи, который состоит из ведущего 4 и ведомого 2 шкивов и охватывающего их ремня 3. [1].