

О СТРУКТУРЕ И КОЭФИЦИЕНТЕ ТРЕНИЯ РЕМЕННОЙ ПЕРЕДАЧИ

Д. Г. СТАНЬКО

При просмотре литературных данных по ременной передаче первое, что бросается в глаза, это различная трактовка понятия коэффициента трения μ в ременной передаче. В основном можно подметить три точки зрения на μ :

1. Коэффициент трения μ зависит от природы трущихся поверхностей ремня и шкивов, состояния их поверхностей и от относительной скорости упругого скольжения.

2. Коэффициент трения μ зависит не только от вышеперечисленных факторов, но и от усилий, действующих на ремень, а также от величины поверхности соприкосновения ремня со шкивами.

3. Третья точка зрения—коэффициент трения μ рассматривается в скрытом виде через коэффициент передачи натяжения ремня (коэффициент тяги)— φ ,

$$\varphi = \frac{P}{S_a} = \frac{S_n - S_c}{S_n + S_c},$$

где S_n и S_c — усилия в набегающей и сбегающей ветви ременной передачи, а P — окружное усилие.

Небезинтересны высказывания ряда авторов по вопросу о коэффициенте трения μ .

Известный творец гидродинамической теории трения Н. П. Петров [1], полемизируя с Н. М. Демьяновым, пишет на стр. 2 своей работы так:

„В особенности мне трудно было усвоить его воззрение на свойства коэффициента трения, утверждающее, что коэффициенты трения на двух шкивах непременно различны и что даже на одном и том же шкиве, но при различных усилиях, действующих на ремень, коэффициент трения должен получать величины, некоторым образом зависящие от этих усилий“.

Далее Н. П. Петров пишет, что „Вникая в обстоятельства, сопровождающие движение шкивов, связанных гибким и растяжимым ремнем, мне казалось возможным согласовать все известные явления с тем понятием о коэффициенте трения, которое давно всеми принимается. Поэтому понятно, величина коэффициента трения зависит от природы трущихся тел и состояния их поверхностей, а при неизменности этих обстоятельств, его величина считается постоянной“.

Шульце-Пилот [2] указывает, что современная теория предполагает два фактора трения: трение давления и трение поверхностей между шкивами и ремнем. Причем, несмотря на то, что опыты не подтверждают зависимость силы трения от поверхности соприкосновения, он все же считает необходимым учитывать влияние поверхности соприкосновения при составлении уравнений. Верно, в последующих изысканиях он отбрасывает влияние поверхности соприкосновения. Далее отмечает, что μ во всяком

случае находится в зависимости от относительной скорости между шкивом и ремнем. Затем приводит „данные“ коэффициента трения μ в зависимости от натяжения и, наконец, дает средние расчетные коэффициенты μ .

В. А. Добровольский [3] в своих работах указывает на неопределенность коэффициента трения μ .

Конечно, неясность природы коэффициента трения заставляла искать более надежные пути, которые дали бы возможность судить о работе ременной передачи и производить расчет последней. Позднее было введено понятие, называемое „коэффициентом передачи натяжения ремня φ “, причем отмечалось, что с помощью φ можно найти коэффициент трения μ , поскольку $S_n = S_c e^{\mu \alpha}$. Появление этой величины φ вполне естественно, так как в проводимых опытах можно измерить сумму натяжений ветвей и окружное усилие.

В. Н. Беляев [4] несколько развил понятие коэффициента передачи натяжения ремня — φ , назвав последний коэффициентом тяги. Он ввел в расчет так называемые „кривые скольжения“ в координатах относительного упругого скольжения и φ . В настоящее время метод расчета ременных передач по кривым скольжения приводится в энциклопедическом справочнике „Машиностроение“, том 2 [13].

Таковы, примерно, воззрения на природу и понятия коэффициента трения.

Для суждения о величине μ и о постановке опытов дадим сводку результатов по различным источникам.

Таблица 1

Значение коэффициентов трения

Автор		Примечание
Морен [7]	0,28	Кожа по железу, соответствует началу скольжения ремня.
Камерер [5]	0,6—0,8	Кожаный ремень—момент начала буксования.
Скутч [3]	0,15 (1+0,1 v)	Куски кожи скользили по слабо смазанной стальной линейке при различных скоростях v .
Бах [7]	0,12—0,165	Кожаный ремень медленно протягивался по неподвижному шкиву железному при толщине ремня 5—6,7 мм
	0,29—0,38	деревянному при толщине ремня 5—6,7 мм
	0,38—0,54	„ с пробковой обкладкой 5—6,7 мм
	0,20—0,22	чугунному при толщине ремня 4,7 мм
Фредерих [6]	0,44	Кожаный ремень; установка в виде тормоза.
	0,30	Слабо пропитанный жиром $S_1 - S_2 = 10$ кг
	1,18	$S_1 - S_2 = 80$ кг
	0,44	Бывший в употреблении, сильно пропитанный жиром. Приработавшегося $S_1 - S_2 = 100$ кг
Шульце-Пилот [2]	$0,359 \omega^{0,292}$	$S_1 - S_2 = 300$ кг
	$0,365$	При малых скоростях
	$0,46 \omega^{0,289}$	
	$0,365$	При повышенных скоростях ($k' > 3$)

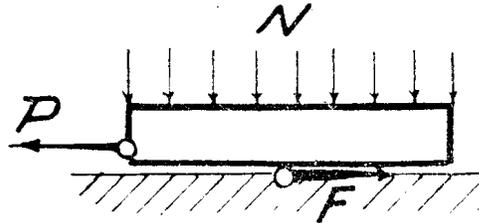
k' — натяжение свободных ветвей
 ω — угловая скорость.

Прежде чем переходить к критике воззрений и анализу коэффициентов трения, приведенных в табл. 1, разберемся с вопросом, что же представляет собой коэффициент трения в ременной передаче?

Ременная передача по своей структуре—простой механизм. Это подкупающая простота привела к не совсем ясному представлению о физике явления, происходящего в ременной передаче.

В свое время Кулон установил зависимость между коэффициентом трения f , силой трения F и нормальным давлением N , выраженную уравнением

$$f = \frac{F}{N}$$



Фиг. 1

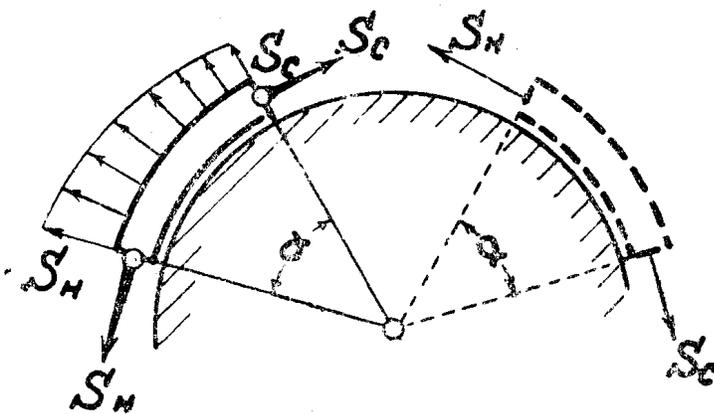
Проследим теперь, каким образом это понятие преломляется в ременной передаче. Положим, что ремень, находящийся под нагрузкой N (фиг. 1), движется с постоянной скоростью v . Приложенная сила P преодолевает силу трения F . В этом случае мы будем иметь кулоновский коэффициент трения 1-го рода при движении.

Если заставить ремень двигаться по неподвижному цилиндру радиуса R (фиг. 2), меняя направление S_n и S_c таким образом, чтобы они все время оставались перпендикулярными к соответствующим радиусам в новом

положении, то тогда опять имеем связь с кулоновским коэффициентом трения первого рода при движении. Зависимость между основными параметрами при этом может быть выражена законом Эйлера

$$S_n = S_c e^{f\alpha}$$

Закрепляя концы ленты и вращая цилиндр с постоянной угловой скоростью (фиг. 3), получим тормоз с гибкой связью с соотношением натяже-



Фиг. 2

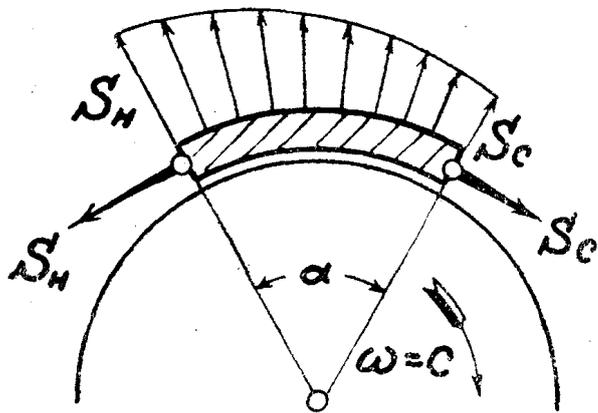
ний $S_n = S_c e^{f\alpha}$, куда попрежнему входит кулоновский коэффициент трения f —при движении.

Если оставлять неизменным направление натяжений S_n и S_c (фиг. 4), то тогда в зависимости $S_n = S_c e^{f\alpha}$ имеем f' только как аналогию с кулоновским коэффициентом трения f , поскольку при движении практической гибкой связи по неподвижному барабану появится упругое скольжение, последнее отсутствует в случае, изображенном на фиг. 2 и 3.

Сравним работу тормоза (фиг. 3) с работой гибкой ленты на неподвижном барабане. По отношению друг к другу каждая из этих передач имеет обратное движение, т. е. или барабан скользит по ленте, или лента скользит по барабану.

Казалось бы, что обратное движение должно дать тождественность работы передач, но это не так. Работа сил трения скользящей ленты по барабану „вредная“, у тормозной же ленты „полезная“.

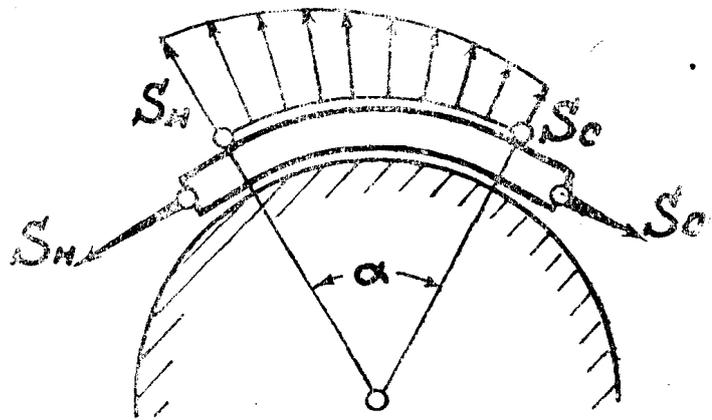
При прочих равных обстоятельствах удельное давление на единицу площади движущейся ленты может быть допущено больше, чем у тормозной, так как у последней решающее значение примет фактор нагрева.



Фиг. 3

Вследствие движения ленты по барабану возникнут центробежные силы, в тормозной же ленте они отсутствуют. При движении ленты по барабану появится упругое скольжение вследствие неравномерного распределения натяжений в гибкой ленте на угле обхвата. При установившемся вращении тормозного шкива упругое скольжение ленты отсутствует; поскольку лента сохраняет свое положение, то имеется равновесие между силами упругости и силами трения.

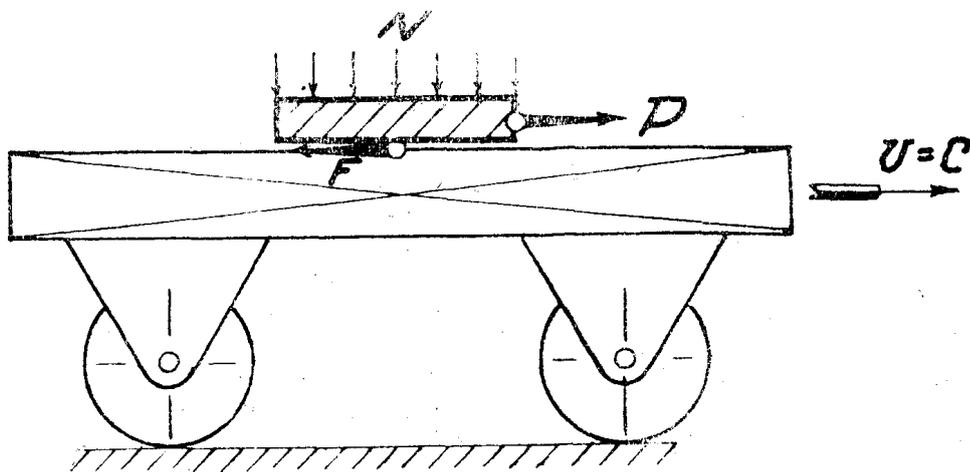
Как видим даже из простого неполного сравнения, не одно и то же, если лента скользит по неподвижному барабану, или шкив скользит по неподвижной ленте, а поэтому трудно ожидать, что коэффициент трения в обоих случаях будет одинаковым.



Фиг. 4

Хотя в примерах (фиг. 1, 2, 3 и 4) рассматривается гибкая связь, но эти примеры далеко не отражают работу ременной передачи. Некоторую аналогию работы ременной передачи дает такое представление (фиг. 5).

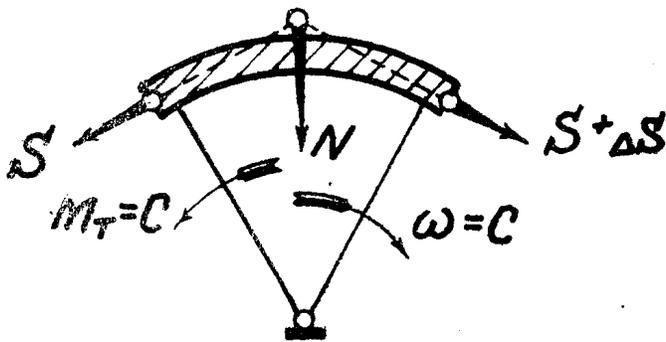
Положим, что мы имеем платформу на колесах; пусть движение платформы осуществляется за счет приложения силы P к ремню. Очевидно, что движение платформы возможно лишь, когда нормальное давление N создает между ремнем и платформой силу трения $F \geq P$.



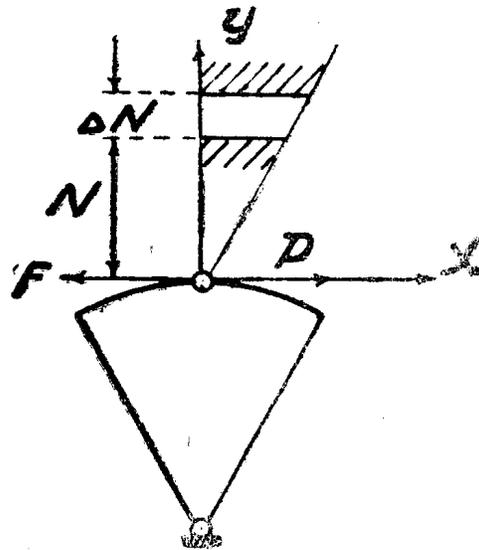
Фиг. 5

Определение коэффициента трения в этом примере возможно только при пограничных условиях работы, т. е. тогда, когда $F = P$, это соответствует моменту скольжения ремня по платформе, а в кулоновском представлении — трению покоя. Нормальная составляющая N может быть и больше, чем это необходимо для создания силы трения F , движение платформы все равно осуществится, но тогда мы не сможем написать равенство, что $f = \frac{P}{N}$, так как P не равно F , а меньше.

Представим себе, что у нас имеется какой-либо элементарный сектор (фиг. 6) с некоторым тормозным моментом M_T . Попытаемся повернуть этот сектор при помощи ремня. Этот поворот произойдет только тогда, когда $P \leq F$. Нормальная составляющая N может быть различной, в зависимости от натяжения S , но дополнительная сила ΔS , равная P , будет постоянной, поскольку $M_T = \text{const}$.



Фиг. 6



Фиг. 7

Отложим при различных натяжениях (фиг. 7) по оси $y - N$, а по оси $x - F = Nf$. Тогда при некотором N ремень скользит по сектору; прибавляя ΔN , сектор начинает двигаться. Коэффициент трения f' для ремня в этом случае равен

$$f' = \frac{P}{N + \Delta N}$$

f' — аналогичен кулоновскому коэффициенту трения покоя.

Сделав предварительные замечания, отметим основные особенности ременной передачи. Ременная передача имеет замкнутый гибкий орган, одетый на ведущий и ведомый шкив. После того, как создано предварительное натяжение, в различных этапах работы ременной передачи происходит перераспределение натяжений свободных ветвей и сил трения на углах обхвата шкивов.

Ременной передаче, как механизму, кинематически структурно ¹⁾ присуще наличие упругого скольжения. За счет последнего возможно перераспределение натяжений в ветвях и движение ремня, как замкнутого контура.

Нерастяжимая гибкая связь, как замкнутый контур, не сможет передавать работу с одного шкива на другой, так как у нее отсутствует фак-

¹⁾ Структурно ременная передача может быть представлена как замкнутая кинематическая цепь с бесконечным числом соединенных звеньев. Каждое звено перемещается и скользит по шкивам.

тор, обуславливающий перераспределение натяжения ветвей—упругое скольжение. (Это замечание справедливо, по крайней мере, для сухого и полусухого трения). В каждом сечении нерастяжимой гибкой связи натяжение будет оставаться постоянным то, которое было создано предварительным натяжением S_0 .

Идеальным упругим ремнем будет тот, у которого деформации следуют закону Гука, который плотно прилегает к шкиву и который работает только на растяжение.

Ничего нового не вносит в существо работы ремень, имеющий деформации, не следующие закону Гука. Здесь важно то, чтобы новый закон был устойчивым. Практически же не на всех участках ремень будет работать нормально; там, где относительное удлинение становится исчезающе малым, т. е. ремень как бы превращается в нерастяжимый гибкий орган, дополнительную работу с одного шкива на другой за счет сил трения передавать будет невозможно, так как ремень будет пробуксовывать.

Это положение в достаточной степени подтверждается при соответствующей обработке опытных „кривых скольжения“ Беляева [4].

В работе ременной передачи имеются четыре стадии. Первая (фиг. 8—I)—при неподвижном ремне создается предварительное натяжение в свободных ветвях S_0 ; контур сил ¹⁾ совпадает с контуром ремня; при натяжении его происходит упругое скольжение симметрично на половинах угла обхвата; распределение натяжения на углах обхвата будет согласно закону Эйлера,

$$S_0 = S_k e^{\frac{\alpha}{2}}$$

Вторая (фиг. 8—II)—предварительное натяжение холостого хода S'_0 ; ремень движется; контур сил по характеру постоянен; передаваемое окружное усилие теоретически равно нулю, упругое скольжение при этом отсутствует (практически вследствие потерь на трение в опорах и потерь на жесткость ремня, некоторая незначительная величина окружного усилия будет передаваться с ведущего на ведомый шкив).

При перераспределении натяжения имеем, что $2S'_0 \neq 2S_0$.

Третья—рабочая стадия (фиг. 8—III). Характерной особенностью третьей стадии является наличие „рабочего угла“ — α_0 и „угла запаса“ α' на ведущем и ведомом шкиве. На „рабочих углах“ имеем непрерывное упругое скольжение.

Автор был вынужден отказаться от соответствующих терминов „дуги скольжения“ и „дуги покоя“, введенных Грасгофом [9] потому, что эти термины отражают в основном только кинематическую сторону работы ременной передачи.

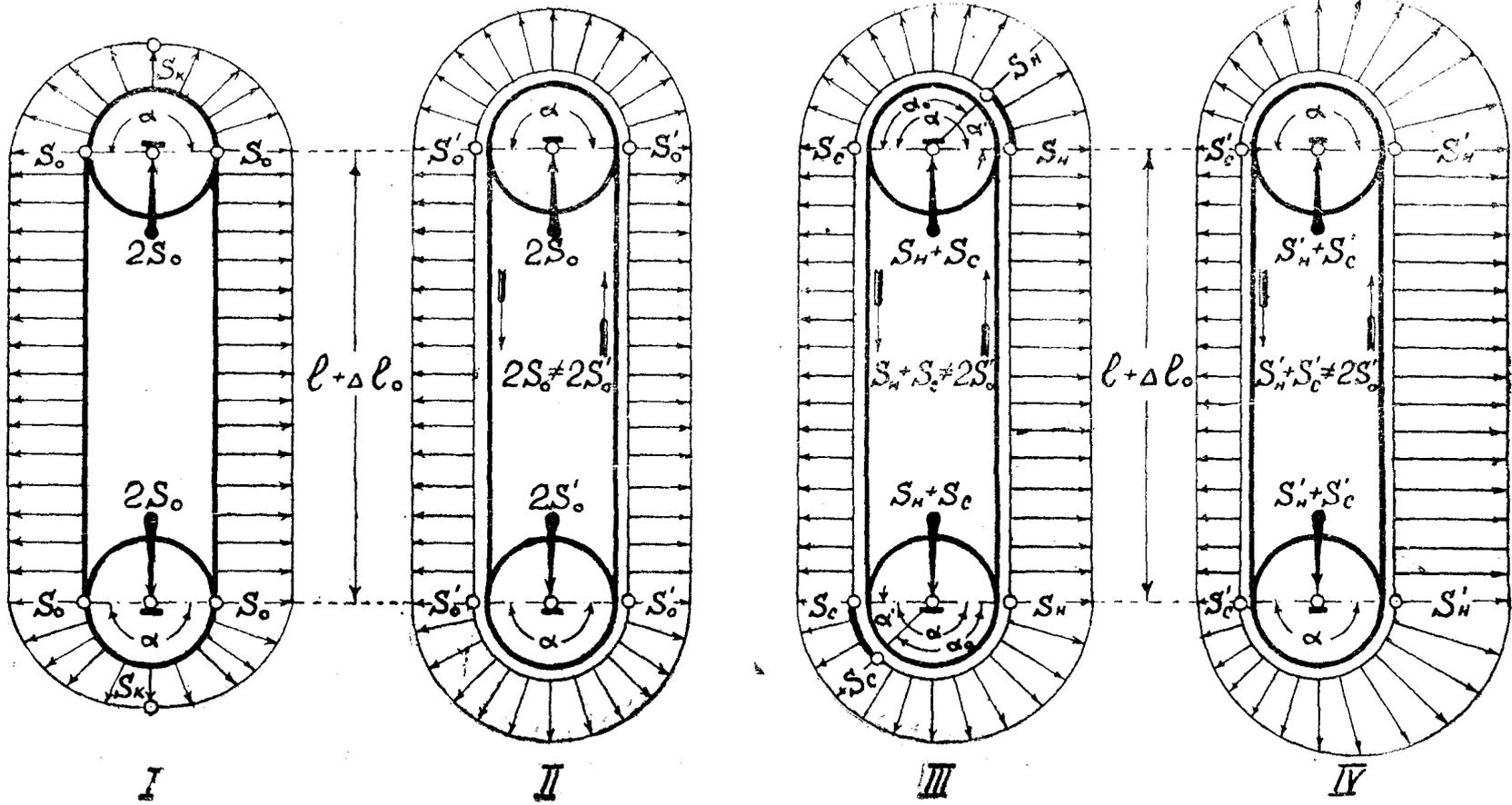
„Угол запаса“ в физическом отношении связан с потенциальным запасом сил трения, которыми располагает ременная передача.

Как показывают наблюдения, „угол запаса“ на ведущем шкиве находится со стороны ведущей ветви.

Сумма „рабочего угла“ и „угла запаса“ равна полному углу обхвата шкива ремнем.

При передаточном числе i , не равном единице, „рабочие углы“ на ведущем и ведомом шкиве равны между собой, углы же запаса являются дополнениями до полных углов обхвата.

¹⁾ Под контуром сил понимается диаграмма усилий, отложенных нормально к контуру ремня. Натяжение в каждом элементе неподвижного ремня может быть найдено по контуру сил путем непосредственного замера усилия под элементом ремня. В этом смысле контур сил совпадает с контуром ремня.



Фиг. 8

О существовании „дуг скольжения“ и „дуг покоя“ впервые высказал мысль Грасгоф [9]. По всей вероятности, независимо от Грасгофа, Петров [1; 8] несколько развил это понятие. Наличие „дуг покоя“ и „дуг скольжения“ установлено опытами Фибера [6], Жуковского [10], Фарберова [11].

Наблюдения в передаче резиновой лентой, проведенные автором [12], также подтверждают наличие „дуг покоя“ и „дуг скольжения“.

Для третьей стадии закон Эйлера запишется так:

$$S_n = S_c e^{\mu \alpha_0}.$$

Перераспределение натяжений и изменение окружного усилия будет связано с изменением угла α_0 .

Четвертая стадия (фиг. 8—IV) соответствует „пограничным условиям равновесия“. Эти условия практически близки с буксованием ремня.

В четвертой стадии имеем максимально возможное передаваемое окружное усилие и упругое скольжение на полном угле обхвата (малого) шкива. Для четвертой стадии справедлив закон Эйлера в трактовке настоящего времени, т. е.

$$S_n' = S_c' e^{\mu \alpha}.$$

Здесь α — полный угол обхвата (малого) шкива.

Диапазон работы ременной передачи находится в пределах второй и четвертой стадии. При этом передаваемое окружное усилие изменяется в пределах от нуля до максимума за счет изменения рабочего угла от $\alpha_0 = \alpha$ до $\alpha_0 = 0$.

Физический смысл движения ремня по шкивам состоит в том, что ремень в основном „бегает“ по шкивам.

Действительный коэффициент трения в ременной передаче является по аналогии как бы кулоновским коэффициентом трения первого рода — „покоя“. Но трение в ременной передаче по своему характеру имеет существенное отличие, так как оно при передаче окружного усилия связано с непрерывным упругим скольжением ремня по шкиву.

Если бы мы рассмотрели работу ременной передачи по частям, то на трение „покоя“ пришлось бы отнести (98—99)%, а на трение скольжения (2—1)%, но мы этого сделать не можем потому, что эти два фактора в целом как раз и обуславливают работу ременной передачи и дают то новое, физически присущее трению в ременной передаче. Определение действительного коэффициента трения по внешним факторам, как-то: крутящий момент на ведущем и ведомом шкиве, сумма натяжений свободных ветвей, вызывающих реакции на опорах валов, возможно только при „пограничных условиях“ работы ременной передачи.

Отметим своеобразное противоречие в трении ременной передачи. Для того, чтобы передать большее окружное усилие, требовались бы шероховатые поверхности шкивов и ремня. Но для нормального осуществления кинематики передачи, осуществления упругого скольжения, наоборот, нужны гладкие поверхности шкивов и ремня.

Казалось бы, что объяснять трение в ременной передаче, разбирать различные примеры и не следовало бы ввиду общеизвестности ряда приводимых факторов. Но если рассмотреть в свете того, что принимается за коэффициент трения в ременной передаче, то обнаруживаются по крайней мере странные представления.

Например, Бах [7] (см. табл. 1 значений μ) принимал за коэффициент трения в ременной передаче величину, полученную при движении ремня по неподвижному барабану; Фредерих [6] считал за коэффициент трения тот, который получился в работе тормоза; Скуч [3] еще проще подходил к вопросу, он отождествлял трение ремня по стальной линейке с трением в ременной передаче и дал свои коэффициенты в зависимости от скорости.

Можно ли даже говорить о том, что Бах, Фредерих, Скутч занимались определением коэффициента трения в ременной передаче? Ответ на этот вопрос может быть только отрицательным. Они изучали трение ремня по неподвижному барабану, трение в тормозе, трение ремня по стальной линейке и для этих случаев дали коэффициенты трения. Но полученные коэффициенты трения ничего общего не имеют с ременной передачей, поскольку природа явления в тех и других случаях различна.

Камерер [5] при обработке своих опытных данных, в пределах второй и четвертой стадии работы ременной передачи, дал правильное значение коэффициента трения μ только для момента начала буксования. Все же остальные промежуточные значения μ неверны, поскольку в своей установке он не мог замерить значение „угла запаса“.

Как уже указывалось, в опытах с ременной передачей может быть замерена сумма натяжений ветвей и окружное усилие. Если теперь игнорировать „угол запаса“, то значение коэффициентов трения будет столько, сколько было предварительных натяжений. Это игнорирование позволило ряду авторов (Шульце-Пилот [2] и др.) высказать мысль о том, что коэффициент трения в ременной передаче зависит от натяжения ветвей, от поверхности соприкосновения, причем сослаться как бы на „опытные“ данные. Но это утверждение теряет свой смысл, если учитывать наличие „угла запаса“. Наличие же „угла запаса“ подтверждается природой явления, происходящей в ременной передаче. Во всех руководствах, связанных в той или иной мере с расчетом ременной передачи, используется закон Эйлера. При расчете ременной передачи, согласно закону Эйлера, необходима величина μ .

Колебания „опытного“ μ настолько велики, что за последнее время от закона Эйлера в чистом виде отказываются и вводят в расчет „коэффициент тяги“ φ .

Применение „коэффициента тяги“ еще не дает возможности судить о работе ременной передачи в целом. По существу использование „коэффициента тяги“ приводит к отбрасыванию взаимодействия между всеми параметрами ременной передачи. В теоретическом отношении „коэффициент тяги“ является не более и не менее как промежуточной констатацией опытных данных, и только последующая обработка этих данных может дать тот или иной эффект.

Беляев [4] увязал „коэффициент тяги“ с относительным упругим скольжением и коэффициентом полезного действия ременной передачи. В этом отношении он расширил опытные наблюдения.

Физика явления, происходящего в работе ремня, Беляевым не анализировалась. В частности, не разбирались причины, почему упругое скольжение с увеличением „коэффициента тяги“ φ возрастает, почему буксование при различном предварительном натяжении наступает при разном φ . Совершенно отбрасывалась механическая характеристика ремней, состояние поверхности шкивов и ремня и т. п. Все это получилось не потому, что эти причины не поддаются изучению, а потому, что не принималась во внимание структура ременной передачи как механизма, не рассматривалось взаимодействие между всеми параметрами ременной передачи, не учитывались стадии работы передачи.

Все многообразие работы передачи оказалось скрытым в „коэффициенте тяги“, тем самым были отброшены теоретические предпосылки, и в конечном итоге рассмотрение вопроса свелось к голому эмпиризму. Несмотря на то, что в работе Беляева имеются обширные опытные данные, проведенная теоретическая обработка наблюдений оставляет желать много лучшего.

О правильности коэффициента трения можно судить только по тому, в какой мере правильно выявлено условие равновесия между нормальным

давлением и силой трения, в какой мере правильно выявлено условие равновесия между окружной силой и силой трения.

Значительные колебания в приводимых значениях коэффициента трения в основном объясняются неверными предпосылками при определении μ . Если рассмотреть значение величины действительного коэффициента трения, то имеем, по данным Камерера [5], для кожаных ремней $\mu = 0,6 - 0,8$; по данным Беляева [4], при относительном упругом скольжении в 2% (что близко с началом буксования ремня), имеем

для прорезиненного ремня № 11	$\mu = 0,54 - 0,60$,
для прорезиненного ремня № 8	$\mu = 0,62 - 0,86$,
для хлопчатобумажного ремня № 5	$\mu = 0,54 - 0,68$.

Поскольку Беляев не ставил целью в своих опытах определение коэффициента трения μ , то и значения μ , полученные косвенным путем, можно считать лишь только ориентировочными. Но все же как данные Камерера, так и Беляева показывают, что колебания μ не так уж значительны. Конечно, эти значения требуют своих уточнений в части влияния состояния поверхностей шкивов и ремня, относительного упругого скольжения, влияния свойств ремня как гибкого органа и т. п. Насколько известно автору, нигде закон Эйлера в передаче гибкой связью не отрицается, поскольку он в достаточной степени верно отражает работу передачи.

Поэтому имеются все предпосылки для создания теории передачи гибкой связью, исходя из закона Эйлера. Но для этого, учитывая структуру передачи, необходимо правильно использовать закон Эйлера, правильно определять коэффициент трения.

Проведенные рассуждения преследовали следующие цели:

1. Выявить те ошибки, которые допускаются при определении коэффициента трения в ременной передаче.
2. Выявить, что представляет собой действительный коэффициент трения в передаче гибкой связью.
3. Отметить структурные особенности ременной передачи.
4. Дать основные предпосылки для создания теории ременной передачи, исходя из закона Эйлера.

ЛИТЕРАТУРА

1. Н. П. Петров. Влияние трения при передаче работы упругим ремнем. Петербург, 1893.
2. Ш у л ь ц е - П и л о т. Новая теория приводных ремней. Ленинград, Гизлегпром, 1932.
3. В. А. Добровольский. Ременная передача. ОНТИ—НКТП, Харьков, Киев, 1934.
4. В. Н. Беляев. К проекту новых норм при работоспособности приводных станковых ремней союзного производства, Машиностроитель № 1, 1936.
5. Kammerer, Versuche mit Riemen und Seiltrieben Z.VDI, B. 51. S. 1085—94, 1907.
6. Ф. Р е т ш е р. Детали машин, т. 2, Госмашиздат, 1933.
7. Б а х. Детали машин, т. 1, Госмашиздат, 1933.
8. Н. П. Петров. Влияние трения при передаче работы упругим ремнем. Подтверждение теории, представленной мною в 1893 г. Петербург, 1894.
9. Grasshof. Theoretische Maschinenlehre, Bd. II, 1883.
10. А. Д. Невский. Наибольшая мощность ременной передачи. Вестник инженеров и техников, № 8, 1935.
11. Ф а р б е р о в. Исследование привода ленточного транспортера. Подъемно-транспортное дело, № 5, 1940.
12. Д. Г. Станько. Теория и опыт в ременной передаче. 1940.
13. Машиностроение. Энциклопедический справочник, т. 2, Москва, ГНТИ, 1948.