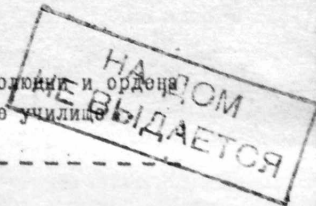


01492182

Московское ордена Ленина, ордена Октябрьской Революции и ордена
Трудового Красного Знамени высшее техническое училище
имени Н.Э.Баумана



На правах рукописи

Хайралиев Серик Именбаевич

МОДЕЛИРОВАНИЕ КОНТАКТНОГО ВЗАИМОДЕЙСТВИЯ
ПОВЕРХНОСТЕЙ ТРЕНИЯ

01.02.06 - Динамика и прочность машин,
приборов и аппаратуры

А В Т О Р Е Ф Е Р А Т
диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Москва - 1988

Работа выполнена в Московском ордена Ленина, ордена Октябрьской Революции и ордена Трудового Красного Знамени высшем техническом училище имени Н.Э.Баумана.

Научный руководитель - кандидат технических наук,
доцент Геккер Ф.Р.

Официальные оппоненты - доктор технических наук,
профессор Ханин М.В.

кандидат технических наук,
старший научный сотрудник
Пановко Г.Я.

Ведущая организация - Институт проблем механики АН СССР

Защита диссертации состоится "28" ноября 1988 г. на заседании специализированного Совета К.053.15.11 МВТУ имени Н.Э.Баумана по адресу : 107005, г. Москва, 2-я Бауманская ул., д. 5.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке МВТУ им. Н.Э.Баумана.

1988 г.

иатью, просьба

—П.К.Попов

и 492182

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность темы. В соответствии с "Основными направлениями экономического и социального развития СССР на 1986-1990 гг. и на период до 2000 г." одной из важнейших задач в области машиностроения является повышение надежности и долговечности выпускаемых машин при одновременном сокращении сроков их проектирования и доводки.

Во многих случаях выход машины из строя связан не с поломкой, а с износом ответственных за работоспособность всей машины подвижных сочленений. Отчасти это вызвано тем, что в настоящее время методы расчета и методы испытаний фрикционных узлов разработаны значительно хуже, чем методы расчета и испытаний машин на прочность.

Важность развития методов расчета узлов трения достаточно очевидна. Не в меньшей мере важно создание обоснованных методов лабораторных испытаний, поскольку в настоящее время при создании и доводке конструкций в большинстве случаев бывает необходим полный цикл их испытаний, который включает в себя выбор материалов пары трения на модельном стенде путем их перебора и сравнительных оценок, испытание выбранных пар в конструкции на натурном стенде и окончательную доводку фрикционного узла в условиях эксплуатации на натурном объекте. Необходимость проведения полного цикла испытаний объясняется тем, что фрикционные и износные характеристики, полученные на разных лабораторных установках, отличаются друг от друга из-за влияния собственных динамических свойств триботехнических машин. Обоснованное сокращение полного цикла испытаний фрикционных материалов ускоряет процесс внедрения новых материалов и дает значительный экономический эффект.

Настоящая работа выполнялась в соответствии с разделом I.II.I.12 плана АН СССР на 1981-85 гг., п. I.II.I.8 Координационного плана АН СССР на 1986-90 гг. и Координационным планом Минвуза НИР в области механики.

Основной целью настоящей работы явился поиск путей получения фрикционных характеристик пар трения, свободных от погрешностей, связанных с проявлением собственных динамических свойств испытательных машин и зависящих только от параметров фрикционной пары.

НТБ МГТУ им. Н.Э.Баумана



1492182

Хаиралиев С. И. Моделирование

Основным методом, используемым при проведении исследований, является математическое моделирование с использованием ЭВМ.

Научную новизну составляет следующее :

- установлено, что для рассмотренного диапазона динамических и теплофизических параметров узла трения скорость протекания динамических процессов значительно превосходит скорость изменения теплового состояния системы. Это позволяет рассматривать фрикционные автоколебания без учета термодинамических процессов ;
- решена задача о движении ползуна с точечным контактом по основанию с регулярными неровностями, в результате чего дано новое объяснение зависимости коэффициента трения от скорости скольжения ;
- разработана модель статического и динамического контактного взаимодействия шероховатых волнистых поверхностей, позволившая получить зависимости коэффициента трения от различных параметров фрикционной пары ;
- доказано, что диссипационные свойства материалов в нормальном к поверхности трения направлении приводят к созданию подъемной силы, по своему действию подобной гидравлической подъемной силе масляного клина в случае трения со смазкой. Возникновение этой силы дает основание рассматривать узел сухого трения как динамическую систему с двумя степенями свободы и обратной связью, в которой возможны неустойчивые режимы движения (фрикционные автоколебания).

Практическая ценность работы. Даны рекомендации по получению на испытательных машинах фрикционных характеристик пар трения, свободных от погрешностей, связанных с проявлением собственных динамических свойств испытательных машин. Получены зависимости, позволяющие оценивать жесткость контакта волнистых шероховатых поверхностей в нормальном направлении и определять зависимости коэффициента трения от основных параметров фрикционной пары. Разработана динамическая модель узла трения, учитывающая возможность относительного движения элементов фрикционной пары в касательном и нормальном направлениях и объясняющая появление фрикционных автоколебаний в случае, когда коэффициент трения не изменяется или увеличивается при увеличении скорости скольжения.

Реализация работы. Разработанные "Рекомендации к условиям и методике получения паспортных фрикционных и износных характе-

ристик пар трения" приняты к использованию в ЭНИМСе, ИНДМАШ АН СССР и в отраслевой лаборатории ЦП МПС РИИХТа.

Апробация работы. Основные положения диссертации докладывались и обсуждались на научных семинарах кафедры "Сопротивление материалов, динамика и прочность машин" МВТУ им. Н.Э.Баумана в 1986 и 1988 гг.; на заседании комитета по муфтам и тормозам МП НТО Машпром в 1984 г.; на семинаре института проблем механики АН СССР в 1986 г.; на всесоюзной конференции по вибрационной технике - г.Телави, 1984 г.; на всесоюзной научно-практической конференции "Теория и практика создания, испытания и эксплуатации триботехнических систем" - г.Андропов, 1986 г.; на международной научной конференции "Трение, износ и смазочные материалы" - г.Ташкент, 1985 г.

Публикации. По теме диссертации опубликовано 6 печатных работ.

Структура и объем диссертации. Диссертационная работа состоит из введения, пяти глав, выводов, списка использованной литературы (94 наименования) и приложения.

Работа изложена на 165 страницах машинописного текста, включая 37 рисунков и 4 таблицы.

СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во введении аргументирована актуальность, теоретическая и практическая значимость и новизна выполненных исследований.

В первой главе по результатам обзора литературных источников проведен анализ основных причин изменения коэффициента трения с увеличением относительных скоростей скольжения элементов фрикционной пары и современных представлений о природе возникновения фрикционных автоколебаний.

Несмотря на всю важность и ответственность узлов сухого трения (фрикционных сцеплений, тормозов и др.), состояние методов их расчета не отвечает современным требованиям. Причина такого положения заключается в следующем. Расчет фрикционных узлов, как это следует из работ Ю.Р.Витенберга, Н.Б.Демкина, И.В.Дунина-Барковского, А.Ю.Ишлинского, Ю.П.Костерина, И.В.Крагельского, Н.М.Михина, Я.А.Рудзита, Э.В.Рыжова, Г.М.Харача, А.П.Хусу, А.В.Чичинадзе, В.С.Щедрова, Л.И.Экслера и др., не позволяет использовать идеализированные модели материалов и форм тел, ко-

торые принимаются при расчетах на прочность. При расчетах трения и изнашивания требуется детальное изучение микрогеометрии поверхностей и реологических свойств материалов. Именно необходимость учета двух этих видов несовершенств и создает повышенные трудности в расчете фрикционного узла.

Геометрические несовершенства (шероховатость, волнистость, макротклонения формы) и реологические свойства материалов в основном определяют характер зависимости коэффициента трения от скорости скольжения, нагрузки, температуры, продолжительности неподвижного контакта и т.п. Типичные зависимости коэффициента трения от перечисленных факторов положены в основу одной группы теорий, объясняющих появление фрикционных автоколебаний в работах А.П.Амосова, Ю.П.Бусарова, И.И.Вульфсона, А.Ю.Ишлинского и И.В.Крагельского, Н.Л.Кайдановского и С.Э.Хайкина, Ле Суан Аня и др. Здесь автоколебания возникают за счет изменения коэффициента трения в динамической системе, учитывающей только касательные к поверхности трения вибрации элементов фрикционной пары.

Другой группа работ (В.А.Кудинов, Д.М.Толстой, Р.Куртель и др.) связывает возникновение автоколебаний со свободой нормальных колебаний. Появляющиеся таким образом вибрации происходят синфазно по двум взаимно-перпендикулярным направлениям и в этом случае существует взаимосвязь - трение влияет на колебания, колебания влияют на трение.

В заключение главы дается постановка задач исследования.

Вторая глава посвящена изложению результатов моделирования динамического контактного взаимодействия поверхностей трения. Для этого используются различные динамические модели.

Так, для проверки возможности возникновения фрикционных автоколебаний за счет нагревания поверхностей трения принята динамическая модель, представленная на рис. I. Уравнение движения этой модели имеет вид

$$m\ddot{x} + b\dot{x} + cx = T,$$

где T - сила трения, формирующаяся в фрикционном контакте, представленном на рис. I. реологической моделью Ишлинского; её уравнение

$$\dot{T} + \frac{c_1 + c_2}{b_2} T = c_2(\dot{x}_1 - \dot{x}) + \frac{c_1 c_2}{b_2} (x - x_1).$$

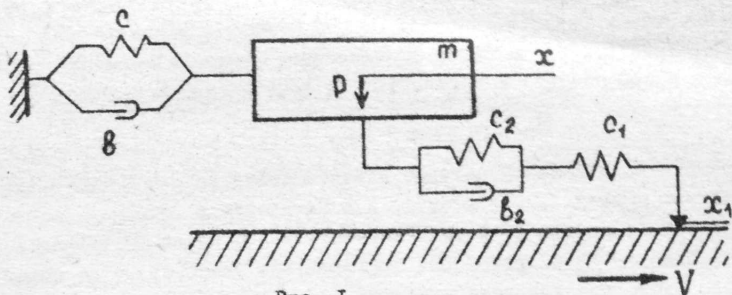


Рис. 1.

На этапе относительного покоя

$$\dot{x} = V, \quad T < fN,$$

в на этапе относительного скольжения

$$T = fN, \quad \dot{x} \neq V$$

(f - коэффициент трения, $N = P$ - нормальная реакция в контакте).

При расчетах была принята линейная трехфакторная модель коэффициента трения

$$f = d_0 + \sum_{i=1}^3 d_i y_i + \sum_{i=1}^3 \sum_{\substack{j=1 \\ (i \neq j)}}^3 d_{ij} y_i y_j$$

где d_0, d_i, d_{ij} - эмпирически определяемые коэффициенты; y_i - безразмерные переменные, соответствующие нормальному давлению N , температуре V и скорости скольжения $v_{от} = (v - \dot{x}_1)$.

На этапе относительного скольжения одновременно происходит накопление теплоты в узле трения и тепловыделение в окружающую среду. Если принять, что скорость повышения средней объемной температуры тела пропорциональна мощности трения $W_T(t)$, а тепловыделение происходит соответственно с экспоненциальным законом охлаждения, то

$$v_{ос}(t) = v_0 + [v_{ос}(t_{нс}) - v_0] e^{-k_2(t-t_{нс})} + k_1 \int_{t_{нс}}^t W_T(\tau) e^{-k_2(t-\tau)} d\tau,$$

Здесь: $t_{нс}$ - время начала скольжения, t - текущее время, ϑ_0 - температура окружающей среды, k_1 и k_2 - коэффициенты.

Температура на пятне фактического контакта определяется в виде суммы средней поверхностной и температуры вспышки

$$\vartheta_{\text{конт}} = \vartheta_{\text{пов}} + \vartheta_s,$$

которые на этапах скольжения рассчитываются по известным зависимостям, приведенным в работах А.В.Чичинадзе и др.

При расчетах на этапах относительного покоя учитывалось, что одновременно происходит выравнивание температуры по объему тела (т.е. средняя поверхностная стремится к средней объемной по экспоненциальному закону) и изменение средней объемной температуры

$$\vartheta_{\text{пов}}(t) = \frac{1}{t - t_{\text{нп}}} \int_0^{t - t_{\text{нп}}} \vartheta_{\text{об}}(t_{\text{нп}} + \tau) e^{-k_2 \tau} d\tau + [\vartheta_{\text{пов}}(t_{\text{нп}}) - \vartheta_{\text{об}}(t_{\text{нп}})] e^{-k_3(t - t_{\text{нп}})},$$

где $t_{\text{нп}}$ - время начала покоя, k_3 - коэффициент.

Результаты численного решения на ЭВМ поставленной задачи позволили для весьма широкого класса динамических систем (с частотами от нескольких герц и выше) исключить температуру из причин, вызывающих появление фрикционных автоколебаний в связи с тем, что скорость протекания динамических процессов оказывается значительно выше скорости изменения теплового состояния пары трения. При некоторых условиях температура может оказаться причиной возникновения автоколебаний в очень низкочастотных системах (периодом собственных колебаний порядка 10 и более секунд).

Для установления роли нормальных вибраций в процессе формирования сил трения рассмотрена динамическая модель, изображенная на рис. 2.

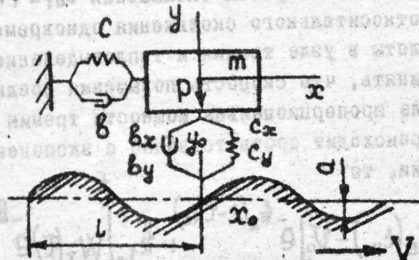


Рис. 2.

Основная система уравнений движения представленной модели имеет вид

$$m\ddot{x} + b\dot{x} + cx + b_x(\dot{x} - \dot{x}_0) + c_x(x - x_0) = 0, \quad b_x(\dot{x}_0 - \dot{x}) + c_x(x_0 - x) = T,$$

$$m\ddot{y} + b_y(\dot{y} - \dot{y}_0) + c_y(y - y_0) = -P, \quad b_y(\dot{y}_0 - \dot{y}) + c_y(y_0 - y) = N.$$

Два дополнительных уравнения вытекают из рассмотрения индивидуальных особенностей каждого из трех возможных этапов движения (табл. I).

Таблица I.

Дополнительные уравнения и условия
существования этапов движения

Этапы движения	Дополнительные уравнения	Условия существования этапа
Относительный покой	$\dot{x} = V, \quad \dot{y}_0 = 0$	$T < fN, \quad N > 0$
Относительное скольжение	$y_0 = a \sin \frac{2\pi}{L}(x_0 - Vt), \quad T = fN$	$\dot{x}_0 \neq V, \quad N > 0$
Полет ползуна	$T = 0, \quad N = 0$	$y_0 > a \sin \frac{2\pi}{L}(x_0 - Vt)$

Коэффициент трения подсчитывался по формуле

$$f = \alpha N^{-1/3} + \beta,$$

где α и β — коэффициенты.

На рис. 3. изображены построенные по результатам численного расчета на ЭВМ графики, иллюстрирующие характер движения ползуна в касательном направлении. Вид возникающих в динамической системе колебаний зависит от скорости скольжения; при $V < V_{рез}$ существуют релаксационные автоколебания (рис. 3,а), при $V > V_{рез}$ — квазилинейные (рис. 3,б). Здесь под резонансной $V_{рез}$ понимается скорость, при которой совпадают частота кинематического возбуждения основания и собственная частота ползуна в нормальном направлении. Анализ промежуточных результатов расчета показывает, что наибольшее влияние на характер

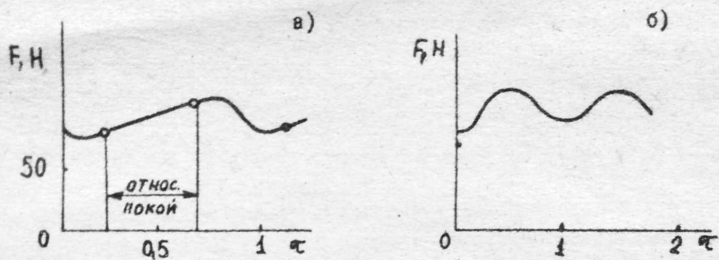


Рис. 3. Зависимость упругой силы $F = c x$ от безразмерного времени τ . а - $V = 0,01$ м/с, б - $V = 0,5$ м/с

существующего движения и на изменение силы трения оказывают подскоки ползуна.

Таким образом, все основные явления при трении удается объяснить только в том случае, если есть условия, при которых ползун совершает колебания в нормальном направлении. Анализ численных значений параметров системы и их сопоставление с данными Б.В.Буданова, Д.М.Толстого и др. позволил предположить, что причиной возбуждения нормальных вибраций являются не несовершенства поверхностей, а некоторая периодически изменяющаяся сила, подобная подъемной силе масляного клина, описанной В.А.Кудиновым для случая трения со смазкой.

В третьей главе приводятся результаты математического моделирования контактного взаимодействия поверхностей трения при их относительном покое и устойчивом скольжении. Окончательно выбранная для этих целей расчетная динамическая модель узла сухого трения изображена на рис. 4.

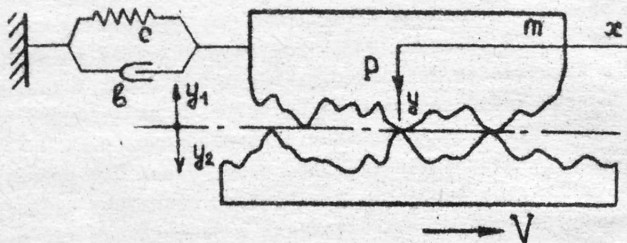


Рис. 4

Условие устойчивости рассматриваемой системы в случае, если учитывать только касательные движения ползуна, имеет вид

$$\beta > \frac{dT}{dV} \quad (1)$$

При моделировании контакта на устойчивом режиме было принято, что единичная шероховатость представляет собой весьма пологий сферический сегмент, реологические свойства которого могут быть описаны моделью Кельвина-Фойгта с нелинейными упругим и диссипационным элементами. Учет этих допущений позволил получить выражение для нормальной реакции единичного контакта

$$n = n_{\text{упр}} + n_{\text{дис}} = C_y \left[\delta - (r_1 + r_2) \frac{\theta^2}{2} \right]^{3/2} + \epsilon \theta^m \cos^m \xi, \quad (2)$$

где r_1 и r_2 - радиусы микровыступов; δ - их перекрытие; θ и ξ - углы, определяющие положение линии, проходящей через центры контактирующих шероховатостей; C_y и ϵ - коэффициенты; m - эмпирический показатель.

Для расчета силы трения принята линеаризованная зависимость И.В.Крагельского между нормальным σ и касательным τ напряжениями на площадке контакта

$$\tau = \tau_0 + \beta |\sigma| \quad (3)$$

(τ_0 и β - константы). Полученное с использованием (3) выражение для единичной силы трения принимает вид

$$t = \alpha n^{2/3} + \beta n. \quad (4)$$

Здесь параметр α зависит от размеров контактирующих шероховатостей и от механических характеристик материалов.

Производя суммирование (2) и (4) по всем точкам фактического контакта можно найти соответственно нормальную силу и силу трения для всей поверхности трения. Предположив, что число точек фактического контакта достаточно велико, суммирование было заменено интегрированием. Необходимая для этого функция плотности вероятности (ФПВР) распределения шероховатостей по глубине приповерхностного слоя $\varphi(y_i)$ представляет собой относительное число выступов с вершиной на текущей глубине y_i ($i = 1, 2$) и она была найдена с помощью опорной кривой Аббота. Используя степенную аппроксимацию Крагельского-Демкина начального участ-

ке опорной кривой, получили

$$\varphi(y_i) = \frac{x_i (\nu_i - 1)}{2\pi z_i h_i^{x_i}} y_i^{x_i},$$

где $x_i = \nu_i - 2$; x_i и ν_i — параметры опорной кривой; h_i — максимальная высота шероховатостей. Совместная ФПВР шероховатостей по глубине приповерхностного слоя, характеризующая вероятность одновременного нахождения в рассматриваемой точке шероховатостей с вершинами на глубине y_1 ползуна и y_2 основания определяется произведением этих двух независимых ФПВР

$$\varphi_1(y_1, y_2) = g y_1^{x_1} y_2^{x_2} \quad \left(g = \frac{x_1 x_2 (\nu_1 - 1) (\nu_2 - 1)}{4\pi^2 z_1 z_2 h_1^{x_1} h_2^{x_2}} \right).$$

Кроме того предполагалось, что все возможные точки контакта равномерно в некоторых интервалах распределены по углам θ и ξ . Суммарная по всей поверхности контакта нормальная сила определялась как математическое ожидание единичной нормальной силы (2), умноженное на общее число шероховатостей j_a . Подобным образом рассчитывалась и сила трения. При учете волнистости предполагалось, что все волны сферические или цилиндрические с параллельным направлением образующих и в пределах одной поверхности имеют одинаковую высоту H_i ($i=1,2$). Полученные при указанных допущениях формулы приведены в табл. 2.

Таблица 2.

Расчетные зависимости для сил контактного взаимодействия			
Величина	Расчетная формула		
	без учета волнистости	с учетом волнистости	
<u>Относительный покой поверхностей</u>			
Нормальная сила N	$K_0 j_a g c y^{x_1+x_2+7/2}$	$\frac{K_0 j_a g c y^{x_1+x_2+4}}{\sqrt{H_1+H_2}}$	$y^{x_1+x_2+4}$
Сила трения T	$K_0 \alpha j_a g c y^{2/3 x_1+x_2+3} + \beta N$	$\frac{K_0 \alpha j_a c y^{2/3} g}{\sqrt{H_1+H_2}} y^{x_1+x_2+7/2} + \beta N$	
<u>Относительное скольжение поверхностей</u>			
Нормальная сила N	$K_0 j_a g c y^{x_1+x_2+7/2}$	$\frac{K_0 j_a g c y^{x_1+x_2+4}}{\sqrt{H_1+H_2}}$	$y^{x_1+x_2+4}$

Здесь K_i – постоянные коэффициенты, Λ_ψ – монотонно возрастающая функция скорости, не имеющая аналитического выражения. Из табл. 2 видно, что выражения для нормальной силы в покое и при относительном скольжении повторяют друг друга с тем отличием, что коэффициенты K_4 (без волн) и K_5 (с волнами) перешли соответственно в произведения $K_{10}\Lambda_\psi$ и $K_{11}\Lambda_\psi$. Сравнение числовых значений в обоих случаях показывает, что $K_{10}\Lambda_\psi \geq K_4$, $K_{11}\Lambda_\psi \geq K_5$, причем равенства соблюдаются при $V=0$; с ростом скорости неравенства становятся все более сильными. Следовательно, изменение скорости скольжения приводит к изменению жесткости контакта или, с другой точки зрения, при скольжении тел друг относительно друга в контакте возникает подъемная сила, зависящая от скорости скольжения, а ползун при увеличении скорости "всплывает" над основанием.

На рис. 5 и 6, а приведены графики, построенные с использованием формул табл. 2. Кривая на рис. 6, б построена по результатам численного интегрирования зависимости (4) по всем возможным точкам фактического контакта (эти интегралы не выражаются в

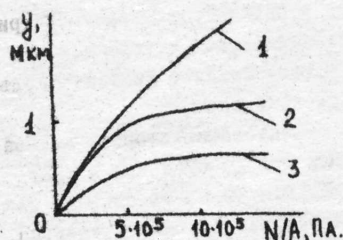


Рис. 5. Связь между приближением χ и нормальной силой N для шлифованных стальных поверхностей (A – площадь контакта).

1 – данные З.М. Левиной и Д.Н. Решетова, 2 – расчет с учетом волнистости, 3 – без учета волнистости

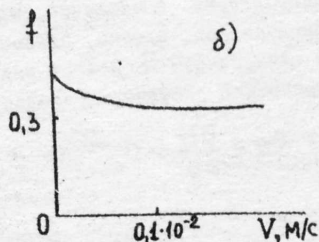
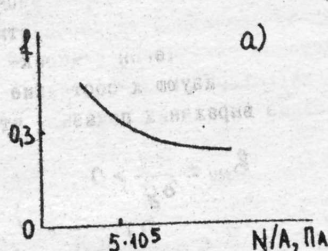


Рис. 6. Зависимость коэффициента трения f от нормальной силы N (а) и от скорости скольжения V (б)

замкнутой форме).

Расчет трения скольжения в изображенной на рис. 4 модели даже в численной форме оказался возможным лишь при малых скоростях. Все представленные здесь формулы и графики справедливы в том случае, когда микровыступы после прекращения контакта до момента нового касания успевают восстановить свои первоначальные форму и размер.

Для более полного исследования трения скольжения в неограниченном диапазоне скоростей была рассмотрена упрощенная модель поверхностей трения с регулярными неровностями равной высоты. Полученные при этом результаты полностью подтверждают качественную сторону основных выводов, сделанных по результатам расчета статистической модели рис. 4.

Специальные эксперименты, проведенные на машине трения ИПО НАТИ качественно подтвердили закономерности, выявленные расчетным путем.

Таким образом, разработанная математическая модель фрикционного контакта позволяет качественно описать зависимость коэффициента трения от нормальной силы, скорости скольжения, релогических свойств материалов пары и параметров микрогеометрии её поверхностей. Весьма важным обстоятельством, вытекающим из полученных результатов, является существование в контакте подъемной силы, зависящей от скорости скольжения.

В четвертой главе рассмотрена качественная сторона математической модели фрикционного контакта при возбуждении в узле трения неустойчивых режимов движения. Получены зависимости для расчета сил контактного взаимодействия, учитывающие совместно существующие в этом случае колебания касательного и нормального направлений. Вычисления, ввиду их чрезвычайной трудоемкости не проводились, однако, сделаны некоторые заключения о характере зависимости N и T от величин, характеризующих состояние динамической системы. Проведенный анализ выражений показал, что

$$\begin{aligned} c_N = \frac{\partial N}{\partial y} > 0, \quad c_T = \frac{\partial T}{\partial y} > 0, \quad b_{ny} = \frac{\partial N}{\partial \dot{y}} > 0 \\ b_{ty} = \frac{\partial T}{\partial \dot{y}} > 0, \quad b_{nx} = \frac{\partial N}{\partial \dot{x}} < 0, \quad b_{tx} = \frac{\partial T}{\partial \dot{x}} > 0. \end{aligned} \quad (5)$$

Показано также, что при возбуждении в узле трения неус-

тойчивых режимов скольжения (автоколебаний) среднее за период колебаний значение силы трения меньше её значения на устойчивом режиме. Для получения "чистых" значений коэффициента трения рекомендовано минимизировать все возникающие в испытательных машинах вибрации.

В пятой главе проведен анализ областей существования устойчивых режимов скольжения элементов фрикционной пары.

Уравнения движения принятой в этом случае динамической системы (рис. 4) имели вид

$$m\ddot{x} + b\dot{x} + cx = T, \quad m\ddot{y} = P - N.$$

Сила трения T и нормальная сила в контакте N являются существенно нелинейными функциями своих аргументов $\dot{x}, \dot{y}, y$. Однако, для расчета областей устойчивости достаточно рассмотреть возмущенное состояние системы, весьма близкое к устойчивому. Проводя линеаризацию малых отклонений системы от устойчивого состояния с учетом (5), получили

$$\begin{aligned} m\ddot{x}_0 + (b - b_{Tx})\dot{x}_0 + cx_0 - b_{Ty}\dot{y}_0 + c_T y_0 &= 0, \\ m\ddot{y}_0 + b_{Ty}\dot{y}_0 + c_N y_0 - b_{Nx}\dot{x}_0 &= 0. \end{aligned} \quad (6)$$

Здесь нижний индекс "0" означает отклонение соответствующей величины от её значения при устойчивом скольжении.

Границы областей устойчивости динамической системы (6) строились методом Рауса-Гурвица с использованием ЭВМ. Общий вид кривой, разграничивающей области устойчивых и неустойчивых режимов скольжения, изображен на рис. 7.

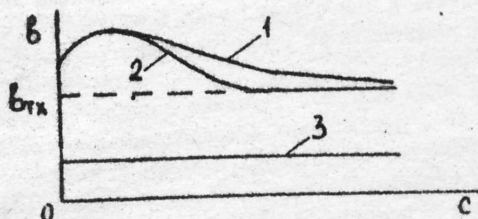


Рис. 7

В зависимости от сочетания параметров системы к своему минимуму $\dot{V} = \dot{V}_{\text{тх}}$ эта кривая приближается либо асимптотически (1) при $C \rightarrow \infty$, либо достигает этого значения при конечной жесткости (2) и при дальнейшем её увеличении сохраняет вид прямой (область устойчивости всегда лежит выше приведенных здесь кривых).

Уравнение прямой (3) имеет вид $\dot{V} = \dot{V}_{\text{тх}} - \dot{V}_{\text{нр}}$. Совместный анализ зависимостей, полученных в четвертой главе, позволяет заключить, что разность частных производных $\dot{V}_{\text{тх}} - \dot{V}_{\text{нр}}$ равна полной производной dT/dV , стоящей в правой части неравенства (1). Следовательно, условие (1), полученное при учете лишь касательных вибраций ползуна, является только необходимым, но не достаточным для обеспечения устойчивости скольжения.

Здесь также приведены результаты, демонстрирующие возможность появления в двухстепенной динамической модели узла трения неустойчивых режимов скольжения и в тех случаях, когда коэффициент трения увеличивается с ростом скорости или остается неизменным, чего не описывает одностепенная модель.

ОБЩИЕ ВЫВОДЫ

1. По результатам моделирования тепловых процессов в их взаимосвязи с динамическими установлено, что скорость изменения теплового состояния системы с узлом трения несоизмеримо мала по сравнению с наиболее характерной скоростью протекания динамических процессов. Температура трения может оказаться причиной появления фрикционных автоколебаний лишь в чрезвычайной низкочастотных системах с периодом собственных колебаний не менее нескольких секунд.

2. Установлено, что все основные известные явления при трении удается объяснить в том случае, если в контакте существует подымающая сила, зависящая от скорости относительного скольжения.

В результате решения задачи о движении ползуна с точечным контактом по основанию с регулярными несовершенствами удалось предложить новое толкование зависимости коэффициента трения от скорости скольжения, связывающее изменение коэффициента трения со свободой нормальных к поверхности трения вибраций.

3. Развитие модели контактного взаимодействия шероховатых волнистых поверхностей позволило получить зависимости, пригод-

ные для оценки нормальной жесткости контакта и описывающие характер влияния на коэффициент трения скорости скольжения, нормальной нагрузки, реологических свойств материалов и параметров микрогеометрии поверхностей. При этом установлено, что нормальная жесткость контакта при скольжении поверхностей увеличивается с ростом относительной скорости, поэтому возникает необходимость рассматривать узел трения как динамическую систему с внутренией обратной связью. Фрикционные автоколебания таких систем являются реализованными режимами неустойчивого скольжения.

4. Фрикционные характеристики, полученные на устойчивых режимах скольжения, дают наибольшие для данной пары значения коэффициента трения, которые при прочих равных условиях одинаковы для различных конструкций испытательных машин и не зависят от собственных динамических свойств последних. Для обеспечения устойчивых режимов скольжения при испытаниях фрикционных материалов разработаны "Рекомендации к условиям и методике получения паспортных фрикционных и износных характеристик пар трения".

5. При динамических расчетах машин с узлами сухого трения следует принимать во внимание две степени свободы относительно го движения элементов фрикционной пары. Если не учитывать свободу движений в нормальном к поверхности трения направлении, то области существования неустойчивых режимов скольжения оказываются существенно зауженными ;

- нельзя описать существования фрикционных автоколебаний для пар трения из материалов, у которых коэффициент трения не меняется или увеличивается с ростом скорости ;

- невозможно описать существование второй, более высокой, собственной частоты, которая оказывает существенное влияние на процесс трения .

Основное содержание диссертации опубликовано в работах :

1. Геккер Ф.Р., Хайралиев С.И. Влияние динамического контактного взаимодействия на силу трения скольжения//Машиноведение.-1985.-№5.-С.89-93.

2. Геккер Ф.Р., Хайралиев С.И. Влияние шероховатости и реологических свойств контактирующих тел на стационарные режимы скольжения//Изв. вузов. Машиностроение.-1986.-№5.-С.23-27.

3. Геккер Ф.Р., Хайралиев С.И. Зависимость характеристик трения от собственных свойств испытательной машины и образца //Тез. докл. всес. научн.-практ. конф. "Теория и практика соз-

дения, испытания и эксплуатации триботехнических систем".-М.: ВСНТО, 1986.-С.124-125.

4. Геккер Ф.Р., Хайралиев С.И. Контактное взаимодействие воднистых шероховатых поверхностей//МВТУ им. Н.Э.Баумана.-М., 1986.-28с.-Деп. в ВИНТИ 03.09.86, №6417-1386.

5. Геккер Ф.Р., Хайралиев С.И. Колебания упругозакрепленного тела на шероховатом движущемся основании//Тез. докл. всес. конф. по вибрационной технике.-Тбилиси, 1984.-С.87.

6. Математическое моделирование динамических процессов на фрикционном контакте узлов трения машин/Ф.Р.Геккер, А.И.Федоров, А.Г.Рыбалкин, С.И.Хайралиев и др.//Трение, износ и смазочные материалы. Тез. докл. междунар. научн. конф.-Ташкент, 1985.-Т.5.-С.67-68.

С.И. Хайралиев

Лит. № Л-46473 Подписано к печати 29.09.88. Зав. № 1019

Объем I п.л. Тираж 100 экз. Ротапринт МВТУ.

