

Уравнения (10) являются общими уравнениями продольно-радиальных колебаний круговой цилиндрической вязкоупругой оболочки, содержащими производные любого порядка по z и t . Эти уравнения в правой части явно учитывают внешние усилия, приложенные к поверхностям $r = r_i$ ($i = 1, 2$), а также комбинации вязкоупругих операторов L и M . При $L = \lambda + 2\mu$; $M = \mu$ из (10) следуют уравнения для упругой оболочки. Кроме того, для разных значений постоянной ν_0 из (10) можно получить уравнения для главных частей перемещений желаемой поверхности оболочки. Например, при $\nu_0 = 2 \frac{r_2}{r_1} + \frac{r_1}{r_2}$ имеем уравнения относительно главных частей перемещений внешней поверхности оболочки. При $r_1 = 0$ из (10) получается уравнение продольных колебаний вязкоупругого круглого стержня, описывающее смещения точек оси стержня [4].

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Филиппов И. Г. Уточнение уравнений колебания вязкоупругих пластин и стержней // Прикл. механика. — 1986. — 22, № 2. — С. 71—78.
2. Гузь А. Н., Кубенко В. Д., Черевко М. А. Дифракция упругих волн. — Киев:
3. Костин В. И., Филиппов И. Г. Математическое моделирование вязкоупругих стержневых элементов строительных конструкций. — Деп. в ВНИИС 14.05.86;
4. Филиппов И. Г., Егорычев О. А. Волновые процессы в линейных вязкоупругих средах. — М.: Машиностроение, 1983. — 270 с.

621.852

ОСОБЕННОСТИ ОЦЕНКИ ТЯГОВОЙ СПОСОБНОСТИ КЛИНОРЕМЕННОЙ ПЕРЕДАЧИ

Д-р техн наук В.К. МАРТЫНОВ, инж. И.Н. СЕМИН

Рассматриваются особенности оценки тяговой способности клиноременной передачи, свойственные работе в ней клинового ремня как гибкого стержня, а не нити, как это принято в классической теории. Приведен анализ вызываемых нагружением клиноременной передачи сопутствующих эффектов, характерных для ее поведения при различном конструктивном исполнении.

In the article was considered a features of traction ability of V-belt drive, when V-belt working as a flexible core, instead of a non-stretched string accepted in the classical theory. The analysis was carrying out with taking of attendant effects, typical for V-belt drive behaviour is resulted at a various design.

В отечественной литературе тяговую способность клиноременной передачи оценивают по экспериментальным кривым скольжения в координатах $\xi = f(\psi)$, где ξ — относительное падение частоты вращения ведомого шкива под нагрузкой или скольжение передачи; ψ — коэффициент тяги или отношение окружной силы к суммарному натяжению ветвей. Кривая скольжения дополняется зависимостью к.п.д. передачи от изменения ψ [1—3]. Экспериментальная установка для снятия кривых скольжения, как правило, выполняется в виде двухшківной передачи со шкивами одного диаметра, т.е. передаточным отношением $i_0 = 1$, причем узел одного из шкивов является подвижным и на него воздействует постоянная межосевая сила F_a , создающая натяжение ремню. Сам ремень при анализе кривых

скольжения отождествляется с растяжимой нитью, что позволяет объяснять характер его поведения и назначать оптимальные режимы нагружения. Однако при испытании клиноременных передач при таком подходе не учитывается ряд особенностей, имеющих место в процессе эксперимента. Это и изменение начального установленного межцентрового расстояния a в передаче с $F_a = \text{const}$ по мере повышения момента нагрузки (передача I типа), и повышение тяговой способности передачи при фиксации a , когда предельный коэффициент тяги Ψ_{max} может существенно превысить единицу (передача II типа). К тому же по результатам измерений длины современных клиновых ремней бесконтактным способом в работающей передаче сделан вывод об их практической нерастяжимости при имеющемся уровне рабочих нагрузок. Поэтому с целью уточнения механики клиноременной передачи, при отказе от отождествления ремня с нитью, были проведены эксперименты, аналогичные традиционным, но с замером дополнительных эффектов, сопутствующих работе передачи и отражающих происходящие физические процессы. Для их более полного охвата и повышения точности замеров, которая возрастает по мере увеличения размеров поперечного сечения ремня, объектом изучения был выбран широкий клиновой гофрированный кордшнуровой ремень без обертки рабочих граней MAX1082 американской фирмы "Dausco". Предварительно ремень прошел обкатку для стабилизации физико-механических характеристик.

Учитывая заключение, приведенное в [4] о том, что результаты статических испытаний адекватно освещают результаты динамических, основополагающие принципы в поведении клиноременной передачи и их оценка устанавливались по результатам статических испытаний. Для исключения влияния процессов релаксации и ползучести материалов ремня эксперименты проводились в определенном временном интервале, до момента стабилизации показаний приборов, причем каждый режим нагружения повторялся многократно.

На начальном этапе создания натяжения ремню межосевой силой F_a (рис. 1) была оценена роль изгибных деформаций и деформаций поперечного сжатия ремня в канавках шкивов.

На рис. 1 изменение геометрии передачи по мере изменения F_a соответствует следующим значениям межосевого расстояния: a_{min} — минимальное, когда шкивы введены внутрь кольца радиуса R , которое представляет собой ремень в свободном состоянии; a_{max} — максимальное, когда при предельном натяжении ремня межосевой силой $F_{a_{\text{max}}}$ он займет положение, соответствующее положению нити; a — текущее значение согласно приложенной силе F_a ; δa_i — изменение a по мере изменения F_a ; Θ — угол жесткости [5], характерный положению реального ремня на шкиве как гибкого стержня, а не нити.

Из геометрических соображений имеем

$$a_{\text{max}} - a = a_{\text{max}} - a_{\text{min}} - \delta a_i; \quad a_{\text{max}} - a_{\text{min}} = \delta a_{i_{\text{max}}}.$$

В свою очередь,

$$a_{\text{max}} = \frac{L - 2\pi r}{2}; \quad L = 2\pi R; \quad a_{\text{min}} = 2(R - r).$$

В формулах обозначено: L — расчетная длина ремня на уровне расположения кордшнуров; R и r — расчетные радиусы ремня как кольца и шкивов соответственно.

Учитывая только деформации изгиба ремня, предполагая малыми углы жесткости Θ , согласно [5] имеем

$$a_{\text{max}} - a = \frac{1}{2r^2} \left(\frac{2E_y I}{F_a} \right)^{\frac{3}{2}}.$$

скольжения отождествляется с растяжимой нитью, что позволяет объяснять характер его поведения и назначать оптимальные режимы нагружения. Однако при испытании клиноремennых передач при таком подходе не учитывается ряд особенностей, имеющих место в процессе эксперимента. Это и изменение начального установленного межцентрового расстояния a в передаче с $F_a = \text{const}$ по мере повышения момента нагрузки (передача I типа), и повышение тяговой способности передачи при фиксации a , когда предельный коэффициент тяги ψ_{\max} может существенно превысить единицу (передача II типа). К тому же по результатам измерений длины современных клиновых ремней бесконтактным способом в работающей передаче сделан вывод об их практической нерастяжимости при имеющемся уровне рабочих нагрузок. Поэтому с целью уточнения механики клиноремennой передачи, при отказе от отождествления ремня с нитью, были проведены эксперименты, аналогичные традиционным, но с замером дополнительных эффектов, сопутствующих работе передачи и отражающих происходящие физические процессы. Для их более полного охвата и повышения точности замеров, которая возрастает по мере увеличения размеров поперечного сечения ремня, объектом изучения был выбран широкий клиновой гофрированный кордшнуровой ремень без обертки рабочих граней МАХ1082 американской фирмы "Ducso". Предварительно ремень прошел обкатку для стабилизации физико-механических характеристик.

Учитывая заключение, приведенное в [4] о том, что результаты статических испытаний адекватно освещают результаты динамических, основополагающие принципы в поведении клиноремennой передачи и их оценка устанавливались по результатам статических испытаний. Для исключения влияния процессов релаксации и ползучести материалов ремня эксперименты проводились в определенном временном интервале, до момента стабилизации показаний приборов, причем каждый режим нагружения повторялся многократно.

На начальном этапе создания натяжения ремню межосевой силой F_a (рис. 1) была оценена роль изгибных деформаций и деформаций поперечного сжатия ремня в канавках шкивов.

На рис. 1 изменение геометрии передачи по мере изменения F_a соответствует следующим значениям межосевого расстояния: a_{\min} — минимальное, когда шкивы введены внутрь кольца радиуса R , которое представляет собой ремень в свободном состоянии; a_{\max} — максимальное, когда при предельном натяжении ремня межосевой силой $F_{a_{\max}}$ он займет положение, соответствующее положению нити; a — текущее значение согласно приложенной силе F_a ; δa_i — изменение a по мере изменения F_a ; Θ — угол жесткости [5], характерный положению реального ремня на шкиве как гибкого стержня, а не нити.

Из геометрических соображений имеем

$$a_{\max} - a = a_{\max} - a_{\min} - \delta a_i; \quad a_{\max} - a_{\min} = \delta a_{i_{\max}}.$$

В свою очередь,

$$a_{\max} = \frac{L - 2\pi r}{2}; \quad L = 2\pi R; \quad a_{\min} = 2(R - r).$$

В формулах обозначено: L — расчетная длина ремня на уровне расположения кордшнуров; R и r — расчетные радиусы ремня как кольца и шкивов соответственно.

Учитывая только деформации изгиба ремня, предполагая малыми углы жесткости Θ , согласно [5] имеем

$$a_{\max} - a = \frac{1}{2r^2} \left(\frac{2E_u I}{F_a} \right)^2.$$

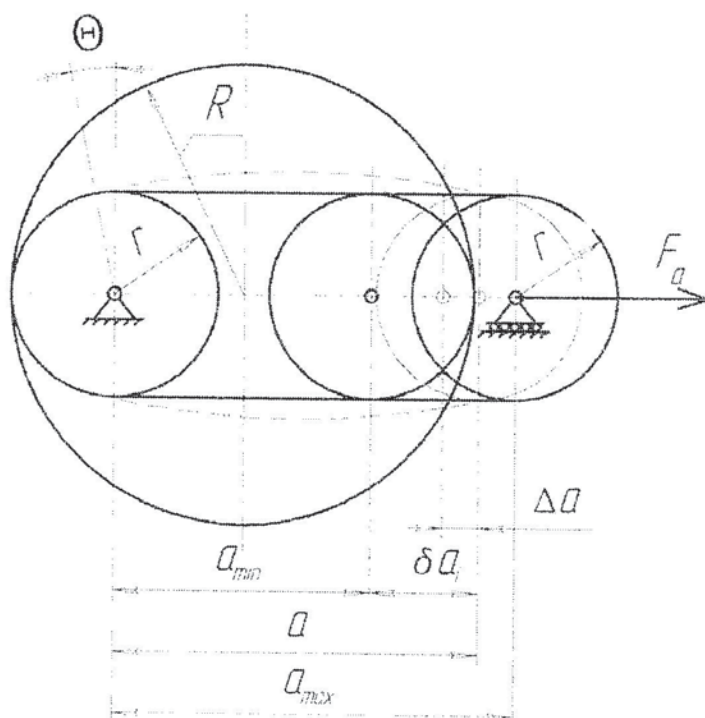


Рис. 1.

где $E_u I$ — изгибная жесткость ремня; E_u — приведенный модуль его упругости при изгибе; I — момент инерции поперечного сечения.

После преобразований получаем

$$\delta a_i = \delta a_{i\max} - \frac{C_u}{F_a^{\frac{3}{2}}},$$

где $C_u = \frac{(2E_u I)^{\frac{3}{2}}}{2r^2}$.

Ввиду того, что на стенде измерять изменения a удобнее и точнее не по отношению к a_{\min} , а по отношению к некоторому значению δa_0 , созданному небольшой начальной силой F_{a_0} , выбранной за начало отсчета, то

$$\delta a_u = \delta a_i - \delta a_0 = \frac{C_u}{F_{a_0}^{\frac{3}{2}}} \left[1 - \left(\frac{F_{a_0}}{F_a} \right)^{\frac{3}{2}} \right]. \quad (1)$$

Для ремня МАХ1082 изгибная жесткость $E_u I = 0,03 \text{ Н} \cdot \text{м}^2$ [6]. В испытуемой передаче $r = 70 \text{ мм}$. Принято $F_{a_0} = 100 \text{ Н}$.

В итоге

$$\delta a_u = 1,5 \left[1 - \left(\frac{F_{a_0}}{F_a} \right)^{\frac{3}{2}} \right], \text{ (мм)}. \quad (2)$$

Полученное выражение учитывает влияние только изгибной жесткости ремня на изменение межосевого расстояния. Однако в клиноременных передачах оно дополнительно изменяется в результате просадки ремня в канавках шкивов на меньшие радиусы вследствие его поперечной податливости. Действительно, при постоянной длине ремня при изменении F_a имеем

$$L = 2\pi r + 2a = 2\pi(r - \Delta r) + 2(a + \delta a_c), \text{ т.е.}$$

$$\pi \Delta r = \delta a_c,$$

где Δr и δa_c — искажения установленных расчетных радиусов шкивов и межосевого расстояния. Для рассматриваемого случая, согласно [3],

$$\Delta r = \frac{b}{8E_c h r \operatorname{tg}^2 \frac{\varphi_m}{2}} F_a, \quad (3)$$

где b и h — расчетная ширина и высота поперечного сечения ремня, соответственно; E_c — приведенный модуль упругости ремня при поперечном сжатии; φ_m — угол клина канавки шкива.

В итоге

$$\delta a_c = C_c (F_a - F_{a_0}) \quad (4)$$

$$\text{где } C_c = \frac{\pi b}{8E_c h r \operatorname{tg}^2 \frac{\varphi_m}{2}}.$$

Для ремня МАХ1082 $b = 30$ мм; $h = 14$ мм; $E_c = 43$ МПа [6]; для передачи $r = 70$ мм; $\varphi_m = 28^\circ$, что дает $C_c = 4,5 \cdot 10^{-3} \frac{\text{ММ}}{\text{Н}}$.

Окончательно, для случая создания начального натяжения ремня в рассматриваемой передаче необходимо обеспечить дополнительное (к имеющемуся при $F_{a_0} = 100$ Н) увеличение межосевого расстояния на величину

$$\delta a = \delta a_n + \delta a_c. \quad (5)$$

Сравнение полученных результатов с экспериментальными данными приведено на рис. 2 в левом квадранте. Расчетные значения δa_n представлены штрих-пунктиром, δa — контурной линией, экспериментальные — точками.

Анализ показывает, что при начальном натяжении практически нерастяжимого клинового ремня в передаче его основными деформациями как гибкого стержня являются деформации изгиба и поперечного сжатия. При этом роль каждой из них различна: при малых натяжениях превалирует изгибная, при больших — сжатия.

После создания начального натяжения ремня передача нагружается крутящим моментом T . Клиновой ремень в результате оказывается под суммарным воздействием двух независимых силовых факторов, которые и определяют поведение передачи. Как указывалось, в передачах I типа повышение T вызывает изменение a на Δa (рис. 1), в передачах II типа — изменение значений F_a по сравнению с начально установленными. Реакция передач следует известному принципу взаимности [7]. Однако, если в передачах II типа в исследованиях обращалось внимание на изменение F_a , то в передачах I типа изменение a игнорировалось. Но можно показать, что происходящие физические процессы обобщают особенности поведения

обоих типов передач. Для этого по экспериментальным данным, приведенным, например, на рис. 2 в правом квадранте, необходимо для каждого режима нагружения в передаче I типа установить Δa , согласно которому по кривой начального натяжения ремня в левом квадранте определить F_a^* . Процедура нахождения F_a^* на рис. 2 показана стрелками. На рис. 2 в правом квадранте указаны начальные значения $F_{a_{нач}}$. Например, для точки *A* при $T = 20 \text{ Н} \cdot \text{м}$ значение $F_{a_{нач}} = 400 \text{ Н}$ снизится до $F_a^* = 300 \text{ Н}$. В результате при определении коэффициента тяги для передач I типа оказывается возможным определять два значения: рассчитанное либо по отношению окружной силы F_t к начальному значению $F_{a_{нач}}$, что используют в традиционных кривых скольжения, т.е. $\psi = F_t / F_{a_{нач}}$, либо по отношению F_t к F_a^* , что аналогично расчетам в передачах II типа, т.е. $\psi^* = F_t / F_a^*$. Правда, в передачах II типа отношение F_t к измеренному F_a^{**} , соответствующему приложенному моменту T , обозначают ψ , т.е. $\psi = F_t / F_a^{**}$, так как в этом случае, как и ранее, ψ не может превысить единицу. В то же время для них используют и отношение F_t к начально установленному F_a по аналогии с передачами I типа, но с иным обозначением, например ψ^{**} , т.е. $\psi^{**} = F_t / F_a$. Для исследуемой передачи в варианте I типа сопоставление ψ и ψ^* показано на рис. 3, а, II типа — на рис. 3, б.

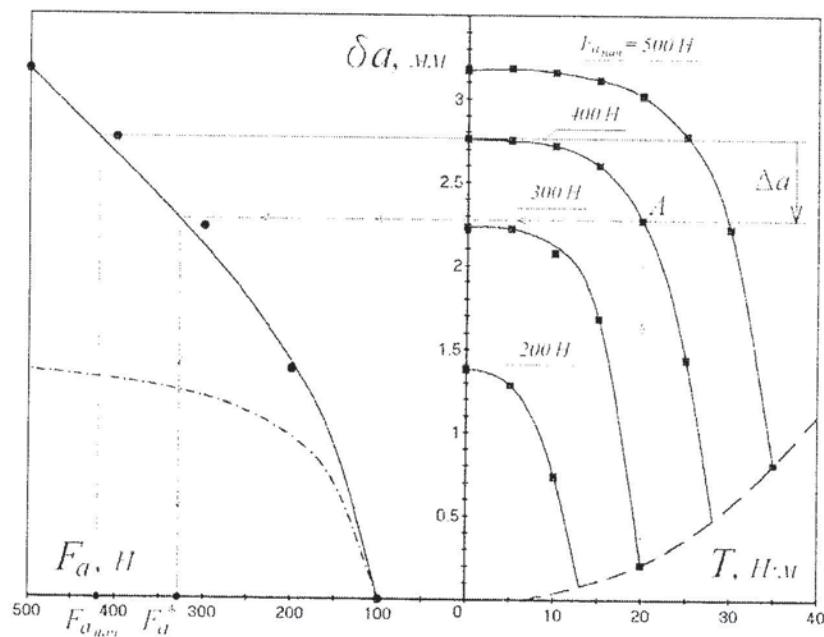
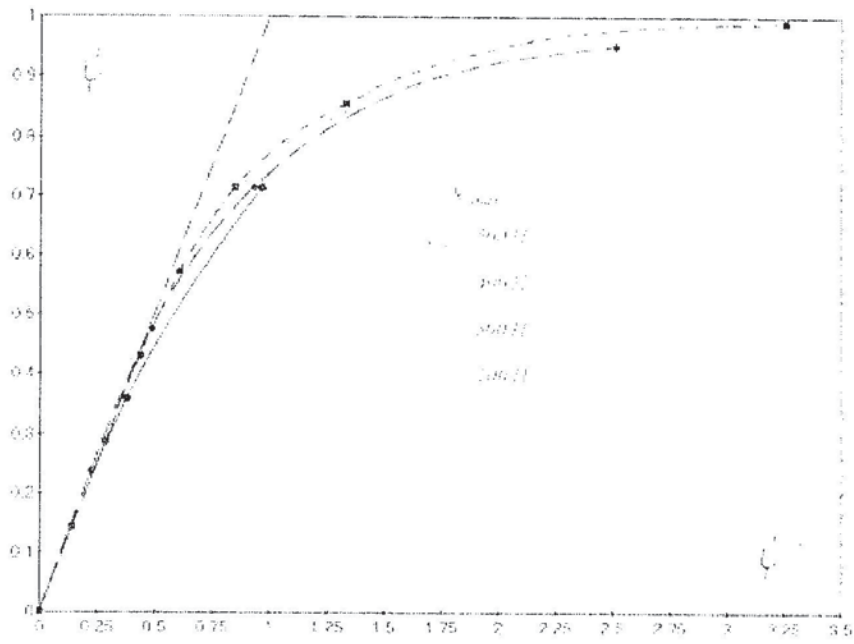


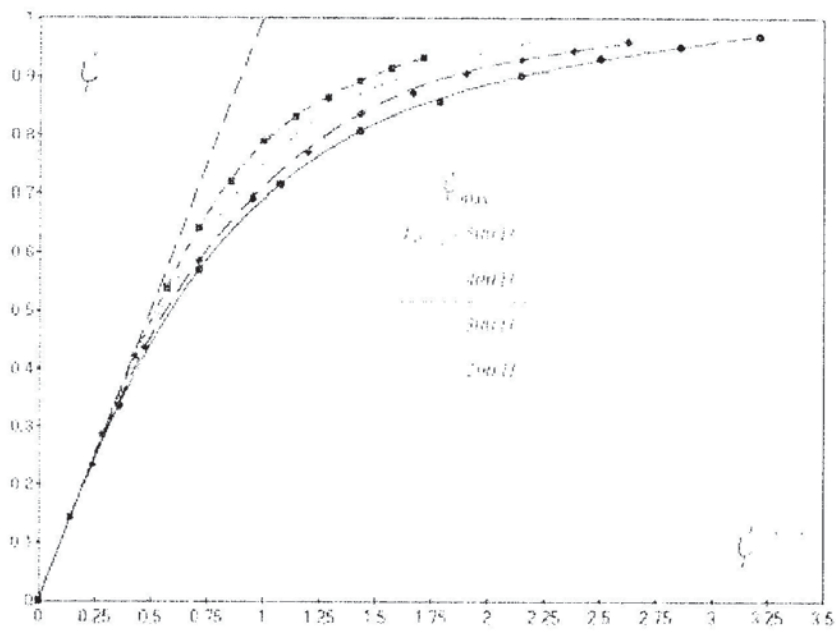
Рис. 2

Из сравнения рис. 3, а и б прослеживаются одинаковые закономерности в протекании экспериментальных кривых. В частности, при повышении начальных значений $F_{a_{нач}}$ кривые приближаются к предельной прямой, показанной пунктиром, отражающей поведение идеальной передачи с нитью вместо реального ремня. Отмечается также близкое совпадение экспериментальных точек для передач I и II типов. Необходимо указать на то, что в передачах I типа экспериментальные точки заканчиваются в момент наступления буксования ремня, что на рис. 2 тоже отражено пунктиром. В передачах же II типа в большинстве случаев эксперименты до буксования ремня не доводились.

По данным рис. 3, а и б трудно судить о различии тяговых возможностей передач I и II типов. Более наглядно это сделать по рис. 4, где показана имитация поведения переда-



Передача I типа



Передача II типа

Рис. 3

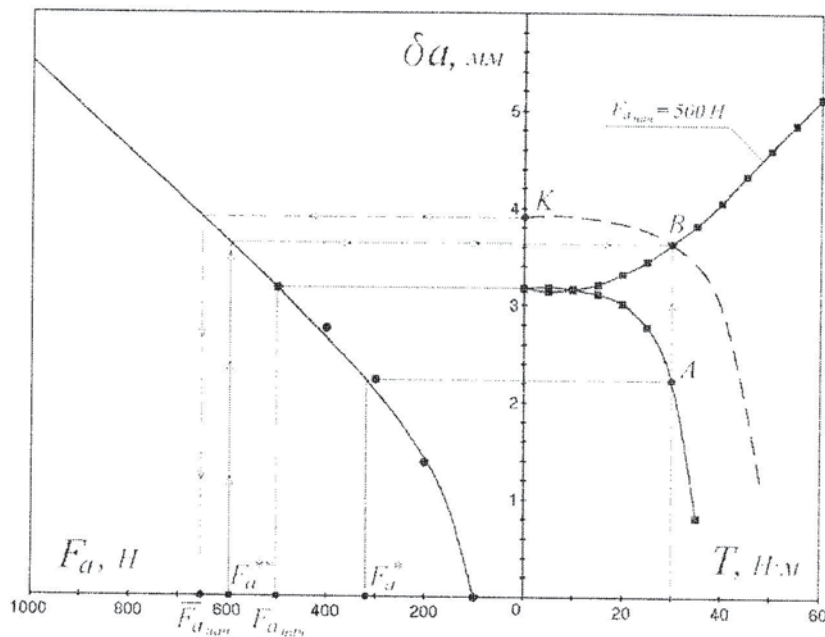


Рис. 4.

дачи II типа поведением условной передачи I типа. Если для реальной передачи I типа рассмотреть, например, нагружение моментом T , соответствующем точке A , то в передаче II типа для него по результатам измерения на стенде F_a^{**} можно определить координаты точки B . Процедура показана стрелками. Эта же точка отражает один из режимов поведения условной передачи I типа. Полностью оно показано пунктиром, причем по начальной точке K при $T = 0$ определяется начальное натяжение $F_{a_{\text{нат}}}$. Его сравнение с $F_{a_{\text{нат}}}$ укажет на различие тяговой способности реальных передач I и II типов, так как проводится по приведенным к единому виду показателям.

Выводы

1. Применяемая оценка тяговой способности клиноременных передач по аналогии с плоскоременными по традиционным кривым скольжения не правомерна. В последних по своим свойствам ремень приближается к нити и поэтому для передач с ним практически безразличен ее тип. В клиноременных передачах ремень обладает свойствами гибкого стержня и его положение в ветвях передачи не совпадает с касательным к шкивам, как у нити.

2. Для клиноременных передач результаты испытаний, проведенных в передачах I типа, не могут быть полностью распространены на передачи II типа.

3. Тяговая способность клиноременных передач должна оцениваться комплексными параметрами с учетом показателей их поведения под нагрузкой, а также с практической нерастяжимостью современных клиновых ремней.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Решетов Д. Н. Детали машин. — М.: Машиностроение, 1989. — 496 с.
2. Иосилевич Г. Б. Детали машин. — М.: «Машиностроение», 1988. — 376 с.
3. Пронин Б. А., Ревков Г. А. Бесступенчатые клиноременные и фрикционные передачи. — М.: «Машиностроение», 1980. — 320 с.
4. Галаджев Р. С., Ровеньков Е. Д., Игнатенко Ю. А., Савенков М. В. Исследование деформаций и усилий в клиноременном контуре. — В сб. «Бесступенчато- регулируемые передачи», вып. 1, Ярославль, ЯПИ, 1976, с. 33-37.
5. Мартынов В. К. Прикладная теория передач трением гибкой связью. — «Проблемы машиностроения и автоматизации». 1993. — № 3—4. — С. 21—32.
6. Лукьянов А. С. Методы выбора и оценки характеристик вариатора транспортного средства. — Диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук, Москва, 2001.
7. Биргер И. А., Мавлютов Р. Р. Сопротивление материалов. — М.: «Наука», 1986. — 560 с.

621.785.

КРИТЕРИЙ ДОЛГОВЕЧНОСТИ ДЕТАЛЕЙ МАШИН В УСЛОВИЯХ ЦИКЛИЧЕСКОГО НАГРУЖЕНИЯ

Д-р техн. наук, проф. И.Ф. ДЬЯКОВ, ст. препод. Р. М. САДРИЕВ

Предложен критерий долговечности деталей машин при совместном действии циклических нагрузок в зоне предела текучести материала, когда амплитудные значения циклических нагрузок составляет не более 65 % от предела текучести. Адекватность модели подтверждена сравнением данных расчета с экспериментальными данными для стали 45 и 40Х при нормальной температуре.

It is proposed to use a legerity criterion of machine parts under the joint influence of cyclic loads within the material fluidity limit zone when amplitude values of cyclic loads are not more than 65% material fluidity. The model adequacy is proved by comparing calculation data with experiment data for 40 and 45X steel at a normal temperature.

Одной из тенденций развития современного машиностроения является применение деталей, обеспечивающих прочность в условиях циклического нагружения при совместном действии внешних нагрузок. На современном этапе физические представления о механизме разрушения материалов базируются на кинетической концепции прочности, положения которой представлены в работах Г. Н. Бартенева, С. Н. Журкова и других исследователей [1]. В этой концепции долговечность детали под нагрузкой принимается в качестве основной величины, определяющей ее прочность. Целью настоящей работы было обобщение энергетической концепции на процессы, происходящие в материале при циклическом нагружении, не превышающем некоторой критической точки предела текучести.

Известно, что оценка долговечности деталей машин по времени работы (километры пробега, мото-часы, приведенное время), практикуемая в настоящее время, не учитывает многие факторы, существенно влияющие на их ресурс. К числу основных неучитываемых факторов относятся нагрузочные и скоростные режимы, влияющие на мощность двигателя. Для машин, работающих в широком диапазоне нагрузок и скоростей, существенна также работа на резонансных и длительных режимах.

Обобщая многие современные теоретические и экспериментальные данные, можно отметить, что процессы зарождения и развития усталостных повреждений обусловлены