

ТЕХНИЧЕСКАЯ ФИЗИКА

Г. М. БАРТЕНЕВ

К ТЕОРИИ ПЕРЕДАЧИ ОКРУЖНОГО УСИЛИЯ ПЛОСКИМ РЕМНЕМ

(Представлено академиком П. А. Ребиндером 5 V 1952)

1. Хорошо известно (¹⁻³), что при передаче окружного усилия происходит скольжение ремня относительно шкива — либо частичное (по дуге скольжения), либо полное (по всей дуге обхвата)*. С увеличением передаваемой мощности при заданном числе оборотов дуга скольжения увеличивается, достигая при некотором критическом значении окружного усилия дуги обхвата. Наряду с этими бесспорными положениями, широко распространены неточные представления о механизме передачи окружного усилия. Они основываются на допущении, что без скольжения принципиально нельзя себе представить передачу окружного усилия, что только благодаря наличию скольжения ремня осуществима передача окружного усилия. В данной работе рассматривается механизм передачи окружного усилия плоской лентой при статическом режиме и обсуждаются возможности распространения полученных выводов на динамический режим.

2. Обычно в расчетах ременной передачи (¹⁻⁴) распределение напряжений по нормальному сечению плоского ремня не рассматривается, а используется среднее напряжение, не отражающее истинной картины работы ремня в местах обхвата. В местах обхвата, кроме напряжений изгиба, имеют место другие неравномерно распределенные по сечению напряжения, обусловленные неодинаковым упругим растяжением ремня в различных местах сечения. Эти напряжения в сумме дают силу натяжения S ремня в данном месте шкива, тогда как напряжения от изгиба в сумме составляют нуль.

Неравномерно распределенные напряжения возникают, главным образом, в силу наличия силы трения покоя между ремнем и шкивом. Характеристика сухого трения (⁵) для материалов кожаный ремень — чугун, резина — сталь изображена на рис. 1, где F — сила трения, F_0 — сила трения покоя, u — скорость скольжения. По закону Кулона

$$F = \mu N; \quad F_0 = \mu_0 N, \quad (1)$$

коэффициент трения $\mu = \mu_0 + au$, μ_0 — коэффициент трения покоя.

3. Распределение напряжений может быть показано на плоской резиновой ленте. Рассмотрим простейшую модель, когда лента приклеена к плоской поверхности. Напряжения от изгиба отсутствуют, а предельная сила сдвига велика. При передаче усилия скольжения нет, а вблизи контакта возникают деформации сдвига (рис. 2, а, б).

* В ременной передаче первое называют „упругим“ скольжением, а второе буксованием.

В случае шкива указанная картина дополняется деформациями изгиба. В реальном случае необходимо также учесть, что предельная сила трения F_0 не бесконечно велика (рис. 1).

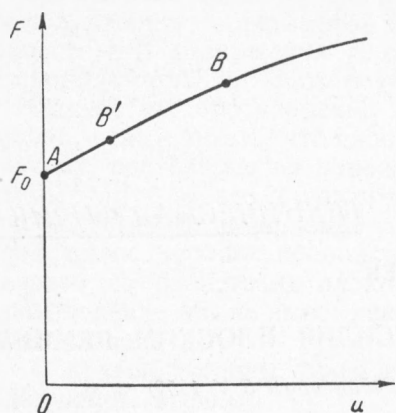


Рис. 1 Характеристика сухого трения резины по металлу

ки принимали строго радиальное направление, характеризую деформации изгиба (рис. 2, в). При нагружении (рис. 2 г) метки искривлялись, теряя радиальное направление тем сильнее, чем ближе к нагруженному концу. Этот факт указывает на наличие неравномерно распределенных по сечению деформаций сдвига. Из фотографии видно, что начиная с третьей метки и далее скольжения не произошло. Следовательно, в приводимом случае нагружения дуга скольжения охватывает только первые две метки. Оставшееся искривление этих меток указывает на то, что скольжение не прошло до конца. По мере дальнейшего нагружения дуга скольжения увеличивается, захватывая все большее число меток.

4. Рассмотрим процесс передачи окружного усилия плоской лентой при статическом режиме (закрепленный шкив). Пусть S — сила натяжения ленты в произвольном месте ее (рис. 3); S_1 — сила натяжения нагруженного, а S_2 — ненагруженного конца. Сила осевого давления $A = S_1 + S_2$, окружное усилие на всей дуге обхвата $P = S_1 - S_2$.

Поэтому скольжения нет только на тех участках шкива, где окружное усилие меньше F_0 . На участках шкива, где окружное усилие больше F_0 , скольжение происходит до тех пор, пока окружное усилие не становится равным предельной силе трения покоя. При этом происходит некоторое упругое сокращение или растяжение ленты, смотря по тому, разгружается или нагружается нагруженный конец ленты. Сказанное иллюстрируется photographиями на рис. 2 в, г. На боковой стороне плоской резиновой ленты наносились метки; шкив закреплялся. При свободном облепании лентой шкива метки принимали строго радиальное направление, характеризую деформации изгиба (рис. 2, в). При нагружении (рис. 2 г) метки искривлялись, теряя радиальное направление тем сильнее, чем ближе к нагруженному концу. Этот факт указывает на наличие неравномерно распределенных по сечению деформаций сдвига. Из фотографии видно, что начиная с третьей метки и далее скольжения не произошло. Следовательно, в приводимом случае нагружения дуга скольжения охватывает только первые две метки. Оставшееся искривление этих меток указывает на то, что скольжение не прошло до конца. По мере дальнейшего нагружения дуга скольжения увеличивается, захватывая все большее число меток.

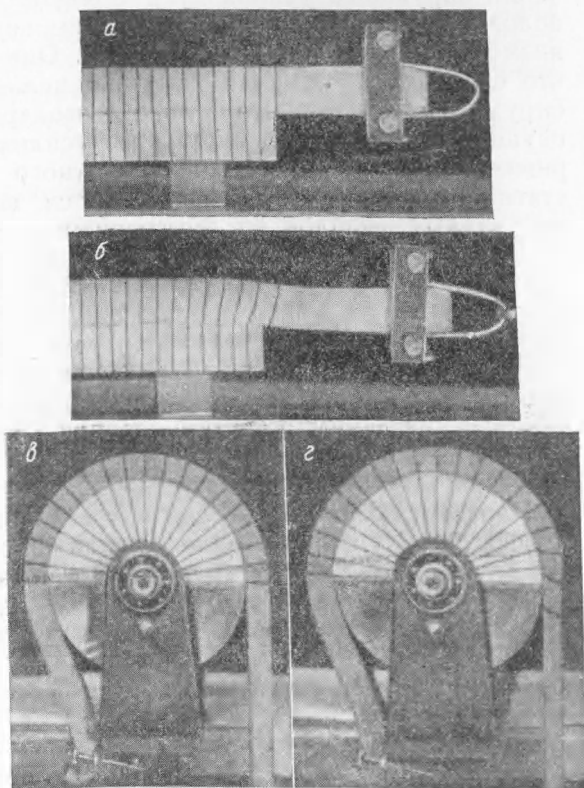


Рис. 2. Распределение напряжений при передаче усилия резиновой плоской лентой. а, б — передача усилия от ленты к плоской металлической поверхности: а — лента не нагружена, б — нагружена; в, г — пояснения в тексте

На любом малом участке шкива имеет место известное соотношение

$$dS = \mu S d\varphi, \quad (2)$$

являющееся выражением закона трения (1) для рассматриваемого случая. Здесь dS — окружное усилие на бесконечно малом участке шкива, а справа выражение силы трения dF .

Из сказанного ранее следует, что на дуге скольжения относительное скольжение ленты идет до тех пор, пока коэффициент трения не уменьшится до $\mu = \mu_0$, тогда как на остальной дуге обхвата коэффициент трения $\mu < \mu_0$. Критическому случаю отвечает, очевидно, тот момент нагружения, когда дуга скольжения становится равной дуге обхвата. В критическом случае коэффициент трения по всей дуге обхвата постоянен и равен μ_0 . При дальнейшем нагружении начинается проскальзывание всей ленты по шкиву со скоростью тем большей, чем больше нагрузка. Коэффициент трения при скольжении в соответствии с рис. 1 возрастает. При этом он не одинаков для всех точек дуги обхвата, так как вследствие дополнительного растяжения ленты скорость относительного скольжения несколько возрастает вдоль дуги от ненагруженного к нагруженному концу.

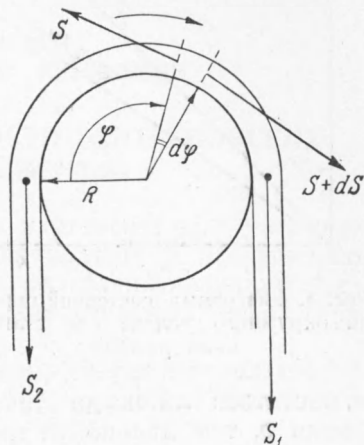


Рис. 3

Таким образом, равенство (2) интегрируется только для критического случая (когда $\mu = \mu_0$ по всей дуге обхвата ω), что дает известную формулу Эйлера.

При частичном скольжении последняя применима только для дуги скольжения, где $\mu = \mu_0$, и не применима для дополнительной дуги, где $\mu < \mu_0$ и однозначное решение невозможно.

Итак, при частичном или «упругом» скольжении на дуге скольжения $dS = \mu_0 S d\varphi$, на дополнительной дуге $dS < \mu_0 S d\varphi$ имеем:

$$\int_{S_2}^{S_1} \frac{dS}{S} < \int_0^{\omega} \mu_0 d\varphi, \quad \text{или} \quad \frac{S_1}{S_2} < e^{\mu_0 \omega}.$$

Учитывая далее, что $A + P = 2S_1$, $A - P = 2S_2$, получим

$$\frac{P}{A} < \frac{e^{\mu_0 \omega} - 1}{e^{\mu_0 \omega} + 1} = x(\mu_0 \omega), \quad (3)$$

где справа стоит безразмерная величина, имеющая смысл некоторого критерия x , изменяющегося в пределах от 0 до 1, когда $\mu_0 \omega$ возрастает от 0 до ∞ . Очевидно, в критическом случае знак неравенства в соотношении (3) заменяется равенством, а в случае полного скольжения — обратным знаком неравенства. Для всех трех случаев, следовательно, имеем

$$\frac{P}{A} \begin{cases} < \\ = \\ > \end{cases} x(\mu_0 \omega). \quad (4)$$

Соотношение (4) разделяет область всех возможных значений P и A на область частичного и область полного скольжения. На рис. 4 дается графическое изображение указанных областей. Прямая $x = x(\mu_0 \omega)$, соответствующая критическим случаям при различных осевых давлениях, разделяет все значения P и A на две области. Каждая точка на диаграмме изображает определенное состояние передачи окруж-

ного усилия. Точки, лежащие в нижней области, относятся к частичному, в верхней — к полному скольжению. Так как для всех физически допустимых случаев P равно или меньше A , то на диаграмме верхнюю область должна ограничивать биссектриса.

Из соотношения (4) и диаграммы вытекает, что при $\mu_0 \rightarrow \infty$ ($x = 1$) критический случай не достигается при любом сколь угодно большом значении P . Наоборот, при $P \rightarrow 0$ критический случай не достигается при любом конечном значении μ_0 . Следовательно, вообще, чем больше коэффициент трения μ_0 и чем меньше окружное усилие, тем на большей дуге окружное усилие передается без скольжения.

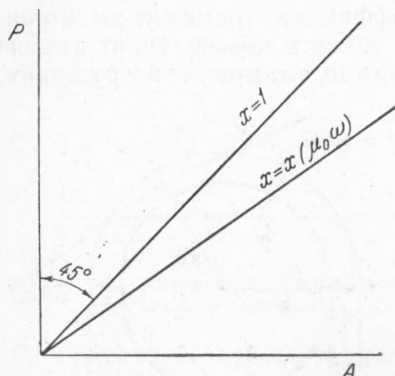


Рис. 4. Диаграмма состояний передачи окружного усилия при статическом режиме

5. Рассмотрим теперь качественно передачу окружного усилия при динамическом режиме (вращающийся шкив). На дуге скольжения коэффициент трения μ , в отличие от статического случая, не достигает значения коэффициента трения покоя μ_0 , так как скольжение ремня не успевает пройти до конца за время поворота шкива. Схематически (рис. 1) это изображается тем, что точка B не достигает точки A , успевая переместиться лишь до точки B' . Чем больше окружная скорость ремня v , тем дальше от точки A отстоит точка B' . Это означает, что с увеличением числа оборотов коэффициент трения на дуге скольжения возрастает. Этот факт известен в ременной передаче и выражается эмпирической формулой $\bar{\mu} = \mu_0 + kv$, где $\bar{\mu}$ — усредненное значение коэффициента трения, так как в действительности коэффициент трения несколько меняется вдоль дуги скольжения.

Для динамического режима вместо точного можно пользоваться приближенным условием (4), если заменить в нем μ_0 на $\bar{\mu}$. Поэтому для критического случая с учетом центробежной силы имеем

$$\frac{P}{A - 2qv^2} = x(\bar{\mu}\omega), \quad (5)$$

где q — масса единицы длины ремня.

Увеличение окружной скорости v , как видно из соотношения (5), двояким образом влияет на режим работы ремня. Если увеличение центробежной силы снижает, то увеличение $\bar{\mu}$ с возрастанием числа оборотов увеличивает критическое значение окружного усилия. Центробежная сила, повидимому, оказывает более сильное влияние на режим работы ремня. Однако при достаточно больших осевых давлениях может оказаться преобладающим влияние возрастания $\bar{\mu}$.

6. Из данной работы следует, что в ременной передаче «упругое» скольжение не является основным фактором передачи окружного усилия, а сопутствующим. Основным фактором являются сдвиговые деформации. Этот вывод позволяет теоретически обосновать применяющийся на практике метод испытания ремней на многократный сдвиг.

Научно-исследовательский институт
резиновой промышленности

Поступило
4 IV 1952

ЦИТИРОВАННАЯ ЛИТЕРАТУРА

- ¹ В. А. Добровольский, Детали машин, 1950, стр. 465. ² К. Бах, Детали машин, 1931. ³ Е. И. Иванов, Ременные передачи, 1948, стр. 6, 20. ⁴ Технич. энциклопедия, 19, 542 (1933). ⁵ Е. А. Чудаков, Трение и износ в машинах, Сборн. тр. конференции, 1, 463, изд. АН СССР, 1939.