

Развитие теории клиноременных передач

д.т.н. проф. Мартынов В.К., Зверев А.И.

Университет машиностроения

8(495)223-05-23 zverev13@yandex.ru

Аннотация. В статье рассматриваются разные методы расчета клиноременной передачи с целью оценки достоверности получаемых результатов, в итоге сделан вывод о необходимости учета жесткости ремня для получения достоверных результатов.

Ключевые слова: клиноременная передача, жесткость ремня, ресурс работы клиноременной передачи

В отечественной нормативной документации по клиноременным передачам отсутствует учет их конструктивного исполнения, а именно: выполняется ли условие постоянства суммарного натяжения ветвей передачи или условие постоянства межцентрового расстояния. Но это влияет на выбор начального натяжения ремня и, в итоге, на его ресурс. Последствия неучета конструктивного исполнения могут быть различными. Либо под нагрузкой произойдет уменьшение начального установленного в передаче межцентрового расстояния, либо существенное повышение тяговой способности и нагруженности основных узлов (валов и подшипников). Так, например, по результатам экспериментов, приведенных в работе [1], констатировалась возможность снижения для некоторых типов передачи установленного нормативами начального натяжения ремня при $\sigma_0 < 2\text{МПа}$ на 30-40%, где σ_0 – обобщенные начальные напряжения в ремне. Подобные эксперименты проводились неоднократно целым рядом исследователей. Получаемые результаты при этом аналогичны вышеприведенным. Выводы делались различные, часто противоречащие объяснению происходящего, но учитывалась важность решения проблемы для повышения ресурса ремней, создания их рациональной конструкции, выбора материалов, совершенствования технической и нормативной документации.

Исторически изучение работы ременных передач велось по двум направлениям. В первую очередь рассматривались физические процессы реализации окружной силы на дугах охвата ремнем шкивов, характерные для плоскоремennых передач, имеющих на начальной стадии преимущественное распространение в технике (исследования Эйлера, Грасгофа, Понселе, Кретца и др.). Была создана классическая теория, в которой ремень отождествлялся с гибкой лентой или нитью. Следствием явилось пренебрежение поведением ветвей реальной передачи между шкивами, положение ветвей принималось касательным к шкивам. Позднее, с появлением клиноременных передач, разработанная теория была перенесена также и на них [2]. Но получаемые при этом результаты в теории и сравнения их с экспериментами приводили к большим погрешностям. Поэтому для клиноременных передач явилась настоятельная необходимость пересмотра и совершенствования положений, принятых в классической теории, что привело к появлению второго направления исследований.

Второе направление отличало рассмотрение процессов, свойственных поведению ремня не как нити, а как гибкого стержня обладающего определенной жесткостью [3]. Это привело к изучению поведения ветвей передачи, формирующих иные условия на границах дуг охвата ремнем шкивов. Для них, в силу принципа Сен-Венана, было безразлично поведение ремня на дугах охвата шкивов.

На каждом этапе развития и совершенствования теории ременных передач создавались физические модели, имитирующие их работу. Подробный анализ предложенных моделей приведен в [4]. Результаты второго направления исследований обобщены в [3]. Особый интерес в этих работах вызвало объяснение поведения клиноременных передач с фиксированным межосевым расстоянием, в настоящее время наиболее распространенных, в которых при работе происходило существенное повышение тяговой способности и нагруженности основных деталей (валов, подшипников) по сравнению с предсказанными классической теорией. Все же полного объяснения причин такого поведения вне связи с происходящим на дугах

охвата ремнем шкивов было недостаточно. Поэтому была предложена новая модель [5], причем она касалась объяснения поведения ремня без учета влияния жесткости.

Ниже рассматривается развитие этого направления исследований дополнением принятой расчетной модели учетом влияния жесткости ремня. Отметим, что понятие жесткости ремня в данном случае является условным, так как объясняет одновременно и деформации изгиба и деформации поперечного сжатия ремня в канавках шкивов. Подробнее их соотношение в суммарном результате рассмотрено в [6]. Принятая в статье только приведенная изгибная жесткость облегчает решение и упрощает вид конечных формул, не влияя на конечный результат.

Выделим из передачи шкив меньшего диаметра с охватывающим его ремнем (рис. 1а). При монтаже передачи под действием создаваемой межосевой силы F_a каждая ветвь будет натягиваться силой F_0 . Изгибная жесткость ремня исказит охватывание им шкива. Это проявится уменьшением угла α , свойственного огибанию шкива нитью, на величину углов жесткости Θ .

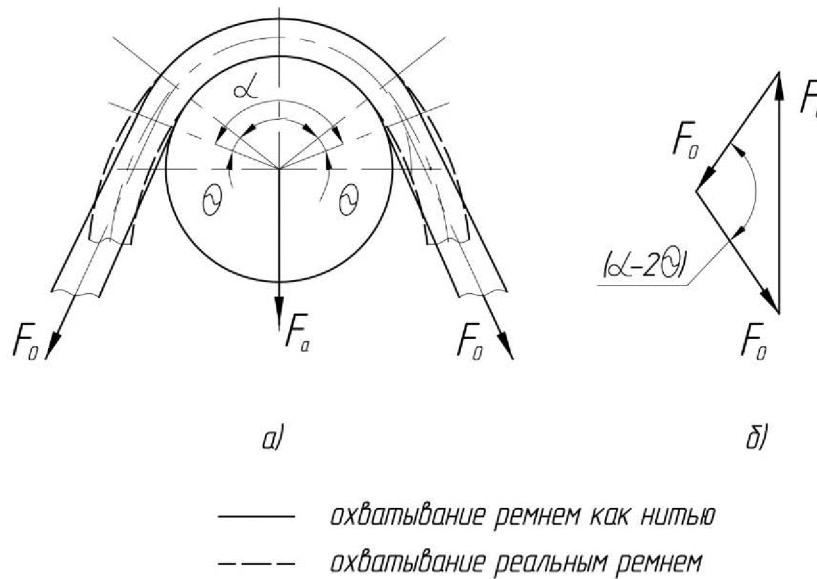


Рисунок 1- Расчетная схема начального натяжения ремня

На рисунке 1а показан вектор силы давления F_a на шкив, на рисунке 1б – реакция на него со стороны шкива. Связь сил устанавливается из силового треугольника (рисунок 1б) для дуги охвата в виде:

$$F_a = F_0 \cdot \sqrt{2 \cdot [1 - \cos(\alpha - 2 \cdot \Theta)]} = 2 \cdot F_0 \cdot \sin\left(\frac{\alpha}{2} - \Theta\right). \quad (1)$$

Так как согласно [3]

$$\cos \Theta = 1 - \frac{E_u \cdot I}{2 \cdot F_0 \cdot r^2}, \quad (2)$$

то при малых Θ

$$\Theta = \sqrt{\frac{E_u \cdot I}{F_0 \cdot r^2}}, \quad (3)$$

где: E_u – приведенный модуль упругости ремня при изгибе; I – момент инерции его поперечного сечения.

Для стандартных клиновых ремней $E_u = 30 \dots 50$ МПа.

Формула (1) в частном случае, когда $\alpha = \pi$, принимает вид:

$$F_a = 2 \cdot F_0 \cdot \cos \Theta, \quad (4)$$

или

$$F_a = 2 \cdot F_0 - \frac{E_u \cdot I}{r^2}. \quad (5)$$

Рассмотрим изменение силового равновесия ремня под нагрузкой, пренебрегая действием центробежных сил при работе передачи. Учтем, что особое значение для передачи с постоянным межцентровым расстоянием приобретает принимаемое равенство приращений длин ветвей под нагрузкой (принцип Понселе), которое позволяет допустить постоянство угла α , равного установленному при монтаже узлов передачи. Это означает сохранение постоянства дуги охвата ремнем шкива даже при изменении окружной силы. Под действием же окружной силы дуга охвата смещается в сторону более натянутой ведущей ветви. На рисунке 2а показано смещение оси симметрии дуги охвата на угол Ω , причем натяжение ветвей изменяется до F_1 на ведущей и F_2 на ведомой ветвях.

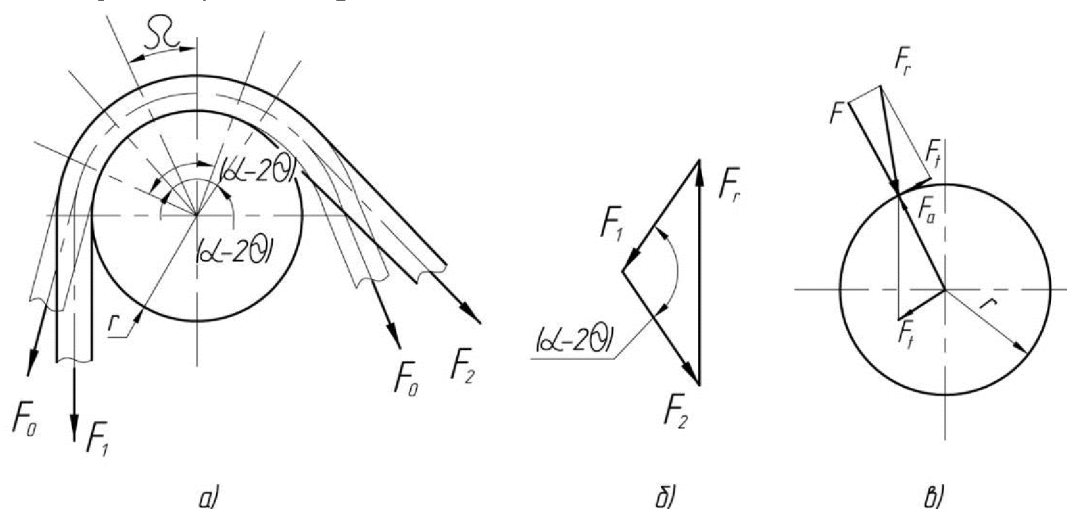


Рисунок 2 – Расчетная схема действия сил

Равнодействующая сил натяжений ремня F_1 и F_2 (рисунок 2б) F_r определится по уравнению

$$F_r = \sqrt{F_1^2 + F_2^2 - 2 \cdot F_1 \cdot F_2 \cdot \cos(\alpha - 2 \cdot \Theta)}, \quad (6)$$

а окружная сила F_t

$$F_t = F_1 - F_2 = \frac{T}{r}, \quad (7)$$

где: T – крутящий момент; r – расчетный радиус шкива.

Равнодействующая F_r со стороны ветвей ремня уравнивается реакцией со стороны шкива (рисунок 2в), которую рассматриваем в двух проекциях: радиальной F и тангенсальной F_t .

Неопределенная по смыслу сила F рассчитывается по уравнению:

$$F = \sqrt{F_r^2 - F_t^2}. \quad (8)$$

Объединяя (6), (7) и (8), получаем:

$$F = 2 \cdot \sin\left(\frac{\alpha}{2} - \Theta\right) \cdot \sqrt{F_1 \cdot F_2}. \quad (9)$$

Обозначим

$$\frac{F_1}{F_2} = m, \quad (10)$$

тогда с учетом (7), (8), (9):

$$\frac{F}{2 \cdot \sin\left(\frac{\alpha}{2} - \Theta\right)} = F_t \cdot \frac{\sqrt{m}}{m-1}. \quad (11)$$

Если для клиноременной передачи с $a = const$, $\alpha = const$ при $\alpha = 180^\circ$ (что соответствует в двухшквивной передаче передаточному числу, равному единице), $m = 5$ (что соответствует стандартному оптимальному режиму нагружения), то согласно (11) $F/2 = 0,56 \cdot F_t$. В классической теории независимо от типа передачи и при тех же условиях $F/2 = 0,75 \cdot F_t$, т.е. в 1,33 раза больше. Сравнение результата с приведенным в работе [3] для таких же условий, но полученным с иных позиций, а именно: с позиций второго направления исследований $F_0^* = 0,56 \cdot F_t$, позволяет заключить:

$$F/2 = F_0^*; F = F_a, \quad (12)$$

т.е. в общем случае при $a = const$ с учетом (1)

$$\frac{F_a}{2 \cdot \sin\left(\frac{\alpha}{2} - \Theta\right)} = F_0 = F_t \cdot \frac{\sqrt{m}}{m-1}. \quad (13)$$

В этой формуле учтено влияние изменения угла α для передачи с передаточным числом, не равным единице, причем отличие от коэффициента c_α в классической теории [2], учитывающей аналогичные изменения угла α , не превышает 5% (таблица 1).

Таблица 1

α^0	70	90	110	130	150	180
c_α	0,57	0,68	0,78	0,86	0,92	1
$\frac{\sin \alpha}{2}$ округленно	0,57	0,7	0,8	0,9	0,96	1

Одной из важнейших тяговых характеристик клиноременной передачи является коэффициент, или степень тяги. В классической теории он определяется по уравнению:

$$\psi = \frac{F_t}{F_a}. \quad (14)$$

В общем виде он выражается формулой:

$$\psi^* = \frac{F_1 - F_2}{F_1 + F_2}, \quad (15)$$

которая может дать результат, отличный от (14) для передачи с $a = const$.

Действительно, если учесть (10), то

$$\psi^* = \frac{m-1}{m+1} < 1, \quad (16)$$

т.е.

$$m = \frac{1 + \psi^*}{1 - \psi^*}. \quad (17)$$

Для случая (4) с учетом(10) и (14) получаем:

$$\psi = \frac{m-1}{2 \cdot \sqrt{m} \cdot \cos \Theta}. \quad (18)$$

Или, используя (16), (17) и (18), получаем:

$$\Psi = \frac{\Psi^*}{\cos \Theta \cdot \sqrt{1 - \Psi^{*2}}}, \quad (19)$$

что в свою очередь приводит к уравнению:

$$\Psi^* = \frac{\Psi \cdot \cos \Theta}{\sqrt{1 + \Psi^2 \cdot \cos^2 \Theta}}. \quad (20)$$

Сопоставление коэффициентов тяги для передачи с $a = const$ при одинаковом окружном усилии F_t , т.е.

$$F_t = \Psi \cdot F_a = \Psi^* \cdot F_r. \quad (21)$$

позволяет с помощью коэффициента ν

$$\nu = \frac{F_r}{F_a} = \frac{\Psi}{\Psi^*} \quad (22)$$

сравнить тяговую возможность. С учетом уравнений (19) и (20) получаем:

$$\nu = \sqrt{\frac{1}{\cos^2 \Theta} + \Psi^2} \geq 1. \quad (23)$$

Это означает, что

$$\nu \cdot F_a \geq F_r. \quad (24)$$

Причина различий кроется в том, что в классической теории начальное натяжение ремня F_0 устанавливается как среднеарифметическое натяжений F_1 и F_2 , т.е.

$$F_0 = \frac{F_1 + F_2}{2}.$$

В рассматриваемой теории согласно (9), (12) и (13)

$$F_0 = \sqrt{F_1 \cdot F_2}.$$

Коэффициент ν ограничивается предельным значением ν_{\max} , соответствующим моменту наступления полного буксования передачи. С использованием известного уравнения Эйлера значение ν_{\max} можно рассчитать по зависимости [3]:

$$\nu_{\max} = 1 + 2 \cdot \Theta^2 \cdot [\exp(f^* \cdot (\alpha - 2 \cdot \Theta)) - 1], \quad (25)$$

где: f^* – приведенный коэффициент трения.

Анализ этого уравнения с учетом (3) показывает, что для передачи с $a = const$ роль деформаций, оцениваемых углом Θ существенна, причем при увеличении начального натяжения F_0 согласно (3) имеем уменьшение Θ . Т.е. понижение тяговых возможностей рассматриваемой передачи и в пределе при $\Theta \rightarrow 0$, $\nu_{\max} \rightarrow 1$. Это означает наличие равных тяговых возможностей в оценке передач с $a = const$ и $F_a = const$, что характерно для классической теории клиноременных передач. Аналогичный результат получаем при $E_u \rightarrow 0$ – значение, свойственное нити, принятой за основу в классической теории, когда согласно (3) $\Theta \rightarrow 0$. Уравнение (25) нашло надлежащее экспериментальное подтверждение [3, 7].

Выводы

Только учет жесткости ремня позволяет получить результаты, соответствующие действительности, учесть возможности работы и отличия тяговых способностей клиноременных передач различного конструктивного исполнения.

Литература

1. Лапшина Н.В., Саженов А.Ф. «Тяговая способность приводных ремней с различными материалами несущего слоя в передачах с постоянным и изменяющимся межосевым рас-

- стоянием». В сб. «Бесступенчато-регулируемые передачи», выш. 1, Ярославль, ЯПИ, 1976, с. 37-43.
2. Пронин Б.А. «Клиноременные и фрикционные передачи и вариаторы». МашГиз, 1960, 334с.
 3. Мартынов В.К. «Прикладная теория передачи трением гибкой связью». «Проблемы машиностроения и автоматизации», 1993, № 3-4, с. 21-32.
 4. Мартынов В.К., Семин И.И. «Модели реализации сил трения в клиноременной передаче». «Трение и смазка в машинах и механизмах», 2006, № 9, с. 22-28.
 5. Мартынов В.К., Дмитриева Л.Ф. «Новая модель работы клиноременной передачи». «Трение и смазка в машинах и механизмах», № 4, 2012, с. 12-15.
 6. Семин И.И. «Экспериментальная оценка тяговой способности клиноременной передачи». Справочник. Инженерный журнал, № 12, 2006, с. 26-31.
 7. Галаджев Р.С., Мещеряков С.И., Савенков М.В, Троянова Г.П., «Силовые и тяговые зависимости клиноременных передач при типовых способах натяжения ремней». В сб. «Динамика узлов и агрегатов сельскохозяйственных машин», Ростов-на-Дону, РИСХМ, 1985, с. 16-23.
 8. Баловнев Н.П., Вавилов П.Г. Пути совершенствования механического привода генератора энергоснабжения пассажирского вагона. Научный рецензируемый журнал. – М., Известия МГТУ «МАМИ», № 2(4), 2007, с. 76-78.

Современные тенденции развития систем безопасности легкового автомобиля

Меделец Н.А.

ФГБНУ Всероссийский Научно-Исследовательский Институт Технической Эстетики
medelets@yandex.ru

Аннотация. В статье делается обзор современных тенденций систем безопасности легкового автомобиля в контексте развивающихся информационных технологий.

Ключевые слова: дизайн, легковой автомобиль, конструирование, системы безопасности

Инженеры-конструкторы и дизайнеры при проектировании автомобиля всегда ставили во главу угла условия его эксплуатации, характер взаимодействия транспортного средства и водителя, надежность, а также безопасность. Начиная с модели Т. Генри Форда 1908 года одной из главных задач была безопасность вождения. Впоследствии все проектирование было развернуто вокруг человека, относительно так называемой Н-point, точки опоры между туловищем и верхней части ног на основе антропометрических, эргономических показателей. Как известно, система безопасности автомобиля подразделяется на активную и пассивную. Активная безопасность – это совокупность конструктивных и эксплуатационных свойств автомобиля, направленных на предотвращение дорожно-транспортных происшествий и исключение предпосылок их возникновения, связанных с конструктивными особенностями автомобиля. Основным предназначением систем активной безопасности автомобиля является предотвращение аварийной ситуации. Наиболее известными и востребованными системами активной безопасности являются: антиблокировочная система тормозов, антипробуксовочная система, система курсовой устойчивости, система распределения тормозных усилий, система экстренного торможения, электронная блокировка дифференциала. Имеются также вспомогательные системы активной безопасности (ассистенты), предназначенные для помощи водителю в трудных с точки зрения вождения ситуациях. К таким системам относятся: парктроник; адаптивный круиз-контроль; система помощи при спуске; система помощи при подъеме; электромеханический стояночный тормоз. Пассивная безопасность – совокупность конструктивных и эксплуатационных свойств автомобиля, направленных на снижение тяжести дорожно-транспортного происшествия. Включает в себя, помимо прочего: