

На правах рукописи

Рабецкая Ольга Ивановна

**УЛУЧШЕНИЕ РАБОЧИХ ХАРАКТЕРИСТИК
РАДИАЛЬНЫХ ПОДШИПНИКОВ СКОЛЬЖЕНИЯ**

Специальность:

05.02.02 – Машиноведение, системы приводов и детали машин

АВТОРЕФЕРАТ

диссертации на соискание ученой степени

кандидата технических наук

Красноярск – 2008

Работа выполнена в федеральном государственном образовательном учреждении высшего профессионального образования «Сибирский федеральный университет» и Институте вычислительного моделирования СО РАН.

Научный руководитель: доктор физико-математических наук,
профессор **Еркаев Николай Васильевич**

Официальные оппоненты: доктор технических наук, профессор
Меновщиков Владимир Александрович;

доктор физико-математических наук, профессор
Богульский Игорь Олегович

Ведущая организация: ОАО «ПКТИ комбайностроение», г. Красноярск

Защита состоится «18» сентября 2008 г. в 13.00 часов на заседании диссертационного совета ДМ 212.099.13 при ФГОУ ВПО «Сибирский федеральный университет» по адресу: 660074, г. Красноярск, ул. Киренского, 26, ауд. Г 2-50.

Тел./факс: (3912) 49-82-55 e-mail: DM21209913@mail.ru

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке Сибирского федерального университета.

Отзывы на автореферат в двух экземплярах с подписью составителя, заверенные гербовой печатью организации, просим направлять по адресу диссертационного совета.

Автореферат разослан «15» августа 2008 г.

Ученый секретарь
диссертационного совета
доктор технических наук, доцент



Э. А. Петровский

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность работы.

Надежность и работоспособность машин и агрегатов во многом обеспечивается безотказной работой опор скольжения, эксплуатационные характеристики которых обуславливают общие показатели их надежности и долговечности. Рабочие характеристики подшипника скольжения (ПС) связаны с условиями смазывания и видом смазочного материала.

ПС нашли широкое применение в технике благодаря их известным качествам: простоте конструктивного исполнения, долговечности в работе, незначительным габаритам в радиальном направлении, стойкости к ударным и временным перегрузкам. При кажущейся внешней простоте конструкции ПС представляет собой сложный и ответственный узел, в котором необходимо создать условия, обеспечивающие гидродинамический режим смазки. В условиях эксплуатации в ПС возникают нестационарные вибрационные процессы, влияющие на его работоспособность и долговечность. Неустойчивое движение вала приводит к возбуждению колебаний, переходящих в определенных условиях в автоколебания. В связи с этим большое значение приобретают толщина смазочной пленки и свойства смазочного материала. Повышение надежности и долговечности ПС возможно за счет совершенствования геометрических параметров, а также применения смазочных материалов с более эффективными смазочными свойствами. Перспективным направлением является улучшение свойств существующих смазочных материалов за счет применения присадок и различных видов порошковых добавок, повышающих долговечность ПС. Механизм воздействия порошковых материалов на свойства смазок изучен недостаточно и его выяснение является важной задачей. Поэтому исследования, направленные на совершенствование методики расчета ПС и изучение механизма влияния твердых добавок на надежность и долговечность ПС являются актуальными.

Цель диссертационной работы – улучшение работоспособности и повышение надежности ПС применением смазочных материалов с порошковыми добавками ультрадисперсной модифицированной технической сажи.

Задачи исследования:

1. Усовершенствовать теорию и метод расчета ПС на основе нестационарного уравнения Рейнольдса с одновременным учетом трех факторов: волнистости, упругости вкладыша и эффекта граничного скольжения.

2. Выполнить теоретические расчеты ПС на основе разработанной математической модели и сравнить с результатами испытаний.

3. Исследовать влияние смазочного материала с добавками ультрадисперсных порошков модифицированной технической сажи (МТС) на рабочие процессы в ПС.

4. Выполнить экспериментальную оценку улучшения антифрикционных и эксплуатационных параметров ПС с применением смазочных композиций на основе ультрадисперсных порошков.

5. Установить основные закономерности влияния смазочных композиций на эксплуатационные характеристики ПС в условиях гидродинамического режима смазки.

Объекты исследования – подшипники скольжения при гидродинамическом режиме трения с использованием смазочных композиций.

Предмет исследования – процессы, протекающие в подшипнике скольжения при наличии смазочного материала с добавками ультрадисперсных порошков модифицированной технической сажи (МТС);

Методы исследования. Решение поставленных задач осуществлялось с применением теории надежности, применительно к подшипникам скольжения.

При выполнении работы использовались поверенные стандартные сертифицированные приборы, теория обработки результатов экспериментальных исследований, методы статистической обработки результатов эксперимента.

Достоверность научных положений, выводов и рекомендаций, подтверждается теоретически и экспериментально. Научные положения аргументированы, теоретические результаты работы получены с использованием положений деталей машин, трибологии, выводы подтверждены проведенными экспериментальными исследованиями, их воспроизводимостью и результатами математической обработки с использованием программ для обработки данных.

На защиту выносятся:

- теория и метод расчета ПС на основе нестационарного уравнения Рейнольдса с одновременным учетом трех факторов: волнистости, упругости вкладыша и эффекта граничного скольжения;

- результаты аналитико-численного исследования рабочих процессов в ПС при наличии смазочного материала с добавками ультрадисперсных порошков модифицированной технической сажи (МТС);

- оценка улучшения антифрикционных и эксплуатационных параметров ПС с применением смазочных композиций на основе ультрадисперсных порошков;

- закономерности влияния смазочных композиций на эксплуатационные характеристики ПС в условиях гидродинамического режима смазки.

Научная новизна наиболее существенных результатов, полученных лично автором:

1. Разработана новая математическая модель работы ПС, учитывающая упругие деформации поверхности подшипника, эффект граничного скольжения, волнистость, область кавитации.

2. Усовершенствованы методы экспериментального исследования и теоретического расчета физико-механических характеристик ПС

3. Выполнены новые экспериментальные и теоретические исследования ПС с использованием смазочных композиций.

4. Установлены оптимальные концентрации ультрадисперсного порошка МТС в трансмиссионном масле, которые обеспечивают максимальный ресурс работы подшипника и минимальные потери на трение.

5. На основе выполненных исследований установлен механизм влияния ультрадисперсных добавок на рабочие характеристики ПС.

Практическая ценность работы. Разработаны и исследованы смазочные композиции на основе трансмиссионного масла ТМ-5-18 с добавкой ультрадисперсного порошка модифицированной технической сажи, способствующей уменьшению момента трения и равномерному распределению нагрузки в зоне контакта. Результаты проведенных исследований позволили рекомендовать данную смазочную композицию в качестве универсального смазочного материала с повышенными триботехническими характеристиками.

Реализация результатов работы. Предложенный смазочный материал внедрен на предприятии ОАО «ПКТИ комбайностроение» для применения в подшипниках скольжения моста комбайна серии «Енисей».

Разработанные испытательное оборудование и методики испытаний смазочных материалов используются в учебном процессе Политехнического института Сибирского федерального университета.

Апробация работы. Основные положения работы докладывались на межрегиональной научной конференции «Красноярский край: освоение, развитие, перспективы» (Красноярск, 2004), на научных семинарах по машиноведению и триботехнике в Красноярском государственном техническом университете и Красноярском государственном аграрном университете (2002–2007).

Публикации. По теме диссертации опубликовано 7 работ, включая одну работу в издании, рекомендованном перечнем ВАК. Список основных публикаций приведен в конце автореферата.

Объем работы. Диссертация содержит 141 страницу, включая 55 рисунков, 20 таблиц. Работа состоит из введения, четырех разделов, основных выводов, библиографического списка из 123 наименований и приложения.

СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во введении дана общая характеристика работы, обоснована ее актуальность, поставлены цели и задачи исследований. Сформулированы основные положения, выносимые на защиту, научная новизна и практическая значимость полученных результатов.

В первом разделе выполнен анализ работ, касающихся обоснования гидродинамического режима смазки ПС, как неперемного условия их успешной работы. Основы теории гидродинамической смазки были заложены Н. Е. Жуковским, А. Зоммерфельдом, Н. П. Петровым, О. Рейнольдсом, И. В. Крагельским, и другими.

Результаты исследований показали, что дальнейшее развитие гидродинамической теории смазки требует учета упругих характеристик состояния поверхностей деталей ПС. В этом направлении можно отметить работы К. С. Ахвердиева, А. Г. Бургвица, М. А. Галахова, Д. С. Коднира, И. В. Сайчука, И. Я. Токаря, П. П. Усова, С. А. Чернавского, Д. Н. Гаркунова, Н. А. Нагайцевой и др. В последнее время появились работы о влиянии эффекта граничного скольжения на работу ПС, которые отражают актуальность данной проблемы при работе узла.

На основе кинематического и динамического анализа работы ПС выведены уравнения Рейнольдса, используемые в настоящее время при расчетах узлов трения.

По результатам выполненного анализа можно сделать вывод, что уточнение теории гидродинамической смазки позволит более реалистично оценить характер работы узлов трения и возможности возникновения режима граничной смазки, негативные последствия которой можно нейтрализовать соответствующим подбором смазочных материалов.

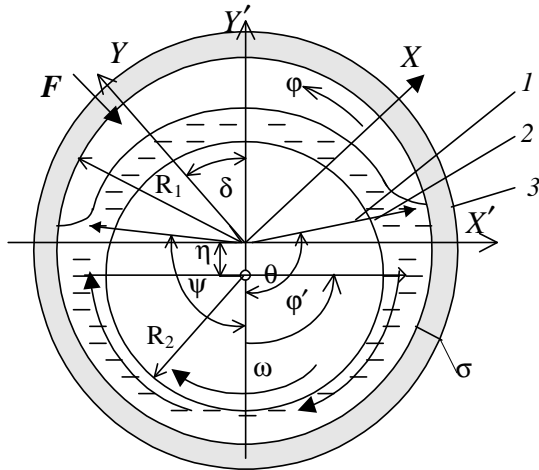


Рис.1. Поперечный разрез гидродинамического ПС:
1 – вал; 2 – слой жидкой смазки;
3 – упругий вкладыш

в приближении тонкого слоя.

Введем неподвижную декартову систему координат XY , в которой ось Y противоположна вектору постоянной внешней силы F , а также подвижную систему $X'Y'$, в которой ось Y' в каждый момент времени ориентирована противоположно направлению смещения вала. Введем, кроме того, полярные углы φ и φ' , начало и направление отсчета которых показано на рисунке 1. Вал вращается с угловой скоростью ω и близок по форме к круговому цилиндру радиуса R_1 .

Общие уравнения динамики несжимаемой жидкости имеют вид:

$$\rho \frac{\partial \vec{V}}{\partial t} + \rho \vec{V} \cdot \nabla \vec{V} + \nabla P = \vec{F} + \text{div}(\vec{\tau}), \quad \text{div}(\vec{V}) = 0, \quad (1)$$

где ρ – плотность жидкости; \vec{V} – вектор скорости точек среды; t – время; \vec{F} – вектор внешней силы, действующей на единицу объема, P – давление, τ – тензор вязких напряжений.

В случае реологического закона Ньютона тензор вязких напряжений определяется выражением

$$\tau_{i,k} = \mu \left(\frac{\partial V_i}{\partial x_k} + \frac{\partial V_k}{\partial x_i} \right), \quad (2)$$

Во втором разделе диссертации исследуется гидродинамический режим работы цилиндрических ПС методами аналитико-численного моделирования поведения смазочного слоя и движения вала подшипника с учетом реологических свойств смазочного материала, упругих характеристик материала, волнистостей поверхностей и конструктивных особенностей подшипникового узла, учета эффекта граничного скольжения. Разработанный метод расчета ПС основан на применении модифицированного уравнения Рейнольдса, полученного из общего уравнения Навье – Стокса в

где V_i, V_k – компоненты вектора скорости точек среды; x_i, x_k – декартовы координаты, μ – динамический коэффициент вязкости.

Далее используем приближение тонкого слоя, которое позволяет пренебречь инерционными членами и получить условие постоянства давления поперек слоя. Применяя это приближение и интегрируя уравнения системы (1) поперек слоя с учетом граничных условий прилипания, получаем классическое уравнение Рейнольдса

$$\frac{\partial}{\partial s} \left(\frac{h^3}{12\mu} \frac{\partial P}{\partial s} \right) + \frac{\partial}{\partial l} \left(\frac{h^3}{12\mu} \frac{\partial P}{\partial l} \right) = \frac{\partial}{\partial s} (v^* h) + \frac{\partial}{\partial l} (u^* h) + \frac{\partial h}{\partial t}, \quad (3)$$

где $u^* = (u_1 + u_0)/2$, $v^* = (v_1 + v_0)/2$, h – толщина смазочного слоя, l, s – безразмерные координаты вдоль образующей и направляющей цилиндра;

В ходе исследования была выполнена оценка гидродинамического контакта в ПС с учетом упругого слоя. Можно предполагать, что вал близок по форме к круговому цилиндру радиусом R_1 , а тонкий упругий слой характеризуется постоянной толщиной вкладыша σ и заданным радиусом кривизны R_0 его внутренней поверхности. Введем параметр Δ , равный разности радиусов цилиндров: $\Delta = R_0 - R_1$, и будем предполагать, что отношение Δ/R_0 много меньше единицы.

С учетом смещения вала η и упругой деформации ξ (φ') вкладыша, толщина зазора между цилиндрическими поверхностями равна

$$h = R_0 - r + \xi(\varphi) = R_0 - R_1 - \eta \cos(\varphi) + \xi(\varphi) \quad (4)$$

где $\xi(\varphi) = C \cdot P(\varphi)$ – переменная величина, характеризующая радиальные упругие перемещения поверхности вкладыша $C = \sigma(1+\nu)(1-2\nu)/E(1-\nu)$; $P(\varphi)$ – давление; r – расстояние от точки пересечения осей XY ; ν и E – коэффициент Пуассона и модуль Юнга материала вкладыша.

Безразмерная толщина слоя, нормированная к параметру Δ , имеет вид:

$$H(\varphi, q) = h/\Delta = 1 - \lambda \cdot \cos(\varphi) + \alpha \cdot q, \quad (5)$$

Где $q = P\Delta^2/(6\mu\omega R_0^2)$ – безразмерное давление; $\lambda = \eta/\Delta$ – относительный эксцентриситет; $\alpha = 6\mu_0 \omega R_0^2 C / \Delta^3$ – коэффициент податливости вкладыша, выражающий связь между давлением в смазочном слое и деформацией вкладыша. Зависит он от конструктивных размеров и свойств материала упругого вкладыша, принимая малые значения меньше единицы.

После перехода к безразмерным переменным уравнение Рейнольдса (3) принимает вид

$$\frac{\partial}{\partial \varphi} \left(H^3 \frac{1}{\tilde{\mu}} \frac{\partial q}{\partial \varphi} \right) + \frac{\partial}{\partial \tilde{l}} \left(H^3 \frac{1}{\tilde{\mu}} \frac{\partial q}{\partial \tilde{l}} \right) = -\frac{\partial H}{\partial \varphi} + 2 \frac{\partial H}{\partial \tilde{t}}, \quad (6)$$

Где $\tilde{t} = \omega t, \tilde{l} = l / R_0$.

Рассмотрим сначала более простой случай подшипника бесконечной длины. В этом случае в уравнении (6) производная по координате l равна нулю. При численном решении этого уравнения удобнее перейти к новой переменной s , которая изменяется в фиксированном интервале от нуля до единицы:

$$\varphi = -\psi \cdot (1-s) + \theta \cdot s. \quad (7)$$

После преобразования уравнение (7) принимает вид:

$$\frac{\partial q}{\partial s} = (\theta + \psi) \frac{\lambda (\cos(\psi + s(\theta + \psi))) - \cos(\psi) - \alpha q}{(1 - \lambda \cos(\psi + s(\theta + \psi)) + \alpha q)^3}. \quad (8)$$

На рисунке 2 представлены результаты расчета безразмерного давления и толщины смазочного слоя при относительном смещении вала $\lambda=0,1$, нормированном коэффициенте податливости вкладыша $\alpha=0,1$ при полном заполнении зазора. Следует отметить, что толщина смазочного слоя носит переменный характер, достигая критических значений, при которых возможен разрыв.

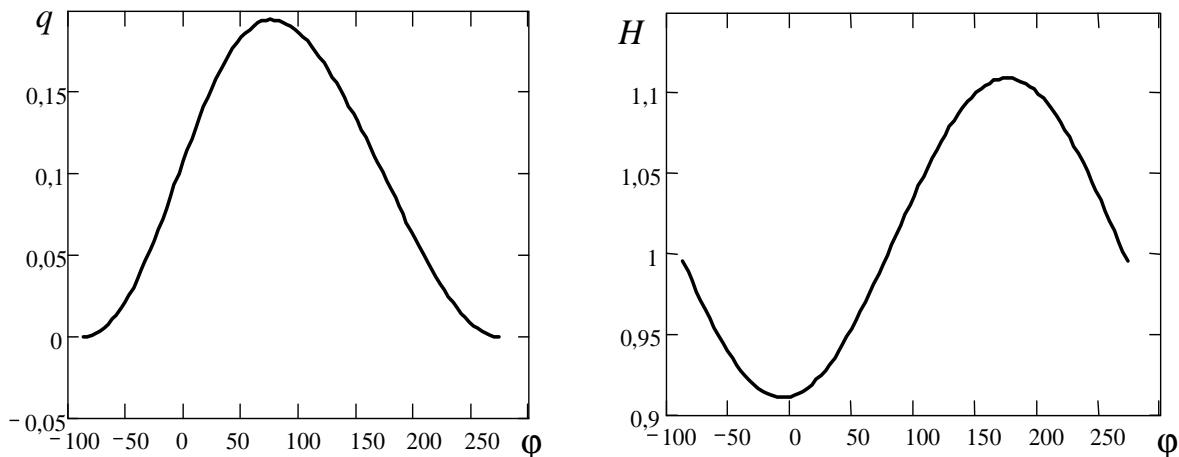


Рис.2. Распределение безразмерного давления и толщины слоя смазочного материала при $\lambda=0,1$; $\alpha=0,1$.

Весьма важное влияние на состояние смазочного слоя оказывает волнистость поверхности вала. На основании уравнения Рейнольдса следует уравнение для давления в смазочном слое:

$$\frac{\partial q}{\partial s} = (\theta - \psi) \frac{\lambda (\cos(\psi + s(\theta - \psi))) - \cos(\psi) - \alpha q + \frac{2}{\omega} \cdot f_0 (\cos m_0 \cdot (\psi + s(\theta - \psi))) - \cos(m_0 \cdot \psi)}{(1 - \lambda \cos(\psi + s(\theta - \psi)) + \alpha q + f_0 \cos m_0 \cdot (\psi + s(\theta - \psi)))^3} \quad (9)$$

Где волнистость описывается функцией

$$\zeta(\varphi) = f_0 \cdot \cos(m_0 \cdot \varphi) . \quad (10)$$

Здесь f_0 – неточность изготовления детали, m_0 – отклонение формы, представляет собой отклонение поверхности от правильной геометрической формы

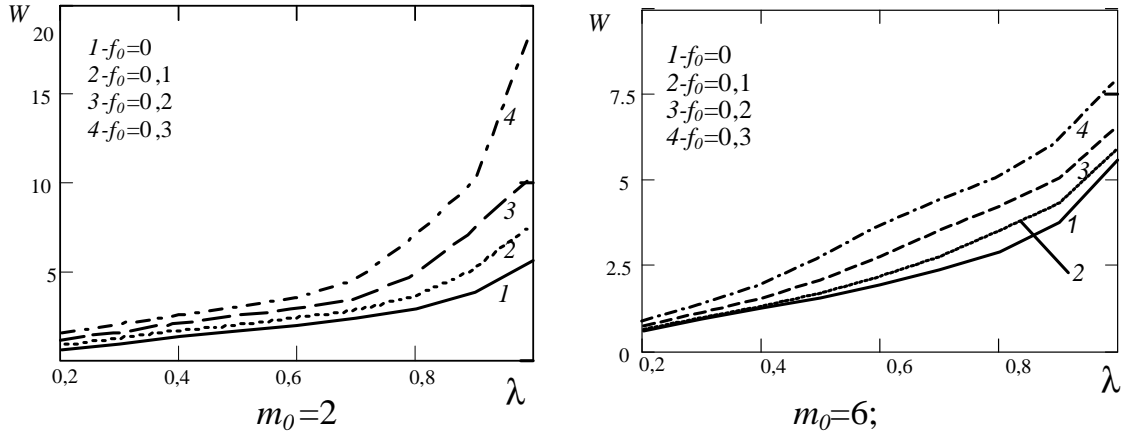


Рис.3. Зависимость несущей способности от относительного смещения вала

Численное интегрирование уравнения Рейнольдса позволяет определить несущую способность в зависимости от относительного эксцентриситета, которая представлена на рисунке 3 для различных значений параметра f_0 , характеризующего отклонение контура от кругового: $f_0 = 0; 0,1; 0,2; 0,3$.

Кроме несущей способности были определены коэффициенты демпфирования смазочного слоя, определяемые как коэффициенты пропорциональности между компонентами скоростей центра вала и возникающими силовыми реакциями слоя.

Нестационарное уравнение Рейнольдса в подвижной системе $X'Y'$ координат принимает следующую форму:

$$\frac{\partial}{\partial \varphi'} \left(H^3(\varphi', q) \frac{1}{\mu} \frac{\partial q}{\partial \varphi'} \right) = -\frac{\partial H(\varphi', q)}{\partial \varphi'} + 2 \left(\frac{\partial H(\varphi', q)}{\partial t'} \right)_{\varphi} .$$

Далее это уравнение приводится к виду:

$$\frac{\partial}{\partial \varphi'} \left(H^3 \frac{1}{\mu} \frac{\partial q}{\partial \varphi'} \right) = -\lambda \sin(\varphi') - \dot{\lambda} \cos(\varphi') + \lambda \dot{\delta} \sin(\varphi') + \alpha \left(\frac{\partial q}{\partial t'} - \frac{\partial q}{\partial \varphi'} \right) \quad (11)$$

В результате численного решения уравнения (11) определялись зависимости несущей способности и коэффициентов демпфирования от эксцентриситета и угла, которые использовались для интегрирования уравнений движения центра вала и определения его траекторий.

На рисунке 4 представлены траектории движения вала для различных начальных условий: $Y_0 = 0$, $X_0/\Delta = -0,1; -0,3, -0,5$ при постоянной внешней силе: F

$= 3$ (в безразмерных единицах), и отклонением формы, равным 6. Одна единица силы F соответствует физической силе $F_0 = 6\mu\omega R_1^3/\Delta^2$. Внешняя сила приложена противоположно направлению оси Y . Траектории имеют вид спиралей, и переход к стационарному состоянию происходит в режиме колебаний с затуханием. При учете волнистости процесс перехода становится аperiodическим.

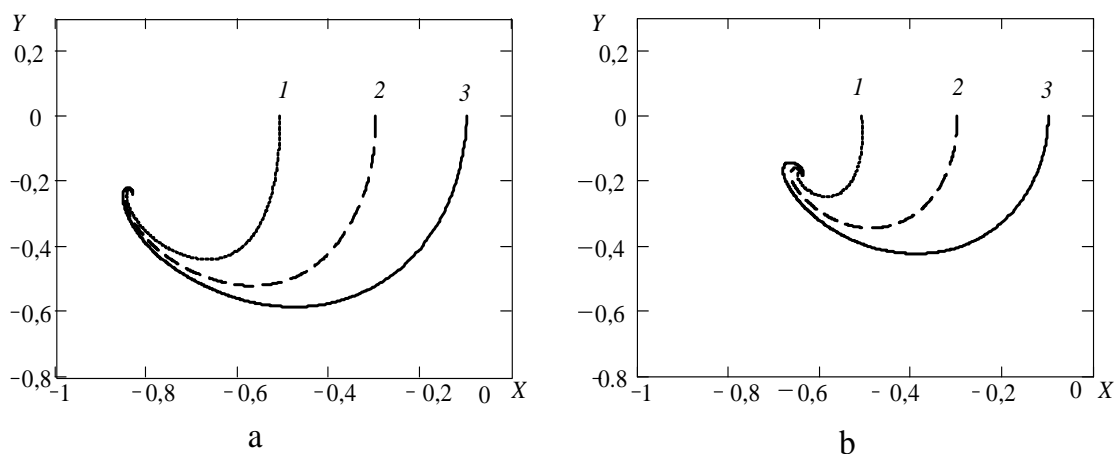


Рис.4. Траектории перемещения вала $m_0=6$ и $Y_0=0$; 1– $X_0=-0,1$; 2– $X_0=-0,3$; 3– $X_0=-0,5$:
а $-f_0=0,1$; б $-f_0=0,3$

На рисунке 5 показаны траектории движения оси вала при отсутствии упругого вкладыша (а) и наличии его (б) при $\alpha = 0,005$ для постоянной внешней нагрузки, характеризуемой безразмерной силой $F=3$, и абсолютной жесткости вала и подшипника. Координаты нормированы к параметру Δ , равному разности радиусов цилиндров. Траектории имеют вид спиралей, шаг которых возрастает с увеличением безразмерного коэффициента α и увеличением нагрузки. Переход к стационарному состоянию происходит в режиме колебаний с затуханием.

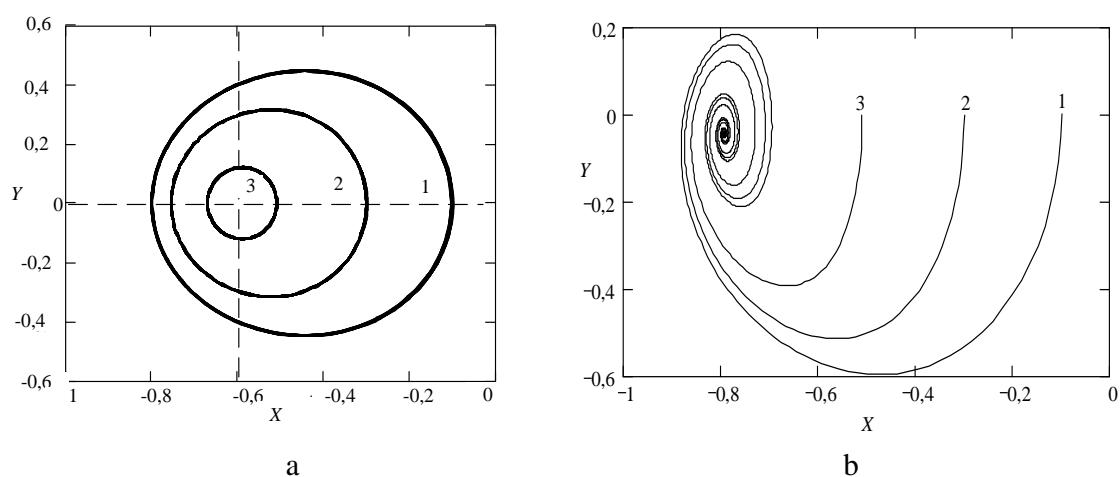


Рис.5. Траектории перемещения оси вала при постоянной внешней силе и начальном положении оси вала $Y_0=0$; 1 – $X_0=-0,1$; 2 – $X_0=-0,3$; 3 – $X_0=-0,5$, где а –при отсутствии вкладыша $\alpha = 0$; б –при наличии вкладыша $\alpha = 0,005$.

Результаты численного моделирования движения оси вала позволяют утверждать, что в процессе работы ПС будут иметь место области опасного сближения сопряженных поверхностей цапфы вала и ПС, в которых возможен разрыв смазочного слоя с переходом режима гидродинамической смазки в контактно-гидродинамический и далее в граничный режим. В этом случае модифицированный смазочный материал с функциональными добавками работает в режиме граничной смазки, обеспечивая ее защиту

Следующим важным шагом в развитии математической модели ПС является переход к обобщенному условию для скорости на поверхности и выводу модифицированного уравнения Рейнольдса.

В традиционной теории смазки обычно используется граничное условие прилипания. Это условие основано на предположении о равенстве скоростей граничной поверхности и прилегающей к ней жидкости. Для многих важных практических приложений данное граничное условие является достаточно хорошей моделью для адекватного предсказания поведения жидкой смазки в гидродинамическом режиме. Однако многочисленные современные экспериментальные исследования указывают на важность изучения режима трения, при котором предположение об отсутствии проскальзывания перестает быть правомерным.

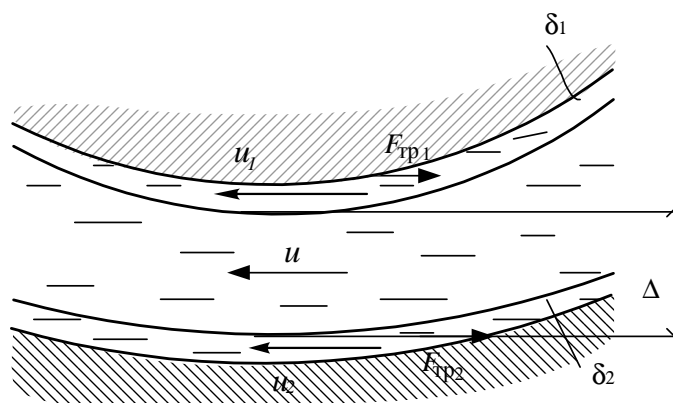


Рис.6. Слой смазочного материала между движущимися поверхностями

Для описания движения масляных пленок воспользуемся уравнением Стокса:

$$\frac{\partial P}{\partial x} = \frac{\partial}{\partial z} \mu \frac{\partial u}{\partial z}, \quad \frac{\partial P}{\partial y} = \frac{\partial}{\partial z} \mu \frac{\partial v}{\partial z} \quad (12)$$

Запишем граничные условия в общем виде:

$$\mu_0 \cdot \frac{\partial u}{\partial z} + \mu_1 \frac{(u - u_1)}{\delta_1} = 0, \quad \mu_0 \cdot \frac{\partial u}{\partial z} - \mu_2 \frac{(u - u_2)}{\delta_2} = 0,$$

Где μ_0 – вязкость смазки, Па·с, μ_1, μ_2 – вязкость граничного слоя, Па·с

Интегрируя уравнение (12), определяем компоненты скорости с учетом постоянных интегрирования. Полагая $u_1=0$, $u_2=U$, $v_1=v_2=0$, получим выражения для компонент скорости

$$\begin{aligned} u &= \frac{1}{\mu} \cdot \frac{\partial P}{\partial x} \cdot \left[\frac{-(k_1 + z) \cdot \left(k_2 + \frac{h}{2}\right) \cdot h}{k_1 + k_2 + h} + \frac{z^2}{2} \right] + \frac{U \cdot (z + k_1)}{k_1 + k_2 + h} \\ v &= \frac{1}{\mu} \cdot \frac{\partial P}{\partial x} \cdot \left[\frac{-(k_1 + z) \cdot \left(k_2 + \frac{h}{2}\right) \cdot h}{k_1 + k_2 + h} + \frac{z^2}{2} \right] \end{aligned} \quad (13)$$

где k_1 – коэффициент, учитывающий эффект граничного скольжения на поверхности втулки; k_2 – коэффициент, учитывающий эффект граничного скольжения на поверхности вала и определяются как отношение вязкости:

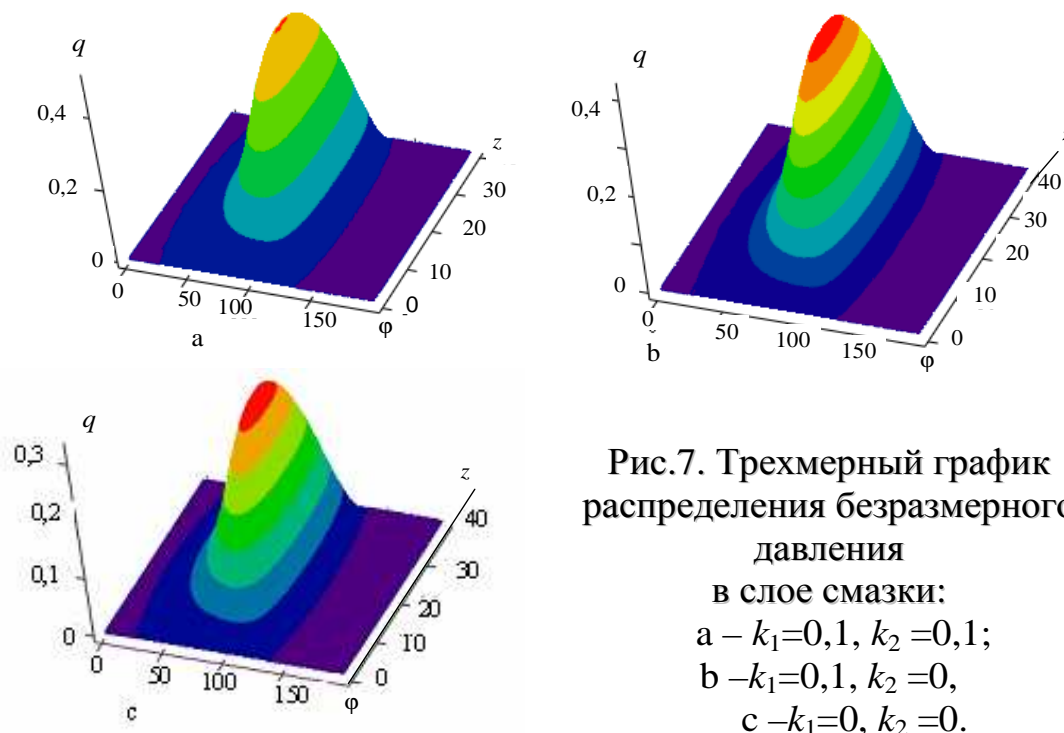
$$k_1 = \frac{\mu_0}{\mu_1} \cdot \frac{\delta_1}{\Delta} \quad k_2 = \frac{\mu_0}{\mu_2} \cdot \frac{\delta_2}{\Delta}$$

Используя уравнения сохранения массы, получим:

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial \tilde{t}} H + \frac{\partial}{\partial \varphi} \frac{H(H + 2 \cdot k_1)}{(k_1 + k_2 + H)} &= \frac{\partial}{\partial \varphi} \left[\frac{H^2 (H(4k_1 + 4k_2 + H) + 12 \cdot k_1 \cdot k_2)}{\tilde{\mu} (k_1 + k_2 + H)} \frac{\partial q}{\partial \varphi} \right] + \\ &+ \frac{\partial}{\partial \tilde{y}} \left[\frac{H^2 (H(4k_1 + 4k_2 + H) + 12 \cdot k_1 \cdot k_2)}{\tilde{\mu} (k_1 + k_2 + H)} \frac{\partial q}{\partial \tilde{y}} \right] \end{aligned} \quad (14)$$

Если устремить коэффициенты k_1 , k_2 к нулю, то уравнение (14) автоматически переходит в известное классическое уравнение Рейнольдса.

Коэффициенты граничного скольжения оказывают существенное влияние на несущую способность и момент трения подшипника. Нестационарное уравнение (14) решалось численно по конечно-разностной неявной схеме с расщеплением. Стационарное распределение давления получалось в результате установления решения в процессе интегрирования по времени.



На рисунке 7 показаны рассчитанные распределения гидродинамического давления для подшипника конечной длины. Как видно, с увеличением коэффициента граничного скольжения давление заметно снижается, что приводит к уменьшению несущей способности подшипника.

Таким образом, проведенные расчеты подшипника скольжения с учетом эффекта граничного скольжения показали, что учет коэффициентов на рабочих поверхностях подшипника скольжения приводит к снижению максимума гидродинамического давления, а следовательно к уменьшению несущей способности.

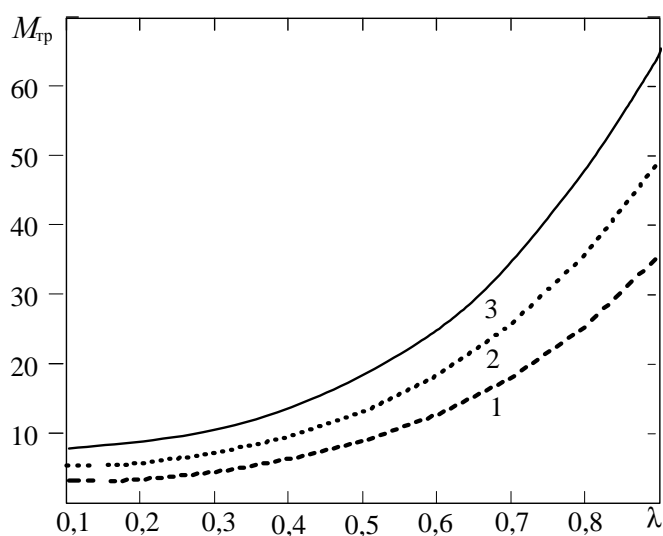


Рис.8. Зависимость момента трения от относительного эксцентриситета
 1 – $k_1=0,1, k_2=0,1$; 2 – $k_1=0,1, k_2=0$; 3 – $k_1=0, k_2=0$.

На рисунке 8 показана зависимость момента трения от относительного эксцентриситета для различных коэффициентов k_1 и k_2 . эффект граничного скольжения приводит к снижению касательных напряжений и к уменьшению момента трения.

В третьем разделе приведено описание материалов, оборудования, методик проведения экспериментальных исследований. Испытания смазочных композиций проведены на стенде ДМ-28. Общий вид и узел трения представлены на рисунке 9. Принцип работы стенда заключается в следующем: от электродвигателя 1 типа 4АА63 ($n=1500$ об/мин, $P=0.25$ кВт), с помощью ременной передачи на вал 2 передается вращающий момент. На конце вала насажен узел с испытуемыми подшипниками 5. Нагрузка осуществляется путем подвешивания грузов 4 на стержень 3.

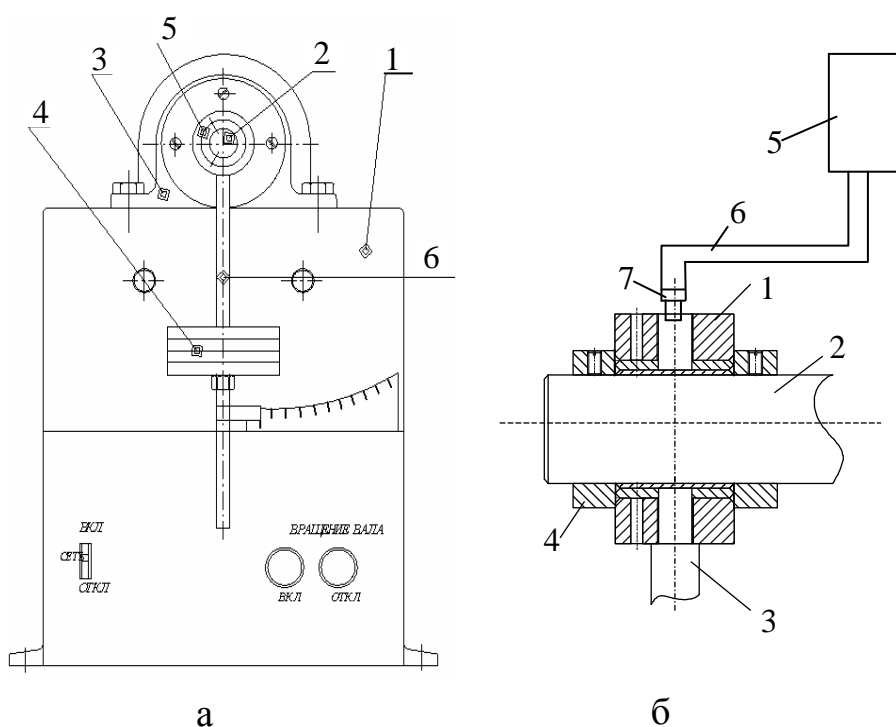


Рис.9. а) Машина трения ДМ-28, б) узел трения, где 1 – корпус, 2 – вал, 3 – стержень, 4 – кольцо, 5 – емкость со смазкой; 6 – соединительная трубка; 7 – герметизирующий наконечник.

Для смазки ПС установлена емкость 5 и при помощи соединительной трубки 6 масло подается в исследуемый узел (рисунок 9,б).

Определение момента трения (рисунок 10,а) производится с помощью тарированной шкалы. Для этого необходимо приложить к корпусу усилие $F_{вн}$. Внешний момент равен произведению усилия $F_{вн}$ на плечо h до центра вращения. Затем, зная вес противовеса P и его расстояние до центра вращения L , вычисляем момент сопротивления $T_{сопр}$, равный $T_{сопр} = P \cdot L \cdot \sin\alpha$.

Истинные значения момента трения определяются по тарировочному графику (рисунок 10,б).

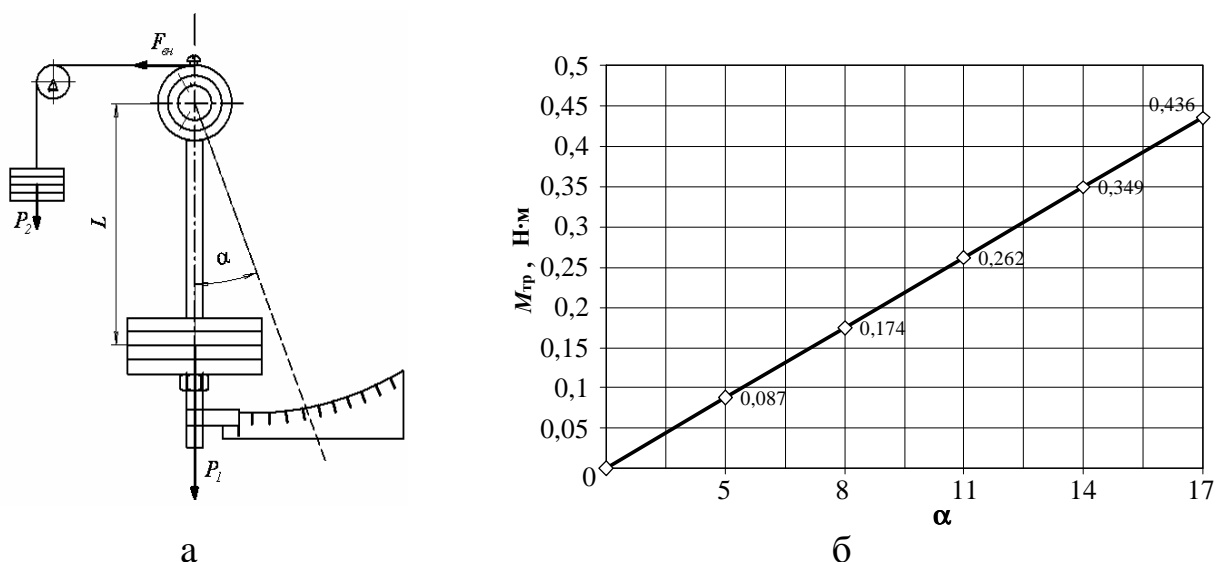


Рис.10. Схема тарировки шкалы момента.

Для точности и достоверности результатов испытаний величина линейного износа образца должна на порядок превышать погрешности измерений.

Линейный износ определяется как разность линейных размеров образца до испытаний и после испытаний. Измерение производилось с помощью индикатора часового типа с ценой деления 0,001 мм.

Достоверность результатов обеспечивалась точностью измерений и использованием метода статистической обработки результатов эксперимента.

В четвертом разделе представлены результаты экспериментальных исследований триботехнических и эксплуатационных свойств смазочных материалов с порошковой добавкой ультрадисперсной модифицированной технической сажи.

Первый этап исследований заключался в определении оптимального процентного содержания порошковой добавки ультрадисперсной модифицированной технической сажи в трансмиссионном масле ТМ 5-18, обеспечивающим наименьшие значения момента трения. Результаты приведены на рисунке 11.

Установлено, что наибольшую эффективность показали смазочные композиции с процентным содержанием порошковой добавки от 0,2 до 0,5 % от массы смазочного материала. Минимальные значения коэффициента трения и момента трения наблюдались для смазочной композиции с содержанием добавки твердого порошка 0,2–0,3 % по массе.

Основываясь на полученных экспериментальных результатах, было принято решение о проведении дальнейших исследований при моделировании работы ПС со смазочными композициями, содержащими от 0,2 % до 0,5 % ультрадисперсного порошка модифицированной технической сажи.

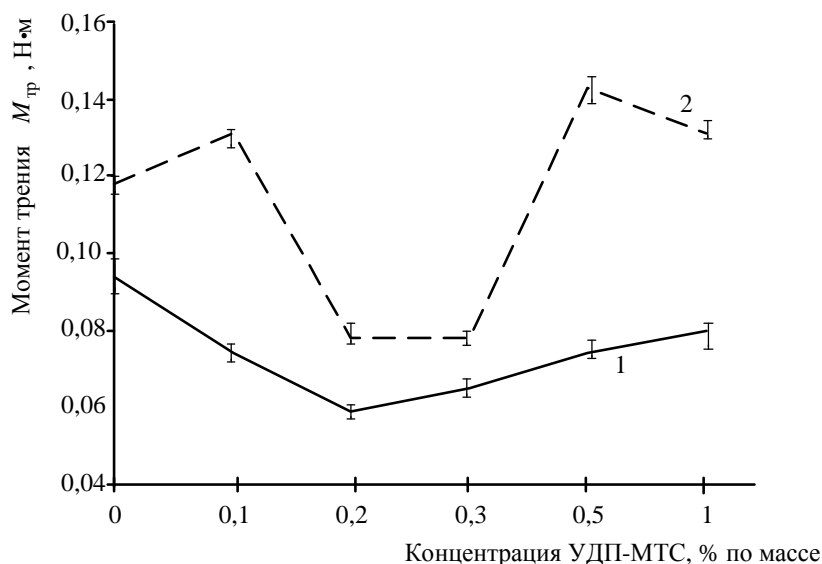


Рис.11. Зависимость момента трения от концентрации порошковой добавки ультрадисперсной модифицированной технической сажи 1 – при нагрузке 10 Н, 2 – при нагрузке 50 Н.

На рисунке 12 показана зависимость момента трения от нагрузки для разных материалов. Здесь видно, что для алюминиевой втулки момент трения уменьшается при концентрации УДП-МТС в пределах 0,2-0,3 %. Причем минимальное значение для момента – при нагрузке 30 Н. Для латунной втулки момент трения достигает минимума при концентрациях порошка от 0,2 до 0,5 %.

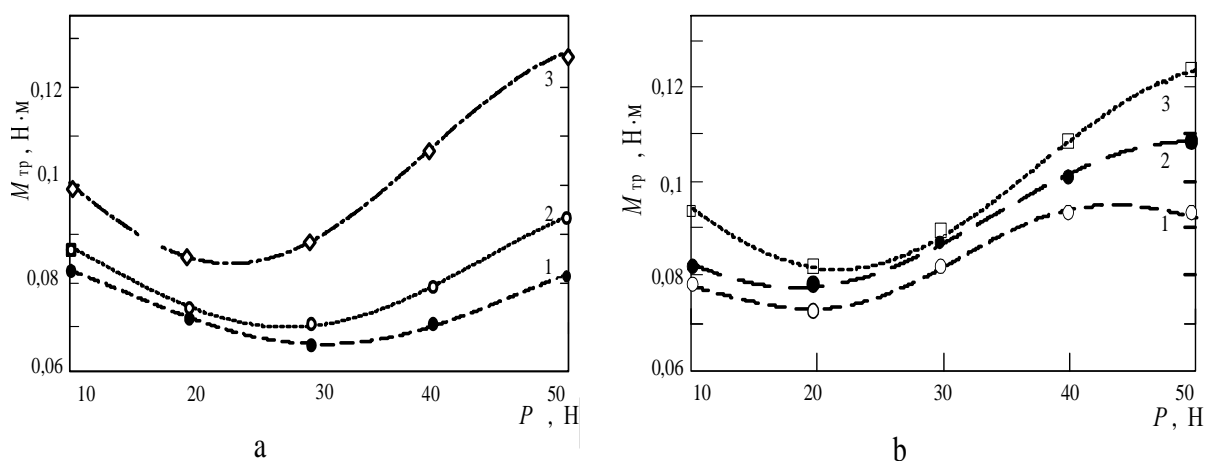


Рис.12. Зависимость момента трения от нагрузки: 1 –ТМ 5-18+0,2%; 2 –ТМ 5-18+0,3%; 5 –ТМ 5-18+0,5%; а – втулка алюминий; б –втулка латунь.

Кроме этого определялось отклонение втулки от правильной геометрической формы до испытаний и после.

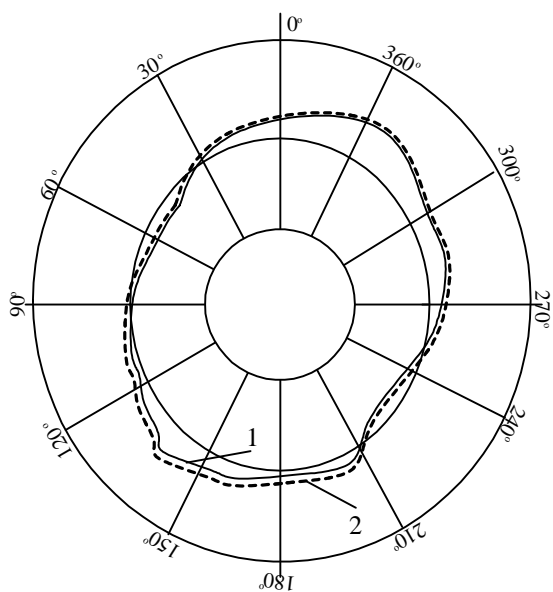


Рис.13. Сравнение контуров профиля втулки: 1 -- до испытаний, 2 -- после испытаний

Измерение волнистости поверхности производилось с помощью индикатора часового типа с точностью 0,001 мм. При проведении измерительных работ толщину вкладыша измеряли через 5° по окружности. Построение круглограммы выполнялось при кратности увеличения 1000 с ценой деления шкалы 2 мкм. Как видно из рисунка 13 профиль вкладыша отличается от идеально круглого, что не учитывается при стандартных расчетах ПС.

Зависимость момента трения от нагрузки с волнистостью и без неё показана на рисунке 14. Волнистость поверхности вкладыша приводит к дополнительному существенному увеличению момента трения. Этот эффект возрастает с увеличением нагрузки.

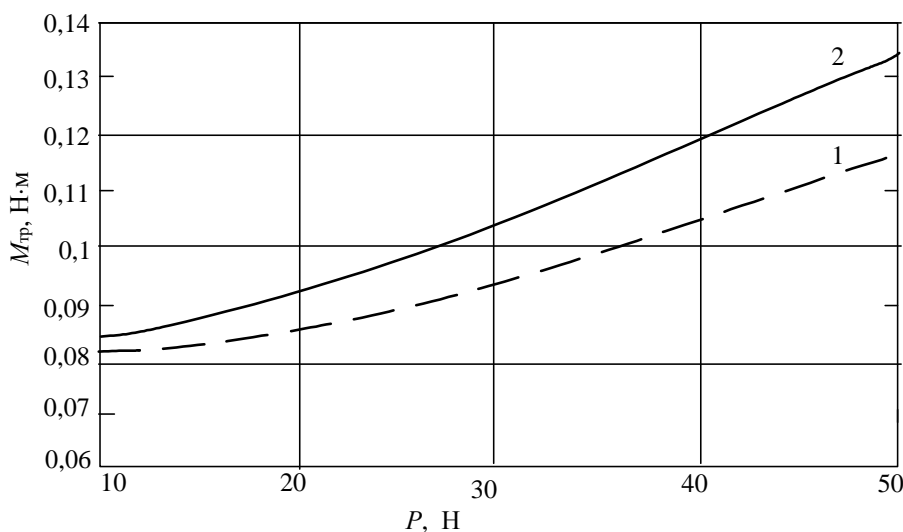


Рис.14. Теоретическая зависимость момента трения от нагрузки: 1 – без учета волнистости; 2 – с учетом волнистости

Далее, учитывая волнистость и эффект граничного скольжения, были проведены сравнения экспериментальных и теоретических данных.

На рисунке 15 приведено сравнение расчетных данных с учетом эффекта граничного скольжения (линия 2) и без учета (линия 3).

Сравнение измеренных и расчетных данных с учетом эффекта граничного скольжения и волнистости показало хорошее согласие теории и эксперимен-

та. Значения экспериментальных данных момента трения при гидродинамическом режиме трения (кривые 1,2) в среднем отличаются от расчетных данных, не более 12,5 %, в то время как без учета эффекта граничного скольжения (кривая 3) расхождение составляет уже около 30 %.

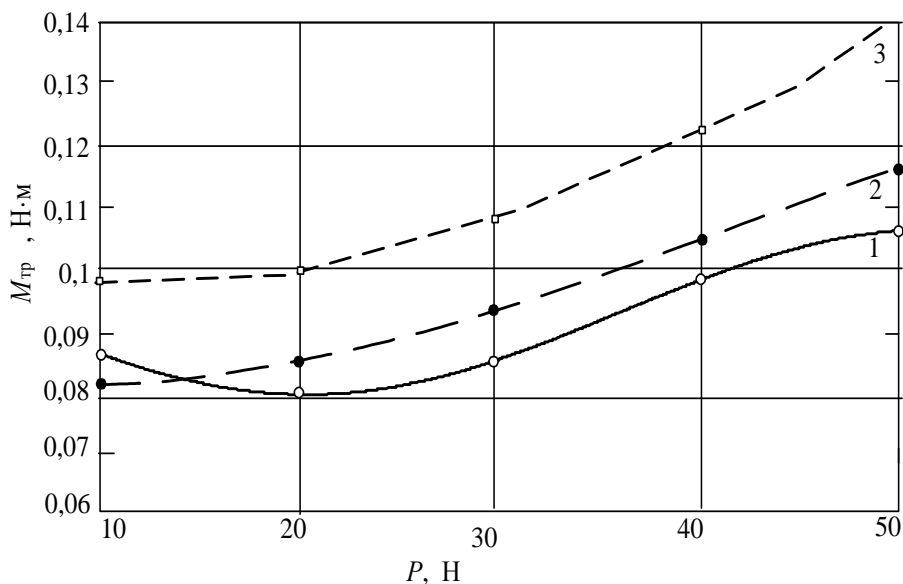


Рис.15. Зависимость момента трения от нагрузки при масле ТМ 5-18+ 0,3 % УДП-МТС: 1 – экспериментальные данные; 2 – расчетные данные; 3 – расчетные данные без учета эффекта граничного скольжения.

Зависимости износа от процентного содержания показали (рисунок 16), что с увеличением содержания МТС до 0,2 % для алюминиевой втулки износ уменьшается. При дальнейшем увеличении содержания УДП-МТС нарастает. Для латунной втулки минимальный износ наблюдался при содержании МТС в пределах от 0,3 до 0,5 %.

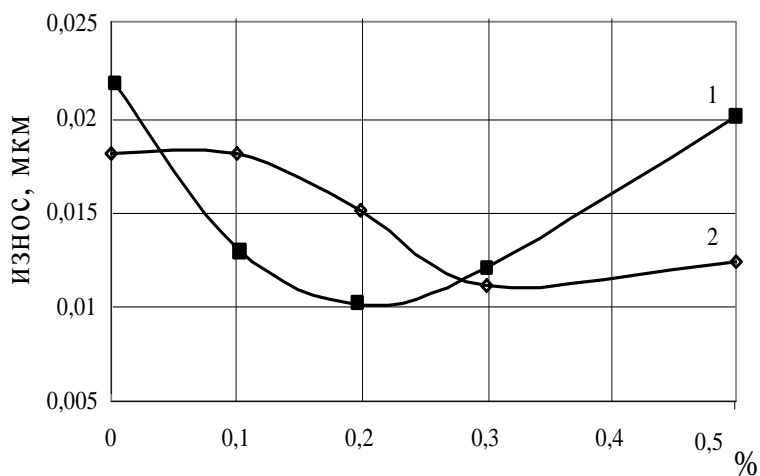


Рис.16. Зависимость величины износа от содержания УДП-МТС в смазочном материале по массе: 1 – материал втулки – алюминий; 2 – материал втулки – латунь.

Анализ полученных зависимостей (рисунок 16) позволяет сделать вывод, что для рассмотренных пар трения, моделирующих работу ПС, величина износа минимальна при концентрациях порошка ультрадисперсной модифицированной технической сажи в пределах 0,2 – 0,5 % от массы смазочного материала. Оптимальным содержанием УДП МТС в смазке является 0,3 %, так как в этом случае значения момента трения близки по величине для различных материалов.

Таким образом, добавление ультрадисперсного порошка модифицированной технической сажи в смазочный материал уменьшает величину линейного износа и интенсивность изнашивания контактирующих поверхностей, что приводит к увеличению ресурса работы ПС. Расчетные значения ресурса для разных материалов приведены на рисунке 17.

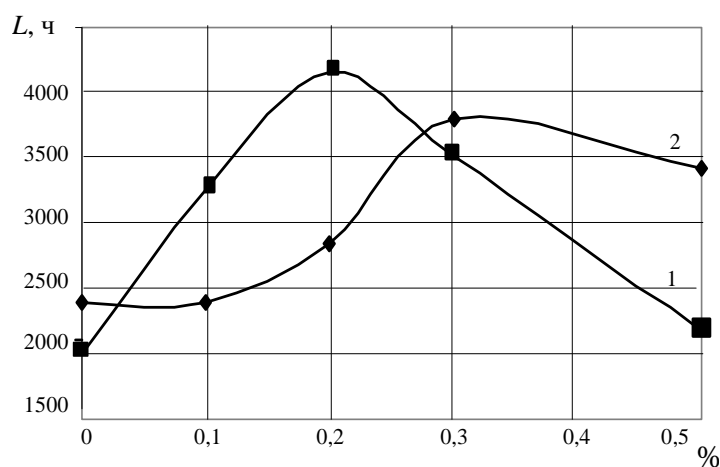


Рис.17. Зависимость ресурса от концентрации МТС: 1 – материал втулки – алюминий; 2 – материал втулки – латунь.

Из сравнения результатов видно, что наибольший ресурс достигается при концентрации МТС в смазочном материале 0,3 % от массы.

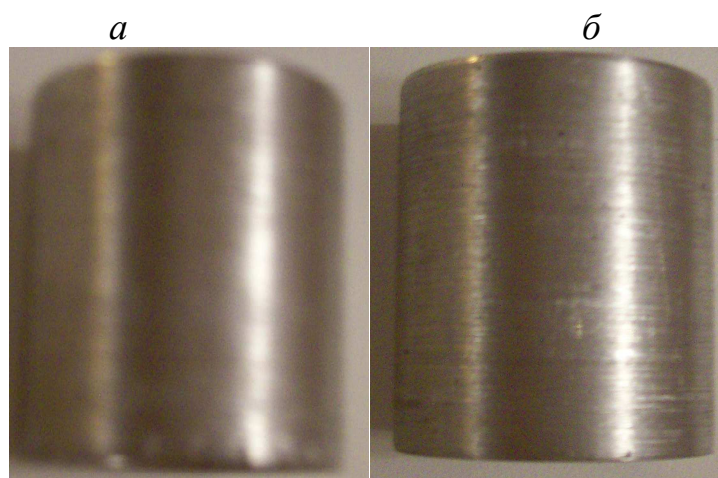


Рис.18. Поверхность образца после трения в присутствии смазочных материалов, где а – чистое масло ТМ 5-18; б – ТМ 5-18 + 0,2% МТС

Анализ состояния поверхностей показал, что ультрадисперсные порошки модифицированной технической сажи оказывают заметное влияние на состояние поверхностей трения (рисунок 18): наблюдается снижение количества царапин и сглаживание неровностей микрорельефа поверхности трущегося образца в присутствии смазочной композиции с добавкой УДП-МТС (рисунок 18,б).

Такое изменение микрорельефа поверхности приводит к более равномерному распределению нагрузки по площади контакта.

Производственные испытания смазочных композиций с добавкой ультрадисперсного порошка МТС проводились на ПС в дифференциале моста комбайна «Енисей КЗС-954». В качестве базового смазочного материала использовалось трансмиссионное масло ТМ5-18. Испытания проведены на двух мостах: из них один – с базовым маслом ТМ 5-18, а другой – с маслом ТМ 5-18 + 0,5 % МТС. Время испытаний – два года в режиме работы предприятия. Данные представлены в таблице 1.

Таблица 1 – Величина износа

Смазка	№ подшипника	Зазор до испытания, мкм	Зазор после испытания, мкм	Изменение зазора, мкм
ТМ 5-18	1	25	51	26
	2	28	48	20
ТМ 5-18 + 0,5 % МТС	1	24	37	13
	2	30	42	12

Сравнивая полученные результаты, можно отметить, что зазор подшипников работавших на масле ТМ 5-18 + 0,5 % МТС на 50 % меньше, чем на базовом масле ТМ 5-18. Получен акт внедрения данной смазочной композиции для дифференциала ведущего моста комбайна КЗС-954.

Основные выводы и результаты исследования

1. Предложен новый метод расчета ПС на основе нестационарного уравнения Рейнольдса с учетом эффекта граничного скольжения, волнистости и упругости вкладыша, области кавитации.

2. Получены результаты численного моделирования работы ПС в условиях гидродинамического режима смазки на основе разработанной математической модели, что позволило уменьшить расхождение между расчетом и экспериментом в среднем до 10 %.

3. Разработаны оптимальные смазочные композиции с содержанием ультрадисперсного порошка модифицированной технической сажи, которое составляет 0,3-0,5 % от массы смазочного материала.

4. Проведены стендовые и натурные испытания ПС с применением модифицированной смазочной композиции и установлено, что использование предложенных смазочных композиций снижает момент трения на 50-70%.

5. Увеличение долговечности ПС в условиях эксплуатации с применением ультрадисперсного порошка составило в среднем 1600 часов.

Основное содержание диссертационной работы отражено в публикациях:

1. Нагайцева, Н. А. Исследование стационарной математической модели подшипника скольжения в режиме гидродинамического смазывания / Н. А. Нагайцева, **О. И. Глазкова** // Вестн. Краснояр. гос. техн. ун-та. Вып. 29: Машиностроение. – Красноярск, 2002. – С. 64-71.

2. Нагайцева, Н. А. Влияние пьезокоэффициента вязкости на характеристики подшипника скольжения / Н. А. Нагайцева, **О. И. Рабецкая** // Труды, опубликованные в материалах межрег. конф. с участием «Красноярский край: освоение, развитие, перспективы». – Красноярск, 2003. – С. 127–128.

3. Нагайцева, Н. А. Влияние волнистости цапфы на рабочие характеристики подшипника скольжения / Н. А. Нагайцева, **О. И. Рабецкая** // Вестн. Краснояр. гос. техн. ун-та. Вып. 32: Машиностроение. – Красноярск, 2003. – С. 73-78.

4. Терентьев, В. Ф. Влияние волнистости рабочей поверхности на динамические характеристики подшипникового узла скольжения. / В. Ф. Терентьев, **О. И. Рабецкая**, Н. В. Еркаев// Изв. вузов. Машиностроение. – 2004. – № 10. – С. 58-61.

5. Рабецкая, О. И. Влияние волнистости рабочей поверхности на рабочие характеристики подшипника скольжения / **Рабецкая О. И.** // Вестн. Краснояр. гос. техн. ун-та. Вып. 33: Машиностроение. – Красноярск, 2004. – С. 115-122.

6. Рабецкая, О. И. Уравнение движения смазки при граничном режиме трения в подшипниках скольжения. / **Рабецкая О. И.**, Еркаев Н. В. // Вестн. Краснояр. гос. техн. ун-та. Вып. 35: Машиностроение. – Красноярск, 2004. – С. 112-115

7. Рабецкая, О. И. Движение смазки в подшипниках скольжения при граничном режиме трения /**Рабецкая О. И.** // Вестник КрасГАУ – Красноярск, 2007. – Вып. 4 – С. 124-127.

Соискатель:

О. И. Рабецкая

Подписано в печать 8.08.2008. Заказ №
Формат 60×90/16. Усл. печ. л. 1. Тираж 100 экз.
ИПК Сибирского федерального университета
660074, Красноярск, ул. Киренского, 28