

УДК 621.85.058.2(088.8)

Хабрат Н. И., Умеров Э. Д.

ОБОСНОВАНИЕ ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ САМОНАТЯЖНОЙ НЕРЕВЕРСИВНОЙ КЛИНОРЕМЕННОЙ ПЕРЕДАЧИ

З урахуванням умови рівноваги моментів сил щодо осі хитання ведучого шків, закономірностей розподілів натягів в гілках передачі і з використанням нормативних довідкових матеріалів несучої здатності передачі розроблена послідовність розрахунку ексцентриситету осі хитання ведучого шків горизонтальної самонатяжної нереверсивної пасової передачі.

Ключові слова: самонатяжний пасовий привід, автоматичне натягнення пасів, передача типу *Sespa*.

С учетом условия равновесия моментов сил относительно оси качания ведущего шкива, закономерностей распределений натяжений в ветвях передачи и с использованием нормативных справочных материалов несущей способности передачи разработана последовательность расчета эксцентриситета оси качания ведущего шкива горизонтальной самонатяжной нереверсивной клиноременной передачи.

Ключевые слова: самонатяжной ременной привод, автоматическое натяжение ремней, передача типа *Sespa*.

In view of a condition of balance of the moments of forces concerning an axis oscillation a leading pulley, laws of distributions of tension in branches of transfer and with use of normative help materials of bearing ability of transfer, the sequence of calculation eccentricity axes oscillation a conducting pulley horizontal self-tension irreversible belt transfers is developed.

Key words: a self-tension belt drive, an automatic tension of belts, transfer such as *Sespa*.

Постановка проблеми. В приводах машин практически всех видов производств широкое применение получил клиноременный привод [1]. Это обусловлено его простотой конструктивного исполнения, возможностью передавать нагрузку на значительные расстояния, в ряде случаев предохранять рабочие органы машин от перегрузок за счет пробуксовки ремня [2] и во многих других случаях.

Наряду с отмеченными выше достоинствами клиноременного привода существенным его недостатком является необходимость в процессе эксплуатации контролировать и постоянно восстанавливать установленное расчетом начальное натяжение гибкой связи. Экспериментально установлено, что при снижении начального натяжения ремней происходит повышенное их проскальзывание, приводящее к перегреву и зна-

чительному сокращению срока службы [3]. Создание избыточного начального натяжения ремней приводит также к снижению их срока службы. Установлено, что увеличение суммарных напряжений в ремне всего лишь на 4% приводит к снижению долговечности приводных ремней на 25–56% в зависимости от их конструкции [4]. Натяжение приводным ремням в известных конструкциях создается либо различными видами натяжных устройств [1], либо автоматически за счет реактивного момента, например, приводного электродвигателя, либо элементами, воспринимающими нагрузку от ведомого шкива. Передачи, в которых натяжение приводному ремню создается за счет реактивного момента, получили название самонатяжных. Эти передачи широко известны по материалам научной литературы и по патентным источникам (этих конструкций известно более 40). Использование этих передач освобождает эксплуатационников от постоянного контроля за натяжением приводных ремней, в которых при передаче любой по величине нагрузки гибкой связью автоматически создается оптимальное натяжение при правильно выбранных ее конструктивных параметрах. Несмотря на такие положительные качества данных конструкций, эти ремненные привода не получили применение в приводах машин из-за отсутствия в справочной литературе основных параметров.

Анализ источников информации. В работах [5; 6 и др.] графически отображаются натяжения в ветвях самонатяжной ремненной передачи при передаче различных нагрузок. Однако эти работы не дают необходимой информации для создания конструкций самонатяжной клиноременной передачи.

В работе [7] достаточно глубоко в аналитическом плане рассматриваются такие передачи с учетом коэффициента трения ремня по шкиву при передаче нагрузки. Однако известен и тот факт, что в связи с весьма высокой сложностью процесса передачи нагрузки от ведущего шкива на ремень и далее от ремня на ведомый шкив [8] расчет клиноременной передачи ведется по нормативным таблицам [9], учитывающим основные параметры передачи, частоту вращения шкивов, режим работы и др.

В работе [10] экспериментально определен основной параметр самонатяжной передачи с качающимся закреплением приводного электродвигателя, т. е. величина эксцентриситета оси качения ведущего шкива для горизонтальной передачи. Оптимальная величина этого параметра получена путем наложения типовой кривой скольжения обычной передачи на кривые скольжения самонатяжной передачи при различных величинах эксцентриситета оси качения

ведущего шкива. Полученный результат имеет единичный характер и не может быть всеобщим для выполнения других самонатяжных клиноременных передач с иными диаметрами шкивов, частотами их вращения, различными сечениями ремня и др.

Цель работы – разработка последовательности расчета определения величины эксцентриситета оси качения ведущего шкива горизонтальной самонатяжной клиноременной передачи с учетом нормативных рекомендаций [9].

Изложение основного материала. На рис. 1 представлена горизонтальная самонатяжная клиноременная передача с качающимся закреплением оси ведущего шкива.

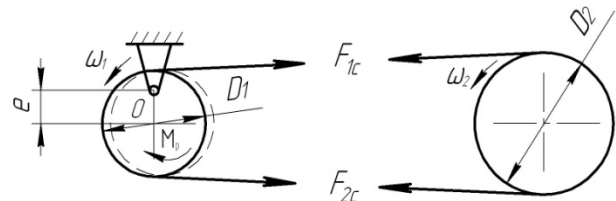


Рис. 1. Схема самонатяжной клиноременной передачи.

Составив уравнение равновесия моментов сил относительно оси качения ведущего шкива, имеем:

$$\sum M_0 = F_{1c}(0,5D_1 - e) - F_{2c}(0,5D_1 + e) = 0, \quad (1)$$

где F_{1c} и F_{2c} – натяжение ремня, соответственно в ведущей и ведомой ветвях при передаче окружного усилия F_n ;

e – величина эксцентриситета оси качения ведущего шкива с расчетным диаметром D_1 .

Преобразуем уравнение (1) к виду:

$$\frac{F_{1c}}{F_{2c}} = \frac{0,5D_1 + e}{0,5D_1 - e} \quad (2)$$

Заменив в уравнении (2) $\frac{F_{1c}}{F_{2c}} = m$ и $\frac{e}{0,5D_1} = \psi$ и

решив его относительно ψ , получим:

$$\psi = \frac{m - 1}{m + 1} \quad (3)$$

На рис. 2 лучами прямых 1 отражаются зависимости изменения натяжений в ветвях обычной клиноременной передачи с плавающим закреплением осей шкивов при передаче ею различных окружных усилий F_n и начальном натяжении ремней F_0 по источникам информации [5; 6]. На том же графике лучами 2 отображаются натяжения в ведущей F_{1c} и ведомой F_{2c} ветвях самонатяжной передачи.

При передаче оптимального окружного усилия F_{to} натяжение в ветвях обычной и самонатяжной передачах составят:

$$\text{ведущей } F_1 = F_{1c} = F_0 + 0,5 F_{to}, \quad (4)$$

$$\text{ведомой } F_2 = F_{2c} = F_0 - 0,5 F_{to}. \quad (5)$$

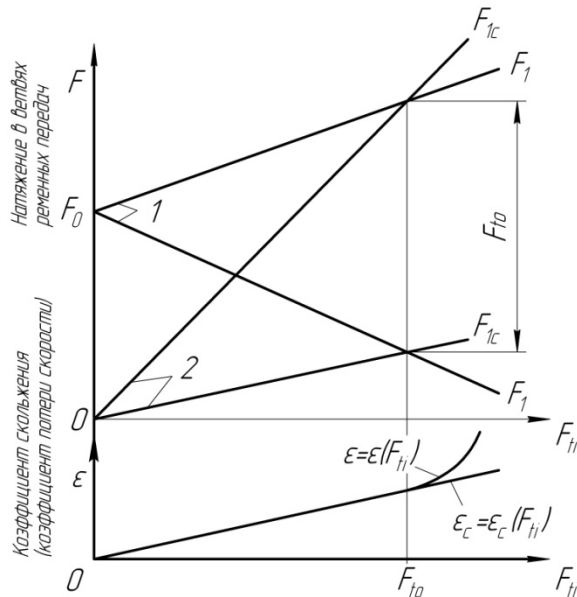


Рис. 2. Зависимости распределения натяжений в ветвях и коэффициенты скольжения самонатяжной и обычной ременной передач от передаваемой окружной силы F_{i0} .

Определим параметры, входящие в уравнения (4) и (5). Исходя из рекомендаций [9], определим величину начального натяжения F_0 приводного ремня при передаче номинальной мощности $P_{ном}$ и плавающем закреплении оси одного из шкивов по зависимости:

$$F_0 = 500 \frac{(2,5 - C_\alpha) P_{ном} C_p}{C_\alpha V K}, \quad (6)$$

где C_α – коэффициент угла обхвата, определяемый по материалам [9];

C_p – коэффициент динамичности и режима работы передачи, определяемый по материалам [9];

V – скорость ремня;

K – количество ремней в передаче, определяемое по материалам [9]:

$$K = \frac{P_{ном} C_p}{P_0 C_\alpha C_L C_K}, \quad (7)$$

где P_0 – номинальная мощность, передаваемая одним ремнем определенного сечения при стандартных условиях [9];

C_L – коэффициент, учитывающий длину ремня;

C_K – коэффициент, учитывающий количество ремней в передаче, определяемый по материалам [9].

Расчетное оптимальное передаваемое окружное усилие одним ремнем:

$$F_{i0} = \frac{F_{ном}}{KV}. \quad (8)$$

Используя зависимости (4), (5) и (6), находим параметр m , представляющий собой отношение натяжений в ветвях самонатяжной и обычной передачи при передаче окружного усилия F_{i0} , а по зависимости (3) параметр относительного эксцентриситета оси качания ведущего шкива самонатяжной передачи.

Рассмотрим на примере расчет по определению величины относительного эксцентриситета оси качания для горизонтальной самонатяжной клиноременной одноручевой передачи с ремнем сечения А, диаметрах шкивов $D_1 = D_2 = 125$ мм и их частотой вращения $n = 950$ мин⁻¹. По справочным материалам [9] находим для этой передачи $P_{ном} = P_0 = 1,37$ кВт, $C_\alpha = 1$, $K = 1$, $C_p = 1$ (при спокойной нагрузке) и окружной скорости:

$$V = \frac{\pi D_1 n_1}{60000} = \frac{3,14 \times 125 \times 950}{60000} = 6,28 \text{ м/с.}$$

Начальное натяжение F_0 приводного ремня для обычной передачи при плавающем закреплении одной из осей шкивов определяем по зависимости (6):

$$F_0 = \frac{500 (2,5 - 1) \times 1,37 \times 1}{1 \times 6,28 \times 1} = 163,6 \text{ Н.}$$

Передаваемое окружное усилие F_t по зависимости (8):

$$F_{t0} = \frac{1370}{1 \times 6,28} = 218,2 \text{ Н.}$$

Усилие в ветвях ременной передачи при оптимальной передаваемой нагрузке по зависимостям (4) и (5):

$$F_1 = 163,6 + 0,5 \times 218,2 = 272,7 \text{ Н,}$$

$$F_2 = 163,6 - 0,5 \times 218,2 = 54,5 \text{ Н.}$$

Величина параметра $m = 272,7/54,5 = 5,00$.

Относительная величина эксцентриситета ψ оси качания шкива по зависимости (3):

$$\psi = (5 - 1)/(5 + 1) = 0,667.$$

Абсолютная величина эксцентриситета оси качания шкива по зависимости (2):

$$e = 0,5 \cdot 125 \cdot 0,667 \approx 41,7 \text{ мм.}$$

Как было отмечено выше, в работе [10] была определена экспериментально величина относительного эксцентриситета оси качания

шкива горизонтальной самонатяжной клиноременной передачи с ремнем сечения А при диаметрах шкивов $D_1 = D_2 = 125$ мм, частотой вращения $n_1 = 980$ мин⁻¹ и передаваемой мощности $P_0 = 1,18$ кВт. При этом относительная величина эксцентриситета оси качания шкива находилась в пределах $\psi = 0,64 \dots 0,72$. Эта ранее проведенная экспериментальная работа подтвердила настоящую аналитическую разработку.

Отметим также, что в результате обобщения различных способов создания начального натяжения приводным клиновым ремням при различных расчетных диаметрах шкивов установлено, что параметр m находится в диапазоне от 3 до 9 [11] по результатам исследований отечественных ученых [12; 13]. В нормативных документах [9] в угоду ISO параметр m при любых величинах диаметров шкивов передач принят равным пяти. Такой подход приводит к созданию избыточного начального натяжения ремням, что, как отмечалось выше, приводит к снижению долговечности приводных ремней. По нашему мнению, расчет начального натяжения приводным клиновым ремням следует проводить по допускаемым при этом нагрузкам с учетом диаметральных размеров шкивов, как это приведено в работе [13; 14].

При монтаже описанной выше самонатяжной передачи для обеспечения стабильного запуска привода рекомендуется приводной электродвигатель устанавливать на раме так, чтобы ось вращения ведущего шкива была бы смещена по горизонтали в сторону ведомого шкива.

Расчет величины эксцентриситета оси качания ведущего шкива самонатяжной клиноременной передачи, а также относительной величины ψ по коэффициенту трения, как отмечалось выше нами, проводить нецелесообразно, так как, например, при средней величине коэффициента трения $f = 0,32$ [13] и угле желоба шкивов 36° и диаметрах шкивов $D_1 = D_2$, величина параметра m составляет:

$$m = F_1/F_2 = e^{\frac{af}{\sin \varphi/2}} = 2,718^{\frac{3,14 \times 0,32}{\sin 36/2}} = 5,527 \text{ и}$$

$$\psi = (5,527 - 1)/(5,527 + 1) = 0,693.$$

При проведении эксперимента по тяговой способности самонатяжной клиноременной передачи при $\psi = 0,86$ [10] передача работает крайне неустойчиво, а при больших величинах ψ работа передачи становится невозможной.

Выводы.

1. Разработана последовательность расчета относительной величины эксцентриситета оси качания для ведущего шкива горизонтальной самонатяжной клиноременной передачи с использованием нормативных материалов для расчета обычных клиноременных передач.

2. Проведенные расчеты достаточно точно согласуются с ранее полученными экспериментальными данными.

ЛИТЕРАТУРА

1. Машиностроение. Энциклопедия : в 40 т. – Т. IV-I. Детали машин. Конструкционная прочность. Трение, износ, смазка / под общей редакцией Д. Н. Решетова. – М. : Машиностроение, 1995. – 864 с.
2. Хабрат Н. И. К вопросу о предохранении рабочих органов машин от перегрузок путем пробуксовывания приводного ремня / Н.И. Хабрат // Повышение работоспособности деталей сельскохозяйственных машин : научные труды УСХА. – К. : УСХА, 1971. – С. 141–149.
3. Поляков В. С. Передаточные механизмы / В. С. Поляков, В. М. Кугушева // О нагреве приводных ремней при работе и влияние его на срок службы ремней. – М. : Машгиз, 1963. – С. 117–123.
4. Хабрат Н. И. О контроле натяжения приводных ремней сельскохозяйственных машин / Н. И. Хабрат // Повышение эффективности использования широкозахватных и скоростных машинно-тракторных агрегатов : научные труды УСХА. – К. : УСХА, 1977. – Вып. 141. – С. 40–45.
5. Ниберг Н. Я. Самонатяжные ременные передачи / Н. Я. Ниберг // Вестник машиностроения. – 1977. – № 7. – С. 38–42.
6. Ялпачик Г. С. Натяжение ветвей многошкивных клиноременных передач / Г. С. Ялпачик // Повышение работоспособности деталей сельскохозяйственных машин : научные труды УСХА. – К. : УСХА, 1971. – Вып. 51. – С. 67–84.
7. Светлицкий В. А. Передачи с гибкой связью / В. А. Светлицкий. – М. : Машиностроение, 1967. – 156 с.
8. Виравов Р. В. Тяговые свойства фрикционных передач / Р. В. Виравов. – М. : Машиностроение, 1982. – 263 с.
9. Ремни приводные клиновые нормальных сечений. Передаваемая мощность : ГОСТ 1284.3-96. – М. : Издательство стандартов, 1997. – 59 с. – (Международный стандарт).
10. Хабрат Н. И. Обоснование величин эксцентриситета оси качания шкива самонатяжной ременной передачи / Н. И. Хабрат // Детали машин. Республиканский научно-технический сборник. – К. : Техника, 1980. – Вып. 30. – С. 30–33.
11. Поляков В. С. О методиках расчета начального натяжения приводных клиновых ремней / В. С. Поляков, Н. И. Хабрат // Детали машин. Республиканский межведомственный научно-технический сборник. – К. : Техника, 1981. – Вып. 33. – С. 35–37.
12. Пронин Б. А. Бесступенчатые клиноременные и фрикционные передачи (вариаторы) / Б. А. Пронин, Г. А. Ревков. – М. : Машиностроение, 1967. – 404 с.
13. Детали машин. Расчет и конструирование : справочник в 3 т. – М. : Машиностроение, 1969. – Т. 3. – 472 с.
14. Справочник машиностроителя в 6 т. – М. : Машгиз, 1956. – Т. 4. – 852 с.