

ими начинают заниматься и за рубежом. Например фирма БМВ планирует [6] в будущем устанавливать лазерные фары на свои автомобили. Что же касается наших исследований, то здесь намечается проведение широкомасштабных испытаний первых лазерных фар, а также изготовление фары с двумя лазерными головками (рисунок 5), что позволит не только повысить ее мощность, но и более рационально решить вопросы ближнего и дальнего света.

Литература

1. Алфёров Ж.И. Двойные гетероструктуры: концепция и применения в физике, электронике и технологии. //УФН. 2002. Т.172. №9.С.1068-1086.
2. Крохин О.Н. Лазер - как источник когерентного света. // УФН. 2011. Т. 181. № 1. с. 3-7.
3. Шалимова К.В. Физика полупроводников. М.: Энергоатомиздат. 1985. 324 с.
4. Полупроводниковые инжекционные лазеры. Динамика, модуляция, спектры. Под.ред. У. Тсанга. М.:Радио и связь. 1990. 320 с.
5. Федоров Б.Ф. Лазеры. Устройство и применение. М.: ДОСААФ СССР. 182 с.
6. <http://motor.ru/news/2011/09/01/bmwlaser/>

К вопросу определения осевых сил на шкивах клиноременной передачи

Иванов В.А, Мамаев А.Н., Чепурной С.И.
Университет машиностроения

Аннотация. В предлагаемой методике расчета осевых сил на шкивах клиноременной передачи используются уравнения, полученные с учетом основных положений пространственной теории клина.

Ключевые слова: клиновой ремень, осевые силы, дуга обхвата, шкив, натяжение ремня

При исследовании механизма передачи окружной силы клиновым ремнем и процесса скольжения ремня в канавках ведущего и ведомого шкивов необходимо учитывать конкретную – клиновую форму ремня. Вместе с тем необходимо учитывать физико-механические характеристики ремня.

Клиновой ремень представляет собой сложноструктурную полимерную композицию, физико-механические свойства которой зависят от большого числа факторов. Кроме того, при работе клиновой ремень испытывает сложное напряженное состояние, поэтому составляющие ремень элементы, отличающиеся между собой упругими и прочностными свойствами, могут занимать различное положение относительно друг друга.

В процессе передачи окружной силы ремень скользит в канавках шкивов передачи как в окружном, так и в радиальном направлении, что приводит к интенсивному износу его рабочих поверхностей. Работоспособность и долговечность ремней всех видов зависит также от свойств корда, структуры наполнителя, обертки, технологии изготовления и целого ряда других факторов.

При свободном изгибе ремня сечение его искажается и боковые поверхности ремня принимают криволинейную форму, что обуславливает, в свою очередь, неравномерное распределение давления по высоте боковой поверхности ремня при его работе на шкивах, приводящее к снижению долговечности ремня.

Основные требования предъявляются к ремням для вариаторов. Так, для достижения высокого диапазона регулирования ремень должен иметь большую ширину, малый угол клина и малую толщину (высоту) для того, чтобы работать на шкивах малых диаметров. То есть вариаторный ремень должен отличаться увеличенным соотношением ширины ремня по его нейтральному слою (b_p) к высоте (h), уменьшенным углом клина (φ), а по упругим свойствам – пониженной сопротивляемостью изгибу и высокой поперечной жесткостью.

При решении практических задач, связанных с расчетом клиноременных передач и особенно вариаторов, возникает необходимость в определении осевых сил, действующих на шкивах передачи.

Для определения осевых сил на шкивах клиноременной передачи могут быть использованы уравнения, полученные в работе [1], которые описывают процесс передачи окружной силы клиновым ремнем с позиций пространственной теории клина.

В настоящей работе приняты следующие обозначения:

$R_{1(2)}$ – расчетный конструктивный радиус (радиус шкива на котором ширина канавки равна ширине нейтрального слоя недеформированного ремня). Здесь и в дальнейшем индекс 1 относится к ведущему шкиву, индекс 2 – к ведомому;

$r_{1H(2H)}$ – радиус расположения нейтрального слоя ремня в канавках ведущего и ведомого шкивов при холостом ходе (радиус расположения нейтрального слоя элемента клинового ремня в канавке шкива, полученный из условия чисто радиального вдвигания элемента в канавку шкива);

r, dr – текущий радиус расположения нейтрального слоя ремня и его приращение;

b_p – расчетная ширина ремня (ширина нейтрального слоя недеформированного ремня);

h – высота ремня;

A – площадь поперечного сечения клинового ремня;

E_p – приведенный модуль упругости клинового ремня при продольном растяжении;

E_c – приведенный модуль упругости клинового ремня при поперечном сжатии;

φ – угол профиля канавки шкива;

f – коэффициент трения между материалами ремня и шкива;

p – удельное давление на рабочей поверхности ремня;

ψ – коэффициент тяги;

$\tau, d\tau$ – текущее окружное перемещение элемента ремня относительно шкива и его приращение;

ξ_1, ξ_2 – относительная потеря скорости при набегании ремня на шкивы передачи;

α – основная дуга обхвата (полная дуга обхвата за вычетом дуг входа и выхода);

$d\alpha$ – элементарный угол дуги обхвата, приращение угла обхвата;

F_0 – сила предварительного (начального) натяжения ремня;

F_1, F_2 – натяжение ремня в ведущей и ведомой ветвях;

F, dF – сила натяжения ремня в текущей точке дуги обхвата и ее приращение;

$F_{Z1(2)}, dF_Z$ – осевая сила на ведущем и ведомом шкивах и ее приращение.

Настоящая методика расчета клиноременных передач с целью определения осевых сил, действующих на дугах обхвата шкивов передачи, предполагает следующие исходные данные для расчета:

$$R_{1(2)}, \varphi, f, F_{1(2)}, b_p, h, A, E_c, \xi_{1(2)}, \alpha_{1(2)}$$

при расчете могут быть использованы следующие системы уравнений:

- для ведущего звена:

$$\left\{ \begin{aligned} dF &= \left(-\frac{1}{\cos(\frac{\varphi}{2})} \sqrt{4h^2 \cdot r_{1H}^2 \left(f^2 - tg^2 \cdot \frac{\varphi}{2} \right) p^2 + 4tg \cdot \frac{\varphi}{2} \cdot h \cdot r_{1H} \cdot p \cdot F - F^2} \right) \cdot d\alpha; \quad (1) \\ d\tau &= \left[1 - \frac{r}{r_{1H}(1 - \xi_1)} \left(1 + \frac{F_1 - F}{E_p A} \right) \right] d\alpha; \quad (2) \\ dr &= \frac{d\tau(2tg \cdot \varphi/2 \cdot r_{1H} \cdot h \cdot p - F)}{dF} \cdot d\alpha; \quad (3) \\ p &= \frac{E_c(R_{1(2)} - r) \sin \varphi}{b_p} + \frac{F \sin \varphi}{4h \cdot r_{1H}}; \quad (4) \\ dF_Z &= \left(\frac{p \cdot h \cdot r_{1H}}{\cos^2 \cdot \varphi/2} - \frac{F \cdot \sin \varphi}{4h \cdot r_{1H}} \right) d\alpha. \quad (5) \end{aligned} \right.$$

- для ведомого шкива:

$$\left\{ \begin{aligned} dF &= \left(\frac{1}{\cos(\frac{\varphi}{2})} \sqrt{4h^2 \cdot r_{2H}^2 \left(f^2 - tg^2 \cdot \frac{\varphi}{2} \right) p^2 + 4tg \cdot \frac{\varphi}{2} \cdot h \cdot r_{2H} \cdot p \cdot F - F^2} \right) \cdot d\alpha; \quad (6) \\ d\tau &= \left[1 - \frac{r(1 - \xi_2)}{r_{2H}} \left(1 + \frac{F_{12} - F}{E_p A} \right) \right] r d\alpha; \quad (7) \\ dr &= \frac{d\tau (2tg \cdot \varphi/2 \cdot r_{2H} \cdot h \cdot p - F)}{dF} \cdot d\alpha; \quad (8) \\ p &= \frac{E_c(R_2 - r) \sin \varphi}{B_p} + \frac{F \sin \varphi}{4h \cdot r_{2H}}; \quad (9) \\ dF_z &= \left(\frac{p \cdot h \cdot r_{2H}}{\cos^2 \cdot \varphi/2} - \frac{F \cdot \sin \varphi/2}{2} \right) d\alpha. \quad (10) \end{aligned} \right.$$

Очевидно, что, суммируя элементарные осевые силы dF_z , можно определить полную величину осевой силы, сжимающей ремень в пределах основного участка дуги обхвата каждого из шкивов.

Для интегрирования дифференциальных уравнений, входящих в эти системы, необходимы или начальные, или же граничные условия, т.е. значения искомой величины на обоих концах промежутка (участка) дуги обхвата, в котором рассматривается задача интегрирования соответствующего уравнения.

При решении, полагая силу натяжения ветвей рассчитываемой передачи известной величины, натяжение ремня в начале основной дуги обхвата будем условно считать равным натяжению в набегающей ветви. Натяжение ремня в конце дуги обхвата считаем равным его натяжению в сбегающей ветви. То есть при интегрировании уравнений (1) и (6) граничными уравнениями величины натяжения ремня будут для ведущего шкива $F|_{\alpha=0} = F_1$; $F|_{\alpha=\alpha_1} = F_2$, а для ведомого $F|_{\alpha=0} = F_2$; $F|_{\alpha=\alpha_2} = F_2$.

Передаваемая окружная сила $F_{окр}$ определяется при этом как $F_{окр} = F_1 - F_2$, а коэффициент тяги $\Psi = \frac{F_1 - F_2}{2F_0} = \frac{F_{окр}}{2F_0}$.

При автоматическом натяжении ремня выбор коэффициента тяги Ψ при заданном значении предварительного натяжения ремня F_0 однозначно определяет и его натяжение в ветвях передачи:

$$F_1 = F_0 \cdot (1 + \Psi), \quad F_2 = F_0 \cdot (1 - \Psi).$$

Передаваемая окружная сила при автоматическом натяжении определяется как:

$$F_{окр} = F_1 - F_2 = 2\Psi F_0.$$

Радиус расположения элемента клинового ремня в канавке шкива в начале основного участка дуги обхвата каждого из шкивов определяется по формуле:

$$r_{1H(2H)} = \frac{R_{1(2)}}{2} + \sqrt{\frac{R_{1(2)}^2}{4} - \frac{F_{1(2)} \cdot B_p}{4h \cdot E_c \sin \frac{\varphi}{2}} \left(\frac{1}{f \cdot \cos \frac{\varphi}{2} + \sin \frac{\varphi}{2}} - \sin \frac{\varphi}{2} \right)}. \quad (11)$$

В процессе решения систем дифференциальных уравнений должны отыскиваться величины ξ_1 для ведущего шкива или ξ_2 – для ведомого, при которых будут соблюдаться граничные условия для величины силы натяжения ремня F . То есть при заданной нагрузке нужно найти такую величину относительной потери скорости при набегании ξ_1 или ξ_2 , при которой натяжение ремня изменяется в пределах дуги обхвата рассчитываемого шкива соответственно от F_1 до F_2 или от F_2 до F_1 .

Решение системы дифференциальных уравнений выполняется в следующей последовательности. Исходя из условий, что при $\xi_{1(2)}$ отличным от нуля, элемент ремня, после набегания последнего на шкив, вдвигается в канавку под некоторым углом к радиусу с соответствующим изменением натяжения ремня в его граничных сечениях, задавалось приращение натяжения ремня dF на центральном угле $d\alpha$ или производная $dF/d\alpha$ при $\alpha=0$.

Затем по формуле:

$$p = \frac{-F_{1(2)} \cdot \operatorname{tg} \frac{\varphi}{2} + \sqrt{f^2 \cdot F_{1(2)}^2 + \cos^2 \frac{\varphi}{2} (f^2 - \operatorname{tg}^2 \frac{\varphi}{2}) \cdot \left(\frac{dF}{d\alpha}\right)^2}}{2h \cdot r_{1H(2H)} \cdot (f^2 - \operatorname{tg}^2 \frac{\varphi}{2})} \quad (12)$$

определяется удельное давление на боковой (рабочей) поверхности элемента.

При известном p по формуле:

$$r = R_{1(2)} + \frac{B_p \cdot F}{4h \cdot r_{1H(2H)} \cdot E_c} - \frac{p \cdot B_p}{E_c \sin \varphi} \quad (13)$$

вычисляем радиус расположения элемента ремня в канавке шкива, а затем по формуле:

$$\frac{dr}{d\alpha} = \frac{r - r_{1H(2H)}}{d\alpha} \quad (14)$$

вычисляем производную радиуса по углу обхвата.

Полученные величины позволяют определить и производную окружного перемещения по углу обхвата по формуле:

$$\frac{d\tau}{d\alpha} = \frac{\frac{dr}{d\alpha} \cdot \frac{dF}{d\alpha}}{2 \operatorname{tg} \frac{\varphi}{2} r_{1H(2H)} \cdot h \cdot p \cdot F} \quad (15)$$

После этого определяется величина потери скорости при набегании ремня на ведущий шкив:

$$\xi_1 = 1 - \frac{1}{1 - \frac{1}{r_{1H}} \frac{d\tau}{d\alpha}} \quad (16)$$

Или на ведомый шкив:

$$\xi_2 = \frac{1}{r_{2H}} \cdot \frac{d\tau}{d\alpha} \quad (17)$$

Зная величины F , r , τ , $\xi_{I(2)}$ при $\alpha = d\alpha$, можно переходить к интегрированию дифференциальных уравнений, т.е. к решению поставленной задачи.

Теперь необходимо найти такую величину $\frac{dF}{d\alpha}$ (и соответственно $\xi_{I(2)}$), т.е. чтобы при $\alpha = \alpha_{I(2)}$, т.е. в конце основной дуги обхвата при расчете ведущего шкива натяжение ремня равнялось F_2 , а в конце дуги обхвата ведомого шкива при его расчете – F_1 .

Литература

1. Виравов Р.В., Чепурной С.И. Тяговые свойства клиноременной передачи. Вестник машиностроения, № 4, с. 20-27, 1981.

Корректировка расчетов на плавность хода колесных машин по их динамическим моделям

д.т.н. проф. Вольская Н.С., к.т.н. доц. Чичекин И.В.

ФГБОУ ВПО «МГИУ»

(495) 675-62-42, volskaja@mail.msiu.ru, hiv2@mail.ru

Аннотация. Статья посвящена проблеме расчета плавности хода колесных машин осуществляющих движение по неровным недеформируемым опорным поверхностям. Приведена методика, корректирующая известный алгоритм оценки за счет расширения диапазона частоты действия возмущающей силы на динамические модели колесных машин. Представлено сравнение результатов натурных испытаний и расчетных методик.

Ключевые слова: плавность хода, колесная машина, подвеска, шина, неровности, частота возмущающей силы, среднеквадратические вертикальные ускорения, динамические модели

В настоящее время к колесным машинам (КМ) предъявляются все более высокие требования по экологичности, безопасности, управляемости, динамичности, шумности и уровню комфорта.

Все вышеперечисленные требования напрямую связаны с работой подвески. Поэтому очень важно подобрать правильные параметры подвески, обеспечивающие необходимую