

А.Г. БАХАНОВИЧ, доктор техн. наук  
Белорусский национальный технический университет, Минск

Ю.Е. ГУРЕВИЧ, канд. техн. наук  
Московский государственный технологический университет «Станкин», Российская Федерация

## ПОВЫШЕНИЕ ТЕХНИЧЕСКОГО УРОВНЯ ФРИКЦИОННЫХ РЕМЕННЫХ ПЕРЕДАЧ МЕТОДОМ ОПТИМИЗАЦИИ ПАРАМЕТРОВ ГИБКИХ СВЯЗЕЙ

*Разработана модель взаимодействия гибкой связи со шкивами фрикционных ременных передач, позволяющая учитывать действие сдвиговых деформаций при передаче мощности. Определено влияние сдвиговых деформаций гибкой связи на величину ее относительного скольжения и тяговую способность. Полученные теоретические результаты адекватны экспериментальным данным, что позволяет рекомендовать разработанную методику для повышения технических характеристик фрикционных ременных передач.*

### Введение

Решению проблемы повышения технического уровня зубчато-ременных передач посвящены работы [1–3]. В данной статье приведены результаты теоретических исследований фрикционных ременных передач, позволяющие повысить их технические характеристики, прежде всего, несущую способность.

Учет влияния эксцентриситета приложения касательного усилия (сил трения) к гибкой упругой связи, приводящего к появлению сдвиговых деформаций, позволяет объяснить принцип функционирования фрикционных ременных передач.

В случае пренебрежения конечной толщиной гибкой связи, допускаемые погрешности в наибольшей степени проявляются в передачах с гибкими связями, в качестве тяговых элементов которых, образующих несущий слой, используются высокопрочные волокна, пленка, металлокорд, заключенные в полимерную оболочку. При этом несущий слой служит для передачи окружного усилия, а слой резины или полиуретана между шкивом и тяговыми элементами обеспечивает необходимые фрикционные свойства и передачу нагрузки от поверхности шкива к несущему слою. В случае малой податливости несущего слоя, обеспечивающей практически нерастяжимость гибкой связи, не представляется возможным обоснованный анализ функционирования фрикционной ременной передачи только при учете деформаций растяжения гибкой связи.

Учет конечной толщины гибкой связи имеет место в работах [4–7]. В результате исследований установлено, что часть дуги обхвата, где отсутствует упругое скольжение, является рабочей, и в ее пределах реализуется

передача части окружного усилия за счет действия деформаций сдвига.

В работе [4] как теоретически, так и экспериментально исследовано предварительное смещение гибких связей при передаче ими касательной силы.

В работе [5] определение касательных сил производится через сдвиговые деформации, изменение которых связывается с относительной потерей скорости гибкой связи при набегании ее на шкивы. В указанной работе дается решение задачи о скольжении во фрикционной ременной передаче с учетом работы гибкой связи в пределах дуги сцепления, в которой деформации сдвига определяются через разность скоростей с принятием ряда дополнительных условий.

В работе [6] приведено исследование передачи окружного усилия растяжимой гибкой связью при отсутствии проскальзывания в пределах всей дуги обхвата. При этом сдвиговые деформации имеет футеровка шкива, а модель взаимодействия этого слоя шкива с гибкой связью принята в виде радиально направленных стержней. Однако в данном решении при определении упругих параметров принимается, что коэффициент пропорциональности тангенциальной составляющей усилия от деформации характеризуется только модулем сдвига и не учитывается влияние толщины футеровки, величина которой также определяет ее сдвиговую податливость.

В работе [7] принимается допущение о нерастяжимости тяговых элементов гибкой связи, поэтому деформации сдвига по дуге сцепления возрастают линейно. В результате такого допущения получено относительно простое решение, погрешность которого, однако, возрастает с увеличением податливости несущего слоя.

### Постановка задачи

Учет конечной толщины гибкой связи приводит к следующей схеме ее взаимодействия со шкивом. Упругий слой гибкой связи, обеспечивающий передачу нагрузки от поверхности шкива к тяговым элементам, испытывает при передаче окружного усилия деформации сдвига, вызывающие появление касательных сил между гибкой связью и поверхностью шкива. Эти деформации, начинающиеся в точке набегания гибкой связи на шкив, возрастают ввиду изменения ее натяжения до тех пор, пока силы сцепления между гибкой связью и шкивом  $p_{сц}$  будут достаточными для нейтрализации сдвигающих касательных сил  $p_{сд}$  (рисунок 1).

В точке, где это условие не выполняется, наступает «срыв» сцепления и начинается дуга упругого скольжения, в пределах которой передается доля окружного усилия посредством трения скольжения между гибкой связью и шкивом. Таким образом, условие отсутствия проскальзывания гибкой связи относительно шкива

$$p_{сд} = p_{сц} \quad (1)$$

В соответствии с данной схемой, в пределах дуги сцепления гибкая связь и шкив представляют собой тела, связанные эксцентрично нагруженным непрерывным контактным слоем. Расчет упругого контакта (в части определения усилий в зоне контакта и кинематического перемещения тел) сводится к решению уравнений, получаемых из условия совместности перемещений контактирующих точек тел с учетом уравнений равновесия и краевых условий [8].

При этом жесткость шкива следует принимать бесконечно большой относительно жесткости гибкой связи, а уравнения равновесия и краевые условия — определять в соответствии с вышеприведенной схемой. Согласно такой постановке задачи, касательные силы определяются непосредственно из этого решения без связи с кинематическими условиями, что позволяет уменьшить число допущений.

### Решение задачи

Рассмотрим общий случай передачи окружного усилия во фрикционной ременной передаче в предположении, что она частично реализуется в пределах дуг относительного покоя.

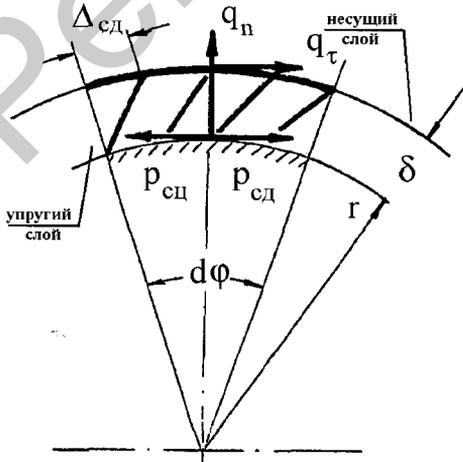


Рисунок 1 — Нагружение элемента гибкой связи на дуге обхвата шкива

В качестве предпосылок принимаем: коэффициент трения покоя  $\mu_s$  имеет некоторое предельное значение; коэффициент трения скольжения  $f_{тр}$  постоянный; силы инерции незначительны; угол сдвига по высоте ремня постоянный; коэффициенты податливости несущего и упругого слоев гибкой связи имеют конечные и постоянные значения.

Коэффициенты податливости несущего и упругого слоев элемента гибкой связи на дуге обхвата шкива радиусом  $r$  определяются выражениями

$$i = \frac{rd\varphi}{E\delta b}; \quad c = \frac{\delta}{Grbd\varphi},$$

где  $E, G$  — модули упругости при растяжении и сдвиге соответственно;  $\delta$  — толщина гибкой связи между несущим слоем и поверхностью шкива;  $b$  — ширина гибкой связи;  $r$  — радиус шкива;  $d\varphi$  — угол элементарной дуги.

Коэффициенты удельной податливости несущего и упругого слоев гибкой связи единичного размера ( $rd\varphi = 1; b = 1$ ) соответственно будут

$$i' = \frac{1}{E\delta}; \quad c' = \frac{\delta}{G} \quad (2)$$

Окружное усилие, передаваемое посредством сцепления гибкой связи со шкивом, вызывает в каждом сечении дуги относительного покоя сдвиговые деформации

$$\Delta_{сд} = q_{\tau} c' r d\varphi = \frac{q_{\tau} c'}{b}, \quad (3)$$

где  $q_{\tau}$  — интенсивность окружного усилия в зоне дуги сцепления, действующая вдоль несущего слоя.

При этом удельное касательное усилие в зоне контакта гибкой связи со шкивом будет определяться выражением

$$p_{сд} = \frac{\Delta_{сд} b G}{\delta},$$

откуда с учетом выражений (2) и (3)

$$p_{сд} = q_{\tau} \quad (4)$$

Усилие сцепления гибкой связи со шкивом зависит от коэффициента трения покоя  $\mu_s$  и радиального удельного давления на шкив  $q_n$ , которое определяется из выражения

$$q_n = \frac{F_0}{r},$$

где  $F_0$  — предварительное натяжения гибкой связи.

Таким образом

$$p_{сц} = \frac{\mu_s F_0}{r} \quad (5)$$

Переменными величинами в выражениях (4) и (5) являются  $q_{\tau}$  и  $F_0$ . Связь между этими параметрами определяется дифференциальным уравнением стационарного движения ремня 1-го порядка

$$q_{\tau} = \frac{d}{d\varphi} \left( \frac{F_0}{r} \right) \quad (6)$$

Для определения закона изменения интенсивности окружного усилия (при отсутствии упругого скольжения) упругий слой гибкой связи между тяговыми элементами и поверхностью шкива представим в виде бесконечно большого числа поперечно расположенных радиальных стержней, работающих на сдвиг. Приняв дискретную модель контакта гибкой связи со шкивом, интенсивность изменения нагрузки между стержнями найдем в виде непрерывной аналитической функции.

Передача окружного усилия в пределах дуги обхвата посредством сдвиговых деформаций приводит к нарушению первоначального расположения стержней-связей. В силу принятой схемы распределения сдвиговых деформаций в гибкой связи угол отклонения стержней от радиального направления на обоих шкивах возрастает от точки набегания, причем в точке набегания гибкой связи на шкивы он равен нулю (рисунок 2).

Для обеспечения такой схемы деформации стержней необходимо, чтобы расстояние между ними по несущему слою было меньше, чем по поверхности ведущего шкива. Для ведомого шкива это соотношение будет обратным. Условие совместности деформаций в этом случае имеет следующий вид

$$f_n - f_{n+1} = \Delta_{n,n+1} - \Delta, \quad (7)$$

где  $f_n, f_{n+1}$  – деформации  $n$ -ого и  $(n+1)$ -ого стержней;  $\Delta_{n,n+1}$  – деформация несущего слоя между стержнями;  $\Delta$  – разность шагов стержней по несущему слою и поверхности шкива, обеспечивающая заданную схему деформации стержней.

Выражая деформации через силовые и упругие параметры гибкой связи длиной  $rd\varphi$  и шириной  $b$ , получим

$$\frac{c'}{brd\varphi}(F_{1n} - F_{1n+1}) = \frac{i'rd\varphi}{b}(F_{1c\kappa} - R_n) - \frac{i'rd\varphi}{b}\Delta F, \quad (8)$$

где  $F_{1c\kappa}$  – окружное усилие, передаваемое гибкой связью в пределах дуги сцепления;  $F_{1n}$  – усилие на  $n$ -ый стержень;  $R_n = F_{11} + F_{12} + \dots + F_{1n}$ ;  $\Delta F$  – усилие, соответствующее разности шагов  $\Delta$ .

В уравнениях (7) и (8) параметры  $\Delta$  и  $\Delta F$  являются постоянными величинами, не зависящими от  $n$ , и определяемые из краевых условий.

Распределение усилия между стержнями найдем по аналогии с решением задачи о распределении нагрузки в зубчато-ременном зацеплении [9], так как взаимодействие зубчатого ремня со шкивом (при бесконечно малой толщине зубьев) является аналогом представленной выше модели. Согласно решению, приведенному в работе [10], обозначим

$$F_{1n} = R_n - R_{n-1} = \Delta R_n;$$

$$F_{1n+1} = R_{n+1} - R_n = \Delta R_{n+1}.$$

Тогда

$$F_{1n} - F_{1n+1} = \Delta R_n - \Delta R_{n+1} = \Delta^2 R_n.$$

где  $\Delta R$  – первая разделенная разность;  $\Delta^2 R_n$  – вторая разделенная разность.

Поскольку значение второй разделенной разности близко к значению второй производной, уравнение (8)

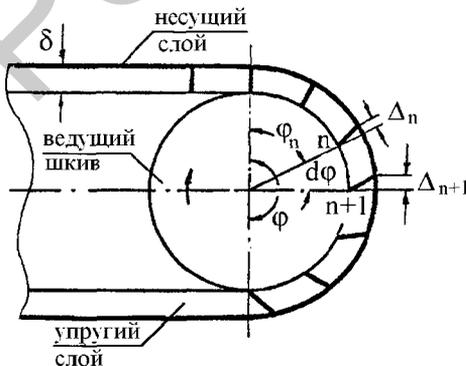


Рисунок 2 – Изменение деформаций сдвига в гибкой связи

запишем в виде дифференциального уравнения второго порядка с постоянной правой частью

$$\frac{d^2 R_n}{d\varphi^2} + \alpha R_n = \alpha(F_{1c\kappa} - \Delta F),$$

где  $\alpha = (i' / c')r^2$ .

Общее решение этого уравнения

$$R_n = F_{1c\kappa} - \Delta F + C_1 e^{\sqrt{\alpha}\varphi_n} + C_2 e^{-\sqrt{\alpha}\varphi_n}. \quad (9)$$

С учетом значения  $R_n$  натяжение гибкой связи в пределах дуг сцепления на ведущем и ведомом шкивах соответственно определяются выражениями

$$F_0 = F_1 - R_n; F_0 = F_2 + R_n, \quad (10)$$

где  $F_{1(2)}$  – натяжение ведущей (ведомой) ветвей гибкой связи.

Интенсивность изменения окружного усилия (натяжения) по дуге сцепления определим, используя дифференциальное уравнение стационарного движения гибкой связи 1-го порядка относительно натяжения в виде выражения (6), откуда с учетом выражений (9) и (10) можем записать

$$q_\tau = \frac{\sqrt{\alpha}}{r} (C_1 e^{\sqrt{\alpha}\varphi_n} + C_2 e^{-\sqrt{\alpha}\varphi_n}). \quad (11)$$

Для определения  $C_1, C_2$  и  $\Delta F$  используем следующие граничные условия: при  $\varphi_n = 0 \rightarrow R_n = 0, q_\tau = 0$ ; при  $\varphi_n = \varphi_{c\kappa} \rightarrow R_n = F_{1c\kappa}$ .

В результате получим

$$C_1 = C_2 = \frac{F_{1c\kappa}}{2(\text{ch} \sqrt{\alpha} \varphi_{c\kappa} - 1)}; \quad (12)$$

$$\Delta F = F_{1c\kappa} \frac{\text{ch} \sqrt{\alpha} \varphi_{c\kappa}}{\text{ch} \sqrt{\alpha} \varphi_{c\kappa} - 1}. \quad (13)$$

С учетом выражений (11) и (12) зависимость (4) примет вид

$$p_{c\kappa} = q_\tau = \frac{F_{1c\kappa} \sqrt{\alpha}}{r} \frac{\text{sh} \sqrt{\alpha} \varphi_n}{\text{ch} \sqrt{\alpha} \varphi_{c\kappa} - 1}, \quad (14)$$

а также из выражения (5) с учетом (9), (12) и (13) имеем соответственно для ведущего и ведомого шкивов

$$p_{c\kappa} = \frac{\mu_s}{r} \left( F_{1(2)} \mp F_{1c\kappa} \frac{\text{ch} \sqrt{\alpha} \varphi_n - 1}{\text{ch} \sqrt{\alpha} \varphi_{c\kappa} - 1} \right). \quad (15)$$

Окончательно с учетом выражений (14) и (15) условие (1) примет вид для точки действия максимального сдвигающего усилия, когда  $\varphi_n = \varphi_{c\kappa}$

$$F_{1c\kappa} \cdot A = \mu_s (F_{1(2)} \mp F_{1c\kappa}), \quad (16)$$

где  $A$  – коэффициент, характеризующий упругие и геометрические параметры гибкой связи

$$A = \frac{\sqrt{\alpha} \text{sh} \sqrt{\alpha} \varphi_{c\kappa}}{\text{ch} \sqrt{\alpha} \varphi_{c\kappa} - 1}. \quad (17)$$

В пределах дуги сцепления  $\varphi_{c\kappa}$  (от точки набегания гибкой связи на шкив до точки с предельным значением сдвигающего касательного усилия) часть окружного усилия  $F_{1c\kappa}$  передается силами сцепления гибкой связи со шкивом. На дуге скольжения  $\varphi_{ск}$  (от точки «срыва» сцепления до точки сбегания гибкой связи со шкива) передается часть окружного усилия  $F_{1ск}$ . Следовательно, в

точке, соответствующей границе дуг сцепления и скольжения (рисунок 3), натяжение гибкой связи на ведущем и ведомом шкивах соответственно равно

$$F_{\text{нат1}} = F_1 - F_{\text{сц}} = F_2 + F_{\text{ск}};$$

$$F_{\text{нат2}} = F_1 - F_{\text{ск}} = F_2 + F_{\text{сц}}.$$

Используя для дуг сцепления выражение (16), а для дуг скольжения уравнение Эйлера, запишем для ведущего и ведомого шкивов следующие системы уравнений

$$\frac{F_{\text{сц}}}{F_1} = \frac{1}{\frac{A}{\mu_s} + 1}; \quad \frac{F_2 + F_{\text{ск}}}{F_2} = e^{f\varphi_{\text{ск}}}; \quad (18)$$

$$\frac{F_{\text{сц}}}{F_2} = \frac{1}{\frac{A}{\mu_s} - 1}; \quad \frac{F_1}{F_1 - F_{\text{ск}}} = e^{f\varphi_{\text{ск}}}. \quad (19)$$

Решая их с учетом  $F_t = F_1 - F_2 = F_{\text{сц}} + F_{\text{ск}}$ , получим зависимости для определения коэффициента тяги  $\chi = (F_1 - F_2) / (F_1 + F_2)$  для ведущего и ведомого шкивов соответственно

$$\chi_1 = \frac{e^{f\varphi_{\text{ск}}} \left(1 + \frac{\mu_s}{A}\right) - 1}{e^{f\varphi_{\text{ск}}} \left(1 + \frac{\mu_s}{A}\right) + 1}; \quad (20)$$

$$\chi_2 = \frac{e^{f\varphi_{\text{ск}}} - \left(1 - \frac{\mu_s}{A}\right)}{e^{f\varphi_{\text{ск}}} + \left(1 - \frac{\mu_s}{A}\right)}. \quad (21)$$

Рассмотрим частные случаи. При передаче окружного усилия и наличии проскальзывания гибкой связи в пределах всей дуги обхвата ( $\varphi_{\text{сц}} = 0$ ;  $\varphi_{\text{ск}} = \varphi$ ), т.е. при возникновении буксования, коэффициент  $A$  имеет неопределенность вида  $0/0$ . Используя правило Лопитала для выражения (17) получим

$$\lim_{\varphi_{\text{сц}} \rightarrow 0} A = \sqrt{\alpha} \frac{\text{ch} \sqrt{\alpha \varphi_{\text{сц}}}}{\text{sh} \sqrt{\alpha \varphi_{\text{сц}}}};$$

откуда при  $\varphi_{\text{сц}} = 0 \rightarrow A = \infty$ .

В этом случае зависимости (20) и (21) обращаются в уравнение Эйлера

$$\chi = \frac{e^{f\varphi_{\text{ск}}} - 1}{e^{f\varphi_{\text{ск}}} + 1}. \quad (22)$$

При передаче окружного усилия посредством сдвиговых деформаций без проскальзывания гибкой связи относительно шкива ( $\varphi_{\text{ск}} = 0$ ;  $\varphi_{\text{сц}} = \varphi$ ) зависимости (20) и (21) принимают вид

$$\chi = \frac{1}{\frac{2A}{\mu_s} \pm 1}, \quad (23)$$

где знак «+» — для ведущего шкива; знак «-» — для ведомого шкива.

Из зависимости (23) следует, что вероятность возникновения проскальзывания на ведущем шкиве наступает при меньшем значении передаваемого окружного усилия, чем на ведомом. Поэтому, максимальное окружное усилие, передаваемое гибкой связью при условии

отсутствия упругого скольжения, будет определяться выражением

$$F_{\text{сцmax}} = \frac{F_1 + F_2}{\frac{2A}{\mu_s} + 1} \approx \frac{2F_0}{\frac{2A}{\mu_s} + 1}.$$

В случае использования гибких связей с несущим слоем повышенной жесткости примем допущение о его нерастяжимости ( $i \rightarrow 0$ ;  $\alpha \rightarrow 0$ ). При этом, вводя малый параметр ( $i = 0$ ), из выражения (14) получим

$$p_{\text{сц}} = \frac{F_{\text{сц}} \cdot \varphi_{\text{сц}}}{r \cdot \varphi_{\text{сц}}^2},$$

то есть при бесконечной жесткости несущего слоя гибкой связи деформации сдвига, начинаясь от нуля в точке набегания ее на шкив, линейно возрастают по дуге сцепления.

С введением малого параметра, из выражения (17) имеем  $A = 2/\varphi_{\text{сц}}$ , и в этом случае зависимость (23) примет вид

$$\chi = \frac{1}{\frac{4}{\varphi_{\text{сц}} \mu_s} \pm 1}.$$

Аналогичная зависимость получена в работе [7]. Следовательно, в предположении нерастяжимости несущего слоя гибкой связи, коэффициент тяги не зависит от радиуса шкива. Для растяжимого несущего слоя с увеличением радиуса шкива коэффициент тяги уменьшается.

При отсутствии проскальзывания гибкой связи относительно шкива в пределах всей дуги обхвата ( $\varphi_{\text{сц}} = \varphi = 180^\circ$ ), с использованием выражения (23) на рисунке 4 построены зависимости коэффициента тяги от податливости несущего слоя гибкой связи для ведущего и ведомого шкивов при следующих параметрах:  $\mu_s = f_{\text{тр}} = 0,35$ ;  $G = 1,0$  МПа;  $\delta = 2,5$  мм;  $c^1 = 2,5$  мм<sup>3</sup>/Н;  $i^1 = 0 \dots 0,02$  мм/Н;  $r = 50 \dots 100$  мм.

Из графиков следует, что при  $i^1 = 0,0001$  мм/Н,  $\chi \approx 0,19$  — для ведущего шкива и  $\chi \approx 0,31$  — для ведомого. Установлено также, что в интервале возможных значений коэффициента податливости несущего слоя гибкой связи, а также при изменении радиуса шкива,  $\chi$  изменяется незначительно.

При  $i^1 \geq 0,01$  мм/Н,  $\chi < 0,5$ , и изменяется пропорционально радиусу шкива.

По мере уменьшения дуги сцепления  $\chi$  возрастает до предельного значения при  $\varphi_{\text{сц}} = 0$ . На рисунке 5 приведены зависимости  $\chi$  от величины дуги скольжения  $\varphi_{\text{ск}}$ , построенные с использованием выражений (20), (21) (при  $r = 75$  мм) и (22).

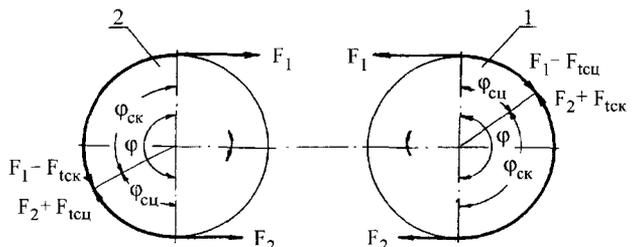


Рисунок 3 — Силы, действующие в пределах дуг обхвата: 1 — ведущий шкив; 2 — ведомый шкив

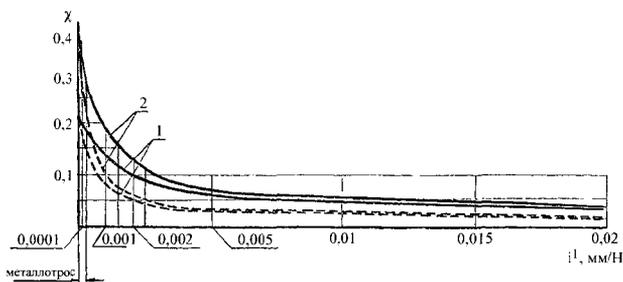


Рисунок 4 — Зависимость тяговой способности гибкой связи от податливости несущего слоя: 1 — ведущий шкив; 2 — ведомый шкив; сплошная линия —  $r = 50$  мм; пунктирная —  $r = 100$  мм

Согласно формуле Эйлера, при  $\varphi_{\text{ск}} = \pi$  предельное значение коэффициента тяги

$$\chi_{\text{пр}} = \frac{e^{0,35\pi} - 1}{e^{0,35\pi} + 1} = 0,5.$$

Расчеты показывают, что для гибких связей с практически нерастяжимым несущим слоем при мощности, составляющей до 40% от номинальной, передача нагрузки полностью обеспечивается посредством сдвиговых деформаций. Обычно эта величина составляет менее 10%. При передаче большей мощности возникает участок упругого скольжения вначале на ведущем шкиве, затем на ведомом.

Полученные результаты исследований свидетельствуют, что учет сдвиговых деформаций при оценке несущей способности фрикционных ременных передач в наибольшей степени имеет значение для гибких связей с практически нерастяжимым несущим слоем в виде металлотовосов, полиамидных шнуров или шнуров из стекловолокон ( $i' \leq 0,002$  мм/Н).

Податливость упругого слоя гибкой связи оказывает существенное влияние на несущую способность фрикционной ременной передачи. При этом, чем больше податливость упругого слоя гибкой связи по сравнению с податливостью ее несущего слоя, тем большая часть усилия передается зоной относительного покоя.

Таким образом, определенным сочетанием податливостей несущего и упругого слоев гибкой связи можно обеспечить соответствующую ее несущую способность.

При учете конечной толщины гибкой связи, относительная потеря скорости, которая обусловлена разным натяжением ее ведущей и ведомой ветвей, состав-

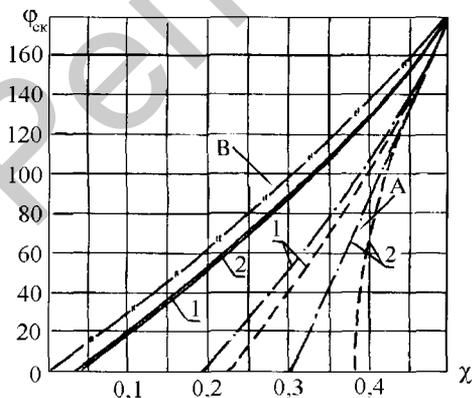


Рисунок 5 — Зависимость тяговой способности гибкой связи от величины угла скольжения: 1 — ведущий шкив; 2 — ведомый шкив; пунктирная линия —  $i' = 0$ ; штрих-пунктирная А —  $i' = 0,0001$  мм/Н; сплошная —  $i' = 0,01$  мм/Н — формулы (20) и (21); штрих-пунктирная В — формула (22)

ляет лишь часть общих потерь скорости в передаче, т.к. частично разность скоростей шкива и несущего слоя гибкой связи обеспечивается ее сдвиговыми деформациями. Следовательно, общая потеря скорости во фрикционной ременной передаче складывается из относительных потерь скорости на ведущем  $\xi_{\text{вд}}$  и ведомом  $\xi_{\text{зд}}$  шкивах, связанных с возрастанием деформаций сдвига после набегания гибкой связи на шкивы, а также относительной потери ее скорости  $\xi_{\text{р}}$  ввиду различного натяжения ветвей, то есть

$$\xi = \xi_{\text{вд}} + \xi_{\text{зд}} + \xi_{\text{р}}.$$

Скольжение, обусловленное разностью относительных удлинений ветвей гибкой связи, определяется известной зависимостью

$$\xi_{\text{р}} = \frac{F_{\text{т}} \sigma_0}{F_0 E}, \quad (24)$$

где  $\sigma_0$  — предварительное напряжение в гибкой связи.

Скольжение, связанное с наличием деформации сдвига, определяется отношением величины деформации сдвига  $\Delta_{\text{сд max}}$  к длине дуги сцепления  $r\varphi_{\text{сд}}$ . С учетом выражений (3), (14) и (17) максимальная деформация сдвига на границе «срыва» сцепления определяется следующим образом

$$\Delta_{\text{сд max}} = \frac{q_{\text{т}} c'}{\sigma} = \frac{F_{\text{тсд}} c'}{\sigma \cdot r} A.$$

Окончательно искомое скольжение будет определяться выражением

$$\xi_{\text{сд}} = \frac{\Delta_{\text{сд}}}{r\varphi_{\text{сд}}} = \frac{F_{\text{тсд}} A c'}{b r^2 \varphi_{\text{сд}}}. \quad (25)$$

При малой податливости несущего слоя, когда можно принять его практически нерастяжимым ( $i = 0$ ), и с учетом, что в этом случае  $A = 2/\varphi_{\text{сд}}$ , последнее выражение примет вид

$$\xi_{\text{сд}} = \frac{2 F_{\text{тсд}} c'}{b r^2 \varphi_{\text{сд}}^2}. \quad (26)$$

Из выражений (25) и (26) следует зависимость скольжения от радиуса шкива и величины дуги сцепления, с уменьшением которых возрастает относительная потеря скорости. Это обстоятельство, подтверждаемое экспериментально, не отражено в формуле (24). Кроме того, линейность относительного скольжения соблюдается только до того момента, пока дуга сцепления распространяется на всю дугу обхвата, т.е. при  $\varphi_{\text{сд}} = \varphi$ . При этом

$$\xi_{\text{сд}} = \frac{F_{\text{тсд}} c'}{\sigma \cdot r^2 \varphi_{\text{сд}}} \sqrt{\alpha} \frac{\text{sh} \sqrt{\alpha} \varphi}{\text{ch} \sqrt{\alpha} \varphi - 1}.$$

При дальнейшем увеличении окружного усилия (по мере уменьшения дуги сцепления) линейность относительного скольжения, согласно зависимости (25) нарушается, и в пределе, когда  $\varphi_{\text{сд}} = 0$ , проскальзывание распространяется на всю дугу обхвата. При этом относительная потеря скорости становится равной бесконечности, т.е. наступает буксование.

Последовательность определения относительной потери скорости вследствие деформаций сдвига на ведущем и ведомом шкивах следующая.

Предполагая справедливым соотношение  $F_1 + F_2 = 2F_0$ , с использованием зависимостей (20) и (21) определяются (при различных значениях угла  $\varphi_{\text{ск}}$ ) окружные усилия на ведущем и ведомом шкивах соответственно

$$F_{1r} = 2F_0 \frac{e^{f\varphi_{\text{ск}}} \left(1 + \frac{\mu_s}{A}\right) - 1}{e^{f\varphi_{\text{ск}}} \left(1 + \frac{\mu_s}{A}\right) + 1};$$

$$F_{2r} = 2F_0 \frac{e^{f\varphi_{\text{ск}}} - \left(1 - \frac{\mu_s}{A}\right)}{e^{f\varphi_{\text{ск}}} + \left(1 - \frac{\mu_s}{A}\right)}.$$

Далее в соответствии с выражениями (18) и (19) определяются значения долей окружных усилий, передаваемых посредством сил сцепления

$$F_{1\text{сцл}} = \frac{F_0 + 0,5F_{1r}}{\frac{A}{\mu_s} + 1};$$

$$F_{2\text{сцл}} = \frac{F_0 - 0,5F_{2r}}{\frac{A}{\mu_s} - 1}.$$

Затем по формуле (25) определяется скольжение, вызванное деформациями сдвига соответственно на ведущем и ведомом шкивах.

На рисунке 6 представлены кривые относительно скольжения, полученные в результате расчетов по разработанным зависимостям. При этом,  $c^1 = 2,5 \text{ мм}^3/\text{Н}$ ;  $i^1 = 0,0001 \text{ мм}/\text{Н}$ ;  $r = 75 \text{ мм}$ ;  $m_s = f_{\text{тр}} = 0,35$ ;  $\varphi = \pi$ ;  $F_0 = 70 \text{ Н}/\text{мм}$ .

Отклонение расчетной кривой скольжения от линейной зависимости начинается при  $\chi = 0,22$ , когда на ведущем шкиве угол сцепления становится меньше  $180^\circ$ , т.е. с появлением дуги скольжения. При  $\chi = 0,38$ , когда на ведомом шкиве отсутствует дуга скольжения, а на ведущем шкиве – она распространяется на половину дуги обхвата, суммарная кривая скольжения значительно отклоняется от графика линейной зависимости.

На участке, где расчетная кривая скольжения асимптотически приближается к ординате, соответствующей  $\chi_{\text{max}}$ , углы сцепления на шкивах составляют от  $30$  до  $45^\circ$  ( $\chi_{\text{max}} \approx 0,45$ ).

Анализ полученных результатов свидетельствует, что относительно скольжение при малом влиянии растяжения несущего слоя гибкой связи возникает, в основном, за счет ее деформаций сдвига, а разработанные теоретические зависимости для расчета относительно скольжения адекватны экспериментальным данным.

### Заключение

Таким образом, в пределах прямолинейного и криволинейного участков кривой скольжения работа фрикционной ременной передачи остается устойчивой

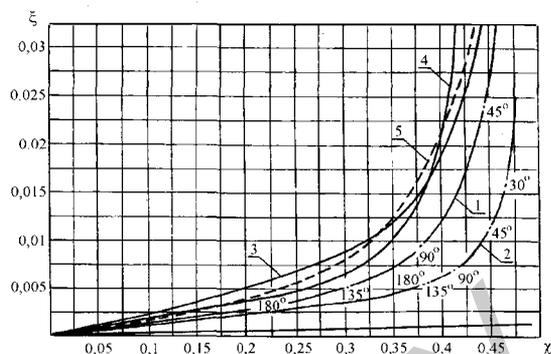


Рисунок 6 — Кривые скольжения: 1 — расчетная для ведущего шкива; 2 — расчетная для ведомого шкива; 3 — расчетная суммарная; 4 — теоретическая [7]; 5 — экспериментальная [7]

(без буксования) при гарантированном значении угла сцепления. Назначение оптимального угла сцепления на ведущем шкиве, который для расчетной кривой скольжения составляет  $\approx 70^\circ$ , является эффективным методом повышения технического уровня фрикционных ременных передач по несущей способности.

### Список литературы

1. Триботехнические характеристики и долговечность зубчато-ременных передач / А.Г. Баханович [и др.] // Механика машин, механизмов и материалов. — 2008. — № 4(3). — С. 27—30.
2. Баханович, А.Г. Исследование нагруженности зубчато-ременных передач методом конечных разностей / А.Г. Баханович, Ю.Е. Гуревич // Механика машин, механизмов и материалов. — 2008. — № 4(5). — С. 40—44.
3. Баханович, А.Г. Минимизация контактного давления в зубчато-ременном зацеплении методом оптимизации геометрии зубьев / А.Г. Баханович, И.Г. Баханович, Ю.Е. Гуревич // Механика машин, механизмов и материалов. — 2009. — № 1(6). — С. 44—47.
4. Андреев, А.В. Передачи трением / А.В. Андреев. — М.: Машиностроение, 1978. — 175 с.
5. Вирабов, Р.В. Скольжение в плоскоременной передаче / Р.В. Вирабов // Машиноведение. — 1967. — № 4. — С. 43—51.
6. Белостоцкий, Б.Х. Передача окружного усилия растяжимой нитью / Б.Х. Белостоцкий, М.Ю. Очан // Машиноведение. — 1977. — № 1. — С. 46—50.
7. Firbank, T.C. Mechanics of the belt drive / T.C. Firbank // Int. J. Mech. Sci. — 1970. — No 12. — P. 1053—1063.
8. Иосилевич, Г.Б. Концентрация напряжений и деформаций в деталях машин / Г.Б. Иосилевич. — М.: Машиностроение, 1981. — 223 с.
9. Гуревич, Ю.Е. О силовом взаимодействии между зубьями ремня и шкива / Ю.Е. Гуревич // Изв. вузов, Сер. машиностр. — 1972. — № 9. — С. 17—22.
10. Гуревич, Ю.Е. Нагруженность ременной передачи, работающей без проскальзывания / Ю.Е. Гуревич // Изв. вузов, Сер. машиностр. — 1989. — № 4. — С. 139—144.

Bakhanovich A.G., Gurevich J.E.

### Increase of a technical level of frictional belt drives by a method of optimization of parameters of flexible links

The model of interacting of flexible link with cones of the frictional belt-stretches is developed, allowing considering operation of shift strains at transmission of power. It is certain agency of shift strains of flexible link on magnitude of its slip ratio and traction ability. The gained theoretical results are adequate to experimental data that allows recommending the designed technique for heightening technical data of frictional belt-stretches.

Поступила в редакцию 21.01.2009