



# МЕХАНИКА ТРИБОФАТИЧЕСКИХ СИСТЕМ

УДК 620.178.16; 620.178.3

Л.А. СОСНОВСКИЙ, д-р техн. наук, проф.

директор

E-mail: tribo-fatigue@mail.ru

ООО «НПО ТРИБОФАТИКА», г. Гомель, Республика Беларусь

Поступила в редакцию 16.10.2018.

## ЗАКОН ТРЕНИЯ: ОТ ТРИБОЛОГИИ К ТРИБОФАТИКЕ. СООБЩЕНИЕ 1\*. КЛАССИЧЕСКИЙ ЗАКОН (СУХОГО) ТРЕНИЯ И НЕОБХОДИМОСТЬ ЕГО КОРРЕКТИРОВКИ

*Трение — удивительный феномен природы.*

*Д. Гаркунов*

*К настоящему времени открыто немало законов природы. Познание каждого из них приводило к ускоренному развитию соответствующих разделов науки и далее, как правило, к прогрессу в какой-либо практической сфере деятельности сообщества людей. Эмпирический закон сухого трения [1, 2], впервые сформулированный Леонардо да Винчи 500 лет назад, вошел в историю техники как один из наиболее применяемых законов в инженерных расчетах [3]. Более того, наше мировоззрение немислимо без понимания всеобщих процессов движения с трением (как и движения без трения). Все это дает основание сказать: «Трение — удивительный феномен природы» (Д. Гаркунов). Двести лет спустя (после да Винчи) Амонтон Г., Кулон Ш. и Эйлер Л. [4–7] внесли решающий вклад в обоснование и понимание закона сухого трения, и он стал классическим: сила трения при скольжении пропорциональна контактной нагрузке. Исследования показали, что для трибофатической системы (ТФС) классический закон трения оказывается неточным и, следовательно, неприменимым. Экспериментально установлено, что ошибка оценки коэффициента трения в ТФС (например, типа «колесо — рельс» и др.) достигает 60...70 % и более, если использовать для ее анализа классический закон трения. Поэтому возникает задача о корректировке классического закона трения. Выполнен комплекс теоретических и экспериментальных исследований, результаты которых позволили сформулировать обобщенный закон трения: сила трения пропорциональна как контактной, так и внеконтактной объемной нагрузке, если последняя возбуждает в зоне трения поле циклических напряжений (деформаций). Этот закон описывает все экспериментальные результаты (более 100 значений коэффициента трения) с погрешностью не более  $\pm 6\%$ . Широкое применение в технике предложенного нами обобщенного закона трения считается весьма актуальной задачей. В заключение статьи сформулированы некоторые направления дальнейших исследований (теоретических и экспериментальных). Статья публикуется в трех сообщениях.*

**Ключевые слова:** закон трения, трибология, пара трения, трибофатика, трибофатическая система, сила и коэффициент трения, скольжение, качество, проскальзывание, контактная нагрузка, давление, внеконтактная (объемная) нагрузка, напряжения, деформации

**Введение.** Поскольку в краткой статье изложить многовековую историю исследований закона трения не представляется возможным, приведем лишь схематическое ее представление, взятое из рабо-

ты [8]. На рисунке 1 мы отметили овалом имена ученых, вклад которых в формулировку и исследование закона сухого трения считается определяющим, их фотографии помещены здесь же. Заметим,

\*Написано по материалам пленарного доклада «Закон трения: 500 лет исследований, обобщение и применение в машиностроении», представленного на международной научно-технической конференции «Инновации в машиностроении — 2018» (г. Минск, Объединенный институт машиностроения НАН Беларуси, 18–19 сентября 2018 г.)

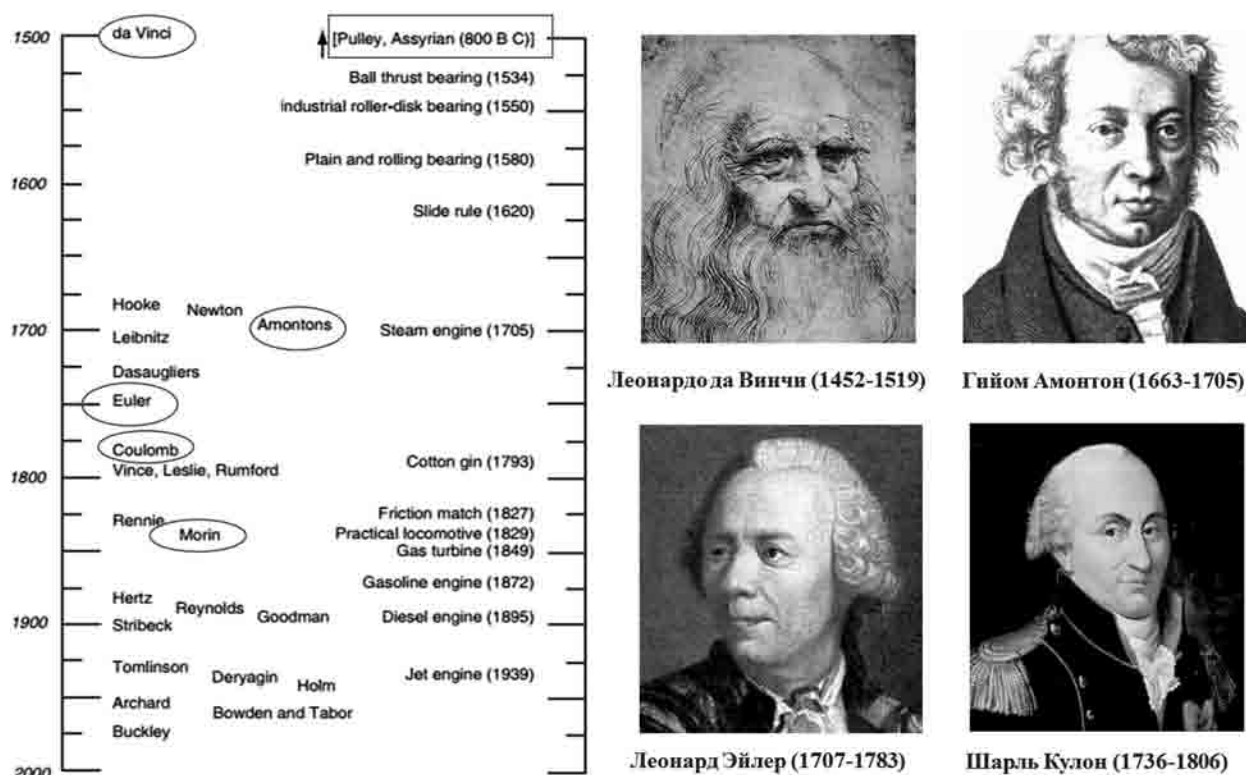


Рисунок 1 — К истории закона трения  
 Figure 1 — To history of friction law

что на рисунке 1 справа перечень объектов исследований предельно упрощен, а слева незаслуженно отсутствуют имена русских ученых (кроме Дерягина). По истории трибологии опубликован ряд фундаментальных работ [9–11], к которым мы и отсылаем читателя.

Леонардо да Винчи является первым из исследователей сил трения (1493–1494 годы). Первое описание процессов трения было следующим: «...сила трения зависит от материала соприкасающихся поверхностей, а также от степени их обработки и не зависит от площади соприкасающихся поверхностей; она прямо пропорциональна весу груза и может быть уменьшена путем введения «роликов» или смазочных веществ между трущимися поверхностями...» и еще: «Всякое трущееся тело оказывает при трении сопротивление, равное одной четверти своего веса» [3]. Как видно, здесь дано почти исчерпывающее описание закона трения и установлено численное значение (0,25) коэффициента трения. Независимость силы трения от площади контакта подтверждается наблюдением, что она оказывается одинаковой для бухты каната и для каната, вытянутого в линию. Однако в литературе закон трения не называют законом Леонардо да Винчи. Это, по-видимому, связано с тем, что его работы были представлены в рукописи, длительное время оставшейся неизвестной.

Спустя примерно 250 лет (после да Винчи) значительный вклад в исследование и понимание закона сухого трения внес Леонард Эйлер. Далее приводятся цитаты из его работ, опубликованных

(и переведенных на русский язык) в статье [3]: «Опыт показывает нам, что сила трения всегда равна некоторой части давления, с которым тело прижимается к плоскости, по которой оно скользит, так, что трение не зависит ни от величины площади контакта, ни от величины скорости, влияние трения в разнообразных машинах нетрудно учесть как постоянную силу, противоположную направлению движения и лежащую в плоскости соприкосновения скользящих друг по другу тел». Эйлер был первым, кто заметил, что трение трогания превосходит трение скольжения: «Это не характерный ни для каких известных к тому времени сил разрыв первого рода зависимости силы от скорости при равном нулю значении скорости. Разрыв, требующий доопределения в точке разрыва из условий равновесия тела».

Учитывая изложенное, В. Журавлев, по мнению автора, обоснованно называет [3] закон сухого трения законом Кулона–Эйлера.

Шарль Огюстен Кулон провел фундаментальный эксперимент по установлению закона сухого трения в 1779–1781 годы. Эксперименты проведены для различных материалов, разных прижимающих сил и разных размеров испытываемого тела. В каждом эксперименте фиксировалось отношение прижимающей силы к силе трения (коэффициент, обратный коэффициенту, который в настоящее время называется коэффициентом сухого трения). Чтобы определить, что сила трения не зависит от скорости, он прикладывал к лежащим на столе грузным салазкам вдоль оси их симметрии силу, в результате салазки приходили в движение,

с помощью линейки и секундомера устанавливалось, что движение равноускоренное. Это означало: сила трения не зависит от скорости, иначе движение не могло бы быть равноускоренным. Зная ускорение, нетрудно вычислить как приложенную горизонтальную силу, так и силу трения. Представление закона трения в связи со скоростью относительного поступательного скольжения таково [3]:

$$F_s = \begin{cases} f_s N \frac{v}{|v|}, & v \neq 0; \\ [-F_r, F_r], (F_r \geq f_s N), & v = 0, \end{cases} \quad (1)$$

где  $f_s$  — коэффициент трения;  $N$  — прижимающая сила (нормальная реакция);  $v$  — скорость относительного скольжения.

Если  $v \neq 0$ , то сила трения называется *силой трения скольжения*, если  $v = 0$ , то сила трения принадлежит указанному в квадратных скобках интервалу и называется *силой трения покоя*. Ее значение в этом интервале определяется из условия равновесия покоящегося тела.

Несмотря на то, что у Кулона нет столь же ясной и компактной формулировки закона сухого трения, как у Эйлера, недооценить его вклад в развитие этого закона нельзя. Эйлер и Кулон являются полноправными основоположниками науки о трении. При этом Эйлер дал направление математического подхода к проблеме, а Кулон — физического. Но роль Эйлера незаслуженно забыта [3].

Иногда в литературе закон сухого трения Кулона называют законом Амонтона—Кулона. Французский механик Гийом Амонтон почти через 200 лет после Леонардо да Винчи повторяет его результаты. Доказательство того, что трение не зависит от площади контакта трущихся поверхностей, он проводит более тщательно, чем Леонардо да Винчи, а указанное им значение коэффициента трения (1/3) существенно меньше, чем у последнего.

Можно упомянуть, что во Франции закон трения некоторые специалисты называют законом Морена, отдавая дань комплексу его известных экспериментов, проведенных примерно через 50 лет после работ Эйлера и Кулона. Однако принципиальных достижений в понимании закона сухого трения у Морена [12], как отмечается в литературе, нет. В связи с изложенным, автору представляется, что закону трения следовало бы носить имя *да Винчи—Амонтона—Кулона—Эйлера*, что было бы исторически справедливо. Во всяком случае, хотелось бы порекомендовать авторам статей (и книг), в которых будет обсуждаться этот закон в связи, например, с именем Кулона, все же отметить вклад в его разработку и понимание да Винчи, Амонтона, Эйлера.

К настоящему времени характеристики трения специалисты связывают *только и исключительно с действием контактной нагрузки в процессе движения* [13–34]. Это естественно, так как для узлов трения характерно относительное движение (вращательное, поступательное, возвратно-поступа-

тельное и т. д.) и контактное взаимодействие тела и контртела. Однако в последней четверти прошлого столетия пришло осознание того, что в ТФС (например, типа «колесо — рельс») *процессы трения реализуются «на фоне» повторно-переменного объемного деформирования* хотя бы одного из взаимодействующих элементов (рельса в системе «колесо — рельс») [35–38]. Отсюда следовало общее заключение, что повторно-переменное (циклическое) деформирование способно существенно *корректировать процессы трения и изнашивания*. Действительно, в этих работах было показано, что *циклические напряжения* (от изгиба), действующие в зоне контактного взаимодействия, могут, в зависимости от условий, *повышать либо снижать износ системы на 5...60 % и более*. Это означает, что они могут рассматриваться и как *управляющий параметр* для процессов трения в ТФС — наравне с контактной нагрузкой [35, 37]. Ограниченность работ в данной области обуславливает необходимость проведения исследований по изучению влияния объемного деформирования на изменение характеристик трения (*обратный эффект* в трибофатике) [36, 38]. В этой связи оказывается неизбежной (и необходимой) *корректировка закона трения для ТФС*. Данная статья и посвящена анализу пути от трибологии к трибофатике в части, касающейся исследований закона трения.

**1. Трибология: объект — пара трения (ПТ).** В современной *трибологии* понятие о трении представляется фундаментальным [1–3]. Поэтому *закон трения* обсуждается специалистами с неослабевающим интересом. В результате получено несколько десятков модификаций закона трения [13–34]), которые учитывают влияние многих и разных *условий трения* на изменение *силы и коэффициента трения*. Но все они базируются на *классическом законе сухого трения*, который гласит: *сила трения ( $F_s$ ) при скольжении (индекс  $s$ ) пропорциональна контактной нагрузке ( $F_N$ ), т. е.*

$$F_s = f_s F_N. \quad (2)$$

Содержательный смысл коэффициента пропорциональности в (2), называемого *коэффициентом трения ( $f_s$ )*, таков: если растет контактная нагрузка  $F_N$ , то сила трения  $F_s$  увеличивается соответственно так, что их соотношение  $F_s / F_N$  для данной пары трения (ПТ) остается постоянным:

$$\frac{F_s}{F_N} = f_s = \text{const}. \quad (3)$$

Таким образом, закон трения записывается в трех формах: (1), (2) и (3).

Закон (2) есть, в сущности, *функция преобразования* (приложенной к ПТ) *внешней контактной нагрузки  $F_N$  в ортогональную ей внутреннюю силу трения  $F_s < F_N$* . Следовательно, коэффициент трения  $f_s < 1,0$  является своеобразным *коэффициентом полезного действия*. Его численное значение



указывает, какая доля (часть) приложенной нагрузки преобразуется в силу трения при движении. Отсюда следует простой ответ на практический вопрос, какую силу  $F > F_s$  следует приложить, чтобы обеспечить движение элементов ПТ друг относительно друга. В этой связи форма (3) закона трения широко используется в технических приложениях. Численные значения коэффициентов трения для различных материалов и характерных условий работы ПТ приводятся в таблицах [39].

На рисунке 2 даны основные понятия, относящиеся к закону трения, и графически иллюстрируются зависимости (2) и (3). Из них следуют основные заключения:

- в заданных условиях рост коэффициента трения  $f_s$  возможен только при увеличении соотношения ( $F_s / F_N$ ) силы трения и контактной нагрузки (другими словами, при заданном  $f = \text{const}$  невозможно, чтобы, например, повышалась контактная нагрузка, а сила трения оставалась бы при этом неизменной);
- имеют место взаимообусловленные неравенства

$$0 \leq F_s \leq F_N; \quad (4)$$

$$0 \leq \alpha \leq 45^\circ; \quad (5)$$

$$0 \leq f_n \leq 1; \quad (6)$$

$$f_{\text{lim}} = 1 > f_n, \quad (7)$$

в соответствии с которыми сила трения не может превысить величину контактной нагрузки — согласно (4); коэффициент трения не может быть больше единицы — согласно (6), так что его значение (7) является предельным; угол трения  $\alpha$  не может превышать  $45^\circ$  — согласно (5).

Эти заключения относятся лишь к сухому трению при упругом деформировании в воздухе; в других условиях они нарушаются.

На рисунке 2 иллюстрируется смысл коэффициента трения в соответствии с законом (2) — путем сравнения двух пар трения, для которых численные значения  $f_s$  существенно различны ( $f_2 \geq f_1$ ). Если требуется повысить нагрузочную (несущую) способность ( $F_{N2} \gg F_{N1}$ ) пары трения при сохранении силы трения неизменной ( $F_s = \text{const}$ ), необходимо обеспечить условия трения (материалы трущихся элементов, смазка и т. д.), в которых соответственно снижается коэффициент трения ( $f_2 \ll f_1$ ). Нетрудно увидеть, что это алгоритм решения задачи об износостойкости массовых компонент общемашиностроительного применения — узлов трения. А если, наоборот, требуется повысить силу трения ( $F_{s1} \gg F_{s2}$ ) при сохранении контактной нагрузки неизменной ( $F_N = \text{const}$ ), необходимо обеспечить условия трения, в которых соответственно растет коэффициент трения ( $f_2 \gg f_1$ ). Нетрудно увидеть, что это алгоритм решения задачи о выборе материалов для специфических узлов трения — тормозных систем.

Если обе части закона (2) разделить на номинальную площадь  $A_a$  контакта, получается так на-

зываемый *удельный закон трения*, записываемый по напряжениям:

$$\tau_s = f_s p_a. \quad (2a)$$

Он гласит: *удельная сила трения*  $\tau_s$  (равная фрикционному напряжению  $\tau_w = F_s / A_a = \tau_s$ ) *пропорциональна контактному давлению* ( $p_a = F_N / A_a$ ). Особенность (2a) по сравнению с (2) состоит в том, что функция преобразования (внешнего) контактного давления ( $p_a$ ) к ортогональному ему (внутреннему) фрикционному напряжению ( $\tau_w$ ) записывается в (2a) для *единичной* площади контакта ( $A_a = 1 \text{ мм}^2$ , или  $1 \text{ м}^2$ , или ...). Отсюда следует вывод о независимости трения от площади контакта. Из (2a) получается, аналогично (3), формула для коэффициента трения

$$f_s = \tau_s / p_a = \text{const}. \quad (3a)$$

Сравнение (3) и (3a) показывает, что коэффициент трения является устойчивой величиной в том смысле, что его численное значение не зависит от выбора единиц измерения нагрузочных параметров. Именно поэтому использование  $f_s$  обычно предпочтительнее, чем  $F_s$  в практике расчетов.

Закон трения в формах (2a), (3a) записан для случая, когда номинальное давление  $p_a$  и фрикционные напряжения  $\tau_w = \tau_s$  распределены *равномерно* по площади контакта. В случае их *неравномерного* распределения можно использовать представление о *коэффициенте трения в точке* [35] и вычислить его по наибольшим значениям напряжений (например,  $\max p_a = p_0$ ).

Таким образом, закон сухого трения — *эмпирический физический закон*, устанавливающий связь между касательной ( $F_s$ ) и нормальной ( $N = F_N$ ) составляющими реакции связи, возникающими при контактном взаимодействии тел, при этом сила трения направлена в сторону, противоположную результирующей активных сил, и равна ей по величине.

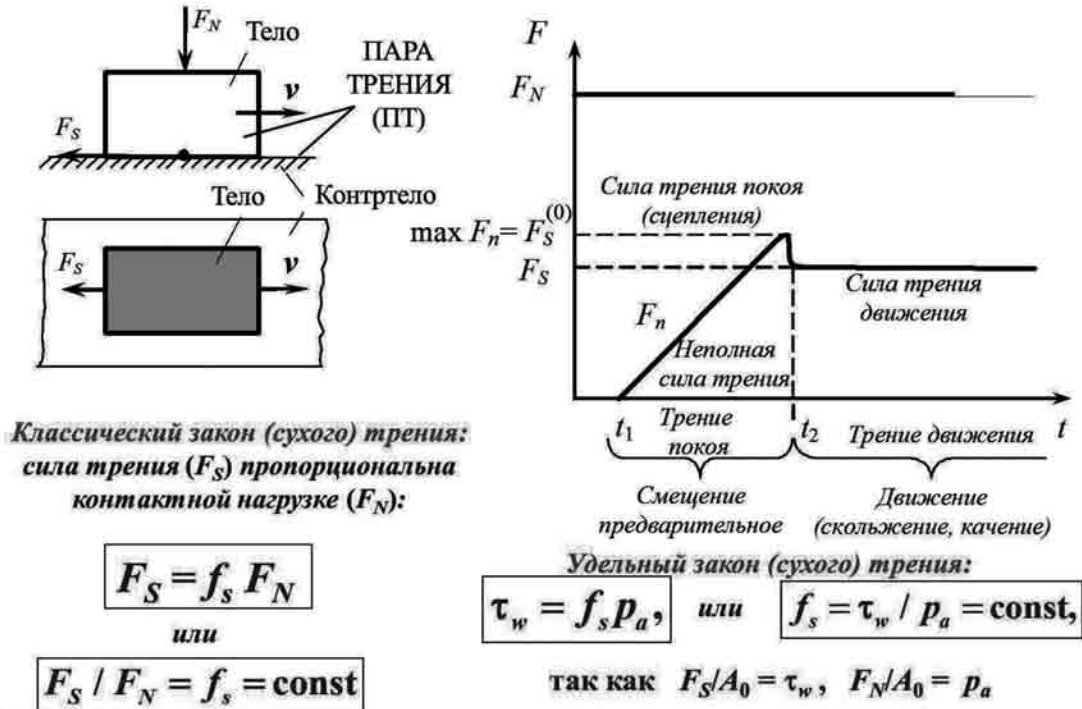
В работах [40, 41 и др.] предпринята попытка уточнения понимания трения на основе представления о «*явлении воздействия пространственной системы активных сил на процесс трения*»; в таком понимании оно называется *суперкулоновым* или *надкулоновым внешним трением*. Если, например, за меру фрикционного сопротивления относительно перемещению при трении принять общую силу реакции (силу торможения  $\vec{F}(F_1, F_2, F_3)$ ), то суперкулоново трение, например, при действии на контакт одной активной силы  $\vec{N}(N_1, N_2, N_3)$  представляется уравнением

$$F_i = \sum_{k=1}^3 \mu_{ik} \cdot N_k, \quad i = 1, 2, 3, \quad (8)$$

где  $\mu_{ik}$  — материальные параметры, определяемые экспериментально.

В работе [40] особо подчеркивается, что «*проявление суперкулонова трения связано с эффектом деформирования контакта именно независимыми активными произвольными внешними силами*,

ОСНОВНЫЕ ПОНЯТИЯ



Графический анализ

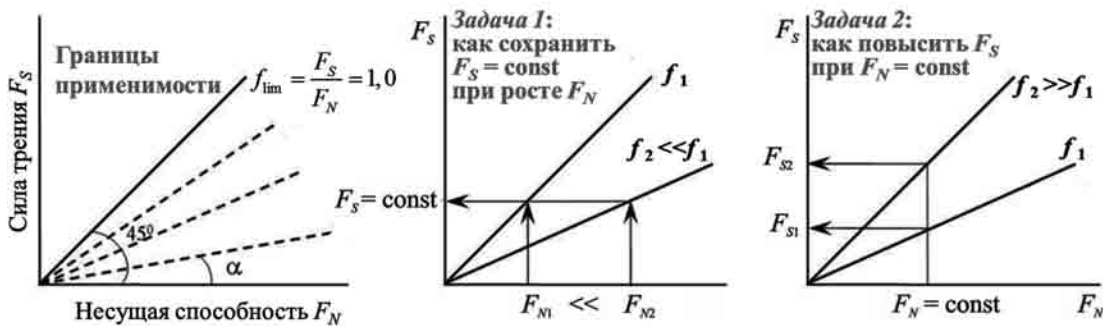


Рисунок 2 — К анализу классического закона трения  
Figure 2 — To analysis of classical law of friction

а не «зависимыми» силами типа сил поперечного пуассоновского распора, автоматически возникающего при независимом вертикальном сжатии» [40, с. 51]. Основываясь на опытном и теоретическом исследовании сдвиговой прочности глинистых грунтов, явление суперкулонова трения считается: «общим для всех фрикционных пар без исключения; другими словами, всякое наблюдаемое в природе внешнее трение — суперкулоново» [40]. Исследователи выражают надежду (см. [42]), что эффект суперкулонова трения имеет порядок 3–5 %.

Применительно к ПТ «твердое тело — твердое тело» изложенная концепция, по имеющимся сведениям, развития не получила: нет ни соответствующих аналитических решений, ни методики экспериментальных исследований и, естественно, их результатов. Заметим еще, что в изложенной концепции функцию  $\bar{F}(F_1, F_2, F_3)$  можно рассматривать как равнодействующую сил  $F_1, F_2, F_3$ , приложенных в контакте. В классической контактной

задаче (и в теории трения) она сводится к контактной нагрузке  $F_N$ , которая, как установлено, и есть управляющий параметр внешнего трения.

**2. Трибофатика: объект — трибофатическая система.** Как уже отмечалось, более 500 лет специалисты связывают характеристики трения ( $F_s, f_s$ ) с действием на реальные объекты только одной — контактной нагрузки [13–34]. И поэтому практически любые механические системы моделируются (при скольжении либо качении) соответствующей (как правило, простейшей) парой трения (рисунок 3).

Более сложным, чем ПТ, является своеобразный объект — трибофатическая система (ТФС), представление о которой введено совсем недавно [36, 37, 43, 44]. Трибофатической называют всякую механическую систему, которая воспринимает и транзитно передает рабочую циклическую нагрузку и в которой одновременно реализуется процесс трения в любом его проявлении — при скольжении, качении, ударе и т. д. Иначе говоря, ТФС

есть ПТ, хотя бы один из элементов которой дополнительно нагружен внеконтактной (объемной) циклической силой. И тогда модели соответствующих механических систем представляются с учетом действия таких сил ( $\pm M$ ,  $\pm F_b$  на рисунке 4). Примеры типичных ТФС: «коленчатый вал — шатунная шейка с подшипником скольжения», «колесо — рельс», «вал — зубчатое колесо» и др. В литературе можно найти их анализ и классификацию [35, 36]. Как правило, ТФС — наиболее ответственные и массовые изделия современной техники. Для таких систем характерно комплексное — износоусталостное повреждение [37]; оно обусловлено кинетическим взаимодействием явлений усталости от объемной нагрузки, трения, изнашивания при контактном нагружении и др. Естественно, что обнаружение нового и специфического объекта привело к возникновению оче-

редней научной дисциплины, в которой он изучается. Ее краткое название: *трибофатика* [36, 43, 44]. Другое (более длинное) ее название — *механика трибофатических систем* [35].

Исследования показали, что объемное нагружение способно существенно корректировать напряженно-деформированное состояние в области контакта и, следовательно, процессы трения и изнашивания в ТФС. Для анализа таких систем (см. рисунок 3, справа внизу) в рамках трибофатики разработана механико-математическая модель Щербакова—Сосновского—Журавкова [37].

При построении этой модели в общем случае будем учитывать действие как распределенных нормальных  $p(x, y)$  и касательных  $q(x, y)$  контактных усилий, так и неконтактных  $M_i$ ,  $N_i$ ,  $Q_i$  нагрузок (см. рисунок 4), а также перепад температуры  $\Delta T_\Sigma$  от всех источников тепла. По имеющимся

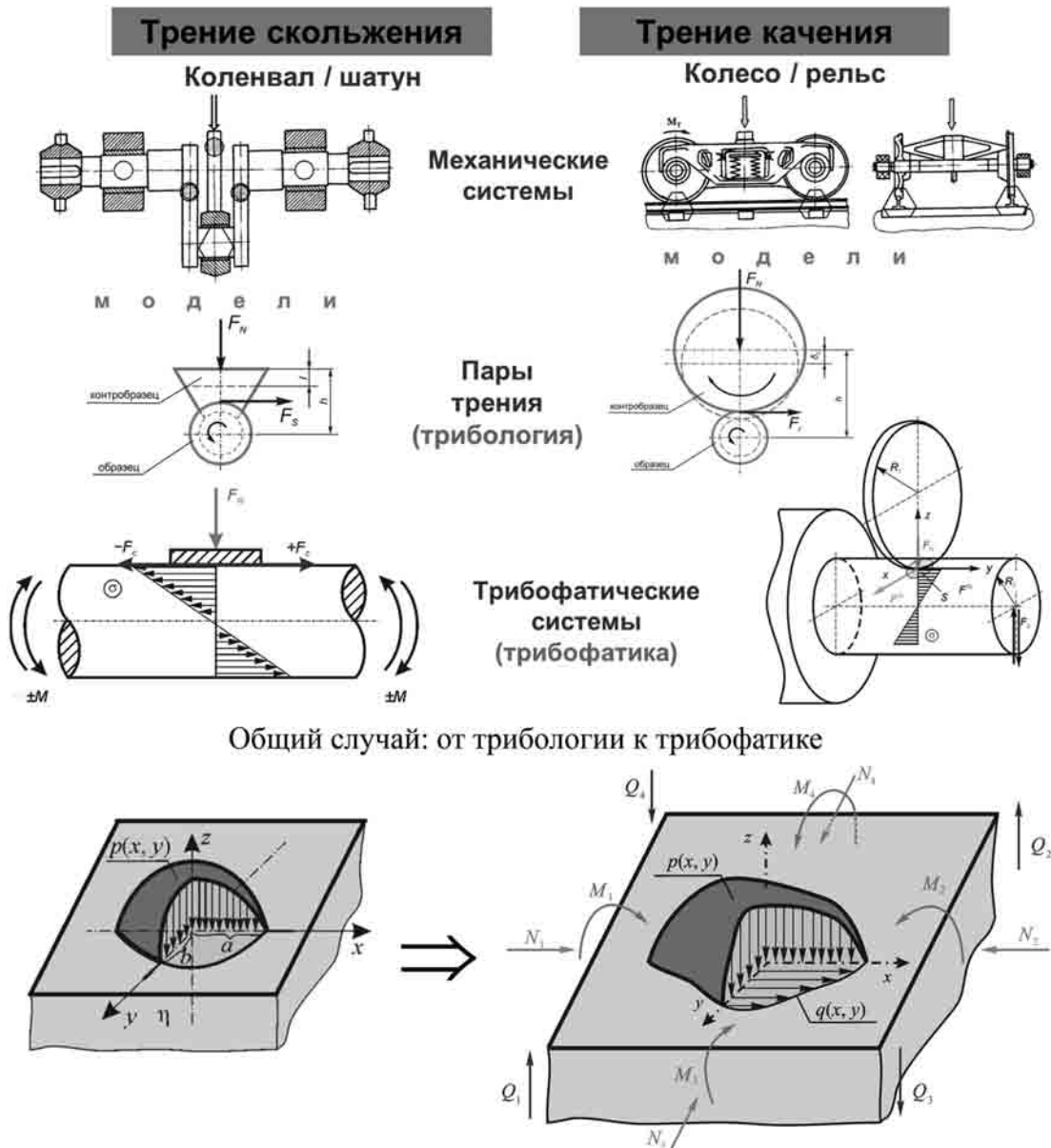


Рисунок 3 — Основные виды трения и их моделирование в технических системах  
Figure 3 — Main types of friction and their modeling in technical systems



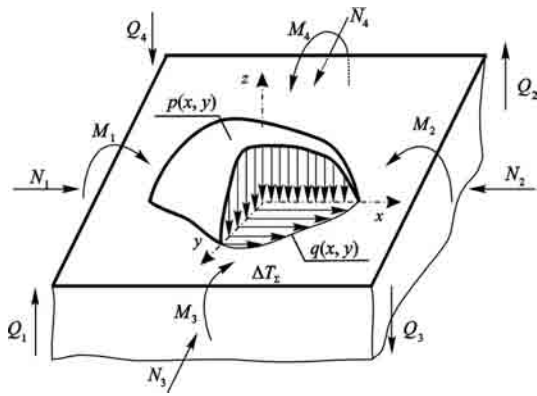


Рисунок 4 — Общая схема нагружения ТФС  
Figure 4 — General scheme of loading tribo-fatigue system

сведениям, подобная задача в столь общей постановке в теории упругости (и в механике контактного взаимодействия) не ставилась. Впервые она поставлена и решена в рамках трибофатики [35].

При исследовании ТФС (см. рисунок 4) будем исходить из следующих основных положений.

1. По крайней мере одна из нагрузок, приложенных к системе, вызывает в последней как локальные контактные деформации, так и объемное деформирование хотя бы одного из элементов системы.

2. Напряжения, обусловленные контактной и неконтактной нагрузками, в системе действуют одновременно и в единой области.

3. Форма и площадь контакта в ТФС дополнительно определяются изменением кривизны поверхности того из ее элементов, который подвергается объемному деформированию.

4. Сила и коэффициент трения в ТФС зависят от дополнительных граничных условий в области контакта, налагаемых действием неконтактной нагрузки.

Решение задач трибофатики имеет ряд особенностей (по сравнению с традиционными задачами теории упругости и механики контактного взаимодействия), поскольку ТФС подвержена, как указано выше, одновременному воздействию различных нагрузок (контактных, неконтактных, тепловых и др.). Так, применительно к ТФС будем решать две граничные задачи:

- контактную для взаимодействия элементов системы:

$$\sigma_{m}^{(c)}|_S = p(F_c, S); \sigma_{n\tau}^{(c)}|_S = fp(F_c, S); \sigma_{ij}^{(c)}|_{\rho \rightarrow \infty} \rightarrow 0; \quad (9)$$

- и задачу теории упругости:

$$\begin{aligned} Q|_{S_q} &= Q(F_b); N|_{S_N} = N(F_b); M|_{S_M} = M(F_b); \\ u_i|_{S_u} &= u_b; T_\Sigma|_{S_T} = T_\Sigma^*, \end{aligned} \quad (10)$$

где  $S(x, y)$  — площадка контакта;  $F_c$  и  $F_b$  — контактная и изгибающая силы;  $f$  — коэффициент трения;  $\rho$  — расстояние от центра контакта;  $\sigma_{ij}^{(c)}$  — напряженное состояние при контакте;  $n \perp S$ ,  $\tau \parallel S$ ,  $Q$ ,  $N$ ,  $M$  — внутренние поперечное и продольное усилия, а также внутренний момент;  $u$  — перемеще-

ния;  $T_\Sigma$  — температура от всех источников тепла;  $T_\Sigma^*$  — температура на поверхности тела;  $S_Q$ ,  $S_N$ ,  $S_M$ ,  $S_u$ ,  $S_T$  — множества точек твердого тела, к которым приложены внешние нагрузки, соответствующие внутренним усилиям, перемещениям и температуре. Следует отметить, что определение напряжений и деформаций для граничного условия типа  $T_\Sigma|_{S_T} = T_\Sigma^*$  требует предварительного решения соответствующей задачи теплопроводности. Ниже изложено решение без учета температуры.

Так как при упругой постановке задачи зависимость между напряжениями и деформациями является линейной, то выполняется принцип суперпозиции напряжений. Поэтому, хотя для определения напряженно-деформированного состояния элементов ТФС можно решать задачу теории упругости в общем виде, однако более удобным является представление совмещенного напряженного состояния в виде суперпозиции напряженных состояний, обусловленных отдельными граничными условиями:

$$\sigma_{ij} = \sum_k \sigma_{ij}^{(k)}, \quad (11)$$

где  $k$  может принимать значения  $c$ ,  $b$ ,  $T_\Sigma$ , для контактных, неконтактных и температурных граничных условий соответственно.

Под объемным деформированием понимается действие нагрузки в соответствии с принципом Сен-Венана, т. е., в отличие от контактного взаимодействия, без учета особенностей в точках ее приложения.

Напряженное состояние в любой точке  $M(x, y, z)$  ТФС определяется из общего соотношения:

$$\sigma_{ij} = \sigma_{ij}^{(n)} + \sigma_{ij}^{(\tau)} + \sigma_{ij}^{(b)}, \quad i, j = x, y, z, \quad (12)$$

где  $\sigma_{ij}^{(n)}$ ,  $\sigma_{ij}^{(\tau)}$ ,  $\sigma_{ij}^{(b)}$  — напряжения, вызванные нормальной контактной нагрузкой, касательной контактной нагрузкой, неконтактными силами соответственно.

В ТФС, в которых реализуется процесс трения, имеет место несогласованный подвижный контакт между элементами, в общем случае которого по площадке контакта распределены нормальные  $p(x, y)$  и касательные  $q(x, y)$  к поверхности контакта усилия. Соответственно, напряженное состояние при контакте описывается суперпозицией напряжений  $\sigma_{ij}^{(n)}$  и  $\sigma_{ij}^{(\tau)}$ :

$$\sigma_{ij} = \sigma_{ij}^{(n)} + \sigma_{ij}^{(\tau)}. \quad (13)$$

Расчет напряжений  $\sigma_{ij}^{(hs)}$  в любой точке  $M(x, y, z)$  при  $z < 0$  полупространства при действии на поверхность нормальных усилий  $p(x, y)$  проводится численными методами с использованием функций влияния  $G_{ij}^{(b)}$  из фундаментального решения задачи Буссинеска о действии сосредоточенной нормальной силы на полупространство:

$$\sigma_{ij}^{(hs)}(x, y, z) = \iint_{S(\xi, \eta)} p(\xi, \eta) G_{ij}^{(b)}(\xi - x, \eta - y, z) d\xi d\eta. \quad (14)$$

Необходимо учесть, что на поверхности полупространства расчет напряжений  $\sigma_{ij}^{(hs)}$  путем численного интегрирования в соответствии с (14) является весьма затруднительным. Это обусловлено тем, что для точек  $z = 0$  поверхности полупространства в силу особенности в точке приложения единичной нагрузки расчеты, проводимые с помощью различных методов численного интегрирования, сходятся довольно медленно. Кроме того, результаты расчета плохо соответствуют известным решениям в некоторых подобластях поверхности полупространства.

Расчет напряжений в любой точке  $M(x, y, 0)$  поверхности полупространства при действии нормально распределенных усилий  $p(x, y)$  проводится в соответствии со следующей общей формулой:

$$\sigma_{ij}^{(surf)}(x, y, 0) = \sigma_{ij}^{(S)}(x, y), \quad (15)$$

где  $\sigma_{ij}^{(S)}(x, y)$  — напряжения на поверхности полупространства, вызванные действием давления, распределенного по области  $S(x, y)$ .

Расчет напряженного состояния  $\sigma_{ij}^{(\tau)}$ , вызванного действием силы трения, которая моделируется распределением касательных усилий  $q(x, y)$ , также выполняется численными методами с использованием функций влияния  $G_{ij}^{(C)}$  из решения задачи Черрути для действия на полупространство сосредоточенной касательной силы:

$$\sigma_{ij}^{(\tau)}(x, y, z) = \iint_{S(\xi, \eta)} q(\xi, \eta) G_{ij}^{(C)}(\xi - x, \eta - y, z) d\xi d\eta. \quad (16)$$

Таким образом,  $\sigma_{ij}^{(n)}$  в формуле (13) с учетом (14)–(16) можно представить в следующем виде:

$$\sigma_{ij}^{(n)} = \begin{cases} \sigma_{ij}^{(hs)} & \text{при } z < 0, \\ \sigma_{ij}^{(surf)} & \text{при } z = 0. \end{cases} \quad (17)$$

Напряжения от неконтактных нагрузок будем определять, применяя теорию, подходящую для конкретной геометрии и граничных условий взаимодействующих тел:

$$\sigma_{ij}^{(b)} = \sigma_{ij}^{(M)} + \sigma_{ij}^{(N)} + \sigma_{ij}^{(Q)}, \quad (18)$$

где индексы  $M$ ,  $N$  и  $Q$  соответствуют внутреннему моменту, продольному и поперечному внутренним усилиям.

Совмещенное напряженное состояние, определяемое выражением (12), с учетом (14)–(18) описывается механико-математической моделью Щербакова–Сосновского–Журавкова:

$$\begin{aligned} \sigma_{ij} &= \sigma_{ij}^{(n)} + \sigma_{ij}^{(\tau)} + \sigma_{ij}^{(b)} = \left[ \sigma_{ij}^{(hs)} \vee \sigma_{ij}^{(surf)} \right] + \sigma_{ij}^{(\tau)} + \sigma_{ij}^{(b)} = \\ &= \left[ \iint_{S(\xi, \eta)} p(\xi, \eta) \sigma_{ij}^{(b)}(\xi - x, \eta - y, z) d\xi d\eta \vee \sigma_{ij}^{(S)}(x, y) \right] + \\ &+ \iint_{S(\xi, \eta)} q(\xi, \eta) \sigma_{ij}^{(C)}(\xi - x, \eta - y, z) d\xi d\eta + \sigma_{ij}^{(M)}(x, y, z) + \\ &+ \sigma_{ij}^{(N)}(x, y, z) + \sigma_{ij}^{(Q)}(x, y, z). \end{aligned} \quad (19)$$

Сравним в качестве примера одно из решений традиционной контактной задачи (17) для пары

«ролик — ролик» при эллиптическом распределении контактного давления и аналогичное решение (19) для ТФС «ролик — вал» (рисунок 5), в которой вал дополнительно изгибается неконтактной нагрузкой. Изгибающая нагрузка приложена таким образом, что в окрестности контакта формируется область растягивающих напряжений.

При исследовании напряженного состояния расчет проводился в области  $z \in [0; 1,5a]$ ,  $x \in [-1,5a; 1,5a]$ ,  $y \in [-1,5a; 1,5a]$  для  $20 \times 39 \times 39$

точек при неконтактной нагрузке  $F_b = 1,2 p_0 \frac{4(1+\nu)J}{12r^2}$

(где  $p_0$  — максимальное контактное давление;  $r$  — радиус вала;  $J$  — момент инерции вала), длине вала  $12r$ . Приняты следующие значения для свойств материалов и геометрических характеристик:  $E_1 = E_2 = 2,01 \cdot 10^{11}$  Па;  $\nu_1 = \nu_2 = 0,3$ ;  $R_{11}$ ; коэффициент трения  $f = 0,2$ ; соотношение полуосей эллипса контакта  $b/a = 0,574$ . Результаты расчетов даны на рисунке 6.

Изучая рисунок 6, можно сделать следующие три общих вывода. Влияние неконтактных напряжений на изменение напряженного состояния в области контакта состоит в том, что:

- распределение  $\sigma_{xx}$  смещается в плоскости  $y = 0$  неравномерно, а именно соответственно величине действующих изгибных напряжений, которые линейно изменяются по координате  $z$ ;
- поле сжимающих напряжений частично трансформируется в поле растягивающих напряжений ( $\sigma_{xx}^{(n+|a+b)}$ );
- совмещенное напряженное состояние ТФС (см. на рисунке 6 с) кардинально отличается (как количественно, так и качественно) от напряженного состояния не только в контактной задаче (см. на рисунке 6 а), но и в ПТ (см. по центру рисунка 6).

Было установлено [35], что величина напряжений в ТФС может изменяться на  $\pm(20...50)\%$  и более по сравнению с напряжениями в ПТ. Ясно,

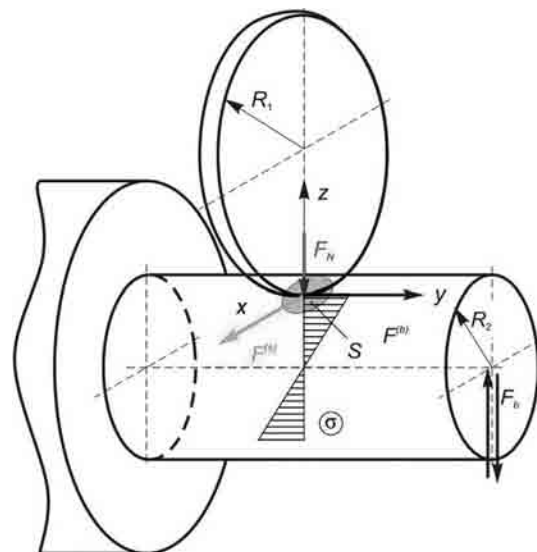


Рисунок 5 — Схема системы «ролик — вал»  
Figure 5 — Scheme of “roller — shaft” system



что такой эффект не может не влиять на параметры трения в ТФС по сравнению с ПТ.

Аналогичные выводы можно сделать и по сравнительному анализу деформированного состояния. На рисунке 7 показаны результаты сравнительных экспериментальных (a, b) и расчетных исследований применительно к ТФС «ролик — кольцо» (d) и аналогичной ей ПТ «ролик — ролик» (c) [35]. Дополнительно обратим внимание, что деформированное состояние в зоне контакта ПТ «ролик — ролик»

одинаково для обоих элементов (тела и контртела) (см. рисунок 7 a). А в случае ТФС «ролик — кольцо» (см. рисунок 7 b) это не так: деформированное состояние кольца кардинально отличается от такового для ролика. Сравнительный анализ соответствующих полей деформаций этих двух случаев, выполненный по модели (19), представлен на рисунке 7 c, d.

Отметим еще раз: совмещенное напряженное состояние описывается в (19) суперпозицией напряжений, обусловленных как контактной, так

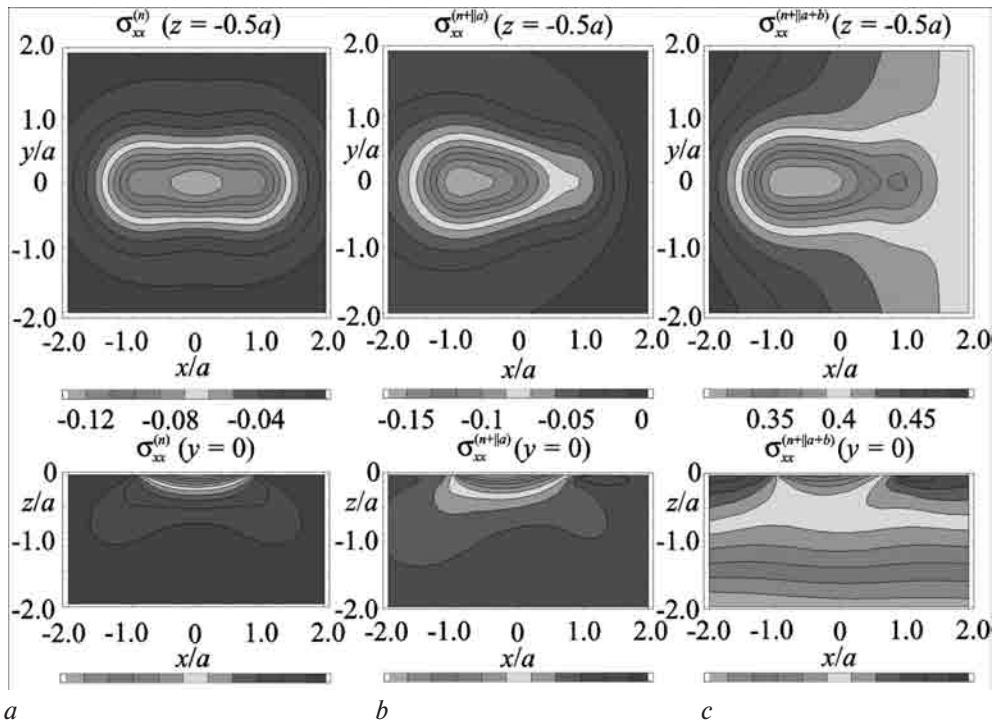
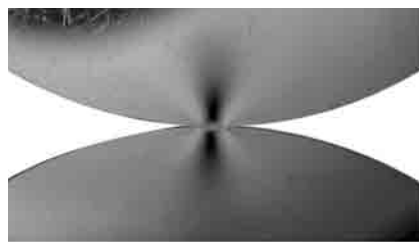
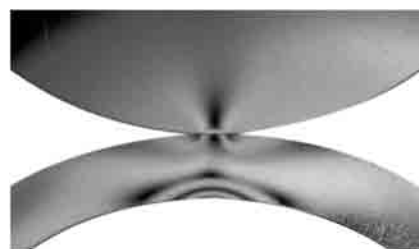


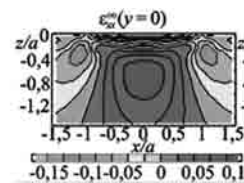
Рисунок 6 — Сравнение полей напряжений  $\sigma_{xx}$ , отнесенных к  $p_0$ , в контактной задаче ( $\sigma_{xx}^{(n)}$ ) (a), паре трения ( $\sigma_{xx}^{(n+|a|)}$ ) (b) и в трибофатической системе ( $\sigma_{xx}^{(n+|a+b|)}$ ) (c)  
 Figure 6 — Comparison of stress fields  $\sigma_{xx}$  related to  $p_0$  in the contact problem ( $\sigma_{xx}^{(n)}$ ) (a), friction pair ( $\sigma_{xx}^{(n+|a|)}$ ) (b) and in tribo-fatigue system ( $\sigma_{xx}^{(n+|a+b|)}$ ) (c)



a

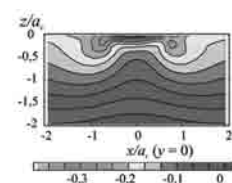


b



Распределение  $\epsilon_{xx}^{(n)} E / p_0^c$ , вызванное действием нормальной контактной нагрузки  $p(x, y)$

c



Распределение  $\epsilon_{xx}^{(n+|a+b|)} E / p_0^c$  в кольце при  $F_b = 587,7 \text{ Н}$  ( $\psi = \pi/2$ ),  $a_c = 4,867 \cdot 10^{-4} \text{ м}$

d

Рисунок 7 — Сравнение фотоупругих изохром с рассчитанными распределениями деформаций  
 Figure 7 — Comparison of photoelastic isochromes with calculated strain distributions

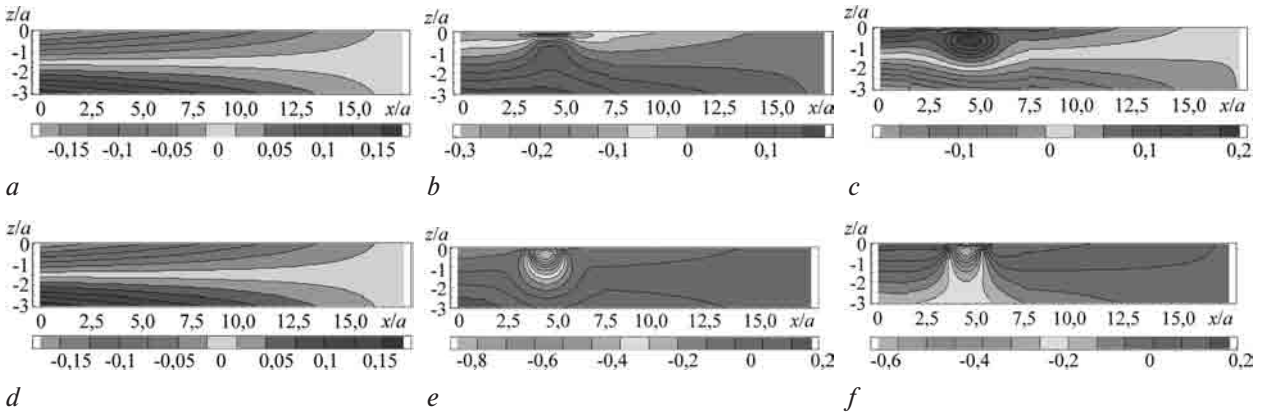


Рисунок 8 — Распределение деформаций  $\varepsilon_{yy}^{(b)}$  (a),  $\varepsilon_{yy}^{(n)} + \varepsilon_{yy}^{(b)}$  ( $F_b < 0$ ) (b),  $\varepsilon_{yy}^{(n)} - \varepsilon_{yy}^{(b)}$  ( $F_b > 0$ ) (c) и  $\varepsilon_{zz}^{(b)}$  (d),  $\varepsilon_{zz}^{(n)} + \varepsilon_{zz}^{(b)}$  ( $F_b < 0$ ) (e),  $\varepsilon_{zz}^{(n)} - \varepsilon_{zz}^{(b)}$  ( $F_b > 0$ ) (f), отнесенных к  $p_0/E$ , в плоскости  $y = 0$  при  $a/b = 0,5$   
 Figure 8 — Distribution of strains  $\varepsilon_{yy}^{(b)}$  (a),  $\varepsilon_{yy}^{(n)} + \varepsilon_{yy}^{(b)}$  ( $F_b < 0$ ) (b),  $\varepsilon_{yy}^{(n)} - \varepsilon_{yy}^{(b)}$  ( $F_b > 0$ ) (c) and  $\varepsilon_{zz}^{(b)}$  (d),  $\varepsilon_{zz}^{(n)} + \varepsilon_{zz}^{(b)}$  ( $F_b < 0$ ) (e),  $\varepsilon_{zz}^{(n)} - \varepsilon_{zz}^{(b)}$  ( $F_b > 0$ ) (f) related to  $p_0/E$  in the plane  $y = 0$  when  $a/b = 0,5$

и неконтактными нагрузками. Поэтому с точки зрения трибофатики анализ (19) возможен с двух позиций. С одной стороны, можно интересоваться, как поле напряжений (деформаций), обусловленных объемным деформированием, возмущается в локальной области, в которой одновременно возбуждается поле контактных напряжений (деформаций) (рисунок 8). Такой анализ полезен, когда в ТФС реализуется *прямой эффект* [36]. С другой стороны, можно интересоваться, как изменяется локальное поле контактных напряжений (деформаций), когда на него накладывается поле напряжений (деформаций), обусловленных объемным деформированием (рисунок 9). Такой анализ полезен, когда в ТФС реализуется *обратный эффект* [36]. Понятно, что уравнение (19) позволяет делать подобные исследования как в количественном, так и в качественном отношении практически при любых условиях нагружения. При этом погрешность численно-аналитического решения в соответствии с моделью (19) на 1–2 по-

рядка меньше погрешности традиционного конечно-элементного моделирования [35].

Заметим, что на рисунках 6, 7 и 9 дан анализ применительно к компонентам  $\sigma_{xx}$  тензора напряжений  $\sigma_{ij}$ . Подобный анализ по остальным компонентам НДС можно найти в литературе ([35], см. также рисунок 8).

Проиллюстрируем влияние напряженного состояния в ТФС на возможное изменение силы трения в ней по сравнению с аналогичной в ПТ (рисунок 10) в соответствии с анализом рисунков 6, 8, 9.

Видно, что в зависимости от знака (направления) неконтактной нагрузки  $\pm Q_x$  (растяжение (+) либо сжатие (–)) сила трения в ТФС (в которой действуют  $F_N \neq 0$  и  $Q_x \neq 0$ ) может быть меньше (при растяжении стержня — показано на рисунке 10), либо, напротив, больше (при сжатии стержня — на рисунке 10 не показано), чем в соответствующей ПТ (для которой  $Q_x = 0$ ):

$$F_{\sigma/p}^{(ТФС)} = F_S^{(ПТ)} \pm F_Q. \quad (20)$$

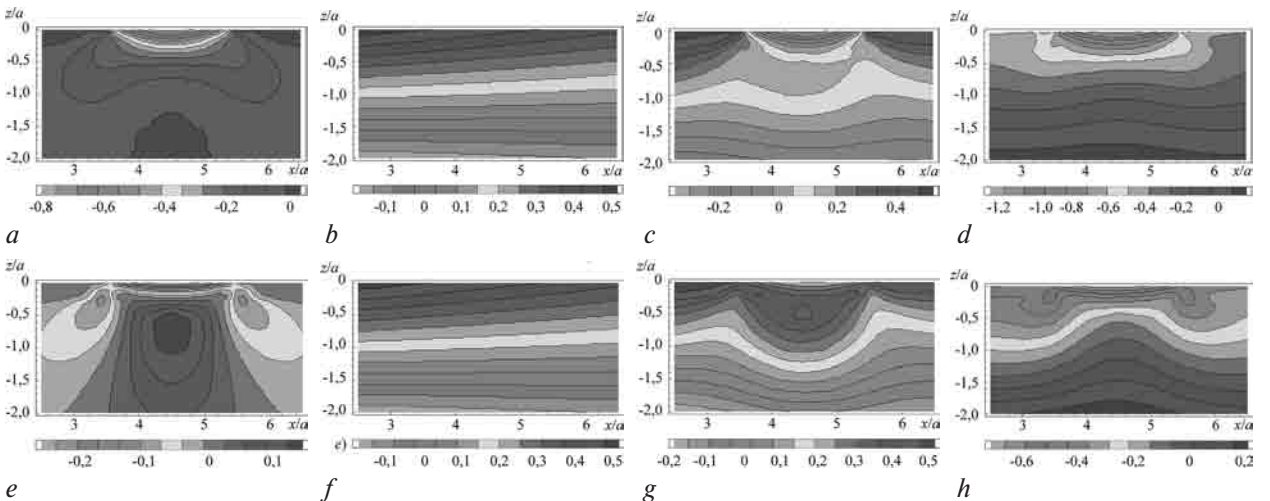


Рисунок 9 — Распределения напряжений  $\sigma_{xx}^{(n)}$  (a),  $\sigma_{xx}^{(b)}$  (b),  $\sigma_{xx}^{(n)} + \sigma_{xx}^{(b)}$  ( $F_b < 0$ ) (c),  $\sigma_{xx}^{(n)} - \sigma_{xx}^{(b)}$  ( $F_b > 0$ ) (d), отнесенных к  $p_0$ , и деформаций  $\varepsilon_{xx}^{(n)}$  (e),  $\varepsilon_{xx}^{(b)}$  (f),  $\varepsilon_{xx}^{(n)} + \varepsilon_{xx}^{(b)}$  ( $F_b < 0$ ) (g),  $\varepsilon_{xx}^{(n)} - \varepsilon_{xx}^{(b)}$  ( $F_b > 0$ ) (h), отнесенных к  $p_0/E$  ( $E$  — модуль упругости), в окрестности контакта в плоскости  $y = 0$  при  $a/b = 0,5$   
 Figure 9 — Distribution of stress  $\sigma_{xx}^{(n)}$  (a),  $\sigma_{xx}^{(b)}$  (b),  $\sigma_{xx}^{(n)} + \sigma_{xx}^{(b)}$  ( $F_b < 0$ ) (c),  $\sigma_{xx}^{(n)} - \sigma_{xx}^{(b)}$  ( $F_b > 0$ ) (d) related to  $p_0$ , and strains  $\varepsilon_{xx}^{(n)}$  (e),  $\varepsilon_{xx}^{(b)}$  (f),  $\varepsilon_{xx}^{(n)} + \varepsilon_{xx}^{(b)}$  ( $F_b < 0$ ) (g),  $\varepsilon_{xx}^{(n)} - \varepsilon_{xx}^{(b)}$  ( $F_b > 0$ ) (h) related to  $p_0/E$  ( $E$  — elastic modulus) in the vicinity of the contact in the plane  $y = 0$  when  $a/b = 0,5$

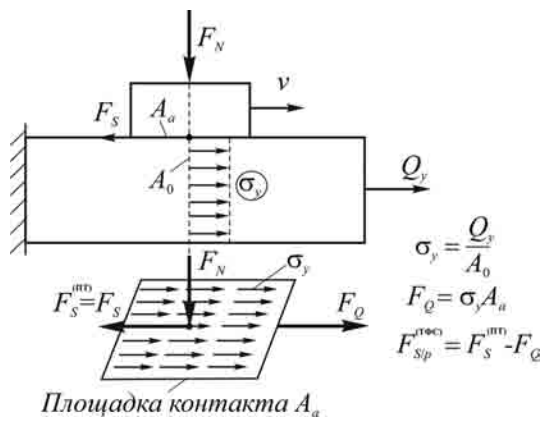


Рисунок 10 — Простейшая схема, поясняющая влияние внеконтактной нагрузки  $Q_y$  на изменение силы трения  $F_S$  в трибофатигической системе (индекс ТФС) по сравнению с парой трения (ПТ)  
 Figure 10 — The simplest scheme explaining the effect of non-contact load  $Q_y$  on the change of the friction force  $F_S$  in tribo-fatigue system (TFS index) compared to friction pair (FP)

Такое кардинальное ( $\pm$ ) изменение может быть достигнуто организацией процесса трения либо в зоне растяжения, либо в зоне сжатия одного из элементов ТФС. А в количественном плане это изменение характеризуется соотношением внеконтактной и контактной нагрузок, т. е. параметром

$$\left| \frac{F_Q}{F_S^{(ПТ)}} \right| \leq 1. \quad (21)$$

Если обратиться к рисунку 5, то подобный анализ можно сделать и применительно к изменению контактной нагрузки  $F_N$  в ТФС.

Общеизвестно, что физические законы формулируются без указания причин, природы, механизмов того или иного явления (например, закон всемирного тяготения *ничего не говорит* о гравитации и механизмах ее действия). Однако исследование условий и причин реализации закона дает *ключ* к его пониманию и, следовательно, возможному и эффективному его использованию в практической деятельности сообщества людей.

Таким образом, механико-математическая модель (19) позволяет ставить и практически решать возможные задачи анализа влияния НДС в области контакта на процессы трения. Это означает, что оно должно рассматриваться как *управляющий параметр для процессов трения* в ТФС — наравне с контактной нагрузкой. Отсутствие полезных результатов было стимулом для постановки и проведения наших исследований [35, 37, 38] по изучению влияния объемного деформирования на изменение характеристик трения. Результаты теоретических и экспериментальных исследований изложены в сообщениях 2 и 3 соответственно.

**Выводы.** 1. В сообщении 1 выполнен очередной юбилейный (~500 лет) анализ классического закона (сухого) трения в связи с краткой историей его установления и исследований применительно к традиционному объекту — паре трения.

2. Показано, что применительно к ТФС закон требует корректировки, чтобы учесть влияние на характеристики трения неконтактных объемных нагрузок. Дано обоснование этого требования на основе анализа механико-математической модели совмещенного НДС, обусловленного одновременным действием контактной нагрузки и системой неконтактных объемных сил.

## Список литературы

1. Физический энциклопедический словарь. — М.: БСЭ, 1983. — 928 с.
2. Encyclopedia of Tribology: in 6 vol. / ed.: Q. Jane Wang, Yip-Wah Chung. — Springer, 2013. — 4139 p.
3. Журавлев, В.Ф. 500 лет истории закона сухого трения / В.Ф. Журавлев // Вестн. МГТУ им. Н.Э. Баумана. Сер. «Естеств. науки». — 2014. — № 2. — С. 21–31.
4. Леонардо да Винчи. Избранные естественно-научные произведения. — М.: Изд-во АН СССР, 1955. — 1028 с.
5. Amontons M. De la résistance causée dans les machines / M. Amontons // Histoire de L'Academie Royale des Sciences. — 1699. — Pp. 206–222.
6. Euler L. Sur la diminution de la résistance du frottement / L. Euler // Histoire de L'Academie Royale des Sciences et Belles Lettres. — 1748. — Vol. 4. — Pp. 133–148.
7. Coulomb C.A. Theorie des machines simples, en ayant égard au frottement de leurs parties, et a la roideur des Cordages / C.A. Coulomb // Mémoires de mathématique et de physique, présentés a l'Académie Royale des Sciences, par divers Savans, et lus dans ses Assemblées. — 1785. — Vol. 10. — Pp. 161–332.
8. Blau, Peter J. Friction science and technology: from concepts to applications / Peter J. Blau. — London; New York: CRC Press, 2009. — 420 p.
9. Крагельский, И.В. Развитие науки о трении / И.В. Крагельский, В.С. Щедров. — М.: Изд-во АН СССР, 1958. — 234 с.
10. Dowson, D. History of Tribology / D. Dowson. — London; New York: Longman, 1979. — 677 p.
11. Буяновский, И.А. Граничная смазка: этапы развития трибологии / И.А. Буяновский, И.Г. Фукс, Т.П. Шабалина. — М.: Нефть и газ, 2002. — 230 с.
12. Morin A. Nouvelles Expériences sur le Frottement Faites á Metz en 1831 // Mém. Présentés par Divers Savans á l'Académie des Sciences. — 1833. — Vol. 4. — Pp. 1–128.
13. Жуковский, Н.Е. Трение бандажей железнодорожных колес о рельсы / Н.Е. Жуковский // Собр. соч.: в 16 т. — М.—Л.: Гостехиздат, 1950. — Т. 7. — С. 426–478.
14. Rubenstein, C. General theory of the surface friction of solids / C. Rubenstein // Proc. Phys. Soc. — London, 1956. — Vol. 69, No. 9 — Pp. 921–932.
15. Ling, F.F. On kinetic friction between unlubricated metallic surfaces / F.F. Ling, E. Saibel // Wear. — 1957. — Vol. 1, No. 3. — Pp. 167–172.
16. Rubenstein, C. The coefficient of friction of metals / C. Rubenstein // Wear. — 1958. — Vol. 2, No. 2. — Pp. 85–96.
17. Dahl, P.R. A solid friction model / P.R. Dahl // The Aerospace Corporation. Technical report. — 1968. — 31 p.
18. Dahl, P.R. Measurement of solid friction parameters of ball bearings / P.R. Dahl // The Aerospace Corporation. Interim report. — 1977. — 25 p.
19. Dowson, D. History of tribology / D. Dowson. — New York: Longman, 1979. — 677 p.
20. Ишлинский, А.Ю. Механика: идеи, задачи, приложения / А.Ю. Ишлинский. — М.: Наука, 1985. — 624 с.
21. Alexeyev, N.M. On the motion of material in the border layer in solid state friction / N.M. Alexeyev // Wear. — 1990. — Vol. 139. — Pp. 33–48.
22. Haessig, Jr. D.A. On the modeling and simulation of friction / Jr. D.A. Haessig, B. Friedland // Journal of Dynamic Systems, Measurement and Control, Transactions of the ASME. — 1991. — No. 113(3). — Pp. 354–362.
23. Gafvert, M. Comparisons of two dynamic friction models / M. Gafvert // Proc. 1997 IEEE International Conference on Control Applications, Hartford, CT. — 1997. — Pp. 386–391.
24. Brushan, B. Principles and applications of tribology / B. Brushan. — New York: Wiley, 1999. — 390 p.



25. An integrated friction model structure with improved presliding behavior for accurate friction compensation / J. Swevers [et al.] // IEEE Transactions on Automatic Control. — 2000. — No. 45(4). — Pp. 675–686.
26. Lampaert, V. Modification of the leuven integrated friction model structure / V. Lampaert, J. Swevers, F. Al-Bender // IEEE Transactions on Automatic Control. — 2002. — № 47(4). — Pp. 683–687.
27. Al-Bender, F. A novel generic model at asperity level for dry friction force dynamics / F. Al-Bender, V. Lampaert, J. Swevers // Tribology Letters. — 2004. — No. 16(1–2). — Pp. 81–94.
28. Frictional forces and Amonton's law: from the molecular to the macroscopic scale / G. Jianping [et al.] // J. Phys. Chem. — 2004. — Vol. 108. — Pp. 3410–3425.
29. Al-Bender, F. On the definition and laws of friction / F. Al-Bender // Proc. of World Tribology Congress III, Washington, Sept. 12–16, 2005. — Washington, 2005.
30. Мерзляков, А.А. О внешнем трении и законе трения / А.А. Мерзляков // Омский научный вестник. — 2006. — № 4(38). — С. 77–81.
31. On the origin of Amonton's friction law / B N J Persson [et al.] // J. Phys.: Condens. Matter. — 2008. — Vol. 20, No. 39. — Pp. 395006–395017.
32. Журавлев, В.Ф. О механизме явления шимми / В.Ф. Журавлев, Д.М. Климов // Докл. РАН. — 2009. — Т. 428, № 6. — С. 761–764.
33. Popova, E. On the origin of Amonton's friction law / E. Popova, V. Popov // Friction. — 2015. — Vol. 3, No. 2. — Pp. 183–190.
34. Джонсон, К. Механика контактного взаимодействия / К. Джонсон. — М.: Мир, 1989. — 510 с.
35. Щербаков, С.С. Механика трибофатических систем / С.С. Щербаков, Л.А. Сосновский. — Минск: БГУ, 2011. — 407 с.
36. Сосновский, Л.А. Основы трибофатики: учеб. пособие / Л.А. Сосновский. — Гомель: БелГУТ, 2003. — Т. 1. — 246 с.; Т. 2. — 234 с..
37. Сосновский, Л.А. Механика износоусталостного повреждения / Л.А. Сосновский. — Гомель: БелГУТ, 2007. — 434 с.
38. Сосновский, Л.А. Фундаментальные и прикладные задачи трибофатики: курс лекций / Л.А. Сосновский, М.А. Журавков, С.С. Щербаков. — Минск: БГУ, 2011. — 488 с.
39. Трение. Коэффициенты трения. Триботехника — наука о трении [Электронный ресурс]. — Режим доступа: <https://drva.ru/Guide/GuidePhysics/Frication/>. — Дата доступа: 16.09.2018.
40. Буфеев, В.А. Явление воздействия пространственной системы активных сил на процесс трения (явление суперкулонова, или надкулонова внешнего трения) / В.А. Буфеев // Трение и износ. — 1996. — № 1. — С. 50–57.
41. Буфеев, В.А. О механофрикционном эффекте и силе внешнего трения / В.А. Буфеев // Трение и износ. — 2000. — Т. 21, № 5. — С. 474–480.
42. Марков, Д.П. Трибология и ее применение на железнодорожном транспорте / Д.П. Марков // Тр. ВНИИЖТ. — М.: Интекст, 2007. — 408 с.
43. Трибофатика. Термины и определения: ГОСТ 30638–99. — Введ. 17.06.1999. — Минск: МГС по стандартизации, метрологии и сертификации: БелГИСС, 1999. — 17 с.
44. Трыбафатыка // Беларуская энцыклапедыя. — Мінск: БелЭН, 2002. — Т. 15. — 542 с.

SOSNOVSKIY Leonid A., D. Sc. in Eng., Prof.

Director

E-mail: [tribo-fatigue@mail.ru](mailto:tribo-fatigue@mail.ru)

S&P GROUP TRIBOFATIGUE Ltd., Gomel, Republic of Belarus

Received 16 October 2018.

## LAW OF FRICTION: FROM TRIBOLOGY TO TRIBO-FATIGUE. REPORT 1. CLASSICAL LAW OF (DRY) FRICTION AND NEED FOR ITS ADJUSTMENT

*To date, many laws of Nature have been discovered. The knowledge of each of them led to the accelerated development of the relevant sections of Science and further, as a rule, to progress in any practical area of the community of people. The empirical law of dry friction [1, 2], first formulated by Leonardo da Vinci 500 years ago, went down in history of technology as one of the most applicable laws in engineering calculations [3]. Moreover, our worldview is unthinkable without an understanding of the general processes of movement with friction (as well as movement without friction). All this gives grounds to say: "Friction is an amazing phenomenon of nature" (D. Garkunov). Two hundred years later (after da Vinci) Amonton G., Coulomb C.A., and Euler L. [4–7] made a decisive contribution to the substantiation and understanding of the law of dry friction, and it became classical: the force of sliding friction is proportional to the contact load. Studies show that the classical friction law for the tribo-fatigue system is inaccurate and, therefore, inapplicable. It was established experimentally that the error in estimating the coefficient of friction in a tribo-fatigue system (for example, a "wheel – rail" type, etc.) reaches 60...70 % or more, if we use the classical law of friction for its analysis. Therefore, there is a problem of adjusting the classical law of friction. A set of theoretical and experimental studies was carried out, the results of which make it possible to formulate a generalized law of friction: the friction force is proportional to both contact and non-contact volume loads, if the latter excites a cyclic stress (strain) field in the friction zone. This law describes all the experimental results (more than 100 values of the friction coefficient) with an error of no more than  $\pm 6\%$ . The widespread use of the proposed generalized law of friction in the engineering is considered as a very urgent task. In conclusion of the article, some directions for further research (theoretical and experimental) are formulated. The article is published in three reports.*

**Keywords:** friction law, tribology, friction pair, tribo-fatigue, tribo-fatigue system, friction force and coefficient, sliding, rolling, slipping, contact load, pressure, non-contact (volume) load, stress, strain

## References

1. *Fizicheskiy entsiklopedicheskiy slovar* [Physical encyclopaedic dictionary]. Moscow, Bolshaya sovetskaya entsiklopediya Publ., 1983. 928 p.
2. *Encyclopedia of Tribology: in 6 vol.* Springer, 2013. 4139 p.
3. Zhuravlev V.F. 500 let istorii zakona sukhogo treniya [500 years of history of the law of dry friction]. *Vestnik MGTU im. N.E. Baumana. Seriya "Estestvennye nauki"* [Herald of the Bauman Moscow State Technical University. Series Natural Sciences], 2014, no. 2, pp. 21–31.
4. Leonardo da Vinci. *Izbrannye estestvenno-nauchnye proizvedeniya* [Leonardo da Vinci. Selected natural-scientific works]. Moscow, AN SSSR Publ., 1955. 1028 p.
5. Amontons M. De la résistance causée dans les machines. *Histoire de L'Academie Royale des Sciences*, 1699, pp. 206–222.
6. Euler L. Sur la diminution de la résistance du frottement. *Histoire de L'Academie Royale des Sciences et Belles Lettres*, 1748, vol. 4, pp. 133–148.
7. Coulomb C.A. Theorie des machines simples, en ayant égard au frottement de leurs parties, et a la roideur des Cordages. *Mémoires de mathématique et de physique, présentés a l'Académie Royale des Sciences, par divers Savans, et lus dans ses Assemblées*, 1785, vol. 10, pp. 161–332.
8. Blau P.J. *Friction science and technology: from concepts to applications*. London, New York, CRC Press, 2009. 420 p.
9. Kragelskiy I.V., Shchedrov V.S. Razvitie nauki o trenii [Friction science development]. Moscow, AN SSSR Publ., 1958. 234 p.
10. Dowson D. *History of Tribology*. London, New York, Longman, 1979. 677 p.
11. Buyanovskiy I.A., Fuks I.G., Shabalina T.P. *Granichnaya smazka: etapy razvitiya tribologii* [Boundary lubrication: stages of tribology development]. Moscow, Neft i gaz Publ., 2002. 230 p.
12. Morin A. Nouvelles Expériences sur le Frottement Faites á Metz en 1831. *Mémoires Présentés par Divers Savans á l'Académie des Sciences*, 1833, vol. 4., pp. 1–128.
13. Zhukovskiy N.E. Trenie bandazhey zheleznodorozhnykh koles o relsy [The friction of the railway wheels tires on rails]. *Sobranie sochineniy: v 16 tomakh* [Collected works: in 16 volumes], 1950, vol. 7, pp. 426–478.
14. Rubenstein C. General theory of the surface friction of solids. *Proc. Physical Society*, 1956, vol. 69, no. 9, pp. 921–932.
15. Ling F.F., Saibel E. On kinetic friction between unlubricated metallic surfaces. *Wear*, 1957, vol. 1, no. 3, pp. 167–172.
16. Rubenstein C. The coefficient of friction of metals. *Wear*, 1958, vol. 2, no. 2, pp. 85–96.
17. Dahl P.R. *A solid friction model*. The Aerospace Corporation. Technical report TOR-0158(3107-18)-1, 1968. 31 p.
18. Dahl, P.R. *Measurement of solid friction parameters of ball bearings*. The Aerospace Corporation. Interim report TR-0077(2901-03)-3, 1977. 25 p.
19. Dowson D. *History of tribology*. New York, Longman, 1979. 677 p.
20. Ishlinskiy A.Yu. *Mekhanika: idei, zadachi, prilozheniya* [Mechanics: ideas, tasks, applications]. Moscow, Nauka Publ., 1985. 624 p.
21. Alexeyev N.M. On the motion of material in the border layer in solid state friction. *Wear*, 1990, vol. 139, pp. 33–48.
22. Haessig Jr. D.A., Friedland B. On the modeling and simulation of friction. *Journal of Dynamic Systems, Measurement and Control, Transactions of the ASME*, 1991, no. 113(3), pp. 354–362.
23. Gafvert M. Comparisons of two dynamic friction models. *Proc. 1997 IEEE International Conference on Control Applications*, Hartford, CT, 1997, pp. 386–391.
24. Brushan B. *Principles and applications of tribology*. New York, Wiley, 1999. 390 p.
25. Swevers J., et al. An integrated friction model structure with improved presliding behavior for accurate friction compensation. *IEEE Transactions on Automatic Control*, 2000, no. 45(4), pp. 675–686.
26. Lampaert V., Swevers J., Al-Bender F. Modification of the leuven integrated friction model structure. *IEEE Transactions on Automatic Control*, 2002, no. 47(4), pp. 683–687.
27. Al-Bender F., Lampaert V., Swevers J. A novel generic model at asperity level for dry friction force dynamics. *Tribology Letters*, 2004, no. 16(1–2), pp. 81–94.
28. Jianping G., et al. Frictional forces and Amonton's law: from the molecular to the macroscopic scale. *The Journal of Physical Chemistry*, 2004, vol. 108, pp. 3410–3425.
29. Al-Bender F. On the definition and laws of friction. *Proc. World Tribology Congress III*, Washington, 2005.
30. Merzlyakov A.A. O vneshnem trenii i zakone treniya [On external friction and the law of friction]. *Omskiy nauchnyy vestnik* [Omsk scientific herald], 2006, no. 4(38), pp. 77–81.
31. Persson B. N. J., et al. On the origin of Amonton's friction law. *Journal of Physics: Condensed Matter*, 2008, vol. 20, no. 39, pp. 395006–395017.
32. Zhuravlev V.F., Klimov D.M. O mekhanizme yavleniya shimmi [The causes of the shimmy phenomenon]. *Doklady RAN* [Reports of the Russian Academy of Sciences], 2009, vol. 428, no. 6, pp. 761–764.
33. Popova E., Popov V. On the origin of Amonton's friction law. *Friction*, 2015, vol. 3, no. 2, pp. 183–190.
34. Johnson K.L. *Contact Mechanics*. Cambridge, Cambridge University Press, 1987. 452 p.
35. Sherbakov S.S., Sosnovskiy L.A. *Mekhanika tribofaticheskikh sistem* [Mechanics of tribo-fatigue systems]. Minsk, Belorusskiy gosudarstvennyy universitet Publ., 2011. 407 p.
36. Sosnovskiy L.A. *Osnovy tribofatiki: uchebnoe posobie* [Fundamentals of tribo-fatigue: guide]. Gomel, Belorusskiy gosudarstvennyy universitet transporta Publ., 2003, vol. 1, 246 p., vol. 2, 234 p.
37. Sosnovskiy L.A. *Mekhanika iznosoustalostnogo povrezhdeniya* [Mechanics of wear-fatigue damage]. Gomel, Belorusskiy gosudarstvennyy universitet transporta Publ., 2007. 434 p.
38. Sosnovskiy L.A., Zhuravkov M.A., Sherbakov S.S. *Fundamentalnye i prikladnye zadachi tribofatiki: kurs lektsiy* [Fundamental and applied problems of tribo-fatigue: course of lectures]. Minsk, Belorusskiy gosudarstvennyy universitet Publ., 2011. 488 p.
39. *Trenie. Koeffitsienty treniya. Tribotekhnika — nauka o trenii* [Friction. Coefficient of friction. Triboengineering — science of friction]. Available at: <https://dpva.ru/Guide/GuidePhysics/Friction/> (accessed 16 September 2018).
40. Bufeev V.A. Yavlenie vozdeystviya prostranstvennoy sistemy aktivnykh sil na protsess treniya (yavlenie superkulonova, ili nadkulonova vneshnego treniya) [Action of three-dimensional system of active forces on friction (phenomenon of supercoulomb external friction)]. *Trenie i iznos* [Friction and wear], 1996, no. 1, pp. 50–57.
41. Bufeev V.A. O mekhanofriktsionnom effekte i sile vneshnego treniya [The mechanofrictional effect and the force of external friction]. *Trenie i iznos* [Friction and wear], 2000, vol. 21, no. 5, pp. 474–480.
42. Markov D.P. *Tribologiya i ee primeneniye na zheleznodorozhnom transporte* [Tribology and its application in railway transport]. Moscow, Intekst Publ., 2007. 408 p.
43. State Standard 30638–99. *Tribofatika. Terminy i opredeleniya* [Tribo-fatigue. Terms and definitions]. Minsk, Mezhsosudarstvennyy sovet po standartizatsii, metrologii i sertifikatsii Publ., Belorusskiy gosudarstvennyy institut standartizatsii i sertifikatsii Publ., 1999. 17 p.
44. Trybafatyka [Tribo-fatigue]. *Belaruskaya entsyklopediya* [Belarusian encyclopedia], 2002, vol. 15, 542 p.