

Пожбелко В.И.Южно-Уральский государственный
университет,
г. Челябинск, Россия**ПРЕДЕЛЬНЫЕ ТЯГОВЫЕ СВОЙСТВА И
ЗАКОНЫ ТРЕНИЯ РАСТЯЖИМЫХ ГИБКИХ
ТЕЛ В РЕМЕННЫХ ПЕРЕДАЧАХ. ЧАСТЬ 2**

Данный материал является логическим продолжением части 1 [10], содержащей постановку задачи исследований трибодинамики гибкой пары трения; построение реологических моделей деформируемых сдвигающей силой твердых тел; установление тягово-габаритных характеристик реальных упруго-растяжимых гибких тел, образующих гибкую пару трения; и оптимизационный синтез на их основе фрикционных тяговых механизмов с гибкой связью.

Перейдем к обобщению результатов начатого в части 1 решения нестандартной задачи определения предельных тяговых свойств, габаритов и установления аналитических законов трения гибких тел с учетом их упругой растяжимости, толщины и кривизны изгиба в ременных передачах. Такой вид механического привода рабочих органов широко применяется в машиностроении и существенно отличается от рассмотренной Эйлером идеальной нити [1] ÷ [9].

5. Классификация фрикционных механических систем

В зависимости от отсутствия или наличия *обратной* взаимосвязи между собой сдвигающей тангенциальной силы и нормальной нагрузки, создающих объемное напряженное состояние в так называемом [7] «третьем теле» (возникающем в зоне фрикционного контакта), различные фрикционные механические силовые системы можно разделить на 2 класса (рис. 6).

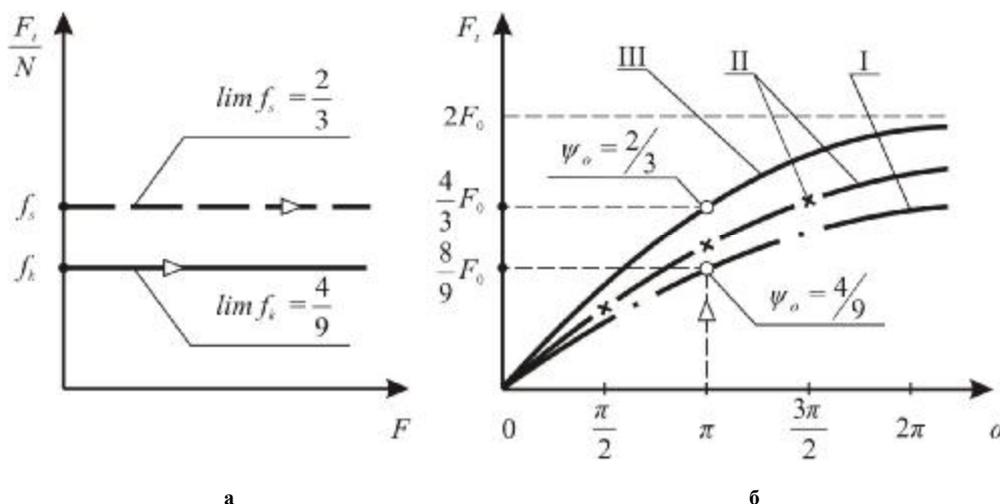


Рис. 6 – Тяговая характеристика трения:
а – системы 1-го класса; б – системы 2-го класса
(I – плоскоремённые, II – круглоремённые, III – клиноремённые передачи)

Системы 1-го класса. В таких системах нормальная нагрузка N на фрикционный контакт не имеет обратной зависимости от сдвигающей тангенциальной силы F (называемой силой кинетического трения), которая определяется через коэффициент трения $f = f_k$ согласно экспериментальному закону Амонтона-Кулона [1]: $F = f_k \cdot N$. При этом различают [1], [8] статическое трение до срыва тела ($f = f_s$) и кинетическое трение последующего движения ($f = f_k$).

К указанным силовым системам 1-го класса – без обратной взаимосвязи между нормальной нагрузкой и сдвигающей силой (силой трения) – относятся пары трения твердых тел без гибких фрикционных элементов (т.е. приводы машин без гибких пар трения) с $N = \text{const}$ (рис. 6, а).

Системы 2-го класса. Это механические системы с *обратной* силовой взаимосвязью нормальной нагрузки N с требуемой для сдвига фрикционного контакта тангенциальной силой F . В рассмотренных передачах с гибкими растяжимыми и изогнутыми по радиусу элементами (рис. 3) эта взаимосвязь имеет вид (13):

$$dN = Fd\beta; \quad N = \int_0^{\beta} Fd\beta,$$

и определяет (приведённый в п. 3 части 1 [10]) основной закон трения растяжимых гибких тел, в котором зависимость:

$$F = f_0[N(F)],$$

существенно отличается от закона Амонтона-Кулона.

Расчитанные по основному закону (см. п. 3 [10]) переменные характеристики трения передач с изогнутой в пределах различного угла обхвата α гибкой связью представлены на рис. 6, б, где обозначены: I – плоскоремённые; II – круглоремённые (знак «х» – эксперимент), III – клиноремённые передачи.

Отметим, что механические системы 2-го класса именно из-за указанной обратной взаимосвязи (с ростом F увеличивается N и происходит дальнейшее увеличение F) приобретают известное в машиностроении свойство самозатягивания (используется, например, в стопорящих передачах).

Для экспериментального определения тяговых свойств и силы трения фрикционных систем 2-го класса с гибкими элементами можно использовать прямой метод измерений на основе разработанного автором простого по конструкции и компактного VIP-трибометра (рис. 7).

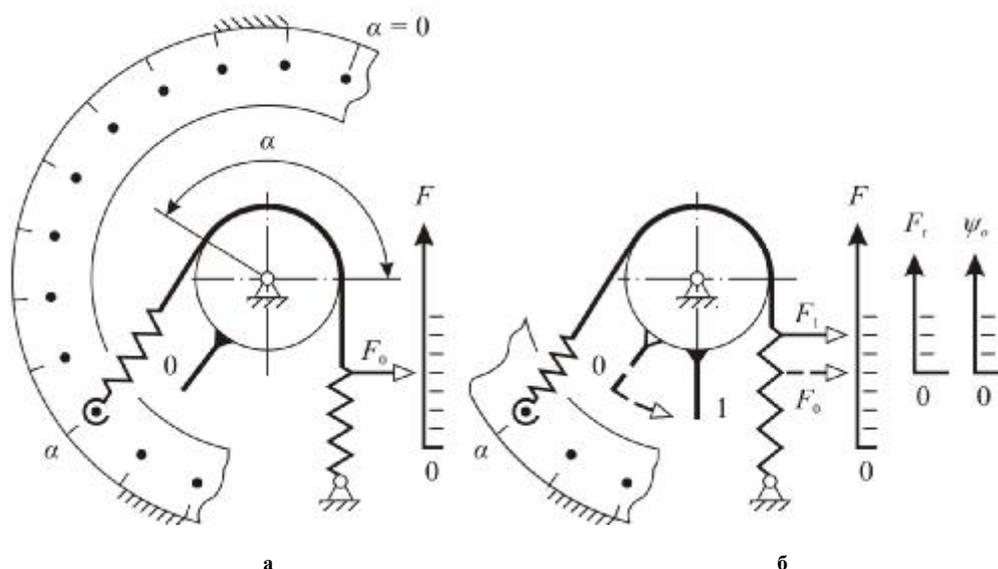


Рис. 7 – VIP-трибометр для прямого определения силы трения и тяговых свойств гибких тел

Указанный трибометр не содержит тензометрических узлов и привода непрерывного движения исследуемого объекта (гибкая кинематическая пара «ремень – шкив») и позволяет измерять тяговые способности фрикционных гибких элементов при неограниченном изменении угла их обхвата. Особенности прибора – замер производится по показаниям шкалы прибора в фазе неподвижного ремня с предварительно подпружиненными открытыми концами и после целенаправленного срыва его фрикционного контакта (на пределе устойчивого упругого скольжения).

Для эксплуатации данного трибометра (рис. 7) достаточно после установки требуемого угла обхвата α и предварительного натяжения силой F_0 исследуемого гибкого фрикционного элемента (ремень, нить, лента и т.д.) вокруг направляющей (рис. 7, а – положение 0) – выполнить простой угловой поворот направляющей до срыва исследуемого фрикционного контакта (положение 1).

Затем в состоянии неподвижной направляющей (и тоже неподвижного гибкого элемента) в положении 1 произвести точное статическое измерение силы на ведущей ветви $F_1(\alpha)$, силы трения $F_t(\alpha)$ и коэффициента тяги $\psi(\alpha)$ по шкале прибора, проградуированной на основе формул:

$$F_t = 2(F_1 - F_0); \quad \psi = \frac{F_t}{2F_0} = \frac{F_1}{F_0} - 1.$$

Результаты эксперимента на VIP-трибометре обозначены знаком «х» на рис. 6, б.

Примечание. Из совместного анализа расчётной таблицы 1 [10] и отвечающих ей кривых (см. рис. 6, б) следует, что в интервале $\alpha = 0 \div \pi$ с погрешностью от 5 % (плоскоремённые) до 10 % (клиноремённые) передачи тяговая характеристика гибких тел может быть представлена *линейной* функцией $F_t(\alpha)$ (круглоремённые передачи занимают между ними промежуточное положение по погрешности линеаризации).

6. Законы и универсальные константы предельного трения гибких тел

Представленные ниже новые физические законы и универсальные физические константы представляют собой обобщение результатов выполненного в части 1 [10] аналитического моделирования трибодинамики упруго-деформируемых (растяжимых) гибких тел во фрикционных узлах и механизмах различных механических систем.

Закон 1. *Основной закон трения упруго-деформируемых гибких тел.*

Предельная сила трения и оптимальный коэффициент тяги изогнутых растяжимых гибких тел на устойчивом режиме упругого скольжения (с учётом их упругости, толщины и кривизны изгиба) равны:

$$\ln \frac{F_1}{F_2} = \frac{c^* \cdot (\lim f_k) \cdot \alpha}{\lim \left(\frac{f_s}{f_k} \right)} \cdot \left[1 + \frac{\Delta}{d_{\min}} \right];$$

$$\lim F_t = \lim (F_1 - F_2) = \Psi_o \cdot (2F_0);$$

$$\Psi_o = \frac{\left\{ \exp \left[\frac{c^* \cdot (\lim f_k) \cdot \alpha}{\lim \left(\frac{f_s}{f_k} \right)} \cdot \left(1 + \frac{\Delta}{d_{\min}} \right) \right] - 1 \right\}}{\left\{ \exp \left[\frac{c^* \cdot (\lim f_k) \cdot \alpha}{\lim \left(\frac{f_s}{f_k} \right)} \cdot \left(1 + \frac{\Delta}{d_{\min}} \right) \right] + 1 \right\}},$$

где F_1, F_2 – силы на ведущей и ведомой ветвях гибкой связи;

F_0 – сила предварительного натяжения;

α – угол обхвата;

$d_{\min} = 2r$; r – радиус кривизны изгиба гибкой связи;

$\lim f_k, \lim f_s, c^*$ – константы трения;

Δ – показатель толщины гибкой связи ($\Delta = \delta, c^* = 1$ – плоскоременные передачи;

$\Delta = \delta, c^* = 5/4$ – круглоременные передачи;

$\Delta = 2y_0, c^* = 5/3$ – клиноременные передачи [10].

Следствие. Вводя в обозначениях проектных параметров фрикционных механизмов с гибкими элементами – действительный коэффициент трения f_0 вида:

$$f_0 = \frac{c^* \cdot \lim f_k}{\lim \left(\frac{f_s}{f_k} \right)},$$

можно основной закон трения упруго-деформируемых гибких тел (с учётом универсальных физических констант трения [8], [10] $\lim f_k = 4/9, \lim f_s = 2/3$ и c^*) преобразовать к более компактному виду:

а) плоскоременные передачи: $f_0 = 0,3; \ln \frac{F_1}{F_2} = 0,3\alpha \left(1 + \frac{\delta}{d_{\min}} \right)$

б) круглоременные передачи: $f_0 = 0,375; \ln \frac{F_1}{F_2} = 0,375\alpha \left(1 + \frac{\delta}{d_{\min}} \right)$

в) клиноременные передачи: $f_0 = 0,5; \ln \frac{F_1}{F_2} = 0,5\alpha \left(1 + \frac{2y_0}{d_{\min}} \right)$

где для стандартных плоских, круглых, клиновых и поликлиновых ремней, лент и нитей набор значений δ и y_0 приводится в таблицах параметров их поперечных сечений [2].

Эксперименты. Представленные в работе [2, с. 619] результаты экспериментальных исследований типовых ременных передач с различной формой поперечного сечения ремня: $f_0 = 0,3 \div 0,55$ – подтверждают основной закон 1 (трения упруго-деформируемых гибких тел).

Закон 2. Предельный угол упругого скольжения изогнутой гибкой связи по шкиву β на устойчивом тяговом режиме (без пробуксовок) определяется предельным соотношением коэффициентов трения покоя f_s и движения f_k , и равен $\frac{2}{3}$ угла обхвата ею шкива α : $\lim \beta = \alpha \cdot \lim \left(\frac{f_s}{f_k} \right) = \frac{2}{3} \alpha$ и определяет предельную силу трения гибких тел на режиме упругого скольжения [10, рис. 5], где $\beta \leq \left(\frac{2}{3} \right) \alpha$.

Следствие. Предельный угол сцепления гибкой связи α_0 до начала её пробуксовки равен $\frac{1}{3}$ угла обхвата ею шкива α :

$$\lim \alpha_0 = \alpha - \lim(\beta) = \alpha - \frac{2}{3} \alpha = \frac{1}{3} \alpha$$

и представляет собой порог внешнего трения, выше которого ($\alpha_0 \geq \frac{\alpha}{3}$) будет устойчивый тяговый режим упругого скольжения, а ниже которого ($\alpha_0 < \frac{\alpha}{3}$) будет срыв сцепления гибких тел.

Эксперименты. Представленные в работе [6, с. 322] результаты экспериментальных исследований типовой ременной передачи: $\beta \approx 0,7\alpha$; $\alpha_0 \approx 0,3 \alpha$ – подтверждают теоретические положения законов 2 и 3.

Закон 3. Для обеспечения режима устойчивого упругого скольжения (без пробуксовок передаточных гибких элементов) во фрикционных механизмах должно выполняться следующее уравнение баланса – силового равновесия между сдвигающей силой (в пределах дуги упругого скольжения β) и удерживающей от срыва силой сцепления (в пределах дуги сцепления α_0):

$$\beta - 2\alpha_0 = 0,$$

решение которого через соотношение дуг β , α_0 и их длин l_β, l_0 имеет вид:

$$\beta = 2\alpha_0; \lim \left(\frac{\beta}{\alpha_0} \right) = \lim \left(\frac{l_\beta}{l_0} \right) = 2.$$

Следствие 1. Нарушение указанного уравнения баланса является основной причиной возникновения вредных пробуксовок по шкиву гибких связей при передаче ими окружного момента или перегрузок тягового ремня в ременных передачах:

а) в случае $\beta - 2\alpha_0 > 0$ ($\beta > 2\alpha_0$) – это приводит к переходу за пределы порога P прямолинейного участка тяговой характеристики на рис. 5 [10] – в область пробуксовок ($\Psi > \Psi_0$);

б) в случае $\beta - 2\alpha_0 < 0$ ($\beta < 2\alpha_0$) – это приводит к завышенному усилию предварительного натяжения ремня и сокращению его ресурса из-за недоиспользования прямолинейного участка тяговой характеристики ($\Psi < \Psi_0$).

Следствие 2. Правильное конструкторское решение данного уравнения силового баланса должно быть ограничено условием:

$$\beta \leq 2\alpha_0; \quad l_\beta \leq 2l_0,$$

Причем наиболее оптимальным является предельный случай – равенство $\beta = 2\alpha_0$, обеспечивающее работу с $\Psi = \Psi_0$, т.е. наименьшее усилие предварительного натяжения гибкой связи для передачи без пробуксовок заданного окружного момента.

Совместное решение системы уравнений:

$$\beta - 2\alpha_0 = 0; \quad \beta + \alpha_0 = \alpha$$

определяет оптимальное распределение углов: $\alpha_0 = \frac{\alpha}{3}$; $\beta = \frac{2\alpha}{3}$ (идеальная цель проектирования любой передачи на границе $\Psi = \Psi_0$ работы без пробуксовок).

Закон 4. Предельный запас по сцеплению за счёт увеличения силы трения гибких тел при переходе от упругого скольжения ($f = f_k$) к буксованию ($f = f_s > f_k$), т.е. запас тяговой способности $k = \Psi_{\max} / \Psi_o$ при перегрузках ($\Psi > \Psi_o$, $d/\Delta < d_{\min}/\Delta$, $\alpha_o < \alpha/3$; $\beta > 2\alpha/3$) ограничен существующим в природе динамическим пределом $f_s/f_k \leq 3/2$ [8] и потому не может превысить $3/2$:

$$\lim k = \frac{\Psi_{\max}}{\Psi_o} = \lim f_s/f_k = \frac{3}{2}.$$

Эксперименты. Представленные в работе [2, с. 613] результаты экспериментальных исследований по стандартам ISO типовых ременных передач на запас по сцеплению: $k \leq 1,5$ – подтверждают теоретические положения закона 4.

Закон 5. Существует порог внешнего трения деформируемых твёрдых тел (предел P упругой деформации на рис. 2 и 5 в работе [10]), который в зависимости от формы образующей поверхности трения гибких тел определяет нижний предел коэффициента тяги (образующая – прямая в плоскоременной передаче):

$$(\Psi_o)_{\min} = \lim f_k = \frac{4}{9},$$

и верхний предел коэффициента тяги (образующая – клиновой паз в клиноременной передаче):

$$(\Psi_o)_{\max} = \lim f_s = \frac{2}{3}.$$

Следствие 1. Для исключения пробуксовки тяговых фрикционных передач с гибкой связью полный диапазон изменения оптимального коэффициента тяги на границе устойчивого скольжения (порог P на рис. 5) должен выбираться в интервале:

$$\frac{4}{9} \leq \Psi_o \leq \frac{2}{3}.$$

Следствие 2. В тяговых фрикционных механизмах с параллельным расположением ведущей и ведомой ветвей гибкой связи ($\alpha = 180^\circ$) коэффициент тяги равен соответствующему значению коэффициента трения от $\Psi_o = \lim f_k$ (плоскоременные передачи) до $\Psi_o = \lim f_s$ (клиноременные передачи).

Эксперименты. В научно-технической литературе указанный порог экспериментально зафиксирован приближенно в диапазоне $f_k \approx 0,3 \div 0,4$ [7, с. 79], что соответствует указанной в законе 5 точной константе $\lim f_k = 4/9$.

Закон 6. В пределах упругой деформации растяжимых гибких тел существует прямая взаимосвязь между тяговыми свойствами фрикционной передачи (коэффициент тяги Ψ_o) и геометрическими параметрами гибких тел (радиус кривизны изгиба, угол обхвата направляющей изгиба, толщина гибкого элемента) в виде следующих соотношений:

1. Уравнение граничной кривой устойчивого упругого скольжения:

$$\Psi_o \cdot \frac{d_{\min}}{\Delta} = C_0 = \text{const} = 17,$$

определяющей [10, рис. 4] переход от режима упругого скольжения (прямолинейный участок тяговой характеристики на рис. 5 в работе [10]) на режим пробуксовок (криволинейный участок тяговой характеристики на рис. 5 [10]).

Согласно указанному уравнению рекомендуемые оптимальные проектные параметры разных типов ременных передач гибкой связью должны удовлетворять граничному условию:

$$\frac{d_{\min}}{\Delta} = \frac{17}{\Psi_o}$$

и в работе [10] представлены в общей расчетной таблице 1.

2. Обратнопорциональная зависимость между углом обхвата гибкой связи и относительным расчетным диаметром шкива:

$$\alpha \cdot \frac{d_{\min}}{\Delta} = C_1 = \text{const}.$$

3. Прямопропорциональная зависимость между углом обхвата гибкой связи и коэффициентом тяги:

$$\alpha \cdot \frac{C_0}{\Psi_0} = C_1 = \text{const}.$$

Следствие. Для исключения пробуксовки тяговых фрикционных передач гибкой связью минимальный относительный расчетный диаметр меньшего шкива должен выбираться в диапазоне:

$$25,5 \leq \frac{d_{\min}}{\Delta} \leq 38,25,$$

где нижняя граница дана для плоскоременных передач: $d_{\min}/\Delta = d_{\min}/\delta = 25,5$; верхняя граница – для клиноременных передач: $d_{\min}/\Delta = d_{\min}/2y_0 = 38,25$; с расположением между ними параметров круглоременных передач: $d_{\min}/\Delta = d_{\min}/\delta = 31,5$; ; выполненных с углом обхвата $\alpha = \pi$.

Примечание. Значение константы граничной кривой C_0 (единой для разных типов ременных передач) и значение константы C_1 (зависящей от типа ременной передачи) определяются по зависимостям закона 6 и данным таблицы 1 [10] следующим образом:

а) плоскоременные передачи – $C_0 = \frac{4}{9} \cdot 38,25 = 17$; $C_1 = \pi \cdot \frac{17}{\left(\frac{4}{9}\right)} \approx 120$;

б) круглоременные передачи – $C_0 = 0,54 \cdot 31,5 = 17$; $C_1 = \pi \cdot \frac{17}{0,54} \approx 100$;

в) клиноременные передачи – $C_0 = \frac{2}{3} \cdot 25,5 = 17$; $C_1 = \pi \cdot \frac{17}{\left(\frac{2}{3}\right)} \approx 80$.

Закон 7. На режиме упругого скольжения гибкой связи произведение коэффициента тяги на удвоенный относительный радиус кривизны изгиба гибкой связи является постоянной величиной, единой для всех типов ременных передач с различной формой сечения гибких элементов, и равной граничной константе упругого скольжения C_0 :

$$\left(\Psi_0 \cdot \frac{2r}{\delta} \right) = \left(\Psi_0 \cdot \frac{d_{\min}}{\Delta} \right) = C_0 = \text{const} = 17.$$

Следствие 1. Для каждого радиуса кривизны изгиба гибкого тела существует оптимальный коэффициент тяги Ψ_0 [10, табл. 1; рис. 4]:

$$\Psi_0 = \frac{C_0}{\left(\frac{d_{\min}}{\Delta}\right)} = \frac{17}{\left(\frac{d_{\min}}{\Delta}\right)},$$

при превышении которого ($\Psi > \Psi_0$) возникает пробуксовка фрикционной передачи.

Следствие 2. Для каждого значения коэффициента тяги $\Psi = \Psi_0$ существует минимальный радиус кривизны изгиба гибкой связи (т.е. минимальный расчетный относительный диаметр шкива d_{\min}/Δ [10, табл. 1]), уменьшение которого приводит к возникновению пробуксовки фрикционной передачи:

$$\frac{d_{\min}}{\Delta} = \frac{C_0}{\Psi_0} = \frac{17}{\Psi_0}.$$

Следствие 3. При одинаковых тягово-габаритных характеристиках, например:

$$\Psi_0 = 0,37; \frac{d_{\min}}{\Delta} = 46; \Psi_0 \cdot \left(\frac{d_{\min}}{\Delta}\right) = 0,37 \cdot 46 = 17,$$

диапазон допустимого снижения угла обхвата до $\alpha = \alpha^*$ зависит от формы поверхности трения поперечного сечения гибкой связи (I – плоскоременные; II – круглоременные; III – клиноременные передачи):

$$\text{I. } \alpha > \alpha^* = 150^\circ; \text{ II. } \alpha > \alpha^* = 120^\circ; \text{ III. } \alpha > \alpha^* = 90^\circ.$$

Указанные реперные точки ($\alpha = \alpha^*$) выделены в работе [10] – на рис. 4 и в табл. 1.

Примечание. Результаты совместного решения уравнений законов 1 и 7 представлены в части 1 [10] – в расчетной табл. 1 и на рис. 4 в виде граничной кривой устойчивого упругого скольжения (реализация предельной точки P прямолинейного участка тяговой характеристики, представленной на рис. 5).

Закон 8. На режиме упругого скольжения гибкой связи существует минимальная (пороговая) длина дуги сцепления ($\lim l_0$) и соответствующий ей минимальный угол сцепления ($\lim \alpha_0 = \alpha/3$), обеспечивающие тяговый режим без пробуксовок (при $l_0 \geq \lim l_0$; $\alpha_0 \geq \alpha/3$):

$$\lim l_0 = r \lim \alpha_0 = \frac{d_{\min}}{2} \cdot \frac{\alpha}{3} = \frac{1}{6} \left(\alpha \cdot \frac{d_{\min}}{\Delta} \right) \cdot \Delta = \frac{1}{6} \cdot C_1 \cdot \Delta,$$

$$\lim \alpha_0 = \frac{2 \lim l_0}{d_{\min}} = \frac{2}{d_{\min}} \left(\frac{C_1 \cdot \Delta}{6} \right) = \frac{C_1}{3} \cdot \frac{\Delta}{d_{\min}}.$$

Следствие. Подставляя в указанные зависимости закона 8 численные значения константы C_1 (см. примечание к закону 6), получаем для разных типов ременных передач аналитические зависимости $\lim l_0$ и $\lim \alpha_0$ через геометрические проектные параметры гибкой связи:

а) плоскоременные передачи ($C_1 = 120$): $\lim l_0 = 20\delta$, $\lim \alpha_0 = 40 \frac{\delta}{d_{\min}}$;

б) круглоременные передачи ($C_1 = 100$): $\lim l_0 \approx 17\delta$, $\lim \alpha_0 \approx 34 \frac{\delta}{d_{\min}}$;

в) клиноременные передачи ($C_1 = 80$): $\lim l_0 \approx 27y_0$, $\lim \alpha_0 \approx 54 \frac{y_0}{d_{\min}}$.

Эксперименты. В работе [5, с. 177] дано экспериментально полученное (необходимое для устойчивой работы плоскоременной передачи без пробуксовок) соотношение: $\alpha_0 \approx 40 \frac{\delta}{d}$, которое подтверждает полученные из закона 8 теоретические результаты (см. следствие к закону 8).

Закон 9. В трибодинамике гибких тел существуют следующие универсальные физические константы трения (*новые универсальные триботехнические константы*):

- $\Psi_o = \lim f_k = \frac{4}{9}$ – оптимальный коэффициент тяги плоскоременной передачи с параллельными ветвями ($\alpha = \pi$);

- $\Psi_o = \lim f_s = \frac{2}{3}$ – оптимальный коэффициент тяги клиноременной передачи с параллельными ветвями ($\alpha = \pi$);

- $\lim \left(\alpha_0 / \alpha \right) = 1 - \lim \left(f_k / f_s \right) = \frac{1}{3} \left(\alpha_0 \geq \frac{1}{3} \alpha \right)$ – относительный предел угла сцепления без пробуксовок;

- $\lim \left(\beta / \alpha \right) = \lim \left(f_k / f_s \right) = \frac{2}{3} \left(\beta \leq \frac{2}{3} \alpha \right)$ – относительный предел угла устойчивого упругого скольжения (до пробуксовок);

- $\lim \left(\beta / \alpha_0 \right) = 2$; $\lim \left(l_\beta / l_0 \right) = 2$ ($\beta \leq 2\alpha_0$; $l_\beta \leq 2l_0$) – предел соотношения углов и длин

дуг упругого скольжения и сцепления на границе работы гибких связей без пробуксовок ($\Psi = \Psi_o$, пороговая точка P);

- $k_{\max} = \lim \left(\frac{f_s}{f_k} \right) = \frac{3}{2}$ – предел перегрузки ременной передачи (до начала её буксования);

- $C_0 = 17$ – граничная константа устойчивого упругого скольжения;

- C_1 – константа типа ременной передачи ($C_1 = 120$ – плоскоременные; $C_1 = 100$ – круглоременные; $C_1 = 80$ – клиноременные).

Закон 10. Оптимальное значение окружного момента $M_1 = M_{t0}$ (с учетом универсальных констант трения $\lim f_k = \frac{4}{9}$, $\lim f_s = \frac{2}{3}$) из условия отсутствия пробуксовок при данном радиусе кривизны изгиба гибкой связи r_1 выбирается в диапазоне:

$$\left[(2 \lim f_k) \cdot F_0 \cdot r_1 = \frac{8}{9} F_0 \cdot r_1 \right] \leq (M_{t0} = 2 \psi_o \cdot F_0 \cdot r_1) \leq \left[(2 \lim f_s) \cdot F_0 \cdot r_1 = \frac{4}{3} F_0 \cdot r_1 \right],$$

обеспечивающем устойчивую работу фрикционного контакта с реализацией нижней границы $M_{t0} = \frac{8}{9} \cdot F_0 \cdot r_1$ – в плоскоременных передачах, и верхней границы $M_{t0} = \frac{4}{3} \cdot F_0 \cdot r_1$ – в клиноременных передачах.

Следствие 1. При проектировании фрикционных механизмов с гибкими связями (с заданным значением окружного момента M_1) можно решить и *обратную конструкторскую задачу* – определения оптимальной минимальной силы предварительного натяжения гибкой связи (соответственно большей величины – в плоскоременных передачах, и меньшей величины – в клиноременных передачах):

$$(F_0)_{\min} = \frac{9}{8} \left(\frac{M_{t0}}{r_1} \right); \quad (F_0)_{\min} = \frac{6}{8} \left(\frac{M_{t0}}{r_1} \right)$$

Следствие 2. Аналогично с учетом универсальных констант трения $\lim f_k$, $\lim f_s$ – можно определить диапазон оптимальных минимальных значений окружного усилия:

$$\frac{8}{9} \cdot F_0 \leq (F_{t0} = \psi_o \cdot F_0) \leq \frac{4}{3} \cdot F_0,$$

с реализацией нижней границы – в плоскоременных передачах и верхней границы – в клиноременных; или решить обратную конструкторскую задачу – определения оптимальной минимальной силы предварительного натяжения гибкой связи (соответственно большей величины – в плоскоременных передачах, и меньшей величины – в клиноременных) при проектировании механизмов с заданной окружной силой:

$$(F_0)_{\min} = \frac{9}{8} F_{t0}; \quad (F_0)_{\min} = \frac{6}{8} F_{t0}.$$

Следствие 3. С учетом универсальных констант трения $\lim f_k = \frac{4}{9}$, и $\lim f_s = \frac{2}{3}$, индекс тяги фрикционных передач с оптимальными значениями M_{t0} и F_0 находится в диапазоне:

$$\frac{4}{9} \cdot (2r_1) \leq [J_{t0} = \psi_o \cdot (2r_1)] \leq \frac{2}{3} \cdot (2r_1)$$

и его величина указывает, что клиноременные передачи (за счет клиновой формы образующей поверхности трения) при том же радиусе кривизны изгиба гибкой связи обладают в 1,5 раза большими тяговыми способностями по сравнению с плоскоременными передачами.

Эксперименты. Указанный (в следствии 3) вывод (а следовательно, и установленные (в законе 8) универсальные константы трения $\lim f_k = \frac{4}{9} \approx 0,444$, и $\lim f_s = \frac{2}{3} \approx 0,666$) подтверждаются экспериментально – увеличением коэффициента тяги на опытных кривых скольжения с $\psi_o \approx 0,45$ [3, с. 613] до $\psi_o \approx 0,67$ [2, с. 609], т.е. в $\left(\frac{0,67}{0,45} \right) = 1,49$ раза.

Заключение

1. Установленные аналитические законы и универсальные физические константы трения упруго-деформируемых гибких тел учитывают их упругость при растяжении, толщину и кривизну изгиба, а также форму поверхности трения – и тем самым дополняют и расширяют известные классические законы трения [1, с. 49] (включая формулу Эйлера статического равновесия буксующей идеальной нити); что позволяет:

а) конструировать оптимальные по тяговым свойствам и габаритам передачи гибкой связью (см. часть 1 – табл. 1 и табл. 2 [10]);

б) совмещать экстремальный и оптимизационный синтез при проектировании ременных передач (см. пример синтеза в части 1, п. 4 [10]).

Например, (несмотря на парадоксальное снижение F_t , α и Ψ_o – согласно расчетам в табл. 2 [10]), спроектированная на основе законов предельного трения гибких тел (см. п.б) оптимальная плоско-ременная передача ($a_0 = 0,55$; $\alpha = 130^\circ$; $\Psi_o = 0,32$) по сравнению с базовой ($a_0 = 2$; $\alpha = 166^\circ$; $\Psi_o = 0,41$) – будет иметь не только меньшие в 1,85 раза габариты при меньшем в 2,84 раза межосевом расстоянии, но и меньшие в 1,18 раза суммарные напряжения в тяговом ремне и соответственно больший в 1,3 раза ресурс и долговечность ремня (при той же силе предварительного натяжения ремня $F_0 = \text{const}$).

2. Представленные в табл.1 (см. часть 1) оптимальные тягово-габаритные характеристики фрикционных передач с гибкими упруго-растяжимыми передаточными элементами устанавливают следующий диапазон предельных проектных параметров:

$$\frac{4}{9} \leq \Psi_o \leq \frac{2}{3}, \quad 25,5 \leq \frac{d_{\min}}{\Delta} \leq 38,25;$$

взаимосвязанных между собой при разных значениях угла обхвата α на граничной кривой (см. часть 1, рис. 4) и определяющих предел рационального применения ременных передач с устойчивым тяговым режимом без пробуксовок в зоне трения гибких элементов о шкив.

3. Для характеристики тяговых свойств фрикционных гибких тел при передаче ими окружного момента более логично (в дополнении к оптимальному коэффициенту тяги Ψ_o) ввести понятие «индекс тяги»:

$$J_{t0} = \frac{M_t}{F_0} = \frac{F_t \cdot r_1}{F_0} = \left(\frac{F_t}{2F_0} \right) \cdot 2r_1 = \Psi_o \left(\frac{d_{\min}}{\delta} \right) \cdot \delta = C_0 \cdot \delta = 17\delta,$$

показывающий, какую силу F_0 предварительного натяжения гибкой связи надо создать для передачи без пробуксовок заданного окружного момента.

С физической точки зрения величина вводимого индекса тяги показывает, на каком плече надо приложить силу предварительного натяжения F_0 , чтобы за счет силы трения гибкой связью о шкив передать без пробуксовок заданный момент $M_1 = M_t$. Поэтому чем больше величина J_{t0} , тем выше тяговые свойства фрикционной гибкой связью (так как тем больше будет длина дуги обхвата, и, соответственно, длина дуги сцепления в пределах угла $\lim \alpha_0 = \frac{\alpha}{3}$).

4. Величина традиционно применяемого в передачах гибкой связью коэффициента тяги Ψ [1] ÷ [6] оценивает тяговые усилия (а не окружные моменты) и потому характеризует тяговые свойства сравниваемых передач только при *одинаковых* диаметрах их меньшего шкива (при таком сравнении принято считать, что чем больше Ψ , тем выше способность передачи именно усилий). Поэтому коэффициент тяги Ψ будет непригоден для оценки тяговых способностей передач с неодинаковыми d_1 .

Например, для всех приведенных в расчетной табл. 1 (часть 1) [10] типов передач гибкой связью с предельными проектными параметрами – величина индекса тяги $J_t = J_{t0}$ во всем диапазоне значений α и Ψ_o является константой:

$$J_{t0} = \Psi_o \cdot d_{\min} = \left(\frac{4}{9} \cdot 38,25 \right) \cdot \delta = (0,54 \cdot 31,5) \cdot \delta = \left(\frac{2}{3} \cdot 25,5 \right) \cdot 2y_0 = \text{const} = 17\delta,$$

что указывает на равнозначность по тяговым способностям всех вариантов сочетаний проектных параметров плоскоремennых, круглоремennых и клиноремennых передач с различными углами обхвата α [10] (представленных в расчетной табл. 1 и на граничной кривой, показанной на рис. 4).

5. С физической точки зрения константа граничной кривой упругого скольжения $C_0 = 17$ (единая для разных типов ременных передач) представляет собой безразмерный показатель тяги, полученный делением индекса тяги J_{t0} на единицу толщины гибкой связи δ :

$$C_0 = \frac{J_{t0}}{\delta} = \frac{M_t}{F_0 \cdot \delta} = \left(\frac{F_t}{2F_0} \right) \cdot \left(\frac{d_{\min}}{\delta} \right) = \Psi_o \cdot \frac{d_{\min}}{\delta} = \text{const},$$

определяющий минимально допустимый радиус кривизны изгиба гибкой связи ($r = 0,5 d_{\min}$) для обеспечения устойчивой работы ременной передачи без пробуксовок (с $\Psi = \Psi_o$).

6. На основании закона 8 трения гибких тел (см. часть 2, п.6) считаем, что при рассмотрении вопроса о пробуксовке (или полном буксовании) гибкой связи о шкив при передаче окружного тягового момента – определяющим является не угол обхвата гибкой связи (как это акцентируется в научно-технической литературе [1] ÷ [7]), а *длина дуги обхвата* (и, соответственно, *длина дуги сцепления*) гибкой связи.

Тогда, согласно этого утверждения, из совместного анализа законов 3, 8, 9 предельного трения (см. п. 6), расчетной табл. 1 и граничной кривой на рис. 3 (см. часть 1 [10]) можно указать на существование предельной (пороговой) длины дуги сцепления l_0 , гарантирующей отсутствие пробуксовок:

$$\lim l_0 = (\lim \alpha_0) \cdot (0,5d_{\min}) = \frac{\alpha}{3} \cdot (0,5d_{\min}) = \frac{1}{6} \alpha \cdot d_{\min}; \quad l_0 \geq \frac{1}{6} \alpha \cdot d_{\min},$$

и соответствующей ей ($\beta = \alpha - \alpha_0$) максимально допустимой длине дуги упругого скольжения l_β (из условия $\alpha_0 \geq \alpha/3$; $\lim \alpha_0 = \alpha/3$):

$$\lim l_\beta = 2 \lim l_0 = \frac{1}{3} \alpha \cdot d_{\min}; \quad l_\beta \leq \frac{1}{3} \alpha \cdot d_{\min};$$

$$\lim \left(\frac{l_\beta}{l_0} \right) = \lim \left(\frac{\beta}{\alpha_0} \right) = 2; \quad \beta \leq 2\alpha_0; \quad l_\beta \leq 2l_0.$$

7. На основании предлагаемых реологических моделей (рис. 2 и 3 [10]) и построенной на их основе диаграммы перехода (рис. 2 в части 1 [10]) можно утверждать:

* в *любой* силовой системе деформируемых через фрикционный контакт твердых тел (пары трения: «два плоских тела», «вал – цапфа», «колесо – плоскость», «два колеса», «ремень – шкив» и др.) на тяговой характеристике сдвигающей силы (рис. 2 и 5 [10]) *должен* наблюдаться переход от начального прямолинейного участка упругой деформации (до порога внешнего трения P) к выпуклой криволинейной зависимости экспоненциального вида [8] с четко выраженным максимумом (в конце совместной упругой и пластической деформации фрикционного контакта) – что подтверждает существование в природе точно установленного впервые в работах [8], [9] динамического предела роста силы трения (приближенно наблюдаемого во всех экспериментах [1] ÷ [7]).

8. Результаты эксперимента на разработанном трибометре (по схеме на рис. 7) согласуются с построенными по данным расчетной таблицы 1 [10] теоретическими тяговыми кривыми рис. 6, б), которые указывают, что в интервале углов обхвата $\alpha = 0 \div \pi$ тяговая характеристика гибких тел может быть представлена линейной функцией $F_t(\alpha)$ с погрешностью в пределах 5 % (плоскоремennые) или в пределах 10 % (клиноремennые передачи).

Другие рассмотренные выше результаты экспериментов разных авторов из различных стран [1] ÷ [7] также объективно подтверждают (как это ни удивительно) представленные в п. 6 (часть 2) новые аналитические законы и универсальные константы трения упруго-деформируемых (растяжимых) гибких тел и рассчитанные на их основе: оптимальные параметры (часть 1, табл. 1); граничную кривую упругого скольжения (часть 1, рис. 4) и тяговые характеристики (часть 1, рис. 5) [10].

Примечание. Установленные в динамической теории предельного трения [8], [9] и в данной работе [части 1 и 2] новые аналитические законы и универсальные физические константы трения – предопределяют и объясняют наблюдаемое на практике в разных областях машиностроения поведение и предельные характеристики разнообразных машин; а их знание – способствует лучшему пониманию «механизма» происходящих в природе физических процессов трибодинамики явления трения.

Литература

1. Мур Д.Ф. Основы и применения трибоники (пер. с англ.) / Д.Ф. Мур. – М.: Изд-во «МИР», 1978. – 487 с.
2. Машиностроение. Энциклопедия. / Детали машин. Трение, износ, смазка. Том IV – 1 // Отв. ред. К.С. Колесников. – М.: Машиностроение, 1995. – 864 с.
3. Крайнев А.Ф. Механика (искусство построения) машин. Фундаментальный словарь / А.Ф. Крайнев. – М.: Машиностроение, 2000. – 904 с.
4. Кожевников С.Н. Теория механизмов и машин / С.Н. Кожевников. – М.: Машиностроение, 1973. – 590 с.
5. Скойбеда А.Т. Детали машин и основы конструирования / А.Т. Скойбеда, А.В. Кузьмин, Н.Н. Макейчук – Минск: Изд-во «Высшая школа», 2000. – 583 с.
6. Трение, изнашивание, смазка. Справочник / Под ред. И.В. Крагельского и В.В. Алисина. – М.: Машиностроение, 1979. – 358 с.
7. Польцер Г. Основы трения и изнашивания (пер. с нем.) / Г. Польцер, Ф. Майсснер. – М.: Машиностроение, 1984. – 264 с.
8. Пожбелко В.И. Динамическая теория предельного трения / В.И. Пожбелко // Теория механизмов и машин в вопросах и ответах. – Изд-во ЮУрГУ, 2004. – С. 144-156.
9. Пожбелко В.И. Механическая модель трения и нахождение универсальных триботехнических констант / В.И. Пожбелко // Известия Челябинского научного центра. – Челябинск: УрО РАН, 2000. Вып. 1. – С. 33 – 38.
10. Пожбелко В.И. Предельные тяговые свойства и законы трения растяжимых гибких тел в ременных передачах. Часть 1 // Проблемы трибологии. – № 4, 2011. – С. 76-86.

Дополнение от редакции по статье Пожбелко В.И. Предельные тяговые свойства и законы трения растяжимых гибких тел в ременных передачах. Часть 1.

В ранее опубликованной части 1 данной статьи (Проблемы трибологии (Problems of Tribology). – 2011. – № 4. – С. 76-86.) по технической причине ошибочно была дважды (на с. 81 и с. 85) напечатана одна и та же таблица 2 вместо прилагаемой ниже таблицы 1.

Таблица 1

Расчетная таблица предельных (оптимальных) тягово-габаритных характеристик передач гибкой связью ($J_{10} = \text{const}$)

Угол обхвата шкива α°	I. Плоскоременные передачи			II. Круглоременные передачи			III. Клиноременные передачи		
	ψ_o	$\frac{d_{\min}}{\delta}$	ϵ_o	ψ_o	$\frac{d_{\min}}{\delta}$	ϵ_o	ψ_o	$\frac{d_{\min}}{2y_o}$	ϵ_o
180	$\frac{4}{9}$	38,25	0,026	0,54	31,5	0,031	$\frac{2}{3}$	25,5	0,039
170	0,42	40,25	0,025	0,51	33,25	0,03	0,63	26,75	0,038
160	0,4	42,5	0,024	0,49	35	0,028	0,61	28	0,036
150	0,37	46	0,022	0,46	37	0,027	0,58	29,5	0,034
140	0,35	49	0,02	0,43	40	0,025	0,55	31	0,032
130	0,32	53	0,019	0,4	42,5	0,024	0,52	33	0,03
120	0,3	57	0,018	0,37	46	0,022	0,48	35,5	0,028
110	0,28	61	0,017	0,34	50	0,02	0,45	38	0,026
100	0,25	67,5	0,015	0,31	55	0,018	0,41	41,5	0,024
90	0,23	74	0,013	0,28	61	0,017	0,37	46	0,022

Надійшла 18.01.2012