

На правах рукописи



Мезрин Алексей Михайлович

**МОДЕЛИРОВАНИЕ ФОРМОИЗМЕНЕНИЯ ТЕЛ В СОПРЯЖЕНИЯХ
ПРИ БОЛЬШИХ ИЗНОСАХ**

01.02.04. – Механика деформируемого твердого тела

АВТОРЕФЕРАТ

диссертации на соискание ученой степени
кандидата физико-математических наук

Москва — 2011

Работа выполнена в Учреждении Российской академии наук
Институте проблем механики им. А. Ю. Ишлинского РАН (ИПМех РАН)

Научный руководитель: академик РАН, профессор
Горячева Ирина Георгиевна

Официальные
оппоненты: доктор физико-математических наук, профессор
Тарлаковский Дмитрий Валентинович

кандидат технических наук, доцент
Усов Павел Павлович

Ведущая организация: **Научно-исследовательский институт механики
Московского Государственного Университета
им. М. В. Ломоносова**

Защита состоится 26 января 2012 года в 15⁰⁰ часов на заседании
диссертационного совета Д 002.240.01 при Институте проблем механики им.
А. Ю. Ишлинского РАН по адресу: 119526, Москва, проспект Вернадского, д.
101, корп. 1, ауд. 237.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке ИПМех РАН.

Автореферат разослан « 26 » декабря 2011 года.

Ученый секретарь диссертационного совета

Д 002.240.01 при ИПМех РАН,

кандидат физико-математических наук



Сысоева Е. Я.

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность темы

Изнашивание тел в трибосопряжениях – сложный процесс, моделирование которого требует решения ряда связанных между собой задач: контактной задачи, определения параметров закона изнашивания, расчета эволюции формы взаимодействующих тел при изнашивании, а в определённых случаях – и решения динамической задачи взаимодействия изнашиваемых тел. При этом важным является выделение для каждого случая основных параметров и закономерностей, определяющих процесс изнашивания.

Определяющим фактором в подобного рода задачах является то обстоятельство, что величина износа в подавляющем большинстве случаев существенно превышает характерные для нормальной работы сопряжения упругие деформации. Поэтому при моделировании этого процесса необходимо учитывать изменение формы взаимодействующих тел при изнашивании, что во многих случаях требует пошагового алгоритма решения задачи и применения численных методов.

Данная работа посвящена решению этой комплексной задачи для условий сухого трения или близких к сухому, что актуально для многих технических приложений.

Радиальный подшипник скольжения – одно из наиболее распространенных сопряжений в машинах и механизмах. Для описания кинетики изнашивания этого сопряжения ранее использовались различные модели, при построении которых принимались упрощающие допущения, которые ограничивали область применения разработанных моделей. Так, в работе Блюмена А.В., Харача Г.М., Эфроса Д.Г. рассматривалась задача об износе тонкого покрытия на валу (обратная пара трения) в предположении, что угол контакта весьма мал. Это позволило авторам для оценки контактных давлений воспользоваться теорией локального контакта Герца. В работе Горячевой И.Г. и Добычина М.Н. было снято ограничение на малость угла контакта. Рассматривался износ тонкого покрытия, нанесённого на упругий вал, который вращается в упругой втулке. Деформации покрытия принимались пропорциональными контактными давлениям. Среди исследований изнашивания прямой пары трения (в которой изнашивается втулка, а вал является не изнашиваемым элементом) следует упомянуть работу Солдатенкова И. А., в которой для описания упругих свойств взаимодействующих тел использовалась упрощённая модель Винклера.

При более общей постановке задачи, учитывающей взаимный износ и упругость сопряжённых элементов, возникает проблема, связанная с описанием формоизменения втулки в процессе изнашивания. В работе Усова П. П., Дроздова Ю. Н. и Николашева Ю. Н. рассмотрен износ обоих контактирующих тел. Авторами сделано предположение о гладкости распределения функции износа по профилю втулки (т.е. $dl/d\varphi \ll 1$, где l – интенсивность изнашивания, φ – угловая координата), что влечёт за собой большую ошибку в расчётах в случае больших величин износа. В работе Теплового М.И. также

рассматривался взаимный износ двух упругих тел с учётом трения в зоне контакта с использованием допущения того, что контур втулки сохраняет форму кругового цилиндра ввиду малости её износа. В вышеуказанных моделях на конечной стадии моделирования возникает ошибка, вызванная пренебрежением изменением формы поверхности втулки. Поэтому разработка алгоритмов расчёта износа, учитывающих эволюцию контактных характеристик в процессе износа подшипника, является актуальной задачей.

Процесс изнашивания сопряжения вал-втулка можно условно разделить на режим приработки, который характеризуется нелинейной зависимостью износа от времени, и стационарный режим изнашивания, в котором износ, а также другие параметры (радиусы контактирующих поверхностей, размер области контакта) меняются со временем линейным образом и форма изношенной поверхности меняется слабо. Такая картина изнашивания характерна для большинства сопряжений; в том числе и для таких сложных, как трибодинамические системы. Их главной особенностью является наличие взаимного влияния динамических процессов и изменяющейся геометрии контактирующих тел. Наиболее важным и ярким представителем трибодинамических систем является система колесо-рельс. И для таких систем можно поставить вопрос о разделении стационарной фазы и фазы приработки, а также об исследовании формоизменения контактирующих поверхностей (профилей тел) в стационарной фазе.

При длительном моделировании контактного взаимодействия в сопряжении колесо-рельс процессы изнашивания приводят к тому, что профили колеса и рельса становятся всё более близкими. В результате резко возрастает чувствительность решения контактной задачи к изменению взаимного положения тел (колеса и рельса). Иными словами, малые относительные смещения тел приводят к резкому изменению положения областей контакта на их поверхности и резкому изменению сил в пятнах контакта, что затрудняет численное моделирование динамики движения экипажа. Это, в свою очередь, приводит к резкому снижению скорости расчётов (в десятки и сотни раз) и к нарастанию ошибки. В тоже время, область изнашивания в конце этапа приработки меняется мало.

Указанные обстоятельства явились основанием для разработки метода, с помощью которого можно предсказать профиль с большим износом на основе рассчитанных или имеющихся изношенных профилей без длительного и неустойчивого моделирования изнашивания в условиях приработанных профилей.

Цель и задачи исследования

Целью диссертации является разработка методов расчета эволюции контактных характеристик и формоизменения тел при больших износах.

Задачи исследования:

- разработать методику расчета параметров закона изнашивания на основе эксперимента с учетом распределения давлений и скоростей скольжения в пятне контакта (на примере схемы пальчик-диск);

- оценить ошибку при использовании приближенного метода расчета, основанного на предположении о равномерном распределении давлений и скоростей в области контакта; провести экспериментальные исследования по определению параметров закона изнашивания конкретных материалов по уточненной методике;
- построить модели, описывающие износ при контактном взаимодействии цилиндрических тел близких радиусов в плоской постановке: 1) упругого цилиндра (вала) и поверхности цилиндрического выреза в упругом пространстве (втулки), 2) жёсткого цилиндра и упругого слоя в вырезе бесконечной жесткой среды; изучить эволюцию контактных давлений и формоизменение вала и втулки в процессе изнашивания;
 - разработать метод прогнозирования эволюции формы изнашивающихся тел при больших износах для сложных трибодинамических систем (на примере системы колесо-рельс).

Методы исследования

Представленные в работе исследования опираются на фундаментальные подходы трибологии и механики контактного взаимодействия, на математические теории, развитые в работах И. Г. Горячевой и М. Н. Добычина с применением методов математического анализа и теории функции комплексного переменного. При проведении экспериментальных исследований используются стандартные методы анализа экспериментов. Для исследования закономерностей изнашивания использовался пальчиковый трибометр «Т-10». Для исследования эволюции формы изнашивающихся тел в системе колесо-рельс использовался комплекс программ трибодинамического моделирования, основанный на комплексе моделирования динамики подвижного состава «UMLoco».

Научная новизна

На базе эксперимента на трение и износ по схеме пальчик—диск разработана уточненная методика расчета зависимости интенсивности изнашивания от давления и скорости скольжения (закона изнашивания), учитывающая их распределение по пятну контакта, и определена поправка, возникающая при определении параметров в законе изнашивания по разработанной методике по сравнению с широко используемым приближенным методом, основанным на предположении о равномерном распределении давлений и скоростей в области контакта.

Рассмотрена задача о совместном износе упругого цилиндра (вала) и поверхности цилиндрического выреза в упругом пространстве (втулки) в плоской постановке. При постановке контактной задачи не используется ограничение на размер области контакта и величины износа, поэтому полученное решение пригодно для расчетов тяжело нагруженных подшипников скольжения при больших износах. На основании построенной модели изучена

эволюция контактных давлений и формоизменение вала и втулки в процессе изнашивания и рассчитан ресурс подшипника скольжения.

Также предложена упрощенная модель для расчета износа вала и втулки, в которой вместо сплошной среды для описания упругих свойств взаимодействующих тел используется модель основания Винклера. Показано, что упрощенная модель учитывает влияние формоизменения профиля на распределение давлений в зоне контакта и кинетику изнашивания контактирующих тел. Было произведено сравнение разработанных моделей по эволюции контактных параметров и формы профиля втулки во времени.

На основе анализа профилей, полученных в результате моделирования изнашивания тел в различных трибосопряжениях (вал-втулка, колесо-рельс), предложена интегральная характеристика – коэффициент формоизменения. С помощью введенной характеристики разработан метод прогнозирования эволюции формы профиля изнашивающихся тел с использованием пары выбранных профилей из заданной серии. Данная характеристика позволяет также произвести классификацию профилей изношенных железнодорожных колёс по типу износа (износного формоизменения).

Достоверность

Достоверность результатов диссертационного исследования обеспечивается физической обоснованностью постановки задачи, сравнением с известными решениями частных задач и решениями, полученными с помощью других программных комплексов.

Практическая значимость

Практическая значимость разработанных моделей и полученных результатов обусловлены прежде всего тем, что использование их на практике даёт возможность более точного прогноза работоспособности сопряжения и указывает пути её увеличения. В частности, учёт поправки к закону изнашивания в эксперименте на износ в некоторых случаях может повысить точность результатов. Разработанная модель расчёта изнашивания цилиндрических тел согласованной формы может быть использована для прогноза долговечности по износу и подбора оптимальных параметров тяжело нагруженных радиальных подшипников скольжения.

В то же время, использование разработанных методик прогнозирования износа позволяет сократить время моделирования. В случае моделирования сложных трибосопряжений, таких как колесо-рельс, время моделирования можно сократить в два и более раз. Предложенная методика позволяет также минимизировать величину обточки железнодорожных колёс в преимущественной области изнашивания при восстановлении их профилей, что позволяет уменьшить объем снимаемого материала и сохранить в некоторой степени наклёпанный слой на поверхности колеса.

Представляется к защите

- Способ оценки влияния распределения давлений и скоростей в области контакта на параметры уравнения изнашивания на базе эксперимента по схеме пальчик-диск.
- Методы расчёта формоизменения взаимодействующих тел и перераспределения контактных характеристик в процессе изнашивания пары трения типа вал-втулка при больших износах, основанные на моделировании вала и втулки, соответственно, упругим диском и упругой бесконечной плоскостью с круговым вырезом (плоская постановка), и на использовании одномерной модели Винклера для описания упругой податливости вала. Анализ эволюции контактных характеристик при различных параметрах материалов и начальной геометрии сопряжения. Сравнение результатов, полученных при помощи двух методов.
- Метод прогнозирования эволюции изнашивания тел при больших износах в стационарном режиме изнашивания. Классификация профилей изношенных железнодорожных колёс по типу износа. Методика оптимизации обточки колёс при восстановлении их профилей.

Апробация работы

Большая часть работы доложена на Научных конференциях МФТИ (Москва, 2005, 2006, 2007, 2008, 2009, 2010); Международных научно-технических конференциях «Полимерные композиты и трибология» (Беларусь, Гомель, 2007, 2011); конференции «Ломоносовские чтения» (Москва, МГУ, 2010), на семинаре по механике фрикционного взаимодействия им. И.В. Крагельского (Москва, Институт проблем механики РАН, 2010), на семинаре «Механика сплошной среды» им. Л. А. Галина (Москва, Институт проблем механики РАН, 2011).

Публикации

Основные результаты, представленные в работе, опубликованы в пяти статьях [1-5], четыре из которых – в журнале из перечня ВАК.

Структура и объём работы

Работа изложена на 120 страницах, иллюстрирована 46 рисунками. Диссертация состоит из введения, трёх глав и приложения. Список цитируемой литературы содержит 75 наименований.

ОСНОВНОЕ СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во введении указана актуальность работы, её новизна, формулируется цель работы. Также приводится обзор литературы по данной тематике. Изложены основные положения диссертационной работы по главам.

В первой главе на базе эксперимента на трение и износ по схеме пальчик–диск рассчитаны параметры зависимости интенсивности изнашивания от давления и скорости скольжения с учетом их распределения по пятну контакта. Проведено сравнение этих параметров с полученными в предположении равномерного распределения давлений и скоростей. При выводе соотношений предполагалось, что область контакта не изменяется в процессе изнашивания, диск не изнашивается; исследование проводилось для установившегося режима изнашивания.

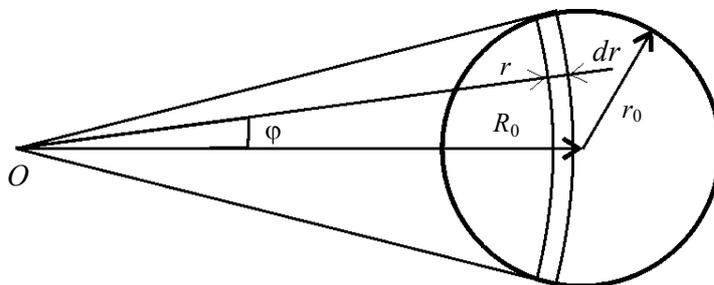


Рис. 1. Схема пятна контакта

При разработке уточненной методики расчета параметров уравнения изнашивания предполагается, что имеются данные эксперимента по изнашиванию пальчика цилиндрической формы с неизменной площадкой контакта радиусом r_0 по не изнашиваемому контробразцу. Экспериментально полученная зависимость интенсивности изнашивания (сближение образцов на единице пути трения) I от среднего давления на контакте P и скорости скольжения центра площадки контакта V в установившемся режиме изнашивания аппроксимируется степенной функцией вида:

$$I = k_e P^{\alpha_e} V^{\beta_e}, \quad (1.1)$$

где

$$P = \frac{Q}{\pi r_0^2}, \quad V = \omega R_0, \quad (1.2)$$

ω — угловая скорость вращения диска, R_0 — радиус траектории движения центра пятна контакта (см. рис. 1). k_e , α_e , β_e — экспериментально найденные значения параметров закона изнашивания.

Ставится задача найти параметры локального закона изнашивания вида

$$I = k p^\alpha(x, y) v^\beta(x, y), \quad (1.3)$$

где $p(x, y)$; $v(x, y)$ — распределения давлений и скоростей на пятне контакта соответственно. Параметры уравнения (1.3) также определяются в установившемся режиме изнашивания, который характеризуется постоянным значением интенсивности изнашивания I в каждой точке контакта. При этом давление и скорость в каждой точке пятна контакта, вообще говоря, разные. Распределение давления определяется уравнением равновесия, а скорость — расстоянием до центра круга катания r :

$$Q = \iint_{\Omega} p(x, y) dx dy, \quad v = \omega r. \quad (1.4)$$

Выражения для параметров локального закона изнашивания k , α , β находятся из уравнений (1.1-1.4) через известные величины k_e , α_e , β_e в полярной системе координат:

$$\alpha = \alpha_e; \quad \beta = \beta_e; \quad k = k_e \frac{J_0^\alpha R_0^{\beta+1}}{(\pi r_0^2)^\alpha} \quad (1.5)$$

$$\text{где } J_0 = 2 \int_{R_0-r_0}^{R_0+r_0} r^{1-(\beta+1)/\alpha} \arccos\left(\frac{R_0^2 - r_0^2 + r^2}{2R_0 r}\right) dr.$$

С учётом замены r на новую переменную ε :

$$r = R_0 + \varepsilon R_0; \quad \varepsilon_0 = \frac{r_0}{R_0}; \quad \varepsilon \in [-\varepsilon_0, \varepsilon_0], \quad (1.6)$$

получим:

$$k/k_e = J_1^\alpha, \quad J_1 = \frac{2}{\pi} \int_{-\varepsilon_0}^{\varepsilon_0} \frac{1}{\varepsilon_0^2} (1 + \varepsilon)^{1-(\beta+1)/\alpha} \arccos\left(\frac{1}{2} \left(\frac{1 - \varepsilon_0^2}{1 + \varepsilon} + 1 + \varepsilon\right)\right) d\varepsilon. \quad (1.7)$$

Данный метод определения параметров локального закона изнашивания был применен в эксперименте по изнашиванию фторопласта. На основании массива данных, полученных в эксперименте, проводилась аппроксимация зависимости интенсивности изнашивания степенной функцией вида (1.1).

Уравнение, связывающее интенсивность изнашивания со средним давлением на пятне контакта и скоростью центра пятна, имеет вид:

$$I = 4 \cdot 10^{-7} P^{1,06} V^{0,56}. \quad (1.8)$$

Коэффициент k локального закона изнашивания, найденный из уравнения (1.7) при $\varepsilon_0 = 0,2$, равен 4,04. Таким образом, локальный закон изнашивания имеет вид:

$$I = 4,04 \cdot 10^{-7} p^{1,06} v^{0,56}. \quad (1.9)$$

Для данного эксперимента различие между коэффициентами приближенного и локального законов изнашивания пренебрежимо мало.

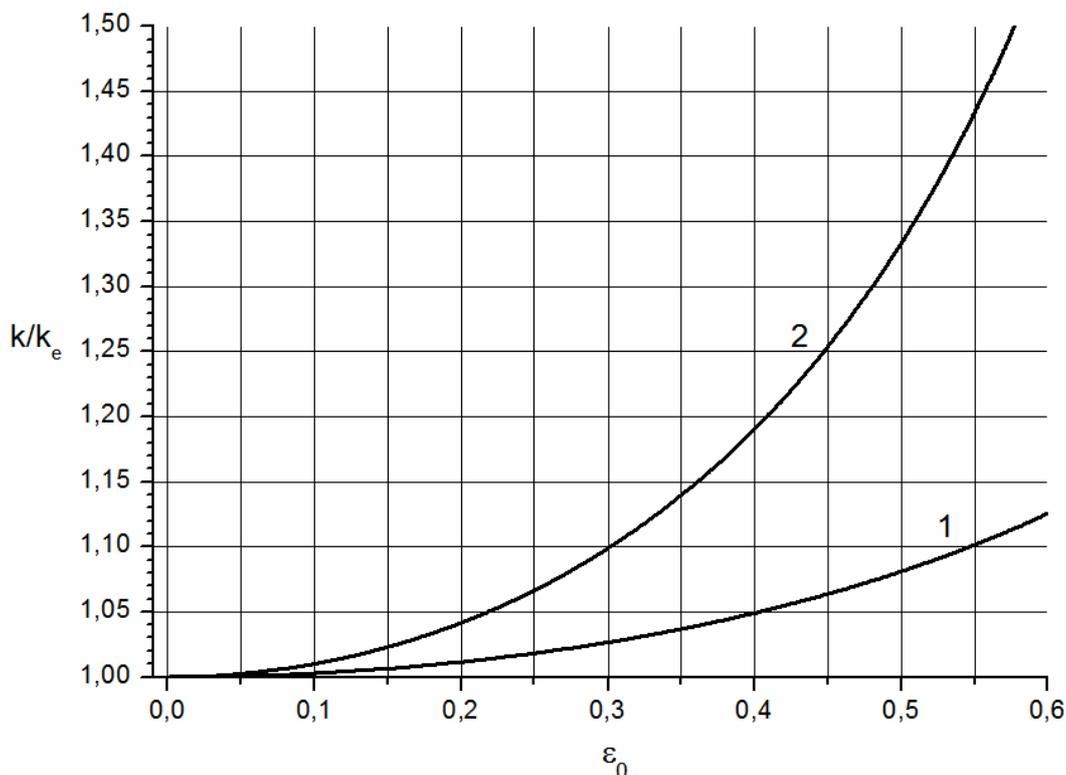


Рис. 2. Зависимости $k/k_e(\varepsilon_0)$ при $\alpha = 1,06; \beta = 0,56$ (кривая 1); $\alpha = 0,5; \beta = 1$ (кривая 2)

В работе была проанализирована зависимость величины поправки к уравнению изнашивания от параметра ε_0 для различных значений параметров α и β (рис. 2). Кривая 1 получена для $\alpha = 1,06; \beta = 0,56$, которые были найдены в эксперименте. Расчеты показывают, что при небольших ε_0 влияние распределения скоростей и давлений в пятне контакта на результаты невелико и этими распределениями можно пренебречь. Ошибка определения функции интенсивности изнашивания (поправка к зависимости (1.9)) увеличивается при переходе к материалам, имеющим высокие значения параметров уравнения изнашивания, и в ряде случаев может быть существенна. Кривая 2 построена при параметрах закона изнашивания $\alpha = 0,5; \beta = 1$. При исследовании материалов с такими параметрами необходимо либо уменьшать параметр ε_0 (изменять геометрию), либо учитывать поправку к закону изнашивания.

Во второй главе рассмотрена задача о совместном износе упругого цилиндра и поверхности цилиндрического выреза в упругом пространстве (в плоской постановке).

Рассмотрен контакт упругого цилиндра S_0 радиуса R_0 с круговым отверстием радиуса R_1 в бесконечной упругой среде S_1 (рис.3).

Считалось, что радиусы R_0 и R_1 мало отличаются друг от друга. Вал нагружен погонной силой Q , которая распределена по верхней полуокружности вала и действует в направлении, противоположном оси y . Считается также, что сечение сопряжения находится в условиях плоской деформации. Упругий цилиндр S_0 вращается в цилиндрическом вырезе упругой среды S_1 , при этом оба тела изнашиваются. Интенсивности износа вала $\frac{dW_0}{dl}$ и втулки $\frac{dW_1}{dl}$ зависят от

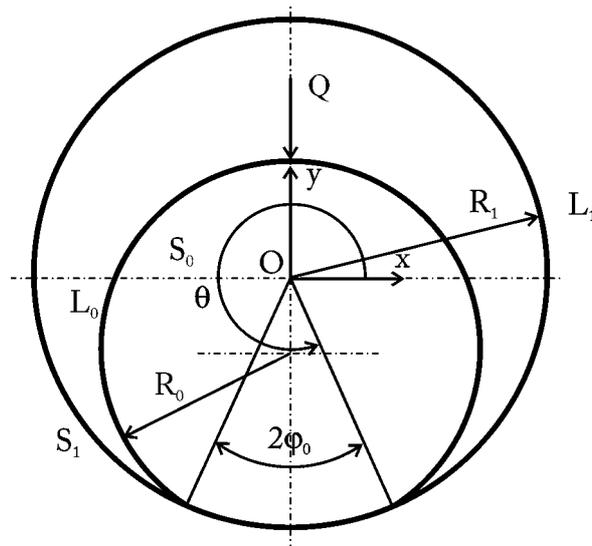


Рис. 3. Схема контакта вал-втулка

контактных давлений p и линейной скорости скольжения v и задаются соотношениями:

$$\frac{dW_0}{dl} = K_0 \cdot p^{\alpha_0} \cdot v^{\beta_0},$$

$$\frac{dW_1}{dl} = K_1 \cdot p^{\alpha_1} \cdot v^{\beta_1},$$
(2.1)

где $K_i, \alpha_i, \beta_i (i=0,1)$ – заданные параметры.

Схема решения данной задачи изображена на рис. 4.

На первом шаге начальные данные, такие как упругие характеристики материалов, геометрические размеры подшипника, нагрузка, количество оборотов вала на одном шаге, уравнение износа, поступают в блок расчёта контактной задачи. В этом блоке рассчитывается распределение давлений и область контакта. По рассчитанному



Рис. 4. Схема модели расчёта

распределению давления и уравнению износа, параметры которого берутся из начальных данных, и найденному распределению давлений на каждом s -м шаге рассчитывается эпюра износа (распределение съёма материала вдоль тела) и новый профиль втулки. Также здесь вычисляется и износ вала, который считается равномерным по всей окружности. По полученному профилю втулки и вала вычисляется зазор на s -ом шаге. Далее определяется введенный эффективный радиус втулки (см. ниже), который зависит от профиля изношенной поверхности втулки. На основе этого эффективного радиуса и радиуса изношенного вала вновь решается контактная задача на следующем $(s+1)$ -ом шаге. По достижении предельно допустимого зазора этот цикл обрывается.

При решении контактной задачи использовалось уравнение Каландия:

$$k\sigma_r(t_0) + \frac{t_0}{\pi i} \int_{\gamma} \frac{\dot{\sigma}_r(t)}{t-t_0} dt - \frac{h}{2\pi i} \int_{\gamma} \frac{\sigma_r(t)}{t} dt = pH_0(t_0) + \frac{qi}{2\pi} P \left(\frac{\rho}{t_0} - \frac{t_0}{\rho} \right) - m(1-\rho), \quad (2.2)$$

где σ_r – искомое распределение давлений по нормали, $P = Q/R_1$ – приведённая нагрузка, $t_0 = x+iy$, $\rho = R_0/R_1$, $t_0 \in L_0$ и

$$\begin{aligned} \varepsilon &= 2[G_1(\chi_0 + 1)\rho + G_0(\chi_1 + 1)]^{-1}, \\ k &= \frac{1}{2}\varepsilon[G_0(\chi_1 - 1) - G_1(\chi_0 - 1)\rho], \\ h &= \frac{1}{2}\varepsilon G_0(\chi_1 + 1), \quad m = 2\varepsilon G_0 G_1, \end{aligned} \quad (2.3)$$

$$p = \varepsilon G_1(\chi_0 + 1)\rho, \quad q = \varepsilon \chi_1 G_0,$$

$$\chi_i = 3 - 4\mu_i, \quad G_i = \frac{E_i}{2(1 + \mu_i)}, \quad i = 0, 1,$$

Индекс 0 относится к материалу цилиндра S_0 , 1 – к упругой среде S_1 .

Функция $H_0(t_0)$ в уравнении (2.2) определяется внешними усилиями, приложенными к цилиндру, по формуле

$$H_0(t_0) = \operatorname{Re} \left\{ F_0(t_0) - t_0 F_0'(t_0) - \frac{1}{2} F_0(0) \right\}, \quad (2.4)$$

где

$$F_0(t_0) = -\frac{P}{2\pi i [i\rho - t_0]}. \quad (2.5)$$

Условиями применимости этой формулы являются: отсутствие трения (на практике означающее его малость, т.е. малость касательных сил по сравнению с нормальными) и возможность представления вала и втулки окружностями близкого радиуса в области контакта в недеформированном состоянии.

Для решения данного уравнения был использован коллокационный метод Мультотпа-Каландия, заключающийся в построении интерполяционного полинома Лагранжа по узлам Чебышёва для искомой функции $\sigma_r(v)$:

$$L[\sigma_k, x] = \frac{2}{n+1} \sum_{k=1}^n \sigma_k \sum_{l=1}^n \sin lv_k \sin lv. \quad (2.6)$$

В итоге решение контактной задачи сводится к решению системы из n линейных алгебраических уравнений относительно неизвестных σ_k , где n – количество узлов полинома Лагранжа.

В процессе численного моделирования определялись значения давления σ_k в точках с координатами v_k . По найденным значениям рассчитывалась

величина приведенной нагрузки P . Реальная нагрузка Q для сопряжения, имеющего размеры R_0 и R_1 , определялась по формуле

$$Q = PR_1. \quad (2.7)$$

Далее искались такие давления σ_k , для которых реальная нагрузка совпадала бы с заданной. Для этого был использован модифицированный метод Ньютона (метод секущей). По найденным давлениям σ_k , используя формулу (2.6), находились давления $\sigma(\varphi)$ в узлах, связанных с втулкой.

По найденному распределению давлений на основании заданных уравнений износа (2.1) интегрированием по пути трения l находятся износы вала W_0 (он считается равномерным по всей поверхности) и втулки $W_1(\varphi)$ на s -ом обороте:

$$W_0^s = \Delta R_0^s = R_0^{s-1} NK_0 \int_{-\varphi_0^s}^{\varphi_0^s} p_s^{\alpha_0}(\varphi) \cdot \nu^{\beta_0} d\varphi, \quad (2.8)$$

$$W_1^s(\varphi) = 2\pi R_0^{s-1} NK_1 \cdot p_s^{\alpha_1}(\varphi) \cdot \nu^{\beta_1},$$

где N – количество оборотов, совершённых валом за текущую итерацию, $p_s(\varphi) = \sigma_r(\varphi)$ – контактные давления на s -ом шаге. Далее находится новый профиль втулки и радиус вала.

Текущий зазор вычисляется как разница исходных диаметров втулки и вала плюс суммарный (с момента начала расчёта) износ в точке первоначального касания ($\varphi=0$):

$$H(N) = 2(R_1 - R_0) + \sum_{i=1}^N (2W_0^i + W_1^i(0)). \quad (2.9)$$

В процессе износа втулки изменяется её форма. Профиль всё больше отличается от окружности. Поскольку изложенный выше метод определения контактных давлений справедлив лишь для профилей, описываемых окружностью, то для расчёта контактных давлений изношенная часть профиля втулки на каждом шаге заменялась окружностью, радиус которой (R_1^{s+1} — эффективный радиус втулки на $(s+1)$ -м шаге) выбирался из условия минимума среднеквадратичного отклонения изношенной части профиля втулки (\mathcal{Y}_s) от окружности с искомым радиусом:

$$\int_{\mathcal{Y}_s} \left[\left(R_1^s - W_1^s(\varphi) \right) - R_1^{s+1} \right]^2 d\varphi \rightarrow \min. \quad (2.10)$$

Приближённое решение данной задачи для случая близких радиусов (с точностью до среднего квадрата отклонения каждого аппроксимируемого профиля от окружности) было найдено в аналитическом виде (см. рис. 5, формулы 2.11).

Поскольку шаг по износу мал, а отклонения формы втулки от окружности также малы по сравнению с радиусом и при больших износах, то достаточная

точность решения задачи (2.10) достигалась во всех случаях на первой итерации использования приближения (2.11).

$$\delta = \frac{L \cdot K - M}{K^2 - K_2}, \text{ где} \quad (2.11)$$

$$M = \frac{1}{n} \sum_i l_i \cos \alpha_i, \quad L = \frac{1}{n} \sum_i l_i, \quad K = \frac{1}{n} \sum_i \cos \alpha_i, \quad K_2 = \frac{1}{n} \sum_i \cos^2 \alpha_i$$

Здесь δ – смещение по вертикали центра новой окружности, приближающей текущий изношенный профиль относительно центра окружности, приближающей предыдущий изношенный профиль.

На следующем шаге снова решается контактная задача, но для эффективного радиуса R_0^{s+1} и нового (с учётом износа) радиуса вала R_0^{s+1} . Эта итерационная процедура останавливается по достижению предельного зазора.

Изложенная методика расчета была использована в следующих случаях:

1) изнашивается только втулка, $K_0 = 0$,

$$K_1 = 10^{-16},$$

2) изнашивается только вал, $K_0 = 10^{-16}$, $K_1 = 0$,

3) изнашиваются оба тела, $K_0 = K_1 = 10^{-16}$.

Для остальных параметров были взяты следующие значения: $\alpha_0 = \alpha_1 = 1.3$, $\alpha_0 = \alpha_1 = 0$; погонная нагрузка $Q = 10^5 \text{ Н/м}$, $E_0 = E_1 = 2 \cdot 10^{11} \text{ Па}$, $\mu_0 = \mu_1 = 0.3$, $R_1 = 5 \cdot 10^{-3} \text{ м}$, начальный зазор $\varepsilon_0 = 6 \cdot 10^{-6} \text{ м}$, предельно допустимый зазор $\varepsilon = 5 \cdot 10^{-5} \text{ м}$.

Результаты расчётов показывают, что в случае изнашивания обоих тел и в случае, когда изнашивается только вал, эффективный радиус втулки стремится к радиусу вала, который также изнашивается (рис. 8 и 6). При этом, как и следовало ожидать, в первом случае по мере изнашивания увеличивается угол области контакта (рис. 6), а максимальное контактное давление падает. Когда изнашивается только вал, размер области контакта уменьшается из-за уменьшения радиуса вала (рис. 7). Максимальное контактное давление, в отличие от первого случая, возрастает. Следует отметить, что при аппроксимации изношенной части профиля втулки окружностью происходит завышение оценки эффективного радиуса втулки, что приводит к занижению величины угла контакта при больших износах втулки (см. кривые 1 и 3 на рис. 6 и 8, соответственно).

Во всех трёх случаях увеличение зазора в зависимости от количества оборотов вала идёт равномерно, за исключением небольшого участка в начале изнашивания (стадия приработки).

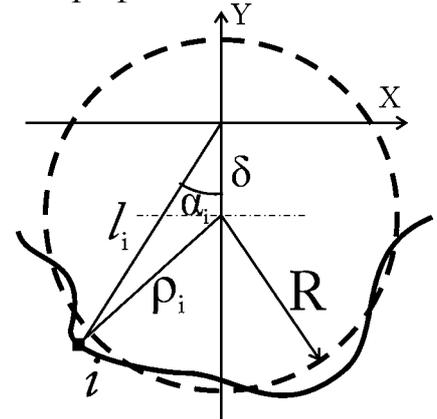


Рис. 5. Аппроксимация изношенной части втулки окружностью. Индексы i относятся к точкам профиля втулки (сплошная линия).

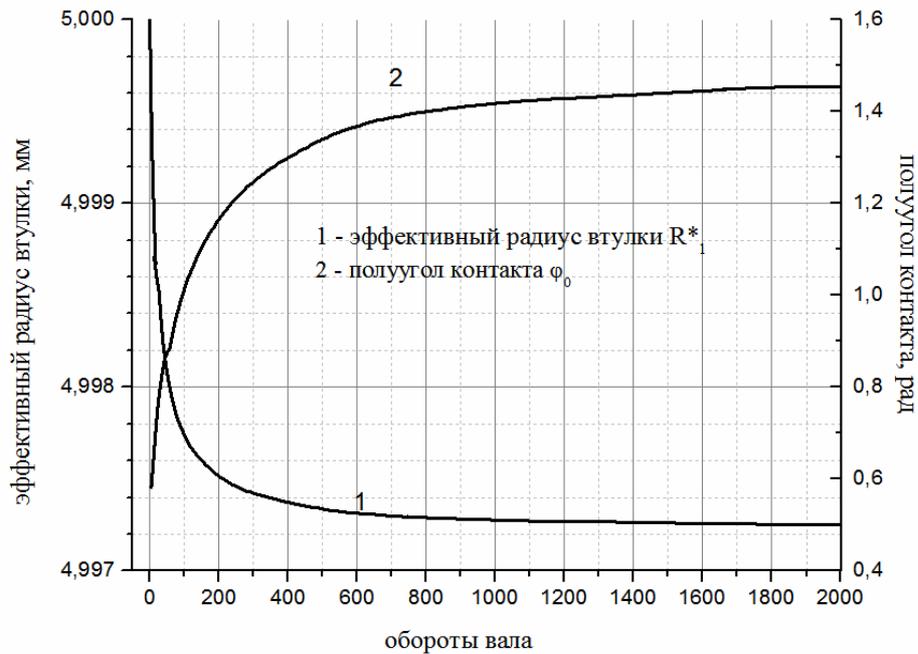


Рис. 6. Зависимость эффективного радиуса втулки (1) и полуугла контакта (2) от числа оборотов вала для случая 1) $K_0=0, K_I=10^{-16}$.

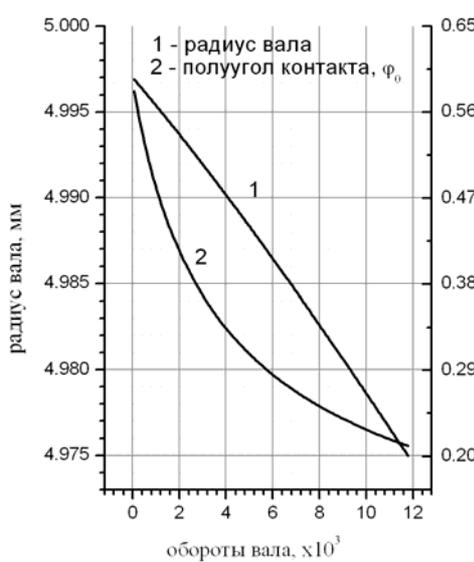


Рис. 7. Зависимость радиуса вала (1) и полуугла контакта (2) от числа оборотов вала для случая 2) $K_0=10^{-16}, K_I=0$.

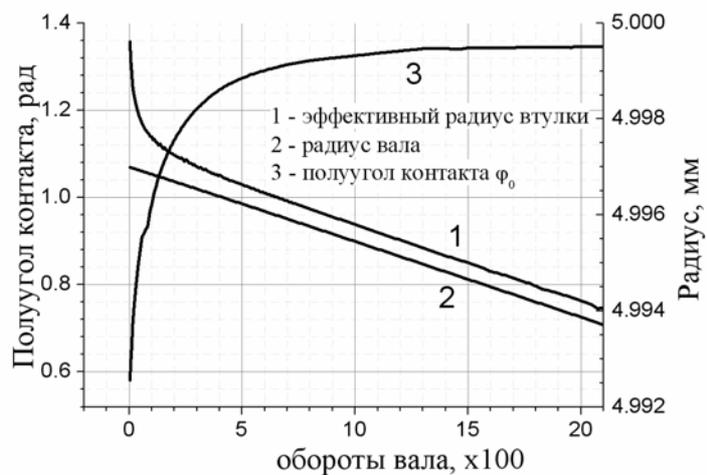


Рис. 8. Зависимость эффективного радиуса втулки (1), радиуса вала (2) и полуугла контакта (3) от числа оборотов вала для случая 3) $K_0=K_I=10^{-16}$.

Также было проанализировано влияние начального зазора на работу подшипника. Показано, что при уменьшении зазора в 3.5 раза ресурс работы подшипника увеличивается почти в полтора раза. Исследование влияния зазора (ε_T) может быть полезно при предварительной оценке влияния температуры (T) на ресурс, из-за разницы теплового расширения вала и втулки: $\varepsilon_T = \varepsilon_0 - (\lambda_0 - \lambda_1)R_0(T - T_0)$, где λ_0, λ_1 – коэффициенты температурного расширения материалов.

Предложена также другая упрощённая методика расчета износа вала и втулки на основе моделирования втулки телом Винклера (вал считался

жёстким). Коэффициент податливости (K) рассчитывался исходя из нормировки на решение Герца, т.е. искался такой коэффициент, который давал бы в условиях применимости решения Герца (малый угол контакта) размер области контакта, равный рассчитанному на основе модели Винклера:

$$p(x) = K \cdot u,$$

$$K = \frac{3}{16} (\pi E^*)^{3/2} \left(\frac{1}{QR^*} \right)^{1/2}, \quad (2.12)$$

где Q – погонная нагрузка, u – внедрение, E^* – приведённый модуль Юнга, R^* – приведённый радиус.

Результаты моделирования показали, что характерная форма профиля втулки меняется. Вначале она имеет вид параболы. По мере износа она плавно меняется, стремясь к предельной, полученной аналитически И. А. Солдатенковым:

$$p(x, a) \rightarrow \frac{Q \cos x}{r(a + \sin a \cos a)}, \quad (2.13)$$

$$t \rightarrow \infty, x \in (-a, a).$$

В работе было проведено сравнение результатов, полученных при помощи двух моделей. Показано, что характерная форма распределения давлений в зоне контакта, рассчитанная на основании первой модели, имеет форму эллипса, в то время как вторая модель даёт изменение формы эпюры давлений от параболы к синусоиде. Различен также и характер эволюции угла контакта. В первой модели он быстро проходит стадию приработки, выходя на постоянную величину, во второй же модели он плавно возрастает, асимптотически стремясь к предельному значению. Показано, что первая модель даёт меньший ресурс работы сопряжения, чем вторая.

Процесс приработки и его завершение можно наблюдать по графикам контактных параметров, таких как полуугол контакта, скорость изменения которого во времени непостоянна. На стадии приработки происходит стабилизация температурного поля, формирование равновесной шероховатости и форм контактирующих поверхностей. В стационарном режиме изнашивания контактные параметры меняются равномерно со временем. Поэтому уже на начальном этапе стационарного режима можно, не продолжая моделирования, оценить ресурс узла трения.

Такая же картина наблюдается и при исследовании кинетики изнашивания различных трибосистем, в том числе такой сложной системы как колесо-рельс (рис. 9). В каждый момент времени контакт между телами происходит в небольших областях – пятнах контакта, положение которых на профиле тел постоянно меняется. Это и определяет фундаментальное отличие этой трибодинамической системы от рассмотренных выше трибосистем.

Опираясь на зависимость интенсивности изнашивания от пробега (времени), процесс изнашивания в такой системе также можно разделить на приработку и квазиустановившийся режим изнашивания, при котором эпюра

износа меняется во времени равномерным образом. На основании подхода, излагаемого в главе 3, оказывается возможным прогнозировать не только линейные величины износа, но и эволюцию формы изнашивающихся тел в условиях квазиустановившегося режима изнашивания.

В третьей главе решается задача аппроксимации профилей изношенных тел в сопряжениях (прогнозирование износа).

Если изнашивание находится в стадии стационарного процесса (причём определение стационарности может быть, вообще говоря, достаточно широким), то возможно предсказать дальнейшую эволюцию формы взаимодействующих тел или одного из тел этого сопряжения в некоторых диапазонах времени или величин износа. Так, в простейшей схеме пальчик–диск (глава 1) выход на стационарный режим позволяет использовать линейную аппроксимацию изнашивания, например, пальчика в достаточно широком диапазоне износов. Подобный принцип можно распространить и на более сложные трибосистемы, однако методика прогнозирования при этом существенно усложняется.

Здесь предложена методика, позволяющая прогнозировать эволюцию формы профилей при установившемся режиме изнашивания.

Получение изношенного профиля с бóльшим износом на основе имеющихся профилей является задачей экстраполяции. Иными словами, по некоторому набору линий (изношенных профилей) определяется новая линия – профиль, соответствующий большему износу. Сложность задачи состоит в выборе подходящей системы координат сразу для всех профилей. Причём с ростом общего износа с течением времени происходит расширение области изнашивания на профиле, что эквивалентно расплыванию введённой выше поверхности с течением времени.

Для экстраполяции профилей изношенных тел качения потребуется ввести интегральный параметр – коэффициент, учитывающий отношения форм двух исследуемых профилей (коэффициент формоизменения). В целях удобства практического использования значения коэффициента формоизменения (далее – КФ) должны лежать в конечном диапазоне, например, от 0 до 1, а исследуемая область изнашивания должна определяться в процессе самого изнашивания, т.е. не зависеть от произвольно взятых параметров. Кроме того, КФ должен определяться через наименьшее количество параметров.

Естественно (и удобно с вычислительной точки зрения) ввести этот параметр с помощью метода наименьших квадратов. Вначале для двух исследуемых профилей ищется максимальная область, которая подверглась

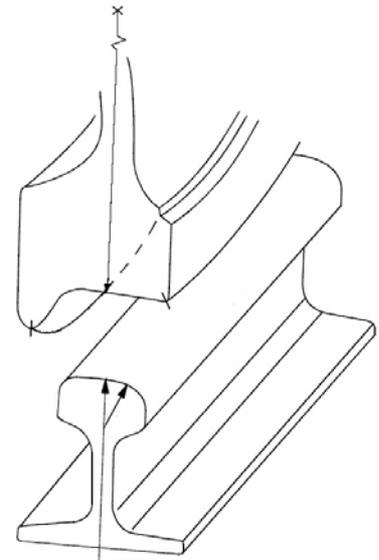


Рис. 9. Пара колесо-рельс. Рабочая область профиля колеса выделена штрихами.

изнашиванию, т.е. та максимальная часть профилей, где они не совпадают, а совпадающие концы отбрасываются. Определим КФ как минимальное среднеквадратичное отклонение одного профиля относительно другого при преобразовании последнего параллельным сдвигом. Однако при смещении одного из профилей по горизонтали возникнет, вообще говоря, неопределённость – потребуется доопределять профили на краях некоторой функцией. Чтобы избежать неоднозначности в этом случае, поступим иначе.

Произвольный параллельный сдвиг одного профиля относительно другого можно рассматривать как сдвиг параллельно оси ординат в другой системе координат, повернутой относительно исходной (в которой изначально задаются профили) на некоторый угол φ . После этого методом наименьших квадратов решается задача минимизации среднеквадратичного отклонения для двух профилей по переменным $\varphi, \Delta Y$, где ΔY – сдвиг вдоль оси ординат профиля. При таком подходе не изменяется область определения профилей (проекция на ось абсцисс), т.к. сдвиг происходит только вдоль оси ординат.

Коэффициент формоизменения, определяющийся таким образом, удовлетворяет вышеперечисленным требованиям. Формула для него имеет вид:

$$K = \min_{\varphi \in [\varphi_1, \varphi_2]} K(\varphi), \text{ где } K(\varphi) = 1 - \frac{\left(\int_{G(\varphi)} {}^\varphi h(x) dx \right)^2}{l(\varphi) \int_{G(\varphi)} {}^\varphi h^2(x) dx}, \quad (3.1)$$

где ${}^\varphi h(x)$ – т.н. эпюра износа для пары профилей (разность пары профилей); $G(\varphi)$ – область интегрирования; являющаяся областью изнашивания, $l(\varphi)$ – длина проекции области изнашивания (области $G(\varphi)$) на ось Ox преобразованной системы координат. Верхний левый индекс φ указывает, что данная функция получена в результате преобразования поворота, при котором изменяется как сама функция, так и значения переменной x .

В работе показывается, что если после некоторого момента времени t_0 коэффициент формоизменения относительно некоторого профиля из имеющейся серии профилей и соответствующий ему угол поворота φ_{\min} , стационарны (в обычном смысле), то эпюра износа для пары профилей из стационарной области значений после момента времени t_0 эволюционирует в виде преобразования растяжений по осям Oy и Ox в системе координат, соответствующей $\varphi_{\min} = const$. Иными словами, с течением времени эпюра растягивается по горизонтали и вертикали, образуя тем самым новые изношенные профили.

Используя это свойство, можно построить следующую методику экстраполяции изношенного профиля, этапы которого таковы:

Этап 1. По имеющемуся набору профилей, полученных с помощью модели, строится функционал – КФ (3.1). С помощью этого функционала определяется базисная пара профилей для экстраполяции и система координат, в которой будет происходить построение экстраполируемого профиля.

Этап 2. В новой системе координат разность двух профилей (эюра износа) – подвергается сначала преобразованию растяжения по оси абсцисс (множитель k), затем сдвигу s и, наконец, растяжению по оси ординат (множитель n).

Этап 3. Производится обратное преобразование системы координат к исходной. В итоге получается изношенный экстраполированный профиль с заданным износом.

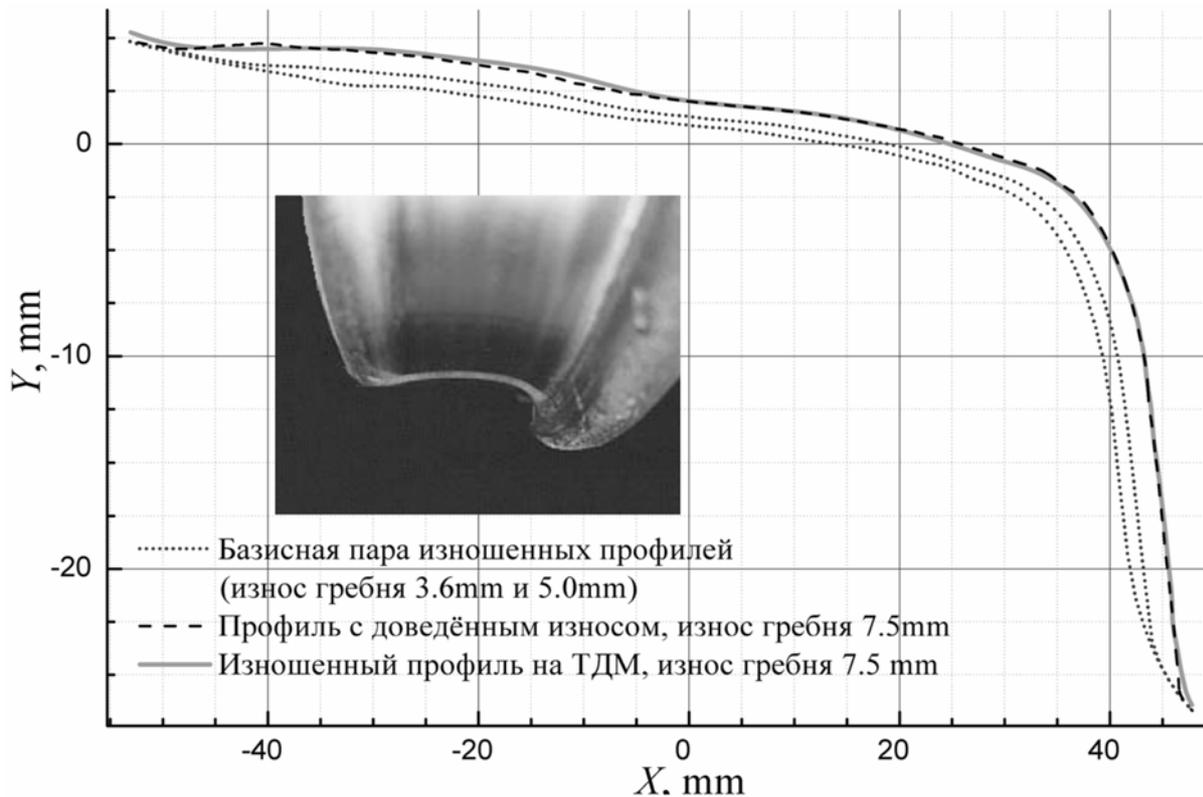


Рис.10. Сравнение экстраполированного профиля колеса (сплошная линия) с профилем, полученным на трибодинамической модели (штриховая линия) и пара базисных профилей (пунктир). Для пояснения также приведён фрагмент изношенного ж.д. колеса, рабочая часть профиля которого отвечает приведённым на графике линиям.

На рисунке 10 приведён пример построения изношенного профиля локомотивного колеса (светлая сплошная линия) по паре так называемых базисных профилей, построенных на основании расчетов с использованием трибодинамической модели (пунктир). Износ гребня для базисной пары составляет 3.6 и 5.0 мм, для аппроксимированного профиля – 7.5 мм. Для сравнения на том же рисунке приведён рассчитанный на трибодинамической модели изношенный профиль с тем же износом гребня (7.5 мм, толстая штриховая линия).

Проведена также формальная классификация изношенных профилей ж.д. колёс с использованием коэффициента формоизменения, используемая в методиках оптимизации профиля и при анализе результатов, полученных при помощи трибодинамической модели.

Методика расчёта КФ позволяет определить направление и величину обточки по ремонтному профилю, минимизирующее съём материала в

преимущественной области изнашивания (сохранение наклёпанного слоя), если только нет ограничений на толщину гребня.

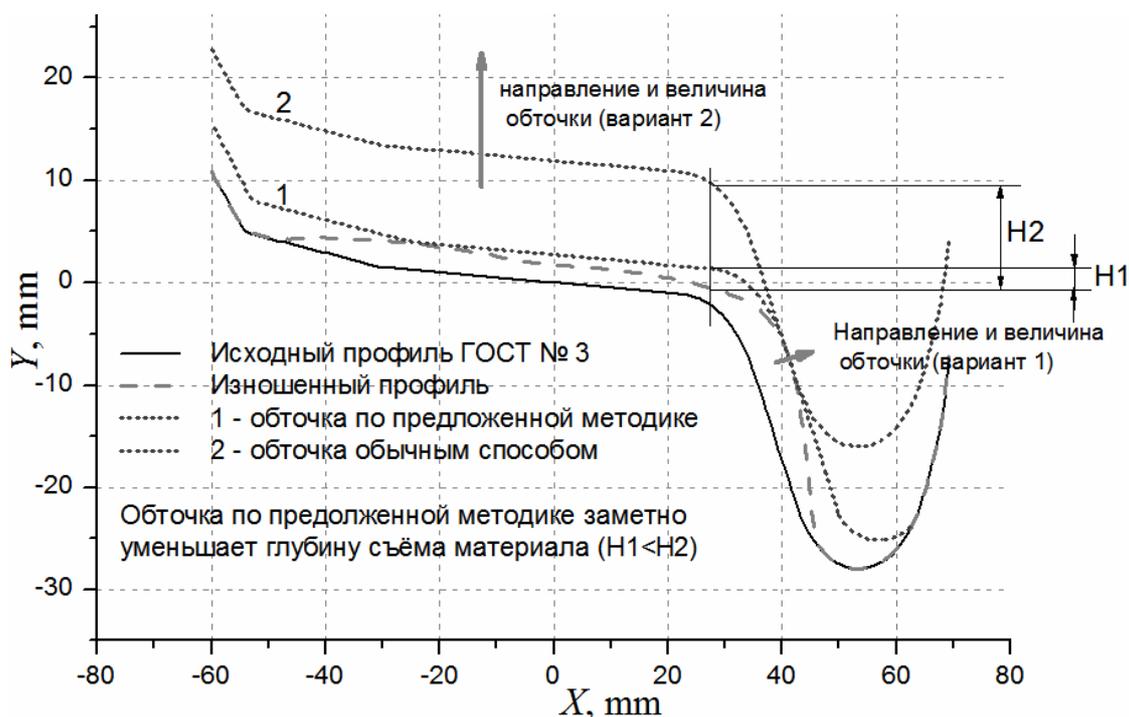


Рис. 11. Два способа обточки – по изложенной методике (1) и стандартная обточка. Восстанавливаемый профиль имеет износ гребня 6.8 мм. Глубина снимаемого материала в рабочей области в первом случае составляет 2.5 мм, во втором – 10 мм.

На рисунке 11 приведено сравнение двух способов обточки – предложенного (вариант 1) под профиль, близкий к исходному (различие имеется на краях и в толщине гребня) и стандартного под исходный профиль (вариант 2). Разница результатов резко выражена для небольших КФ. В данном случае он близок к 0.2.

В заключении сформулированы основные результаты и выводы, полученные в работе.

В приложении описываются общие принципы работы трибодинамической модели, разработанной в Брянском государственном техническом университете совместно с ОАО «Научно-исследовательским институтом железнодорожного транспорта» и лабораторией трибологии Института проблем механики РАН. Результаты данного программного комплекса используются в 3-й главе данной работы. Здесь также приводятся некоторые результаты исследований, иллюстрирующие работу данного программного комплекса.

ОСНОВНЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ И ВЫВОДЫ

1. Поставлена и решена задача об определении параметров локального уравнения изнашивания, т.е. зависимости интенсивности износа от давления и скорости относительного скольжения поверхностей в рассматриваемой точке ($I = Kp^\alpha V^\beta$), на базе эксперимента по схеме пальчик–диск. Показано, что поправка к значениям этих параметров, рассчитанных на основе осреднения давлений и скоростей в области контакта, зависит от показателей α и β , а также от безразмерного параметра $\varepsilon_0 = r/R$, характеризующего отношение радиуса пятна контакта к радиусу дорожки трения. Ошибка в определении зависимости интенсивности изнашивания увеличивается при переходе к материалам, имеющим высокие значения параметров уравнения изнашивания, и в ряде случаев может быть существенной.
2. Построены две модели расчёта совместного износа элементов радиального подшипника скольжения типа вал-втулка, работающего без смазки, позволяющие прогнозировать долговечность по износу и подбирать оптимальные характеристики тяжело нагруженных радиальных подшипников скольжения.
3. Проведено сравнение двух моделей расчета. Показано, что характерная форма эпюры контактных давлений, получаемая при помощи подхода Мультиппа-Каландия, имеет форму эллипса. Тогда как в модели, использующей среду Винклера для описания податливости втулки, форма распределения давлений плавно меняется от параболоидной к синусоидальной. Показано также, что первая модель дает бóльшую интенсивность изнашивания, чем вторая.
4. Введен универсальный интегральный критерий оценки формоизменения профиля изнашивающегося тела – коэффициент формоизменения (КФ). Поставлена и решена задача определения стационарного режима изнашивания с помощью КФ и проведена классификация изношенных профилей ж.д. колёс по типу износа.
5. Поставлена и решена задача об экстраполяции профилей с целью сокращения времени расчёта (прогнозирование износа) в стационарном режиме изнашивания.
6. Показана эффективность КФ при оптимизации обточки колеса по ремонтному профилю, что позволяет минимизировать съём материала с поверхности колёс.

СПИСОК ОСНОВНЫХ ПУБЛИКАЦИЙ

1. Сошенко С.Н., Мезрин А.М. Интегральная оценка формоизменения профилей колёс при моделировании изнашивания в системе колесо-рельс. // Трение и износ, 2008. Т. 29. № 5. С. 502-517.
2. Мезрин А.М. Определение локального закона изнашивания на базе эксперимента на трение и износ по схеме палец-диск. // Трение и износ, 2009. Т. 30. № 4. С. 336-340.
3. Горячева И.Г., Захаров С.М., Сошенко С.Н., Торская Е.В., Мезрин А.М., Языков В.Н. Трибодинамическое моделирование эволюции профилей колес и рельсов и контактно-усталостной поврежденности при некоторых параметрах пути и экипажа. // ВЕСТНИК ВНИИЖТ, 2010, № 2. стр. 19-26.
4. Горячева И.Г., Мезрин А.М. Моделирование совместного изнашивания вала и втулки тяжело нагруженного подшипника скольжения. // Трение и износ, 2011. Т. 32. № 1. С. 5-12.
5. Goryacheva I. G. and Mezrin A. M. Evolution of Contact Characteristics of Sliding Bearings in Wear Process. Topical problems in Solid and Fluid Mechanics, Elite Publishing House Pvt. Ltd., India, 2011, pp. 282-293.
6. Сачек Б. Я., Мезрин А. М.. Исследование триботехнических характеристик модифицированного фторопласта. Тезисы докладов международной научно-технической конференции «Полимерные композиты и трибология» (Поликомтриб-2007), Гомель, Беларусь, с. 164.
7. Сошенко С.Н., Мезрин А.М. Особенности моделирования больших износов в системе колесо-рельс. Труды 50-й научной конференции МФТИ 2007: часть III. Том 1. М.: МФТИ, 2007. с. 158-162.
8. Мезрин А. М. Ресурс работы подшипника скольжения с керамическим вкладышем с учетом изменения геометрии тел вследствие изнашивания и температурного фактора. Труды 53-й научной конференции МФТИ «Современные проблемы фундаментальных и прикладных наук». Часть III. Аэрофизика и космические исследования. Том 1. – М.: МФТИ, 2010, с. 120.
9. Горячева И. Г., Мезрин А. М. Моделирование изнашивания подшипника скольжения с керамическим вкладышем. Ломоносовские чтения. Тезисы докладов научной конференции. Секция механики, М: Изд-во Московского университета, 2010, с. 68.
10. Мезрин А. М., Расчёт ресурса подшипника скольжения с учетом изменения геометрии тел вследствие изнашивания, «Полимерные композиты и трибология» (Поликомтриб-2011). Тезисы докладов международной научно-технической конференции – Гомель: ИММС НАНБ, 2011, с. 151.