

РОСЖЕЛДОР
Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение
высшего образования
«Ростовский государственный университет путей сообщения»
(ФГБОУ ВО РГУПС)

На правах рукописи

Василенко Владимир Владимирович

РАЗРАБОТКА РАСЧЕТНЫХ МОДЕЛЕЙ ПОДШИПНИКОВ
СКОЛЬЖЕНИЯ, РАБОТАЮЩИХ В УСЛОВИЯХ НАЛИЧИЯ
РАСПЛАВА ЛЕГКОПЛАВКОГО ПОКРЫТИЯ

2.5.3. – Трение и износ в машинах

Диссертация

на соискание ученой степени кандидата технических наук

Научный руководитель:

доктор технических наук, доцент

М.А. Мукутадзе

Ростов-на-Дону

2021

ОГЛАВЛЕНИЕ

УСЛОВНЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ	3
ВВЕДЕНИЕ	7
Глава 1. СОСТОЯНИЕ ВОПРОСА	14
1.1 Гидродинамика пористых подшипников	15
1.2 Смазывание расплавами	28
1.3 Цель и задачи исследования	38
Глава 2. ПОДШИПНИКИ СКОЛЬЖЕНИЯ С ПОКРЫТИЯМИ, РАБОТАЮЩИЕ НА ВЯЗКИХ СМАЗОЧНЫХ МАТЕРИАЛАХ	41
2.1 Общие положения при постановке задач	41
2.2 Модели подшипников с легкоплавким покрытием поверхности	43
2.3 Модели подшипников с пористым и легкоплавким покрытием	58
2.4 Применение опорного профиля, адаптированного к условиям трения .	74
2.5 Выводы	91
Глава 3. ПОДШИПНИКИ СКОЛЬЖЕНИЯ С ПОКРЫТИЯМИ, РАБОТАЮЩИЕ НА МИКРОПОЛЯРНЫХ СМАЗОЧНЫХ МАТЕРИАЛАХ	92
3.1 Подшипники с легкоплавким покрытием опорных поверхностей	92
3.2 Подшипники с пористым и легкоплавким металлическим покрытием.	105
3.3 Подшипники со специальным опорным профилем	118
3.4 Выводы	129
Глава 4. МЕТОДИКА ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ	131
4.1 Структура исследований	131
4.2 Экспериментальное оборудование	134
4.3 Экспериментальные образцы и материалы	138
Глава 5. ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ	144
5.1 Механизм смазывания металлическим расплавом	144
5.2 Несущая способность	150
5.3 Режимы эксплуатации трибосистем	155
5.4 Результаты промышленных испытаний	168
5.5 Выводы	171
ЗАКЛЮЧЕНИЕ, ОБЩИЕ ВЫВОДЫ И РЕКОМЕНДАЦИИ	173
БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК	175
Приложение 1	204
Приложение 2	206

УСЛОВНЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ

Глава 2

μ_0 – характерная вязкость

μ' – динамический коэффициент вязкости

$\tilde{\alpha}$ – экспериментальная постоянная

$x'O'y'$ – декартова система координат

ω – параметр адаптированного профиля ползуна

l – длина подшипника

p' – гидродинамическое давление в смазочном слое

p_a – атмосферное давление

w – несущая способность

α – параметр, характеризующий зависимость вязкости от давления

Ω – угловая скорость вращения вала

r_0 – радиус вала

r_1 – радиус кругового подшипника

e – эксцентриситет

a' – амплитуда возмущения

u, v – компоненты вектора скорости смазочной среды

R_x, R_y – компоненты вектора поддерживающей силы

$L_{тр}$ – сила трения

L' – удельная теплота плавления на единицу объема

k' – проницаемость пористого слоя

k_0 – характерная проницаемость пористого слоя

u^* – скорость движения направляющей

p^* – давление смазочной среды в пористом слое

p – давление в пористом слое

\tilde{H} – толщина пористого слоя

H – толщина смазочного слоя

h_0 – толщина смазочной пленки на входе в зону гидродинамического клина

L – длина неподвижной рабочей поверхности подшипника

α^* – угол наклона линейного контура ползуна к оси Ox

C_p – теплоемкость при постоянном давлении

r, θ – полярные координаты

η – конструктивный параметр

\tilde{M} – безразмерный параметр, характеризующий проницаемость пористого покрытия

$\frac{P_a}{P^*}$ – давление на торцах интервала для клиновидной опоры скольжения

$\lambda'f(\theta)$ – функция, характеризующая радиус расплавленного покрытия

ε – относительный эксцентриситет

K – тепловой (обобщенный) параметр, характеризующий расплав покрытия

h_0^* – толщина легкоплавкого металлического покрытия

$\lambda'f(x')$ – функция, характеризующая контур расплавленного покрытия

Глава 3

μ_0 – характерная вязкость

μ' – динамический коэффициент вязкости

$\tilde{\alpha}$ – экспериментальная постоянная

$x'O'y'$ – декартова система координат

ω – параметр адаптированного профиля ползуна

l – длина подшипника

p' – гидродинамическое давление в смазочном слое

p_a – атмосферное давление

w – несущая способность

α – параметр, характеризующий зависимость вязкости от давления

Ω – угловая скорость вращения вала
 r_0 – радиус вала
 r_1 – радиус кругового подшипника
 e – эксцентриситет
 a' – амплитуда возмущения
 u, v – компоненты вектора скорости смазочной среды
 R_x, R_y – компоненты вектора поддерживающей силы
 $L_{\text{тр}}$ – сила трения
 L' – удельная теплота плавления на единицу объема
 κ' – проницаемость пористого слоя
 κ_0 – характерная проницаемость пористого слоя
 u^* – скорость движения направляющей
 p^* – давление смазочной среды в пористом слое
 p – давление в пористом слое
 \tilde{H} – толщина пористого слоя
 H – толщина смазочного слоя
 h_0 – толщина смазочной пленки на входе в зону гидродинамического клина
 L – длина неподвижной рабочей поверхности подшипника
 α^* – угол наклона линейного контура ползуна к оси Ox
 c_p – теплоемкость при постоянном давлении
 r, θ – полярные координаты
 η – конструктивный параметр
 \tilde{M} – безразмерный параметр, характеризующий проницаемость пористого покрытия
 $\frac{p_a}{p^*}$ – давление на торцах интервала для клиновидной опоры скольжения
 $\lambda'f(\theta)$ – функция, характеризующая радиус расплавленного покрытия
 ε – относительный эксцентриситет

K – тепловой (обобщенный) параметр, характеризующий расплав покрытия

h_0^* – толщина легкоплавкого металлического покрытия

$\lambda'f(x')$ – функция, характеризующая контур расплавленного покрытия

N_1 – параметр, характеризующий размер молекул микрополярного смазочного материала

N^2 – параметр связи микрополярного смазочного материала

κ_0, γ_0 – характерные вязкости микрополярной смазки

v' – скорость вращения микрочастиц

ВВЕДЕНИЕ

Актуальность темы. Одним из обязательных конструктивных элементов любых машин и механизмов остаются подшипники. Среди всех их типов наиболее эффективными являются подшипники скольжения, работающие в гидродинамическом режиме смазывания. Они обеспечивают устойчивую работу при минимальных потерях на трение при наиболее высокой скорости и несущей способности.

Подшипники скольжения применяются в опорах целого ряда современных высокоскоростных роторных машин. Это прокатные станки, прессы, ковочные машины, дизели, тяжелые металлорежущие станки, паровые турбины, турбоагрегаты и многие другие машины. Вследствие распространенности подшипников в машиностроении большая часть (80–85 %) всех отказов агрегатов приходится на неполадки в узлах трения. Это обстоятельство заставляет непрерывно работать над повышением эффективности работы подшипников.

Эксплуатационные параметры подшипников скольжения зависят от характеристик применяемых конструкционных и смазочных материалов. Так, порошковые материалы обеспечивают повышение демпфирующих свойств подшипников, а новые составы смазочных материалов значительно повышают все их триботехнические параметры.

Однако применение новых триботехнических материалов с нестандартными параметрами в значительной степени затрудняет и без того сложные проектные, проверочные и другие расчеты подшипников. Таким образом, инженерная практика несколько опережает теоретические разработки. Имеющиеся исследования касаются только отдельных особенностей новых материалов, тогда как необходимо учитывать одновременно весь их комплекс.

Одному из перспективных решений данной проблемы посвящена настоящая работа, в которой получен ряд уточненных расчетных моделей подшипников скольжения с пористыми и легкоплавкими металлическими

покрытиями, адаптированным к условиям трения профилем и вязкими или микрополярными смазочными материалами. Это делает тематику работы важной и актуальной.

Степень разработанности темы. В настоящее время на основе разработанных математических методов получены модели некоторых типов подшипников скольжения с покрытиями из пористых материалов и легкоплавких металлических сплавов на их подвижных и неподвижных контактных поверхностях. Это позволяет учитывать отдельные особенности рассматриваемых покрытий. К таким работам относятся труды отечественных исследователей К. С. Ахвердиева, А. Н. Барабанова, В. Э. Бурлаковой, Д. С. Гастюшкина, Е. А. Задорожной, С. М. Захарова, В. И. Колесникова, Ю. В. Рождественского, В. М. Приходько, А. В. Яковлева и зарубежных – таких, как W. Hilgers, N. Gybe, H. Peeken. Однако сравнительный анализ рассмотренных работ позволил установить, что в них не учитывается ряд факторов, существенно влияющих на различные аспекты функционирования трибосистем. В первую очередь это реологические свойства расплава легкоплавкого покрытия и эффективного современного смазочного материала с микрополярными свойствами. Кроме того, снижение точности инженерных расчетов вызывается частным характером имеющихся моделей, не учитывающих одновременно всего комплекса переменных факторов.

В настоящих исследованиях сделана попытка в некоторой степени исправить эти недостатки разработкой ряда расчетных моделей с расширенным комплексом параметров.

Цель и задачи исследования. Повышение уровня триботехнических параметров радиальных и упорных подшипников скольжения, смазываемых жидкими смазочными материалами и легкоплавкими металлическими расплавами, и точности установления их эксплуатационных характеристик при проектировании на основе разработки многопараметрических расчетных моделей.

1 Повышение эффективности проектирования подшипников скольжения, смазываемых жидкими смазочными материалами и легкоплавкими ме-

таллическими расплавами, путем разработки расчетных моделей, учитывающих одновременно комплекс дополнительных факторов.

2 Теоретические и экспериментальные исследования радиальных и упорных подшипников скольжения с контактной поверхностью, имеющей легкоплавкое металлическое покрытие и профиль, адаптированный к конкретным режимам трения, при учете влияния гидродинамического давления на реологические свойства смазочных материалов и расплав покрытия.

3 Разработка расчетной модели и исследование подшипников скольжения разной конструкции с легкоплавким металлическим покрытием и опорным профилем, адаптированным к условиям трения и имеющим пористое покрытие, при учете стратифицированного течения стандартного смазочного материала и расплава покрытия в рабочем зазоре.

4 Получение расчетных моделей подшипников скольжения, смазываемых жидкими смазочными материалами и легкоплавкими металлическими расплавами, обладающими вязкими или микрополярными свойствами, при учете зависимости их реологических свойств от гидродинамического давления.

5 Верификация разработанных теоретически моделей путем сравнения результатов их численного анализа с регрессионными зависимостями, полученными экспериментально.

6 Итоговая проверка эффективности расчетных моделей, результатов выполненных исследований, сделанных выводов и рекомендаций в промышленных условиях.

Научная новизна результатов исследования заключается в следующем.

1 Применение при разработке блока математических моделей подшипников скольжения с металлическим легкоплавким покрытием контактных поверхностей, компенсирующим аварийный недостаток смазочного материала и работающим в гидродинамическом режиме смазывания, оригинальной методики получения точных автомодельных решений исследовательских задач.

2 Разработка методики инженерных расчетов конструкций радиальных и упорных подшипников скольжения с легкоплавкими или пористыми покрытиями на подвижных или неподвижных контактных поверхностях, смазываемых вязкими или микрополярными смазочными веществами, с одновременным учетом зависимости вязкости смазочного материала и проницаемости пористого тела от гидродинамического давления.

3 Результаты решения задач гидродинамического режима смазывания различных типов подшипников скольжения с пористыми или легкоплавкими металлическими покрытиями контактных поверхностей при наличии адаптированного к условиям трения профиля опорной поверхности.

4 Разработанные расчетные модели для проектировочных и проверочных инженерных расчетов, позволяющие определить величину основных триботехнических параметров подшипников скольжения с пористыми или легкоплавкими покрытиями при смазывании вязкими или микрополярными смазочными материалами.

5 Установление основных закономерностей зависимости эксплуатационных трибохарактеристик подшипников скольжения, работающих в гидродинамическом режиме смазывания, от типа пористого или легкоплавкого покрытия, а также их сочетания со свойствами применяемых жидких смазочных материалов и адаптированной к условиям трения опорной поверхностью.

Теоретическая и практическая значимость работы представлена следующими положениями.

1 На основе общего методологического подхода к решению поставленных задач сформирован комплекс уточненных расчетных моделей подшипников скольжения разной конструкции, работающих в условиях гидродинамического режима смазывания на жидких смазочных материалах и расплавах покрытия, обладающих истинно вязкими или микрополярными реологическими свойствами.

2 Получен комплекс уточненных моделей для радиальных и упорных подшипников скольжения с легкоплавкими покрытиями контактных поверх-

ностей, работающих на смазочных материалах и расплавах покрытия, обладающих истинно вязкими или микрополярными реологическими свойствами, позволяющий установить зависимость основных триботехнических параметров исследуемых трибосистем от нагрузочно-скоростных эксплуатационных режимов.

3 Впервые для инженерных расчетов подшипников скольжения получены математические модели, включающие одновременно следующие условия:

a – трение пористого покрытия по металлическому легкоплавкому;

б – гидродинамический режим смазывания жидким смазочным материалом, а затем расплавом покрытия;

в – сложная микрополярная реология применяемых смазочных материалов;

г – зависимость вязкости смазочных материалов и расплава покрытия от гидродинамического давления в смазочном слое;

д – зависимость проницаемости пористого покрытия и вязкости смазочного материала и расплава от давления.

4 Установленная теоретически и подтвержденная экспериментально для исследованных радиальных и упорных подшипников скольжения эффективность полученного комплекса уточненных моделей, позволяющего выполнять как предпроектные оценочные, так и проектировочные инженерные расчеты в широком диапазоне эксплуатационных нагрузочно-скоростных режимов.

Методология и методы исследований задач теоретического плана основываются на использовании классических способов приближенного решения уравнений гидромеханики жидкостей. Эти уравнения преобразовывались для учета специфики реологических свойств и их зависимости от условий применения как смазочных материалов с вязкими и микрополярными свойствами, так и расплавов покрытия. Кроме того, учитывались конструктивные и эксплуатационные параметры исследуемых типов подшипников.

Результаты дальнейших исследований разработанных расчетных моделей выполнялись численным анализом с помощью современного программного обеспечения на компьютере.

Экспериментальные исследования реализованы по полнофакторным планам на модернизированной машине трения ИИ 5018 и специальном стенде.

Положения, выносимые автором на защиту, включают следующие.

1 Комплекс уточненных расчетных моделей радиальных и упорных подшипников скольжения, эксплуатируемых в условиях гидродинамического смазывания расплавом покрытия, имеющим истинно вязкие или микрополярные реологические свойства, при наличии пористого покрытия контактной поверхности и учете зависимости вязкости смазочных материалов и проницаемости пористого тела от давления.

2 Разработанная и подтвержденная при получении математических моделей исследуемых подшипников скольжения общая универсальная методология их формирования на базе применения асимптотических и точных автомодельных решений системы базовых уравнений.

3 Установленные теоретически и подтвержденные экспериментально основные закономерности влияния реологических свойств жидких смазочных материалов и расплавов покрытия, обладающих истинно вязкими или микрополярными свойствами, на триботехнические характеристики подшипников скольжения (потери на трение и несущую способность) в исследованном диапазоне эксплуатационных режимов.

4 Сформированный комплекс уточненных расчетных моделей радиальных и упорных подшипников скольжения с пористыми и легкоплавкими покрытиями на подвижных и неподвижных контактных поверхностях, имеющих специальный профиль, адаптированный к условиям трения, с учетом реологических свойств расплава покрытия и зависимости его вязкости и проницаемости пористого покрытия от давления.

Степень достоверности результатов обеспечена корректной постановкой цели исследований и ее достижением на основе применения классических

законов гидродинамики в механике сплошной среды, а также экспериментальной верификации теоретически разработанных моделей на современном высокоточном стандартном и специально разработанном оборудовании.

Результаты экспериментальных исследований выполнены при 3–5 параллельных опытах по полнофакторным планам с последующей статистической обработкой данных.

Апробация результатов работы осуществлялась в ходе всесторонних обсуждений ее результатов в виде докладов на научно-практических международных конференциях (17 докладов), публикации основных выводов работы в рецензируемых научных журналах и изданиях (21 статья), а также удовлетворительно прошедших промышленных испытаний в ОАО «10 ГПЗ» и электровозоремонтном заводе – филиале АО «Желдорремаш» в г. Ростове-на-Дону. Испытания опытных подшипников проводились на шпиндельном узле обдирочного шлифовального станка Sasl 125x500 и на стенде окончательной сборки и обкатки КМБ (модель ОБ-741 инв. № 3Н-0089).

Работа выполнялась на кафедре «Высшая математика» и в лаборатории трения Ростовского государственного университета путей сообщения (РГУПС).

Глава 1. СОСТОЯНИЕ ВОПРОСА

Современные машины и агрегаты работают при высоких нагрузках и температурах [1], поэтому развитие и совершенствование современной техники неразрывно связано с обеспечением долговечности заданного ресурса. Как известно, ресурс работы любой машины определяется ресурсом самых недолговечных ее узлов. Одним из наиболее распространенных узлов практически любой машины можно считать трибосистемы – опорные блоки вращающихся валов. Как правило, это подшипники качения и скольжения, представляющие собой необходимые и важнейшие структурные элементы механизмов. Это обуславливает тот факт, что более 80 % отказов машин происходит в связи с выходом из строя узлов трения [2, 3].

Преимуществами подшипников скольжения являются их более высокая несущая способность и скорость, а недостатком – значительные потери на трение. Компенсация этого недостатка осуществляется переходом от граничного режима смазывания к жидкостному. Кроме того, большую роль играет рациональный подбор применяемых антифрикционных материалов.

Современными перспективными антифрикционными материалами являются пористые порошковые композиты, способные работать в режиме самосмазывания и обладающие значительной демпфирующей способностью [4, 5, 6]. При этом покрытие пористых рабочих поверхностей слоем легкоплавких металлов (сплав Вуда, баббит, специальные бронзы) обеспечивает дополнительное преимущество таких подшипников. Оно заключается в использовании расплавов этих покрытий в качестве жидких смазочных материалов в условиях аварийного отсутствия штатной смазки.

Недостатком подшипников скольжения с легкоплавким металлическим покрытием является ограниченный объем расплава и отсутствие самоподдерживания процесса смазывания.

Настоящая работа посвящена исследованию триботехнических характеристик опор скольжения с покрытиями из легкоплавких металлических сплавов на подвижных и неподвижных пористых поверхностях и определению области их рационального использования.

1.1 Гидродинамика пористых подшипников

В настоящее время в трибосистемах тяжело нагруженных машин и механизмов нашли широкое применение самые различные антифрикционные материалы. Среди них наиболее экономичными и достаточно эффективными можно считать пористые композиционные материалы, изготовленные на базе технологий порошковой металлургии. Они хорошо прирабатываются, имеют низкий коэффициент трения и обеспечивают требуемую износостойкость. Эти свойства позволяют применять их в самых разных трибосистемах современных агрегатов. К номенклатуре подобных антифрикционных узлов относятся различные типы подшипников скольжения, втулки, вкладыши, направляющие [7].

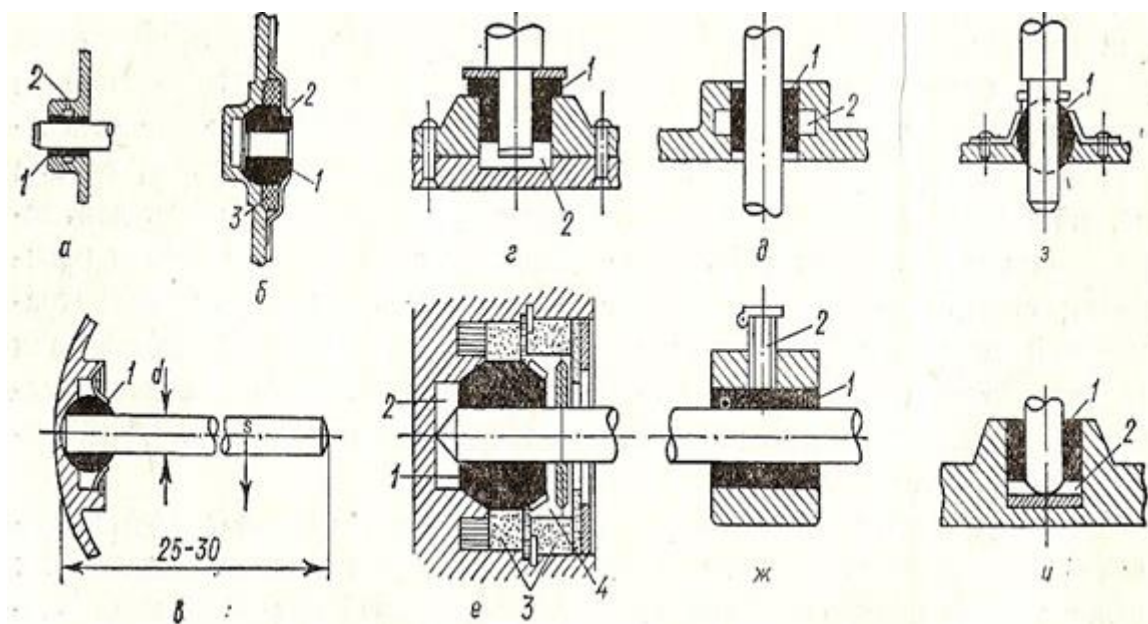


Рисунок 1.1 – Конструктивное исполнение типовых узлов трения, оснащенных пористыми подшипниками [11]:

1 – пористая антифрикционная втулка; 2 – резервуар, отверстие для смазочного материала; 3 – фитильная система смазки

Одними из основных материалов пористых подшипниковых вкладышей и втулок являются железграфиты (ЖГр1, ЖГр2...), бронзографиты, железграфиты с медью (ЖГр1Д0,5, ЖГр1Д2.5...), цинком и другие металлы.

Такие подшипники в определенном диапазоне нагружения обладают более высокими экономическими, техническими и эксплуатационными характеристиками, чем подшипники из цветных металлов, при граничном режиме смазывания и без смазывания.

Значительное преимущество таких подшипников – в обеспечении эффекта самосмазывания. Подобный эффект заключается в выделении из пор спечённой подшипниковой втулки смазочного материала в результате его терморасширения под действием генерируемого трением тепла, что повышает износостойкость материала подшипника и ресурс трибосистемы. При перебоях в подаче смазочного материала это обеспечивает безотказную работу трибоузла, продлевая работу подшипника с пористым элементом.

Роль твердого смазочного материала играют вводимые в его состав графит, сульфиды, фториды и другие соединения. Высокими триботехническими свойствами обладают пористые материалы, импрегнированные полимерными наполнителями в роли смазочного материала. Например, бронзовые пористые вкладыши, пропитанные эмульсией фторопласта, и металлофторопластовые ленты.

Материалом для производства пористых вкладышей подшипников являются антифрикционные композиты на основе меди. Высокие значения электропроводности этих материалов позволяют использовать их в щеткоколлекторных узлах генераторов и электродвигателей, контакты которых требуют, наряду с электропроводностью, и антифрикционности. К подобным по свойствам материалам можно отнести и медно-графитовые композиционные материалы с уровнем величины содержания графита в 75 %.

Низкие нагрузочно-скоростные режимы стабильно и успешно реализуются в подшипниках из порошковой оловянистой бронзы при скорости скольжения не более 1,5 м/с и контактных давлениях в диапазоне 0,5–1,0 МПа. Рассматриваемые материалы используют в опорах пусковых двигателей дизелей, генераторов и ряде других подобных машин.

Для более значительных режимов нагружения (мотоциклы, трактора, насосы и др.) применяют бронзографитовые подшипниковые материалы, которые выдерживают более высокие скорости скольжения.

В нашей стране и ведущих зарубежных странах в двигателях крупнотоннажных автомобилей, судовых и железнодорожных дизелях применяются порошковые свинцовистые бронзы. В общем машиностроении (сельхозмашины, дорожно-строительные механизмы и т. д.) широко распространены конструкционные порошковые материалы на основе железа.

В опорах газовых и паровых турбин, работающих при высоких температурах, стабильное состояние работоспособности обеспечивается применением порошковых композиционных материалов, включающих высоколегированные стали (Х18Н15 и ХЗН18) и антифрикционный компонент – дисульфид молибдена.

Следует отметить, что для обеспечения нормального функционирования тяжело нагруженных узлов трения, изготовленных из антифрикционных материалов, необходимо обеспечить их конструктивную прочность.

По своим физико-механическим свойствам порошковые материалы уступают компактным того же состава (литым или полученным обработкой давлением) в связи с наличием пор (таблица 1.1).

Таблица.1.1 – Свойства литой и спечённой бронзы [11]

Характеристика материала		Свинцовистая бронза	
Параметр	Размерность	Литая	Спечённая
Плотность	г/см ³	9,2	8,5
Твёрдость	НВ	50,0	25,0
Прочность	МПа	140	45
Удлинение при разрыве	%	6,0	3,5
Коэффициент трения	–	0,008	0,005

Рассмотрим сравнительные антифрикционные характеристики спечённых и компактных материалов, приведенные в таблице 1.2. Анализ данных позволяет установить, что наиболее высокую несущую способность имеют компактные материалы. Однако порошковые в некоторых случаях превосходят их по целому ряду антифрикционных показателей.

Таблица 1.2 – Сравнение свойств спечённых и компактных материалов

Марка материала	Пористость, П, %	Предел прочности на растяжение, σ , МПа	Максимальные режимы трения со смазкой			Коэффициент трения	Относительная износостойкость
			Контактная нагрузка, σ , МПа	Скорость скольжения, V , м/с	Температура, T , °С		
БрОЦС6-6-3	0	153	500–600	3	60–80	0,005	1,0
Баббит БК	0	-	1500	15	80–100	0,004	1,0
БрО9Гр3	30	50	300–400	1–2	60–80	0,005	1,5–3,0
ЖГр1К1	20	150	800	5	200	0,06–0,006	2,0–6,0
ЖГр1Д2	15–20	180	500–800	4	200	0,09–0,009	1,5–3,0
ЖГр1ДЗК0,4	15–20	150	500–1000	4–8	200	0,05	2,0–6,0
ЖГр3Цс4	15–20	150	1000	10	-	0,05–0,1	2,0–10,0

Типовой технологический процесс производства деталей машин методом порошковой металлургии подробно описан в литературе [8, 9, 10]. Остановимся на типовой схеме изготовления самосмазывающихся пористых подшипников (рисунок 1.2).

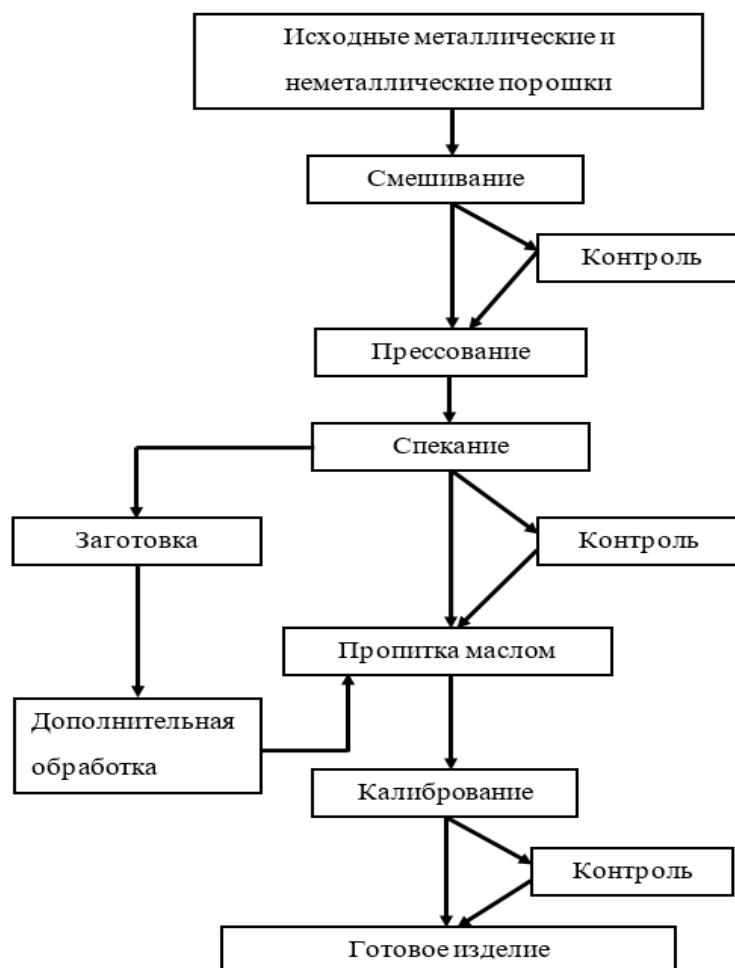


Рисунок 1.2 – Технологическая схема изготовления пористых подшипников

Технологическая цепь такого производства содержит следующие этапы:

1 Приготовление шихты и дозировка. Приготовленные металлические и неметаллические порошки смешивают и дозируют по массе или объёму. Смешивание компонентов шихты должно обеспечить однородность, несмотря на различную плотность и размер фракций металлических и неметаллических порошков. Для получения шихты высокого качества со сложным составом применяют длительное сухое или мокрое перемешивание.

Для придания самосмазывающихся свойств пористой металлической основе в состав шихты добавляют графит, серу, цинк и др. Такие добавки одновременно выполняют роль твердой смазки и легирующих веществ, обеспечивающих металлической матрице повышенные физико-механические свойства.

2 Получение прессовок. Формование мелких деталей выполняют в пресс-формах, а крупных – гидростатическим прессованием. Величина давления прессования, а также размеры и форма частиц порошковой шихты определяют пористость изделия. Для повышения пластичности в шихту вводят специальные технологические смазки в виде масел или парафина. Это позволяет снизить давление прессования и более равномерно распределить напряжение в объёме заготовки.

3 Спекание – нагрев и последующая выдержка прессовки при температуре, равной ≈ 90 % температуры плавления основного компонента или плавления наиболее легкоплавкого компонента. Это интенсифицирует взаимную диффузию материалов в порошковой прессовке.

4 Калибрование рабочих поверхностей пористой втулки для повышения их точности.

5 Пропитка в горячей вакуумной камере для полного заполнения пор жидким смазочным материалом (≈ 5 – 6 % по массе).

В качестве дополнительных видов обработки применяют термическую или химико-термическую (сульфидирование, борирование и др.).

Для снятия припусков и исправления дефектов в виде усадки и коробления применяют механическую обработку пористых втулок. Однако такая обработка сильно изменяет состояние поверхностного слоя и значительно влияет на протекание процесса пропитки и самосмазывания [15]. Причинами являются уплотнение пористого каркаса и закупоривание поверхностных пор.

А. Я. Артамоновым [11] на основе экспериментальных исследований установлено, что поверхности трения изделий, изготавливаемых из пористых металлокерамических материалов на основе железа, нельзя обрабатывать со

скоростями резания, лежащими ниже 60–110 м/мин. Эта рекомендация остается в силе при обычной обработке резанием трущихся поверхностей изделий из металлокерамических антифрикционных материалов с разной основой, пористостью и структурой.

При этом важно помнить, что увеличение скорости резания за пределами 80–110 м/мин ведет к снижению степени наклепа и толщины наклепанного слоя тем больше, чем ниже пористость обрабатываемого материала.

Помимо изложенных выше достоинств металлокерамические подшипниковые материалы имеют и ряд недостатков: пониженную несущую способность, ограниченный запас жидкого смазочного материала и относительно высокий уровень износа на стадиях пуска-выбега.

Усредненный экономический эффект при использовании порошковых триботехнических материалов приведен в таблице 1.3 [2, 12].

Таблица 1.3 – Экономичность применения порошковых подшипников

Материал втулок	Масса, т	Расход цвет. мет.	Стоимость изгото- вления, тыс. р.	Количество	
				рабочих	станков
Бронза	1000	2670	5081	476	207
Железографит	640	–	250	78	2
Экономия	360	2670	4831	398	205

Анализ изложенного подтверждает, что детали узлов трения из порошковых антифрикционных материалов имеют существенные технологические, эксплуатационные и экономические преимущества в сравнении с деталями, полученными другими технологическими методами. В промышленно развитых странах количество деталей фрикционного и антифрикционного назначения, изготовленных методами порошковой металлургии, достигает 15–35 %. Это обстоятельство делает исследования, посвященные расширению областей применения порошковых материалов, перспективными, важными и актуальными.

Вопросы течения вязкого смазочного материала в контактном зазоре подшипников скольжения, работающих в режиме гидродинамического смазывания и включающих конструктивные элементы, изготовленные из пористых порошковых композитов, рассмотрены в трудах целого ряда ученых. Это фундаментальные работы В. Т. Моргана и А. Камерона, А. Д. Мошкова, К. Кюзано и Н. Типея, а также Шера и Джозефа, П. Р. Мурти, Н. М. Федорченко, А. К. Никитина, К. С. Ахвердиева, Ф. П. Снеговского и ряда других исследователей [13–29].

В узлах трения самых разных машин широко используются радиальные подшипники скольжения с пористыми порошковыми элементами. Пропитка подобных втулок различными смазочными материалами позволяет добиться устойчивой работы узлов трения в основном при эксплуатации в режиме граничного трения [4, 30, 128]. Это позволяет, перейдя в режим жидкостного трения, значительно повысить эксплуатационные возможности подшипников скольжения с пористыми элементами в виде втулок или покрытий.

Для этого требуется наличие требуемого объема смазочного материала, его своевременная подача и конструктивное обеспечение способов его подачи. Кроме того, необходимо обосновать теоретически и подтвердить экспериментально, с учетом реологических свойств смазочного материала, требуемое давление в смазочном слое.

Исследованию радиальных подшипников скольжения с пористым спеченным порошковым кольцом посвящено большое количество исследований. В работе Морганом и Камероном впервые определена несущая способность металлокерамического радиального подшипника. В работе Камерона установлена причина нарушения гидродинамического режима. Развивая исследования, Мурти и Шер в своей работе приводят решения задач о радиальных подшипниках скольжения с пористыми порошковыми элементами: короткой втулкой и втулкой бесконечной длины.

Постановке и решению задач о радиальном подшипнике с пористой спеченной втулкой конечного размера посвящен целый ряд работ зарубежных

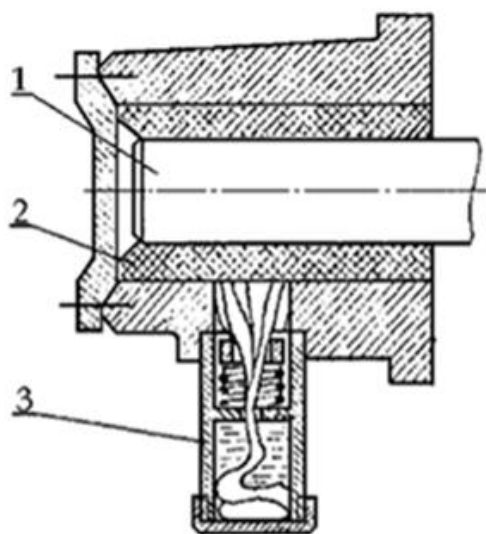


Рисунок 1.3 – Смазывание металлокерамического подшипника при помощи фитиля:

1 – вал; 2 – втулка;
3 – масленка

и отечественных исследователей. В работах [30, 128] установлено, что гидродинамический режим течения жидкого смазочного материала в металлокерамических подшипниках скольжения (рисунок 1.3) возникает лишь при относительно малых скоростях и нагрузках в связи с низким уровнем капиллярного давления и недостаточным количеством жидкого смазочного материала. Следовательно, для обеспечения гидродинамического смазывания металлокерамических подшипников скольжения и увеличения нагрузочно-скоростных режимов необходимо

предотвратить утечку смазочного материала.

Устойчивый режим жидкостного трения обеспечивается только на основе гидродинамики или гидростатики [31]. При этом жидкий смазочный материал, образующий масляный слой, подается под давлением в рабочий зазор, что определяет несущую способность описываемых подшипников. Подшипники с гидростатическим смазыванием могут применяться практически в любой машине, позволяющей осуществить постоянную подачу смазочного материала в рабочую зону под необходимым давлением. Однако эти подшипники значительно дороже, и их экономически оправданное использование может быть реализовано только в тяжело нагруженных и ответственных трибосистемах.

Асимптотическое решение для радиального подшипника с пористыми конструктивными элементами (одно- и двухслойное покрытие, вставка на опорной поверхности) при установившемся движении смазочного материала

в контактном зазоре с учетом сил инерции приведено в работах [17–41]. Здесь же учтены анизотропия проницаемости пористых элементов в радиальном или одновременно в радиальном и окружном направлениях, а также условия подачи смазочного материала в осевом направлении. Результаты решения найдены на основе базовых нелинейных уравнений, описывающих движение жидкости как в смазочном, так и в пористом слоях и условия неразрывности:

$$\begin{aligned}
& \operatorname{Re} \left[v_r \frac{\partial v_r}{\partial r} + \frac{v_\theta}{r} \frac{\partial v_\theta}{\partial \theta} + v_z \frac{\partial v_z}{\partial z} - \frac{v_\theta^2}{r} \right] = \\
& = -\frac{1}{(1-\alpha)^2} \frac{\partial p}{\partial r} + \frac{\partial^2 v_r}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial v_r}{\partial r} + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 v_r}{\partial \theta^2} + \frac{\partial^2 v_r}{\partial z^2} - \frac{v_r^2}{r^2} - \frac{2}{r^2} \frac{\partial v_\theta}{\partial \theta}; \\
& \operatorname{Re} \left[v_r \frac{\partial v_\theta}{\partial r} + \frac{v_\theta}{r} \frac{\partial v_\theta}{\partial \theta} + v_z \frac{\partial v_\theta}{\partial z} - \frac{v_r v_\theta}{r} \right] = \\
& = -\frac{1}{(1-\alpha)^2} \frac{1}{r} \frac{\partial p}{\partial \theta} + \frac{\partial^2 v_\theta}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial v_\theta}{\partial r} + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 v_\theta}{\partial \theta^2} + \frac{\partial^2 v_\theta}{\partial z^2} - \frac{v_\theta^2}{r^2} + \frac{2}{r^2} \frac{\partial v_r}{\partial \theta}; \\
& \operatorname{Re} \left[v_r \frac{\partial v_z}{\partial r} + \frac{v_\theta}{r} \frac{\partial v_z}{\partial \theta} + v_z \frac{\partial v_z}{\partial z} \right] = \\
& = -\frac{1}{(1-\alpha)^2} \frac{\partial p}{\partial z} + \frac{\partial^2 v_z}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial v_z}{\partial r} + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 v_z}{\partial \theta^2} + \frac{\partial^2 v_z}{\partial z^2}; \\
& \frac{\partial v_r}{\partial r} + \frac{1}{r} \frac{\partial v_\theta}{\partial \theta} + \frac{\partial v_z}{\partial z} + \frac{v_r}{r} = 0; \\
& \tilde{k}_1(r, \theta) \cdot \left[\frac{\partial^2 \Phi}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial \Phi}{\partial r} + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 \Phi}{\partial \theta^2} + \frac{\partial^2 \Phi}{\partial z^2} \right] + \frac{\partial \tilde{k}_1}{\partial r} \frac{\partial \Phi}{\partial r} + \frac{1}{r} \frac{\partial \tilde{k}_1}{\partial \theta} \frac{\partial \Phi}{\partial \theta} = 0; \\
& \tilde{k}_2(r, \theta) \cdot \left[\frac{\partial^2 F}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial F}{\partial r} + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 F}{\partial \theta^2} + \frac{\partial^2 F}{\partial z^2} \right] + \frac{\partial \tilde{k}_2}{\partial r} \frac{\partial F}{\partial r} + \frac{1}{r} \frac{\partial \tilde{k}_2}{\partial \theta} \frac{\partial F}{\partial \theta} = 0,
\end{aligned}$$

где v_r, v_z, v_θ – компоненты вектора скорости;

p – гидродинамическое давление в смазочном слое;

Φ и F – безразмерные гидродинамические давления в пористых слоях с проницаемостью слоев соответственно k_1 и k_2 .

Приведенная система уравнений решалась при следующих граничных условиях:

1) на периферии контура трибоконтакта реализуются давления ($P = \Phi$), где v_r определяется законом Дарси, а остальные компоненты равны нулю;

2) на границе, разделяющей пористые слои, выполняются соотношения

$$\Phi = F, \quad k_1 \frac{\partial \Phi}{\partial r} = k_2 \frac{\partial F}{\partial r};$$

3) $F|_{r=b+h} = p_g$, где p_g – закон подачи жидкого смазочного материала;

4) при $z = \pm \gamma$ давление равно \bar{p}_A ;

5) на поверхности вала имеют место нижеследующие условия

$$v_r(\alpha + \alpha H) = v_r|_{r=\alpha} + \left(\frac{\partial v_r}{\partial r} \right)_{r=\alpha} \alpha H + \dots = -\varepsilon \sin \theta;$$

$$v_\theta(\alpha + \alpha H) = v_\theta|_{r=\alpha} + \left(\frac{\partial v_\theta}{\partial r} \right)_{r=\alpha} \alpha H + \dots = 1;$$

$$w(\alpha + \alpha H) = w|_{r=\alpha} + \left(\frac{\partial w}{\partial r} \right)_{r=\alpha} \alpha H + \dots = 0.$$

В результате проведенных теоретических исследований авторами получены аналитические зависимости, позволяющие при помощи численного анализа оценить влияние параметров, способствующих увеличению несущей способности подшипника, при стационарном и нестационарном течении жидкого смазочного материала. Доказано, что при учете в расчетных моделях анизотропии проницаемости пористых покрытий одновременно в окружном и радиальном направлениях возможно обеспечить, при их определенном соотношении, повышение несущей способности трибосистемы, сохраняя величину коэффициента трения на низком уровне. В работах [42–44], посвященных выполнению расчетов радиальных подшипников скольжения, работающих при гидродинамических режимах смазывания, использованы эффек-

тивные методы автотомельных решений. Это относится к подшипникам бесконечной и конечной длины с однослойным и двухслойным пористым порошковым кольцом или вставкой. Одновременно учитывается зависимость вязкости смазочного материала от гидродинамического давления в условиях стационарного и нестационарного течения жидкости в рабочем зазоре подшипника, а также ее влияние на проницаемость пористых элементов.

Анализ расчетных моделей, полученных для радиальных подшипников скольжения с пористыми элементами в конструкции, благодаря одновременному учету зависимости вязкости смазочного материала и проницаемости пористых частей от давления, доказал, что несущая способность подшипников повышается как с ростом соотношения проницаемости пористых слоев (K_2/K_1), так и при соответствии ширины пористой вставки $1/6$ ширины подшипниковой втулки. Расчеты выполнены для подшипников бесконечной и конечной длины.

В работах [45–49] анализируется установившееся и неуставившееся движение жидкого смазочного материала при аналогичных описанным выше условиях в зазоре радиально-упорного подшипника конечной длины при осевой подаче смазочного материала. Базовыми зависимостями считаем систему нелинейных нестационарных уравнений Навье – Стокса в модификации для тонкого слоя, Дарси, описывающего течение в пористом теле, и неразрывности вязкой среды:

$$\frac{\partial p'}{\partial r'} = 0, \quad \mu' \frac{\partial^2 v_\theta}{\partial r'^2} = \frac{\partial p'}{\partial \theta}, \quad \mu' \frac{\partial^2 v_z}{\partial r'^2} = \frac{\partial p'}{\partial z'},$$

$$\frac{\partial v_{r'}}{\partial r'} + \frac{1}{r'} \frac{\partial v_{r'}}{\partial r'} + \frac{1}{r'} \frac{\partial v_\theta}{\partial \theta} + \frac{\partial v_{z'}}{\partial z'} = 0, \quad \frac{\partial^2 P'}{\partial r'^2} + \frac{1}{r'} \frac{\partial P'}{\partial r'} + \frac{1}{r'^2} \frac{\partial^2 P'}{\partial \theta^2} + \frac{\partial^2 P'}{\partial z'^2} = 0.$$

Расчетные модели для стационарных и нестационарных условий работы радиально-упорных подшипников конечной длины с порошковыми пористыми элементами доказали возможность повышения их несущей способности в большей степени, чем у радиальных подшипников. Кроме того, допол-

нительно установлен рост несущей способности от увеличения амплитуды и частоты крутильных колебаний вала в нестационарном режиме движения.

Изучение радиальных и упорных подшипников скольжения с пористым одно- и двухслойным покрытием, посвященное анализу гидродинамического режима их смазывания, выполнено в работах [50–66]. Зависимость вязкости жидкого смазочного материала и проницаемости пористых покрытий от давления и ряда других параметров учитывается в расчетных моделях. Дополнительно исследованы силы инерции и деформация опорной поверхности. В качестве базовых уравнений применено уравнение движения жидкости

$$\frac{\partial^2 v'_\theta}{\partial r'^2} = \frac{1}{r'} \frac{1}{\mu'} \frac{\partial p'}{\partial \theta} - \frac{1}{\mu'} \sigma' B' (E' - v'_\theta B') + \frac{\rho}{\mu'} \left(v'_{r'} \frac{\partial v'_\theta}{\partial r'} + \frac{v'_\theta}{r'} \frac{\partial v'_\theta}{\partial \theta} - \frac{v'_{r'} v'_\theta}{r'} \right);$$

$$\frac{\partial v'_{r'}}{\partial r'} + \frac{v'_{r'}}{r'} + \frac{1}{r'} \frac{\partial v'_\theta}{\partial \theta} = 0, \quad \frac{\partial^2 P'}{\partial r'^2} + \frac{1}{r'} \frac{\partial P'}{\partial r'} + \frac{1}{r'^2} \frac{\partial^2 P'}{\partial \theta^2} = 0.$$

В работах [69–85] приводятся расчетные модели подшипников конечной длины с аналогичными вышеупомянутым пористыми элементами и учетом влияния давления, отличающиеся наличием пористого покрытия переменной толщины, способом подачи смазочного материала и демпфированием. Все расчеты сделаны для короткого подшипника (длина меньше диаметра $L/D < 1$). В качестве исходных приняты уравнения Рейнольдса, дающие возможность определить параметры течения смазочного материала в пористом покрытии и найти давление в смазочном слое.

$$\frac{\partial^2 p^*}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 p^*}{\partial z^2} + \frac{\lambda}{H} \frac{\partial p^*}{\partial y} = 0;$$

$$\frac{\partial}{\partial z} \left(h^3(\theta) \frac{\partial p}{\partial z} \right) = 6\mu \left(\left(\omega_b + \omega_j - 2\omega_L - 2 \frac{d\varphi}{dt} \right) \frac{dh}{d\theta} + 2 \frac{de}{dt} \cos \theta \right) - 12\mu v_0 \Big|_{y=0};$$

$$v_0 = - \frac{\kappa'}{\mu} \left(\frac{\partial p^*}{\partial y} \right) \Big|_{y=0}.$$

Анализ проведенных исследований показал, что в настоящее время получен ряд теоретических расчетных моделей, позволяющих оценить влияние

на коэффициент трения и несущую способность подшипников скольжения с пористыми конструктивными элементами значительного числа параметров (размеры, слоистость покрытий и характер их толщины, условия подачи смазочного материала и зависимость его вязкости от давления, анизотропия проницаемости пористых элементов и т. п.). Кроме того, установлена зависимость рабочих параметров подшипников от степени заполнения их рабочего зазора смазочным материалом в условиях стационарного и нестационарного движения вала. Однако вне комплекса исследований остались такие важные области, как применение для смазывания подшипников с пористыми контактными поверхностями расплавов, а также введение в расчетные модели одновременно нескольких факторов, действующих совместно.

Следовательно, сегодняшнее состояние проектировочных расчетов и эксплуатационные характеристики металлокерамических подшипников скольжения не полностью удовлетворяют нужды современной техники и открывают широкие возможности совершенствования рассматриваемых трибосистем. Одним из путей подобных исследований представляется дальнейшее уточнение расчетных моделей и доведение теоретических разработок до реальных размерных зависимостей, проверенных экспериментально.

1.2 Смазывание расплавами

Процесс изнашивания контактирующих поверхностей подшипников скольжения зависит от нагрузочно-скоростных режимов эксплуатации и физико-механических свойств материалов, образующих фрикционный трибоконтакт. Для успешного формирования фрикционного трибоконтакта необходимо комплектовать совместимые материалы, т. е. учесть свойства материала опорных поверхностей подшипниковой втулки или вкладыша и вала.

Наиболее типичные антифрикционные материалы – это материалы и сплавы, обладающие низким коэффициентом трения в паре со стальным валом. Однако ни один из фрикционных материалов (легкоплавкие

металлические сплавы) не обладает одновременно хорошей прирабатываемостью, антиадгезионными свойствами, способностью удерживать масляную пленку, высокой теплопроводностью и достаточной механической прочностью.

Ведущими процессами, нарушающими режим нормальной работы подшипников скольжения, являются механическое изнашивание, холодное и горячее схватывание материалов контактирующих поверхностей и их контактная усталость.

Гидродинамическое трение в стационарном режиме блокирует эти контактные процессы, заменяя граничное трение жидкостным. Однако в периоды пусков, выбегов, приработки и случайных пиков нагрузки непосредственный контакт и деструктивные процессы возобновляются. Кроме того, предотвращение или, скорее, уменьшение схватывания обеспечивается соблюдением правила положительного градиента. Следует отметить также, что легкоплавкие металлические сплавы, как правило, имеют гораздо меньшую прочность, чем сталь, бронза и даже порошковые композиционные материалы типа бронзографита или железографита.

Последнее обстоятельство позволяет применять легкоплавкие сплавы в качестве покрытий подшипниковых втулок из компактных или пористых материалов. При гидродинамическом режиме во время пусков и выбегов устойчивую работу подшипника обеспечит соблюдение правила положительного градиента механических свойств, а в стационарном режиме контактирующие поверхности будут разделены масляным слоем.

Рассмотрим подробно эксплуатацию упорных и радиальных подшипников скольжения, широко применяющихся в опорных узлах трения различных машин, как при высоких нагрузках и скоростях вращения, так и при низких.

При эксплуатации опорных подшипников скольжения в условиях низких постоянных нагрузок и высоких скоростей вращения вала наблюдаются небольшие вибрации, получаемые в результате резонанса смазочного слоя или вихревого движения в смазочном слое. Дж. А. Коуль экспериментально

установил при флюоресценции смазочного слоя под влиянием ультрафиолетового облучения, что в нем визуально наблюдается вихревое движение при скорости вращения до 2000 об/мин. По итогам исследований определено [1], что вихревое движение не возникает, когда смазочный слой разорван в ненагруженной части трибосопряжения, и появляется, когда смазочный слой распространяется на весь окружной зазор подшипника.

В процессе исследований было отмечено, что прекращение подачи смазочного материала в рабочую зону подшипника скольжения приводит к исчезновению вибраций. Кроме того, вибрации исчезают в результате кавитационного разрыва смазочного слоя, несмотря на достаточность смазочного материала для обеспечения жидкостного трения. Подобный эффект при исследовании вибраций наблюдали Нюкерк и Тейлор [2]. Зондерберг [3] установил противоположный факт. По его мнению, возникновение вихревого движения в слое смазочного материала наиболее вероятно при недостатке смазочного материала. Этот вывод базируется на результатах значительного экспериментального объема данных по исследованию кинетики вихревого движения.

В подшипниках скольжения, работающих в гидродинамическом режиме трения при очень высоких скоростях, вполне возможна реализация перехода ламинарного течения жидкого смазочного материала в турбулентное. Первые исследования турбулентного движения выполнены в экспериментах Рейнольдсом [88]. Он рассматривал движение воды в трубе и впервые обнаружил, что переход от ламинарного в турбулентное течение определяется критическим значением безразмерного числа, в дальнейшем получившего его имя. В продолжившихся исследованиях началось изучение переходных движений между соосными вращающимися цилиндрами.

Впервые явление вихревого движения (турбулентности) в пленках жидких смазочных материалов в подшипниках скольжения отмечается Уилкоком. Затем – для радиальных и упорных подшипников – в работе Абрамовича. В них указано, что в турбулентном режиме высокоскоростные подшип-

ники работают с ростом температуры и сопровождающимися потерями мощности. Это обосновывается возникновением макроскопической неустойчивости температуры и давления в зоне контакта в результате скольжения с высокой скоростью. При этом в отдельных точках появляется высокое локальное давление, вызывающее высокий фрикционный нагрев. Если одна из контактирующих поверхностей выполнена из металла с низкой температурой плавления, то в области пика давления и температуры образуется металлический расплав и образовавшаяся жидкая пленка разделит контактирующие поверхности.

Исходной базой для дальнейших исследований теоретического плана в подшипниках турбулентности служили экспериментальные результаты изысканий Смита и Фуллера. В работах [89, 90] рассматривается турбулентность в крупногабаритных подшипниках. Эти подшипники, используемые в турбогенераторах, характеризуются высоким уровнем потерь. Потери на трение, вызванные турбулентным движением смазочного материала в подшипниках скольжения, можно значительно понизить, применяя смазывание металлическим расплавом.

Аналитический учет реологических нюансов, возникающих в подшипниках скольжения, его практическая реализация, а также усложнение основных положений классической гидродинамики вызвали необходимость выполнения значительного объема экспериментальных исследований.

Изучению тепловых процессов в подшипниках скольжения посвящено значительное количество исследований. Высокая степень влияния температуры на динамические параметры радиальных подшипников скольжения исследована в работе Мортана. Заключение о постоянстве температуры сделано на базе анализа теплового баланса М. Е. Подольским. В работе [111] автором обосновывается применение одномерных решений тепловых задач трения, дающих возможность оценить величины средней температуры зоны трения и ее градиентов в материалах трущихся пар. Статья [90] посвящена моделированию процессов генерации тепла и его теплопереноса в контактной области

высокоскоростных и тяжело нагруженных трибосистем. В ней приведен ряд схем теплового взаимодействия контактирующих поверхностей пар трения. Кроме того, в работе обосновано упрощающее допущение о поверхностном равенстве температур на контактирующих телах, что дает возможность определять коэффициент распределения тепловых потоков.

В работах Турина и Холла, Коула и Е. В. Трифонова описаны результаты экспериментальных исследований упорных подшипников. Следует отметить, что практически во всех рассмотренных работах исследованы параметры температурного режима работы подшипников скольжения.

Проведенный анализ рассмотренных работ позволил установить основное направление проведенных исследований. Все эти исследования относятся к работе подшипников скольжения, которые характеризуются ростом давления в клиновом зазоре при нагнетании вязкой жидкости относительным движением одной из двух контактирующих поверхностей. Однако при образовании клина давление может развиваться и в трибосистемах с первоначально эквидистантными параллельными поверхностями.

Стремление повысить износостойкость и снизить потери на трение за счет локализации сдвиговых напряжений в приповерхностном слое контактирующих тел привело к реализации требования о положительном градиенте механических свойств. Это выполняется при использовании различных смазочных композиций, включающих химические соединения и пластичные легкоплавкие металлические сплавы, образующие тонкую металлическую пленку на контактных поверхностях. Подобные композиции являются металлоплакирующими смазочными материалами. Кроме описанного случая, под металлоплакированием понимают также выделение на контактных поверхностях трибосистемы пластичного металла (олово, медь) из смазочного материала, а также натирание рабочей поверхности и закрепление на ней металлических частиц за счет адгезии, диффузии и химического взаимодействия.

Особенность применения легкоплавких металлических сплавов заключается в образовании при их плавлении жидкой смазочной пленки, играющей

роль смазочного материала. Расплав образуется в зонах с высоким контактным давлением, т. е. именно там, где в этом есть наибольшая потребность. Таким образом, смазочный материал, образующийся в результате плавления легкоплавкого металлического сплава, обеспечивает работу подшипника скольжения в штатном режиме, сохраняя несущую способность и уровень силы трения. При этом необходимость в подаче смазочного материала, как в обычных трибосистемах, здесь отсутствует.

Смазывание расплавом легкоплавких металлических сплавов исследовалось применительно к самым разным прикладным задачам. К ним относятся процессы формоизменения металлов, вопросы резания металлов и даже трение при катании на коньках. Боуденом и Тейлором было установлено, что причиной плавления является температура, генерируемая трением. В [92] приводятся результаты исследований процесса изнашивания специальных стальных пальцев при их контактировании с вращающимся сапфировым диском без смазочного материала. Отмечено, что периодически в разные промежутки времени фиксируется наличие «горячих пятен» размером около 100 мкм между поверхностями пальцев и диска.

Температурная вспышка происходит на реальных точках контактирования твердых тел при их взаимном скольжении под нагрузкой, т. е. выделяется в результате фрикционного нагрева на ограниченном числе зон контакта. Необходимо учесть, что фактическая площадь реальных зон контакта значительно меньше номинальной макроскопической площади (в 1000–10 000 раз). Локальная температура вспышки на пятнах контакта значительно выше температуры окружающей среды, а значит, и прилегающих участков материала. Однако тепло, генерируемое на поверхностях реального фактического контакта, усредняясь по поверхности, полностью распределяется внутри каждого тела. Разработке теории температуры вспышки и распределения тепла по контактной поверхности при равномерной генерации тепла на плоской поверхности посвящена работа [91]. С позиции математики предлагаемая теория достаточно сложна и разработана только в общих чертах. Впослед-

ствии данная теория была уточнена в работе [92]. Необходимо также учитывать в ряду основополагающих исследований в этой области работу [93]. В ней теория приближена к потребностям экспериментальных исследований. Для них в этой работе применяются кривые, рассчитанные аналогично работе [6], хотя ряд положений выражены недостаточно четко.

Влияние на температуру в контактном пятне скорости и теплофизических свойств, участвующих в скольжении твердых тел, рассмотрено в работе [92]. Здесь на базе теории Блока и Егера сформировано уравнение для определения температуры вспышки. Следовательно, температура фрикционного нагрева зон фактического контакта, выделенных на поверхности твердых тел, может быть найдена. Кроме того, на основании подхода, описанного в работе [95], также получены простые аналитические выражения.

Преимуществом этих уравнений является удобство оценки экспериментальных результатов исследователем, которому необходимо, без сложных расчетов и не углубляясь в теорию, оценить уровень местной температуры пятен контакта. В работах [96–98] для температурных пятен контакта представлена более простая, идеализированная модель.

Исследования по изучению смазывания расплавом упорных и радиальных подшипников скольжения в соответствии с классической гидродинамической теорией [100–104] сталкиваются с целым рядом сложностей. Они вызваны неопределенностью вязкости жидкого смазочного материала, являющейся функцией температуры, свойствами пленки металлического расплава, выполняющего роль смазочного материала, и их совместимостью.

Необходимость снижения в машинах и механизмах потерь на трение, а также повышения износостойкости трибосопряжения путем локализации сдвиговых напряжений в тонком поверхностном слое трибоконтакта приводит к расширению области применения смазочных композиций, содержащих пластичные металлы и сплавы, а также их химические соединения.

Описанный вид смазывания расплавами металлов используют в подшипниках скольжения, эксплуатируемых в жестких условиях, при высоких

температурах и нагрузочно-скоростных режимах, когда классические смазочные среды необратимо теряют свои эксплуатационные свойства.

По итогам исследований, проведенных в работе [111], а также экспериментальных работах, делается вывод о том, что объяснение ряда явлений, происходящих в подобных тяжело нагруженных подшипниках скольжения, при помощи классической теории смазывания не представляется возможным.

Большая часть первоначальных теоретических исследований подшипников скольжения осуществлялись с упрощающими допущениями об изотермическом характере смазочной пленки и выполнялись при помощи уравнений Рейнольдса. При дальнейшем совершенствовании расчетных методик гидродинамические задачи теории смазывания подшипников решались с помощью классических уравнений Навье – Стокса и неразрывности. При изучении подшипников, работающих с высокими скоростями, на которые оказывают сильное влияние колебания температуры, необходимо учитывать изменения свойств смазочной жидкости. Влияние температуры смазочной пленки находим, решая уравнения сохранения энергии. Подобное термогидродинамическое решение данного вопроса учитывает зависимость вязкости от температуры и обеспечивает получение эксплуатационных характеристик подшипника.

Большое число авторов для получения аналитического решения рассматриваемых задач принимали ряд упрощений и предположений. Так, в исследованиях, приведенных в работе [188], коэффициент вязкости жидкого смазочного материала при течении по направлению движения берется больше, чем в перпендикулярном направлении.

Изменение вязкости от температуры описывается различными зависимостями: в работе А. А. Раймонди это линейное уравнение, у И. А. Кунина – экспоненциальное, а в работе П. З. Попова – степенное. В работах И. А. Кунина, В. А. Максимова, П. З. Попова и В. Штерлихта рассматриваются задачи с разной степенью приближения для различного типа подшипников. Земковичем в работе [189] также исследовался вопрос о характере изменения тем-

пературы поперек пленки жидкого смазочного материала. Расчетная модель получена для упорного подшипника бесконечной длины с наклонной поверхностью ползуна. Используя теорию «вязкостного клина», он объяснил условия, обеспечивающие несущую способность подшипников.

При работе упорных подшипников теоретический анализ их смазывания металлическим расплавом рассматривался в работе Уилсона. Здесь выделены две модельных системы «ползун – направляющая». В первой системе упорный подшипник имеет направляющую с плавящимся при низкой температуре покрытием, а во второй – плавится только ползун подшипника, а направляющая является тугоплавкой и сохраняет свой профиль.

Задачи решены с использованием уравнения Рейнольдса в линейной постановке, без учета зависимости вязкости жидкого смазочного материала от гидродинамического давления и температуры. Работа [96] посвящена исследованию подшипников скольжения, смазываемых собственным расплавом поверхностного слоя. По результатам этой работы установлено, что в упорных подшипниках скольжения, смазываемых расплавом собственного покрытия или сублимацией, коэффициент трения и тангенциальные напряжения могут иметь чрезвычайно небольшие значения. В работах [97–99] учтена и исследована зависимость вязкости смазочного материала от давления и температуры.

Авторы работ [101, 102] рассматривают теоретические расчетные модели гидродинамического смазывания, считая опоры скольжения бесконечно широкими и принимая, что при генерации тепла в результате трения происходит плавление покрытий любой из двух контактирующих поверхностей. Здесь также исследованы две системы, аналогичные предыдущим. Для обеспечения самоподдерживающегося режима смазывания необходима рециркуляция смазочного материала от заднего края ползуна к переднему. Следует отметить, что рассмотренная работа посвящена лишь первому приближенному представлению о смазывании расплавом.

Различные варианты движения жидкого смазочного материала – металлического расплава – при рассмотрении различных моделей упорного подшипника, представленных в виде плавления ползуна, направляющей или одновременно двух этих контактирующих деталей, рассмотрены в работах [100, 102–106, 112]. При этом используется экспоненциальная зависимость влияния температуры на вязкость смазочного материала. Дополнительно рассматриваются случаи принудительного разделения расплавленных поверхностей пленкой жидкого смазочного материала и когда смазочный материал и расплав принудительного слоя имеют разную вязкость, что обеспечивает их расслаиваемость. Жидкий смазочный материал обладает ньютоновскими и микрополярными свойствами, что позволило установить оптимальное соотношение протяженности и вязкости слоев. Предполагается, что расплавленный металл в качестве смазочного слоя без учета сил инерции описывается одномерным уравнением Рейнольдса. Вместе с тем нужно отметить, что смазывание металлическим расплавом наблюдается только при весьма высоких скоростях относительного движения контактирующих тел, поэтому результаты решения задачи в приведенной постановке представляются весьма приближенными и требуют дальнейших серьезных уточнений.

Оптимизация основных параметров подшипников скольжения при работе в гидродинамическом режиме смазывания металлическим расплавом при ламинарном и турбулентном течении смазочного материала приведена в работах [107–113]. В этих исследованиях разработаны расчетные модели трибосистем, работающих в режиме гидродинамического смазывания.

Анализ рассмотренных работ указывает на то, что вопрос смазывания подшипников скольжения из компактных материалов металлическим расплавом достаточно хорошо изучен. Однако смазывание расплавом не может обеспечить стабильный длительный жидкостный режим работы подшипника. В этих случаях возникает потребность в дополнительной смазочной пленке между контактирующими поверхностями с легкоплавким покрытием. Обра-

зование такой пленки возможно при наличии смазочного материала в пористом слое на одной из контактных поверхностей подшипника.

Проведенный анализ рассмотренных выше исследований, относящихся к получению расчетных моделей подшипников скольжения, работающих в гидродинамическом режиме смазывания металлическим расплавом, показывает, что все контактирующие поверхности трения изготовлены из компактных беспористых материалов. В связи с тем, что применение расплавов не способно обеспечить длительный самоподдерживающийся режим гидродинамического трения рассматриваемых трибосистем, задача совершенствования работы упорных подшипников при смазывании расплавом остается нерешенной. Также нерешенной остается и задача определения необходимых условий, обеспечивающих самоорганизацию смазываемых трибосистем на основе взаимодействия расплава с жидкими смазочными материалами.

Таким образом, анализ изложенного показывает, что имеющаяся в современной литературе информация о разработке подшипников с легкоплавкими покрытиями на подвижных и неподвижных контактных поверхностях ограничивает практическое применение подобных трибосистем в результате отсутствия методик их инженерных расчетов. Это позволяет считать настоящую работу, посвященную исследованиям данного вопроса, весьма важной и актуальной.

1.3 Цель и задачи исследования

Анализ рассмотренной научно-технической литературы, содержащей информацию о применении покрытий из легкоплавких металлов в подшипниках скольжения, показывает, что в современной инженерной практике подобные трибосистемы в основном работают в режиме граничного трения и не могут обеспечить при смазывании самоподдерживающийся режим. Кроме того, применяемые расчетные модели трибосистем выполнены со значительным объемом упрощений, что существенно сужает область их рационального

применения при проектировании и затрудняет обеспечение стабильного жидкостного режима при эксплуатации.

Одним из путей создания условий для наиболее эффективного гидродинамического режима смазывания, гарантирующего значительное снижение потерь на трение и малую величину износа, является конструктивное совершенствование подшипников скольжения путем создания в них емкости для жидкого смазочного материала в виде пористого покрытия и специального типа опорного профиля подшипниковой втулки. Это потребует установления области рационального применения подобных радиальных и упорных подшипников, включающей нагрузочно-скоростные режимы, исследования зависимости проницаемости пористого покрытия, а также свойств смазочного материала и металлического расплава легкоплавкого металлического покрытия при ламинарном режиме течения. Причем применяемые смазочные материалы обладают истинно вязкими и микрополярными реологическими свойствами, зависящими от давления.

Для инженерных проектных и проверочных расчетов необходимо разработать комплекс расчетных моделей, обеспечивающих определение стандартных эксплуатационных параметров подшипников скольжения с легкоплавким и пористым покрытием на подвижной и неподвижной поверхностях контакта.

Изложенное доказывает научное и прикладное значение настоящей работы и позволяет сформулировать общую цель исследований.

Общей целью исследований является повышение эксплуатационных параметров основных типов подшипников скольжения, эксплуатируемых в режиме гидродинамического смазывания металлическими расплавами, на базе повышения точности и эффективности комплекса многофакторных расчетных моделей трибосистем.

Достижение поставленной в работе цели обеспечивается последовательным решением следующего комплекса задач.

1 Повышение точности расчетных моделей подшипников скольжения радиального и упорного типов, представляющих собой контакт пористого материала и легкоплавкого металлического покрытия, смазываемый вязким смазочным материалом и металлическим расплавом покрытия, при учете влияния гидродинамического давления на реологические свойства смазочных материалов и проницаемость пористых элементов.

2 Разработка уточненных расчетных моделей подшипников скольжения путем одновременного учета влияния гидродинамического давления на проницаемость пористого элемента и реологию жидкого смазочного материала и расплава металлического легкоплавкого покрытия, обладающих микрополярными свойствами.

3 Разработка расчетных моделей подшипников скольжения разной конструкции с опорным профилем, адаптированным к условиям трения и легкоплавким металлическим покрытием одной из контактирующих поверхностей или одновременно двух.

4 Выполнение численного анализа теоретически разработанных расчетных моделей радиальных и упорных подшипников скольжения для визуализации результатов и установления эффективности их применения.

5 Осуществление экспериментальной лабораторной оценки теоретических разработок и их визуализации в условиях гидродинамического смазывания подшипников скольжения металлическими расплавами, а также промышленного испытания полученных рекомендаций.

Глава 2. ПОДШИПНИКИ СКОЛЬЖЕНИЯ С ПОКРЫТИЯМИ, РАБОТАЮЩИЕ НА ВЯЗКИХ СМАЗОЧНЫХ МАТЕРИАЛАХ

Современные тенденции развития машиностроения, характеризующиеся возрастающей энергонапряженностью роторных машин, связанной с повышением рабочих нагрузок и скоростей, приводят к ужесточению требований к опорам скольжения, выражающемуся в расширении их номенклатуры, необходимого запаса прочности и износостойкости на стационарных и переходных режимах эксплуатации.

2.1 Общие положения при постановке задач

Каждый типоразмер подшипников имеет свою область рационального применения. Тем не менее в целом ряде отраслей техники возникает проблема проектирования и доводки опорных подшипниковых узлов, смазываемых и охлаждаемых различными жидкими смазочными средами, включая металлические расплавы. Для обеспечения самоподдерживающегося процесса смазывания подшипников скольжения и их демпфирующих свойств возникает необходимость не только в высокоэффективных смазочных материалах, но и в наличии различных функциональных покрытий на рабочих поверхностях. Это могут быть пористые покрытия с запасом жидкого смазочного материала в порах, покрытия из легкоплавких металлов, расплав которых сам выполняет смазочные функции, наконец – специальный профиль опорной поверхности, адаптированный к конкретным условиям трения.

Одной из особенностей работ [96–113], описывающих гидродинамический режим смазывания подшипников скольжения с покрытиями из легкоплавких металлических сплавов при наличии смазочного материала, является отсутствие в расчетных моделях учета зависимости реологических свойств жидких смазочных материалов и металлического расплава покрытия от гидродинамического давления.

Настоящая глава посвящена разработке комплекса уточнённых расчётных моделей установившегося течения истинно вязкой несжимаемой жидко-

сти и металлического расплава покрытий подшипниковой втулки или шейки вала радиальных, а также опорного кольца упорных подшипников скольжения. Уточняющими факторами моделей являются их дополнение зависимостями влияния гидродинамического давления на проницаемость пористых покрытий и вязкость смазочных материалов (масла и расплава), а также разработка специального, адаптированного к условиям трения опорного профиля подшипника [114–120].

В последующих разделах главы подробно рассматриваются методические приемы и математические процедуры, в результате применения которых получены уточненные расчетные модели упорных и радиальных подшипников скольжения при параллельном влиянии нескольких переменных факторов.

Весь комплекс представленных ниже задач в соответствии с целью работы включает в качестве функционального смазочного материала расплав легкоплавкого металлического покрытия. Различия поставленных задач позволяют выделить три конструктивные группы подшипников:

- 1) с покрытием из легкоплавких металлических сплавов опорной или ответной поверхности подшипников;
- 2) с покрытием из легкоплавких металлических сплавов опорной поверхности и пористым покрытием поверхности ответной детали;
- 3) с легкоплавким металлическим покрытием поверхности вала для радиальных подшипников и опорной – для упорных, при их контактировании с профилем поверхности, адаптированной к условиям трения.

При постановке задач сделаны следующие упрощающие допущения:

- применяемые жидкие смазочные материалы, включая расплавы, считаются в пределах применяемых нагрузок несжимаемыми;
- модель влияния гидродинамического давления на вязкость смазочных материалов задается выражением экспоненциального типа;
- все тепло, генерируемое в процессе трения, расходуется на плавление покрытия из легкоплавкого металлического сплава;

- влияние давления в смазочной среде на проницаемость пористых покрытий подчиняется экспоненциальной зависимости;
- рабочий зазор подшипника полностью заполнен жидким смазочным материалом;
- дополнительные параметры, характеризующие каждую задачу, приводятся при ее постановке.

2.2 Модели подшипников с легкоплавким покрытием поверхности

Задача 2.1

Постановка задачи. Рассматриваются упорные подшипники скольжения (модель «ползун – направляющая») с легкоплавким покрытием опорной поверхности, движущейся со скоростью u^* , и неподвижным ползуном с уклоном на входе (рисунок 2.1). Расчетная схема представлена в прямоугольных координатах $x'o'y'$.

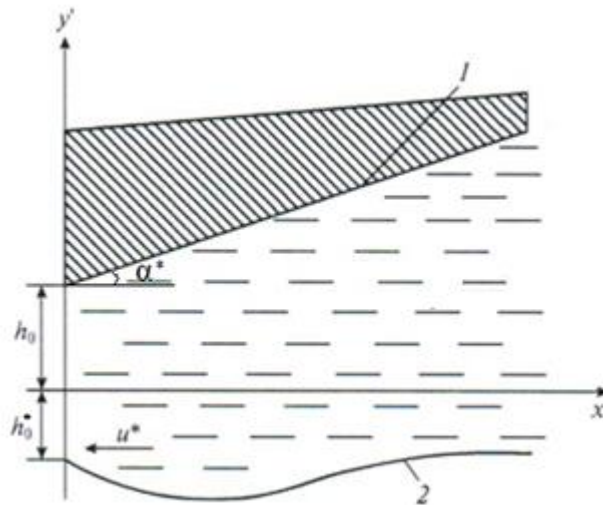


Рисунок 2.1 – Рабочая схема:

1 – контур (ползун) пяты; 2 – контур подпятника

Расчетная схема представлена в системе координат $x'o'y'$. Контуры наклонного ползуна и расплавленного покрытия поверхности направляющей обозначаются следующим образом:

$$y' = h_0 + x' \operatorname{tg} \alpha^*, \quad y' = -\eta' f'(x'). \quad (2.1.1)$$

Для решения данной задачи используем общеизвестные уравнения течения жидкости, обладающей истинно вязкими свойствами; уравнение неразрывности, а также уравнение, описывающее профиль расплавленного контура поверхности направляющей. Эта система уравнений в декартовой системе координат будет иметь вид:

$$\frac{\partial p'}{\partial x'} = 0; \quad \frac{\mu \partial^2 v_{x'}}{\partial y'^2} = \frac{dp'}{dx'}; \quad \frac{\partial v_{x'}}{\partial x'} + \frac{\partial v_{y'}}{\partial y'} = 0; \quad \frac{d\eta'f'(x')}{dx} \cdot u^* L' = -2\mu \int_{-\eta'f'(x')}^{h_0+x'tg\alpha^*} \left(\frac{\partial v_{x'}}{\partial y'} \right)^2 dy'. \quad (2.1.2)$$

Используя общепринятые упрощения, запишем для системы уравнений в смазочном слое между наклонным ползуном и направляющей граничные условия в виде:

$$\begin{aligned} v_{x'} = 0, \quad v_{y'} = 0, \quad \text{при} \quad y' = h_0 + x'tg\alpha^*; \\ v_{x'} = u^*, \quad v_{y'} = 0 \quad \text{при} \quad y' = -\eta'f'(x'); \quad p'(0) = p'(L) = p_a. \end{aligned} \quad (2.1.3)$$

Для перехода к безразмерным величинам применим стандартную методику:

$$x' = Lx; \quad y' = h_0 y; \quad v_{x'} = u^* v; \quad v_{y'} = u^* \frac{h_0}{L} u; \quad p' = p^* p; \quad p^* = \frac{\mu u^* l}{h_0^2}. \quad (2.1.4)$$

Учитывая (2.1.4), из (2.1.2) и (2.1.3) получим систему уравнений и граничные условия к ней:

$$\frac{\partial p}{\partial x} = 0; \quad \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} = \frac{dp}{dx}; \quad \frac{\partial v}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial y} = 0; \quad \frac{d\Phi(x)}{dx} = -K \int_{-\Phi(x)}^{h(x)} \left(\frac{\partial v}{\partial y} \right)^2 dy; \quad (2.1.5)$$

$$v = 0, \quad u = 0 \quad \text{при} \quad y = 1 + \eta x = h(x);$$

$$v = -1, \quad u = 0 \quad \text{при} \quad y = -\Phi(x); \quad p(0) = p(1) = \frac{p_a}{p^*}, \quad (2.1.6)$$

где $\eta = \frac{ltg\alpha}{h_0}$, $K = \frac{2\mu u^* l}{h_0^2 L'}$.

Функцию $\Phi(x)$ разложим по параметру K , обусловленному расплавом покрытия поверхности:

$$\Phi(x) = -K\Phi_1(x) - K^2\Phi_2(x) - K^3\Phi_3(x) - \dots = H(x). \quad (2.1.7)$$

Граничные условия в соответствии с общепринятыми упрощениями составляющих скорости для контура $y = -\Phi(x)$ запишем в виде:

$$\begin{aligned} v(0 - H(x)) &= v(0) - \left(\frac{\partial v}{\partial y} \right) \Big|_{y=0} H - \left(\frac{\partial^2 v}{\partial y^2} \right) \Big|_{y=0} H^2 - \dots = -1; \\ u(0 - \Phi(x)) &= u(0) - \left(\frac{\partial u}{\partial y} \right) \Big|_{y=0} H - \left(\frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \right) \Big|_{y=0} H^2 - \dots = 0. \end{aligned} \quad (2.1.8)$$

Учитывая (2.1.6) и (2.1.8), используем для системы (2.1.5) асимптотическое решение в следующем виде:

$$\begin{aligned} v(x, y) &= v_0(x, y) + K v_1(x, y) + K^2 v_2(x, y) + \dots \\ u(x, y) &= u_0(x, y) + K u_1(x, y) + K^2 u_2(x, y) + \dots \\ \Phi(x) &= -K \Phi_1(x) - K^2 \Phi_2(x) - K^3 \Phi_3(x) - \dots \\ p(x) &= p_0(x) + K p_1(x) + K^2 p_2(x) + K^3 p_3(x) \dots \end{aligned} \quad (2.1.9)$$

Используя (2.1.9), из выражений (2.1.5) будем иметь систему уравнений и соответствующие граничные условия к ней:

– для нулевого приближения:

$$\frac{\partial^2 v_0}{\partial y^2} = \frac{dp_0}{dx}, \quad \frac{\partial v_0}{\partial x} + \frac{\partial u_0}{\partial y} = 0; \quad (2.1.10)$$

$$v_0 = 0, \quad u_0 = 0, \quad \text{при } y = 1 + \eta x; \quad v_0 = -1, \quad u_0 = 0 \quad \text{при } y = 0; \quad (2.1.11)$$

– для первого приближения:

$$\frac{\partial^2 v_1}{\partial y^2} = \frac{dp_1}{dx}; \quad \frac{\partial v_1}{\partial x} + \frac{\partial u_1}{\partial y} = 0; \quad -\frac{d\Phi_1(x)}{dx} = K \int_{-\Phi(x)}^{h(x)} \left(\frac{\partial v_0}{\partial y} \right)^2 dy; \quad (2.1.12)$$

$$v_1 = \left(\frac{\partial v_0}{\partial y} \right) \Big|_{y=0} \cdot \tilde{\Phi}; \quad u_1 = \left(\frac{\partial u_0}{\partial y} \right) \Big|_{y=0} \cdot \tilde{\Phi};$$

$$v_1 = 0, \quad u_1 = 0 \quad \text{при } y = 1 + \eta x + \tilde{\Phi}; \quad p_1(0) = p_1(1) = 0; \quad \Phi_0(0) = \Phi(1) = h_0^*. \quad (2.1.13)$$

Автомодельное решение системы (2.1.10) и (2.1.11) будем искать в виде:

$$v_0 = \frac{\partial \Psi_0}{\partial y} + V_0(x, y); \quad u_0 = -\frac{\partial \Psi_0}{\partial x} + U_0(x, y); \quad \Psi_0(x, y) = \tilde{\Psi}_0(\xi);$$

$$\xi = \frac{y}{h(x)}; V_0(x, y) = \tilde{v}(\xi); \quad U_0(x, y) = \tilde{u}_0(\xi) \cdot h'(x). \quad (2.1.14)$$

Подставляя выражение (2.1.14) в систему (2.1.10) и (2.1.11), получим систему уравнений и граничные условия к ней:

$$\tilde{\psi}_0''' = \tilde{C}_2; \quad \tilde{v}_0'' = \tilde{C}_1; \quad u_0' - \xi \tilde{v}_0' = 0; \quad \frac{dp_0}{dx} = \frac{\tilde{C}_1}{h^2(x)} + \frac{\tilde{C}_2}{h^3(x)}; \quad (2.1.15)$$

$$\tilde{\psi}_0'(0) = 0, \quad \tilde{\psi}_0'(1) = 0; \quad \tilde{u}_0(1) = 0; \quad \tilde{v}_0(1) = 0;$$

$$\tilde{u}_0(0) = 0, \quad \tilde{v}_0(0) = -1, \quad \int_0^1 \tilde{v}_0(\xi) d\xi = 0. \quad (2.1.16)$$

Выполняя решение задачи (2.1.15) и (2.1.16), получим расчетные формулы:

$$\tilde{\psi}_0'(\xi) = \frac{\tilde{C}_2}{2}(\xi^2 - \xi), \quad \tilde{v}_0(\xi) = \tilde{C}_1 \frac{\xi^2}{2} + \left(1 - \frac{\tilde{C}_1}{2}\right)\xi - 1, \quad \tilde{C}_1 = -6.$$

$$\tilde{C}_2 = 6 \left(1 + \frac{\eta}{2}\right). \quad p_0 = 3\eta(x - x^2) + \frac{P_a}{p}. \quad (2.1.17)$$

Для определяющей функции расплавленного контура направляющей с учетом (2.1.17) получим зависимость:

$$\frac{d\Phi_1(x)}{dx} = h(x) \int_0^1 \left(\frac{\psi_0''(\xi)}{h^2(x)} + \frac{\tilde{v}_0'(\xi)}{h(x)} \right)^2 d\xi. \quad (2.1.18)$$

Интегрируя полученное выражение (2.1.18), имеем:

$$\Phi_1(x) = x - \frac{3}{2}\eta x - \frac{\eta}{2}x^2 + h_0^*. \quad (2.1.19)$$

Автомодельное решение для системы (2.1.12)–(2.1.13) ищем аналогично нулевому приближению, для поля скоростей и давлений получим:

$$\tilde{\psi}_1'(\xi) = \frac{\tilde{C}_2}{2}(\xi^2 - \xi), \quad \tilde{v}_1(\xi) = \tilde{C}_1 \frac{\xi^2}{2} + \left(1 - \frac{\tilde{C}_1}{2}\right)\xi - 1, \quad \tilde{C}_1 = -6M.$$

$$\tilde{C}_2 = 6M \left(1 + \frac{\tilde{\eta}}{2}\right) (1 + \tilde{\Phi}); \quad p_1 = \frac{3\tilde{\eta}M}{(1 + \tilde{\Phi})^2} (x - x^2). \quad (2.1.20)$$

где $\tilde{\eta} = \frac{\eta}{1 + \tilde{\Phi}}$, $\tilde{\Phi} = \sup_{x \in [0;1]} \Phi_1(x)$, $M = \sup_{x \in [0;1]} \left| \frac{\partial v_0}{\partial y} \right|_{y=0} \Phi_1(x)$.

С учетом (2.1.10), (2.1.12), (2.1.17) и (2.1.20) найдем для силы трения и несущей способности выражения:

$$W = p^* L \int_0^1 \left(\left(p_0 - \frac{p_a}{p^*} \right) + K p_1 \right) dx = \frac{\mu u^* L^2}{2h_0^2} \left[\eta + \frac{KM\tilde{\eta}}{(1+\tilde{\Phi})^2} \right];$$

$$L_{\text{тр}} = \mu \int_0^1 \left[\frac{\partial v_0}{\partial y} \Big|_{y=0} + K \frac{\partial v_1}{\partial y} \Big|_{y=0} \right] dx = \mu \left[1 - \frac{\eta}{2} + \frac{K\tilde{\Phi}}{1+\tilde{\Phi}} \left(1 - \frac{\eta}{2} - \frac{\tilde{\eta}}{2} \right) \right]. \quad (2.1.25)$$

Численный анализ полученного результата выполним при следующем диапазоне изменений параметров $h_0 = 10^{-7} \dots 2 \cdot 10^{-6}$ м; $l = 0,1256 \dots 0,1884$ м; $p_a = 0,08 \dots 0,101325$ МПа; $\mu = 0,00707 \div 0,0076$ Нс/м²; $\eta = 0,3 \dots 1$; $u^* = 1 \dots 3$ м/с; $L' = 2,7 \cdot 10^5$ Дж/кг; $K = 0 \dots 1$. Результаты численного анализа представлены графиками на рисунке 2.2.

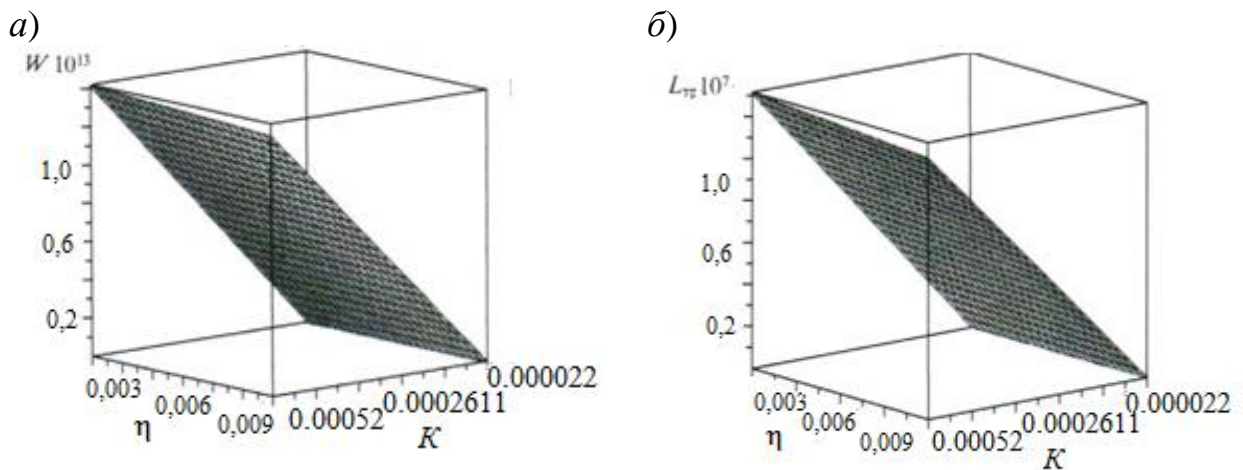


Рисунок 2.2 – Влияние теплового параметра K и конструктивного параметра η , на несущую способность (а) и силы трения (б)

Результаты численного анализа моделей подтвердили их эффективность и позволили установить следующие закономерности:

- рост параметра η , определяющего профиль ползуна, и теплового параметра K уменьшает величину силы трения, причем влияние параметра K в 6,5 раза интенсивнее;

- при горизонтальном ориентировании профиля ползуна ($\eta = \tilde{\eta} = 0$) несущая способность подшипника с ростом параметра K увеличивается, но

при наклонном профиле составляющая поддерживающей силы в ≈ 2 раза больше;

– толщина пленки расплавленного металла в пределах 0,001...0,004 влияет на силу трения $L_{тр}$ практически по линейному закону.

Задача 2.2

Постановка задачи. Рассмотрим приведенную задачу для случая, когда вязкость жидкого смазочного материала и металлического расплава покрытия, обладающих истинно вязкими реологическими свойствами, зависит от давления, что существенно уточняет расчетную модель.

Зависимость вязкости от давления задается следующим выражением:

$$\mu' = \mu_0 e^{\bar{\alpha} p'} . \quad (2.2.1)$$

Исходной системой уравнения для решения данной задачи является безразмерная система уравнений (2.1.5) с учетом (2.2.1):

$$\frac{\partial^2 v}{\partial y^2} = e^{-\alpha p} \frac{dp}{dx}; \quad \frac{\partial v}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial y} = 0; \quad -\frac{d\Phi(x)}{dx} = K e^{-\alpha p} \int_{-\Phi(x)}^{h(x)} \left(\frac{\partial v}{\partial y} \right)^2 dy \quad (2.2.2)$$

и граничные условия:

$$\begin{aligned} v = 0, \quad u = 0 \quad \text{при} \quad y = 1 + \eta x = h(x); \\ v = -1, \quad u = 0 \quad \text{при} \quad y = -\Phi(x); \quad p(0) = p(1) = \frac{P_a}{P^*}. \end{aligned} \quad (2.2.3)$$

Введем обозначения $z = e^{-\alpha p}$, после дифференцирования полученное выражение учтем в (2.2.2), тогда получим систему уравнений и граничных условий к ним:

$$\frac{\partial^2 v}{\partial y^2} = -\frac{1}{\alpha} \frac{dz}{dx}; \quad \frac{\partial v}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial y} = 0; \quad z \frac{d\Phi(x)}{dx} = -K \int_{-\Phi(x)}^{h(x)} \left(\frac{\partial v}{\partial y} \right)^2 dy; \quad (2.2.4)$$

$$\begin{aligned} v = 0, \quad u = 0 \quad \text{при} \quad y = 1 + \eta x = h(x); \\ v = -1, \quad u = 0 \quad \text{при} \quad y = \Phi(x); \quad z(0) = z(1) = e^{-\alpha \frac{P_a}{P^*}}. \end{aligned} \quad (2.2.5)$$

Асимптотическое решение системы (2.2.4) ищем аналогично задаче 2.1:

– для нулевого приближения:

$$\frac{\partial^2 v_0}{\partial y^2} = -\frac{1}{\alpha} \frac{dz_0}{dx}, \quad \frac{\partial v_0}{\partial x} + \frac{\partial u_0}{\partial y} = 0, \quad (2.2.6)$$

$$v_0 = 0, \quad u_0 = 0 \quad \text{при} \quad y = 1 + \eta x;$$

$$v_0 = -1, \quad u_0 = 0 \quad \text{при} \quad y = -\Phi(x); \quad z_0(0) = z_0(1) = e^{-\alpha \frac{P_a}{P^*}}; \quad (2.2.7)$$

– для первого приближения:

$$\frac{\partial^2 v_1}{\partial y^2} = -\frac{1}{\alpha} \frac{dz_1}{dx}; \quad \frac{\partial v_1}{\partial x} + \frac{\partial u_1}{\partial y} = 0; \quad -z_0 \frac{d\Phi_1(x)}{dx} = K \int_{-\Phi(x)}^{h(x)} \left(\frac{\partial v_0}{\partial y} \right)^2 dy; \quad (2.2.8)$$

$$v_1 = \left(\frac{\partial v_0}{\partial y} \right) \Big|_{y=0} \cdot \tilde{\Phi}; \quad u_1 = \left(\frac{\partial u_0}{\partial y} \right) \Big|_{y=0} \cdot \tilde{\Phi};$$

$$v_1 = 0, \quad u_1 = 0 \quad \text{при} \quad h(x) = 1 + \eta x + \tilde{\Phi}; \quad z_1(0) = z_1(1) = 1. \quad (2.2.9)$$

Автомодельное решение систем (2.2.6) и (2.2.8) с учетом (2.2.7) и (2.2.9) ищем аналогично задаче (2.1), в результате для поля скоростей и давлений получим:

– для нулевого приближения:

$$\tilde{\Psi}'_0(\xi) = \frac{\tilde{C}_2}{2} (\xi^2 - \xi), \quad \tilde{v}_0(\xi) = \tilde{C}_1 \frac{\xi^2}{2} + \left(1 - \frac{\tilde{C}_1}{2} \right) \xi - 1, \quad \tilde{C}_1 = -6.$$

$$\tilde{C}_2 = 6 \left(1 + \frac{\eta}{2} \right); \quad z_0 = -3\alpha\eta(x - x^2) + e^{-\alpha \frac{P_a}{P^*}}. \quad (2.2.10)$$

Функция, определяющая контур расплавленного покрытия направляющей:

$$\Phi_1(x) = \frac{1}{\sup_{x \in [0;1]} z_0} \left(x - \frac{3}{2} \eta x - \frac{\eta}{2} x^2 \right) + h_0^*. \quad (2.2.11)$$

Для первого приближения имеем

$$\tilde{\Psi}'_1(\xi) = \frac{\tilde{C}_2}{2} (\xi^2 - \xi), \quad \tilde{v}_1(\xi) = \tilde{C}_1 \frac{\xi^2}{2} + \left(1 - \frac{\tilde{C}_1}{2} \right) \xi - 1, \quad \tilde{C}_1 = -6M.$$

$$\tilde{C}_2 = 6M \left(1 + \frac{\eta}{2} \right) (1 + \tilde{\Phi}); \quad z_1 = -\frac{3\tilde{\eta}M\alpha}{(1 + \tilde{\Phi})^2} (x - x^2). \quad (2.2.12)$$

Используя разложение для $(z = z_0 + Kz_1)$, $e^{-\alpha p}$, $e^{-\frac{\alpha p_a}{p^*}}$ с точностью до $O(\alpha^3)$, $O\left(\left(\frac{p_a}{p^*}\right)^3\right)$ для давления получим следующее выражение:

$$p = \frac{p_a}{p^*} - \Delta(1 + KM) \left(1 + \alpha \left(\frac{p_a}{p^*} \right) - \frac{\alpha^2}{2} \left(\frac{p_a}{p^*} \right)^2 \right), \quad (2.2.13)$$

где $\Delta = -3\eta(x^2 - x) - \frac{3\tilde{\eta}(x^2 - x)}{(1 + \tilde{\Phi})^2}$.

С учетом (2.2.6), (2.2.8), (2.2.13) для несущей способности подшипника и силы трения получим:

$$W = p^* L \int_0^1 \left(p - \frac{p_a}{p^*} \right) dx = \frac{\mu_0 u^* L^2}{2h_0^2 (1 + \tilde{\Phi})^2} \left(1 + \alpha \frac{p_a}{p^*} - \frac{\alpha^2}{2} \left(\frac{p_a}{p^*} \right)^2 \right) \left(\eta(1 + \tilde{\Phi})^2 + \tilde{\eta} KM \right);$$

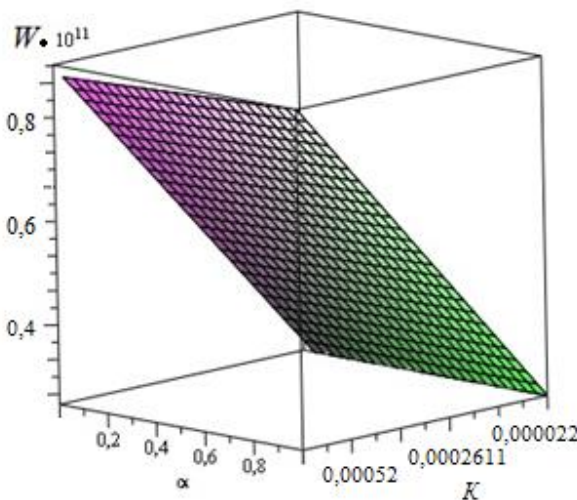
$$L_{\text{тр}} = \mu \int_0^1 \left[\left. \frac{\partial v_0}{\partial y} \right|_{y=0} + K \left. \frac{\partial v_1}{\partial y} \right|_{y=0} \right] dx = \mu_0 \left(1 + \alpha \left(\frac{p_a}{p^*} \right) - \frac{\alpha^2}{2} \left(\frac{p_a}{p^*} \right)^2 \right) \times$$

$$\times \left(1 - \frac{\eta}{2} + \frac{K\tilde{\Phi}}{1 + \tilde{\Phi}} \left(1 - \frac{\eta}{2} - \frac{\tilde{\eta}}{2} \right) \right). \quad (2.2.14)$$

Входные параметры для численного анализа аналогичны предыдущей задаче.

На рисунке 2.3 представлены графики результатов численных расчетов.

а)



б)

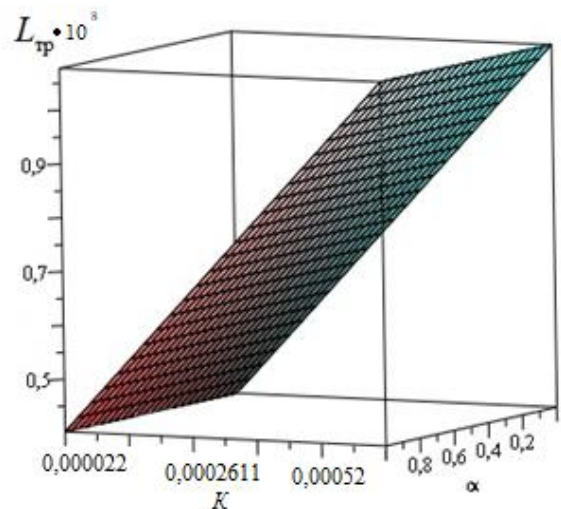


Рисунок 2.3 – Влияние теплового параметра K и параметра α , характеризующего вязкость смазочного материала, на несущую способность (a) и силу трения (b)

Данными численного анализа выражения (2.2.14) доказано, что упорные подшипники скольжения с легкоплавким металлическим покрытием поверхности направляющей имеют несущую способность, превышающую на 5–7 % стандартные подшипники, а коэффициент трения снижается на 8–10 %.

Задача 2.3

Постановка задачи. Рассматривается подшипник скольжения, работающий на жидком смазочном материале и металлическом расплаве, при их установившемся течении в рабочем зазоре. Поверхность втулки с покрытием неподвижна, а вал вращается со скоростью Ω .

Решение поставленной задачи осуществляется в полярной системе координат с полюсом в центре подшипника (рисунок 2.4). Контуры поверхностей трибосистемы: вала, втулки с легкоплавким покрытием и самой втулки подшипника – описываются выражениями:

$$C_0 : r' = r_0(1 + H), \quad C_2 : r' = r_1, \quad C_1 : r' = r_1 + \lambda' f(\theta). \quad (2.3.1)$$

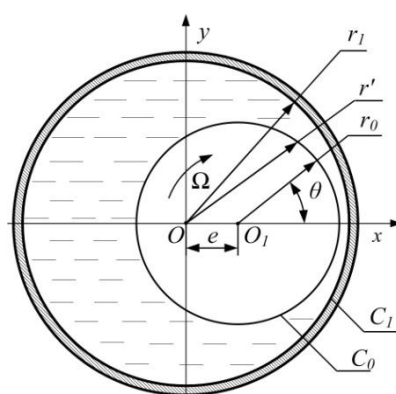


Рисунок 2.4 – Расчетная схема

Для решения данной задачи используем общеизвестные уравнения для «тонкого слоя» течения жидкости, обладающей истинно вязкими свой-

ствами; уравнения неразрывности, а также уравнение, описывающее радиус расплавленного контура поверхности подшипниковой втулки:

$$\mu \frac{\partial^2 v_\theta}{\partial r'^2} = \frac{dp'}{d\theta}, \quad \frac{\partial v_{r'}}{\partial r'} + \frac{v_{r'}}{r'} + \frac{1}{r'} \frac{\partial v_\theta}{\partial \theta} = 0, \quad -\frac{d\lambda' f(\theta) r_0}{d\theta} \cdot \Omega L' = 2\mu \int_{r_1 + \lambda' f(\theta)}^{r_0(1+H)} \left(\frac{\partial v_\theta}{\partial r'} \right)^2 dr'. \quad (2.3.2)$$

В соответствии с общепринятыми упрощениями граничные условия в смазочном слое между валом и подшипником запишем в виде:

$$v_\theta = 0, \quad v_{r'} = 0 \quad \text{при} \quad r' = r_1 + \lambda' f(\theta);$$

$$v_\theta = r_0 \Omega, \quad v_{r'} = -\Omega e \sin \theta \quad \text{при} \quad r' = r_0 + e \cos \theta; \quad p'(0) = p'(\theta) = P_g. \quad (2.3.3)$$

Для перехода к безразмерным величинам применяем стандартную методику и получаем:

$$r' = r_1 - \delta r, \quad \delta = r_1 - r_0; \quad v_\theta = \Omega r_0 v; \quad v_{r'} = \Omega \delta u; \quad p' = p^* p; \quad p^* = \frac{\mu \Omega r_0^2}{\delta^2}. \quad (2.3.4)$$

Учитывая выражение (2.3.4), из (2.3.2) и (2.3.3) получаем систему уравнений с соответствующими граничными условиями:

$$\frac{\partial p}{\partial r} = 0; \quad \frac{\partial^2 v}{\partial r^2} = \frac{dp}{d\theta}; \quad \frac{\partial u}{\partial r} + \frac{\partial v}{\partial \theta} = 0; \quad \frac{d\Phi(\theta)}{d\theta} = -K \int_{-\Phi(\theta)}^{1-\eta \cos \theta} \left(\frac{\partial v}{\partial r} \right)^2 dr, \quad (2.3.5)$$

$$v = 1, \quad u = -\eta \sin \theta, \quad \text{при} \quad r = 1 - \eta \cos \theta = h(\theta);$$

$$v = 0, \quad u = 0 \quad \text{при} \quad r = 0 - \Phi(\theta); \quad p(0) = p(2\pi) = \frac{P_g}{P^*}, \quad (2.3.6)$$

где $K = \frac{2\mu\Omega r_0}{L'\delta}$; $\eta = \frac{e}{\delta}$; $\eta_1 = \frac{\lambda'}{\delta}$; $\Phi(\theta) = \eta_1 f(\theta)$.

Используя асимптотическое разложение, из выражений (2.3.5) и (2.3.6) будем иметь систему уравнений и граничные условия к ней:

– для нулевого приближения:

$$\frac{\partial^2 v_0}{\partial r^2} = \frac{dp_0}{d\theta}, \quad \frac{\partial v_0}{\partial \theta} + \frac{\partial u_0}{\partial r} = 0; \quad (2.3.7)$$

$$v_0 = 1, \quad u_0 = -\eta \sin \theta \quad \text{при} \quad r = 1 - \eta \cos \theta;$$

$$v_0 = 0, \quad u_0 = 0 \quad \text{при} \quad r = 0; \quad p_0(0) = p_0(2\pi) = \frac{P_g}{P^*}; \quad (2.3.8)$$

– для первого приближения:

$$\frac{\partial^2 v_1}{\partial r^2} = \frac{dp_1}{d\theta}; \quad \frac{\partial v_1}{\partial \theta} + \frac{\partial u_1}{\partial r} = 0; \quad \frac{d\Phi_1(\theta)}{d\theta} = -K \int_{\Phi(0)}^{1-\eta \cos \theta} \left(\frac{\partial v_0}{\partial r} \right)^2 dr; \quad (2.3.9)$$

$$v_1 = \left(\frac{\partial v_0}{\partial r} \right) \Big|_{r=0} \cdot \Phi_1(\theta); \quad u_1 = \left(\frac{\partial u_0}{\partial r} \right) \Big|_{r=0} \cdot \Phi_1(\theta);$$

$$v_1 = 0; \quad u_1 = 0 \quad \text{при} \quad r = 1 - \eta \cos \theta;$$

$$p_1(0) = p_1(2\pi) = 0; \quad \Phi(0) = \Phi(2\pi) = h_0^*. \quad (2.3.10)$$

Автомодельное решение системы (2.3.7) и (2.3.9) с учетом (2.3.8) и (2.3.10) ищем аналогично предыдущим задачам, в результате для поля скоростей и давлений получим расчетные формулы.

Для нулевого приближения:

$$\tilde{\Psi}'_0(\xi) = \frac{\tilde{C}_2}{2}(\xi^2 - \xi), \quad \tilde{v}_0(\xi) = \tilde{C}_1 \frac{\xi^2}{2} - \left(1 + \frac{\tilde{C}_1}{2}\right)\xi + 1, \quad \tilde{C}_1 = 6.$$

$$\tilde{C}_2 = -\frac{12(1-\eta^2)}{2+\eta^2}. \quad p_0 = \frac{-6 \sin \theta}{(2+\eta^2)(1-\eta \cos \theta)} \left[\eta + \frac{1}{(1-\eta \cos \theta)} \right] + \frac{P_g}{P^*}. \quad (2.3.11)$$

Функция, определяющая контур расплавленного покрытия втулки:

$$\Phi_1(\theta) = \frac{4(1+2\eta^2)}{(2+\eta^2)} \operatorname{arctg} \left(\frac{\sqrt{1+\eta} \operatorname{tg} \frac{\theta}{2}}{\sqrt{1-\eta}} \right) - \frac{6\eta(2\eta^2+1)\sin \theta}{(2+\eta^2)^2(1-\eta \cos \theta)} + \frac{6(1-\eta^2)\sin \theta}{(2+\eta^2)^2(1-\eta \cos \theta)^2} + \tilde{\alpha}. \quad (2.3.12)$$

Для первого приближения:

$$\tilde{\Psi}'_1(\xi) = \frac{\tilde{C}_2}{2}(\xi^2 - \xi), \quad \tilde{v}_1(\xi) = \tilde{C}_1 \frac{\xi^2}{2} + \left(\frac{\tilde{C}_1}{2} - M \right) \xi + M, \quad \tilde{C}_1 = 6M;$$

$$\tilde{C}_2 = -\frac{12M(1-\eta^2)}{2+\eta^2}, \quad p_1 = \frac{6M \sin \theta}{(2+\eta^2)(1-\eta \cos \theta)} \left[\frac{(4-\eta^2)\eta}{(1-\eta^2)} + \frac{1}{(1-\eta \cos \theta)} \right] + \frac{P_g}{P^*}, \quad (2.3.13)$$

где
$$M = \sup_{\theta \in [0; 2\pi]} \left| \frac{\partial v_0}{\partial r} \right|_{r=0} \cdot \Phi_1(\theta)$$

С учетом (2.3.7), (2.3.9), (2.3.11), (2.3.13) для несущей способности подшипника и силы трения получим:

$$R_y = \frac{\mu \Omega r_0^3}{\delta^2} \int_0^{2\pi} \left(p_0 - \frac{P_g}{P^*} + K \left(p_1 - \frac{P_g}{P^*} \right) \right) \sin \theta d\theta = \frac{6\mu \Omega r_0^3 \pi \eta (1-\eta^2) + 1}{\delta^2 (2+\eta^2) \sqrt{(1-\eta^2)^3}} (1 + KM);$$

$$R_x = \frac{\mu\Omega r_0^3}{\delta^2} \int_0^{2\pi} \left(p_0 - \frac{P_g}{P^*} + K \left(p_1 - \frac{P_g}{P^*} \right) \right) \cos\theta d\theta = 0;$$

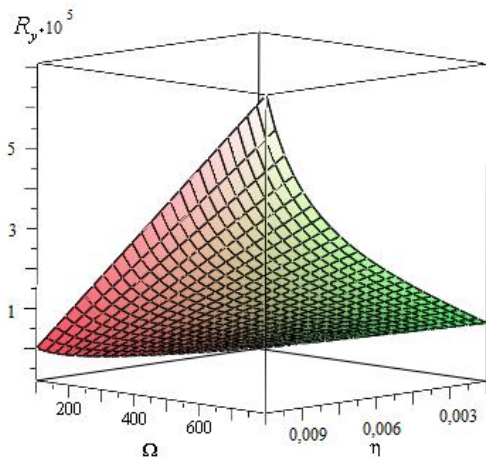
$$L_{\text{тр}} = \frac{\mu\Omega r_0^2}{\delta} \int_0^{2\pi} \left[\frac{\partial v_0}{\partial r} \Big|_{r=0} + K \frac{\partial v_1}{\partial r} \Big|_{r=0} \right] d\theta = \frac{4\pi\mu\Omega r_0^2}{\delta} \left(\frac{-(1+2KM)}{\sqrt{1-\eta^2}} + \frac{3(1-\eta^2)(1+KM)}{(2+\eta^2)\sqrt{(1-\eta^2)^3}} \right). \quad (2.3.14)$$

Численный анализ полученного выражения (2.3.14) выполним в следующих диапазонах переменных факторов:

$$\mu = 0,0608 \text{ нс/м}^2; \eta = 0,3 \dots 1 \text{ м}; \delta = 0,05 \cdot 10^{-3} \dots 0,07 \cdot 10^{-3};$$

Графики, построенные по данным численного анализа, приведены на рисунке 2.5.

а)



б)

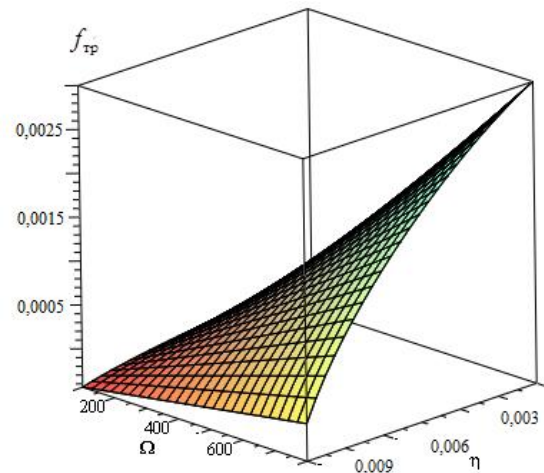


Рисунок 2.5 – Влияние угловой скорости Ω и конструктивного параметра η на компонент вектора поддерживающей силы (а) и коэффициент трения (б)

Результаты численного анализа моделей подтвердили их эффективность и позволили установить следующее:

- модель радиального подшипника, смазываемого металлическим расплавом легкоплавкого покрытия, обеспечивает повышение точности расчетов;

- доказано, что при росте теплового параметра K коэффициент трения снижается на 10–12 %, а составляющая вектора поддерживающей силы увеличивается на 5–7 %;

- параметр K оказывает влияние на коэффициент трения в пределах 0,0009...0,0035 по закону, близкому линейному

Задача 2.4

Постановка задачи. Рассмотрим предыдущую задачу при зависимости вязкости жидкого смазочного материала и металлического расплава покрытия от давления.

Дополнительно вводимая зависимость вязкости жидкого смазочного материала от давления описывается выражением:

$$\mu' = \mu_0 e^{\bar{\alpha} p'} \quad (2.4.1)$$

Системой уравнений для решения данной задачи является безразмерная система уравнений (2.3.5) с учетом (2.4.1) и граничные условия (2.3.6):

$$\frac{\partial p}{\partial r} = 0; \quad \frac{\partial^2 v}{\partial r^2} = e^{-\alpha p} \frac{dp}{d\theta}; \quad \frac{\partial u}{\partial r} + \frac{\partial v}{\partial \theta} = 0; \quad \frac{d\Phi(\theta)}{d\theta} = -K e^{-\alpha p} \int_{-\Phi(\theta)}^{1-\eta \cos \theta} \left(\frac{\partial v}{\partial r} \right)^2 dr; \quad (2.4.2)$$

$$v = 1, \quad u = -\eta \sin \theta, \quad \text{при } r = 1 - \eta \cos \theta;$$

$$v = 0, \quad u = 0 \quad \text{при } r = 0 - \Phi(\theta); \quad p(0) = p(2\pi) = \frac{P_g}{p^*}. \quad (2.4.3)$$

Введем обозначение $z = e^{-\alpha p}$. После дифференцирования полученное выражение учтем в (2.4.2), тогда из (2.4.2) получим систему уравнений и граничных условий к ним:

$$\frac{\partial^2 v}{\partial r^2} = -\frac{1}{\alpha} \frac{dZ}{d\theta}; \quad \frac{\partial u}{\partial r} + \frac{\partial v}{\partial \theta} = 0; \quad Z \frac{d\Phi(\theta)}{d\theta} = -K \int_{\Phi(0)}^{1-\eta \cos \theta} \left(\frac{\partial v_0}{\partial r} \right)^2 dr; \quad (2.4.4)$$

$$v = 1, \quad u = -\eta \sin \theta, \quad \text{при } r = 1 - \eta \cos \theta = h(\theta);$$

$$v = 0, \quad u = 0 \quad \text{при } r = 0 - \Phi(\theta); \quad Z(0) = Z(2\pi) = e^{-\alpha \frac{P_g}{p^*}}. \quad (2.4.5)$$

С учетом асимптотического решения системы (2.4.4) из (2.4.4) и (2.4.5) получим систему уравнений и граничных условий к ним:

– для нулевого приближения:

$$\frac{\partial^2 v_0}{\partial r^2} = -\frac{1}{\alpha} \frac{dZ_0}{d\theta}, \quad \frac{\partial v_0}{\partial \theta} + \frac{\partial u_0}{\partial r} = 0; \quad (2.4.6)$$

$$v_0 = 1, \quad u_0 = -\eta \sin \theta \quad \text{при} \quad r = 1 - \eta \cos \theta;$$

$$v_0 = 0, \quad u_0 = 0 \quad \text{при} \quad r = 0; \quad Z_0(0) = Z_0(2\pi) = e^{-\alpha \frac{P_g}{P^*}}; \quad (2.4.7)$$

– для первого приближения:

$$\frac{\partial^2 v_1}{\partial r^2} = -\frac{1}{\alpha} \frac{dZ_1}{d\theta}; \quad \frac{\partial v_1}{\partial \theta} + \frac{\partial u_1}{\partial r} = 0; \quad -Z_0 \frac{d\Phi_1(\theta)}{d\theta} = K \int_0^{1-\eta \cos \theta} \left(\frac{\partial v_0}{\partial r} \right)^2 dr; \quad (2.4.8)$$

$$v_1 = \left(\frac{\partial v_0}{\partial r} \right) \Big|_{r=0} \cdot \Phi_1(\theta); \quad u_1 = \left(\frac{\partial u_0}{\partial r} \right) \Big|_{r=0} \cdot \Phi_1(\theta);$$

$$v_1 = 0; \quad u_1 = 0 \quad \text{при} \quad r = 1 - \eta \cos \theta;$$

$$Z_1(0) = Z_1(2\pi) = 0; \quad \Phi(0) = \Phi(2\pi) = h_0^*. \quad (2.4.9)$$

Автомодельное решение системы (2.4.6) и (2.4.8) с учетом (2.4.7) и (2.4.9) ищем аналогично задаче 2.3, в результате получим расчетные формулы.

Для нулевого приближения:

$$\tilde{\psi}'_0(\xi) = \frac{\tilde{C}_2}{2}(\xi^2 - \xi), \quad \tilde{v}_0(\xi) = \tilde{C}_1 \frac{\xi^2}{2} - \left(1 + \frac{\tilde{C}_1}{2}\right)\xi + 1, \quad \tilde{C}_1 = 6;$$

$$Z_0 = \frac{6\alpha \sin \theta}{(2 + \eta^2)(1 - \eta \cos \theta)} \left(\eta + \frac{1}{(1 - \eta \cos \theta)} \right) + e^{-\alpha \frac{P_g}{P^*}}. \quad (2.4.10)$$

Для функции, определяющей расплавленный контур втулки:

$$\Phi_1(\theta) = \frac{1}{\sup_{\theta \in [0; 2\pi]} z_0} \left[\frac{4(1 + 2\eta^2)}{(2 + \eta^2)} \operatorname{arctg} \left(\sqrt{\frac{1 + \eta}{1 - \eta}} \operatorname{tg} \frac{\theta}{2} \right) - \right.$$

$$\left. - \frac{6\eta(2\eta^2 + 1)\sin \theta}{(2 + \eta^2)^2(1 - \eta \cos \theta)} + \frac{6(1 - \eta^2)\sin \theta}{(2 + \eta^2)^2(1 - \eta \cos \theta)^2} \right] + h_0^*. \quad (2.4.11)$$

Для первого приближения:

$$\tilde{\psi}'_1(\xi) = \frac{\tilde{C}_2}{2}(\xi^2 - \xi), \quad \tilde{v}_1(\xi) = \tilde{C}_1 \frac{\xi^2}{2} + \left(\frac{\tilde{C}_1}{2} - M \right) \xi + M, \quad \tilde{C}_1 = 6M;$$

$$Z_1 = \frac{6\alpha M \sin \theta}{(2 + \eta^2)(1 - \eta \cos \theta)} \left(\eta + \frac{1}{(1 - \eta \cos \theta)} \right), \quad p = \frac{P_g}{P^*} - \Delta(1 + KM) \left(1 + \alpha \frac{P_g}{P^*} - \frac{\alpha^2}{2} \left(\frac{P_g}{P^*} \right)^2 \right). \quad (2.4.12)$$

$$\text{где } \Delta = \frac{6 \sin \theta}{(2 + \eta^2)(1 - \eta \cos \theta)} \left(\eta + \frac{1}{(1 - \eta \cos \theta)} \right).$$

С учетом (2.4.6), (2.4.8) и (2.4.12) для несущей способности подшипника и силы трения будем иметь:

$$R_y = \frac{\mu_0 \Omega r_0^3}{\delta^2} \int_0^{2\pi} \left(p - \frac{P_g}{P^*} \right) \sin \theta d\theta = \frac{6\mu_0 \Omega r_0^3 \pi (1 + KM) (\eta(1 - \eta^2) + 1)}{\delta^2 (2 + \eta^2) \sqrt{(1 - \eta^2)^3}} \left(1 + \alpha \frac{P_g}{P^*} - \frac{\alpha^2}{2} \left(\frac{P_g}{P^*} \right)^2 \right);$$

$$L_{тр} = \frac{\mu_0 \Omega r_0^2}{\delta} \int_0^{2\pi} \left[\frac{\partial v_0}{\partial r} \Big|_{r=0} + K \frac{\partial v_1}{\partial r} \Big|_{r=0} \right] d\theta = \frac{4\pi \mu_0 \Omega r_0^2}{\delta} \left(\frac{-(1 + 2KM)}{\sqrt{1 - \eta^2}} + \frac{3(1 - \eta^2)(1 + KM)}{(2 + \eta^2) \sqrt{(1 - \eta^2)^3}} \right) \left(1 - \alpha p + \frac{\alpha^2 p^2}{2} \right).$$

$$R_x = \frac{\mu_0 \Omega r_0^3}{\delta^2} \int_0^{2\pi} \left(p - \frac{P_g}{P^*} \right) \cos \theta d\theta = 0. \quad (2.4.13)$$

На рисунках 2.6–2.7 приведены графики, построенные по результатам численного анализа.

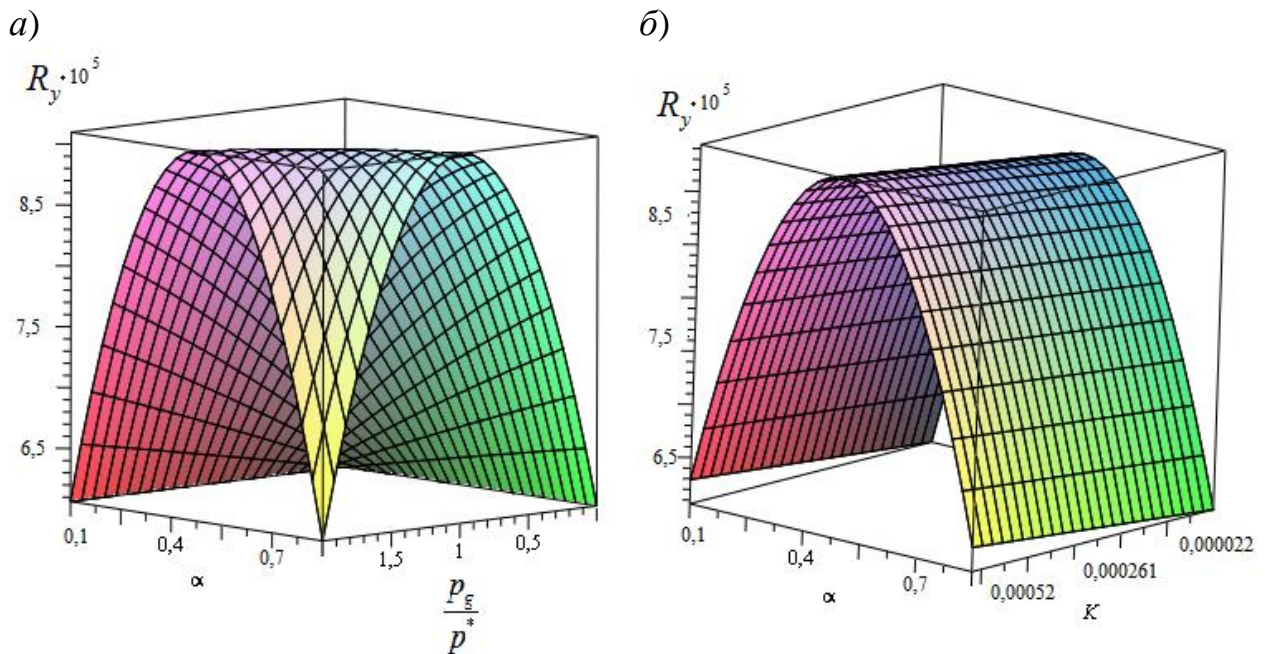


Рисунок 2.6 – Влияние на вектор поддерживающей силы параметров: α , определяющего зависимость вязкости, $\frac{P_g}{P^*}$, характеризующего давление на краях интервала (а), а также параметра K , определяющего расплав (б)

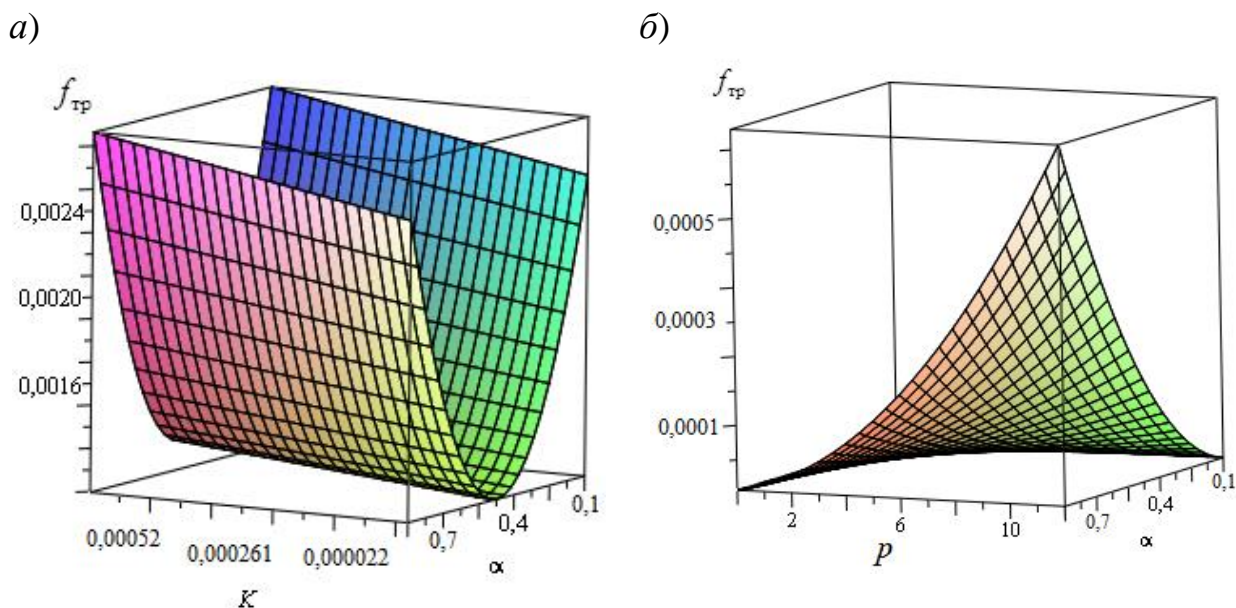


Рисунок 2.7 – Изменение величины коэффициента трения от воздействия параметров: α , определяющего зависимость вязкости, K , характеризующего расплав покрытия (а), а также параметра p , характеризующего давление в зоне контакта (б)

Результаты численного анализа моделей подтвердили их эффективность и позволили установить следующее:

- получена расчетная модель подшипника скольжения при смазывании стандартным маслом и металлическим расплавом с зависимостью их вязкости от давления, обеспечивающая повышение точности расчетов;
- установлено интенсивное влияние роста теплового параметра K , обусловленного расплавом, на снижение величины коэффициента трения (11–13 %) и повышение несущей способности трибосистемы (7–9 %);
- влияние параметра K на величину коэффициента трения имеет характер, близкий линейному, в пределах 0,0014–0,003.

2.3 Модели подшипников с пористым и легкоплавким покрытием

Задача.2.5

Постановка задачи. Исследуется течение жидкого смазочного материала и расплава металлического покрытия в рабочем зазоре и пористом покрытии упорного подшипника. При этом поверхность направляющей с легко-

плавким покрытием перемещается со скоростью u^* , а наклонный ползун с пористым покрытием неподвижен (рисунок 2.8).

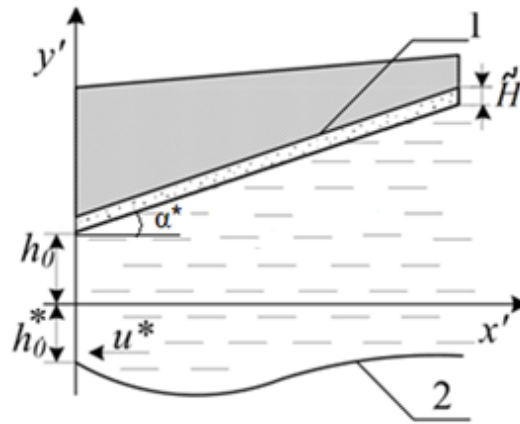


Рисунок 2.8 – Рабочая схема:

1 – контур (ползун) пяты; 2 – контур направляющей

Расчетная схема выполнена в прямоугольной системе координат $x'O'y'$. Контур рабочей поверхности ползуна имеет покрытие из пористого материала, а поверхность направляющей – из легкоплавкого металла, контур расплава которого обозначается следующим образом:

$$y' = h_0 + x' \operatorname{tg} \alpha^* + \tilde{H}, \quad y' = -\eta f'(x'). \quad (2.5.1)$$

Для решения данной задачи использована система безразмерных уравнений (2.1.5) и уравнение Дарси, определяющее течение смазочного материала в пористом теле, а также граничные условия к ним:

$$\frac{\partial^2 v}{\partial y^2} = \frac{dp}{dx}; \quad \frac{\partial v}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial y} = 0; \quad \frac{\partial^2 P}{\partial x^{*2}} + \frac{\partial P}{\partial y^{*2}} = 0; \quad -\frac{d\Phi(x)}{dx} = K \int_{-\Phi(x)}^{h(x)} \left(\frac{\partial v}{\partial y} \right)^2 dy, \quad (2.5.2)$$

$$v = 0, \quad u = 0, \quad \text{при } y = 1 + \eta x = h(x);$$

$$v = -1, \quad u = 0 \quad \text{при } y = -\Phi(x); \quad p(0) = p(1) = \frac{P_a}{p^*}.$$

$$\frac{\partial P}{\partial y^*} = 0 \quad \text{при } y^* = 1 + \eta x; \quad v = \tilde{M} \frac{\partial P}{\partial y^*} \quad \text{при } y^* = 1 + \eta x + \frac{\tilde{H}}{h_0}; \quad (2.5.3)$$

$$p = P \quad \text{при } y^* = 1 + \eta x + \frac{\tilde{H}}{h_0},$$

где $\tilde{M} = \frac{lk}{h_0^3}$.

При переходе к безразмерным величинам в пористом слое применена стандартная методика:

$$x' = Lx^*; \quad y' = Ly^*; \quad P' = P^*P. \quad (2.5.4)$$

Асимптотическое решение задачи (2.5.2) ищем аналогично задаче 2.1: – для нулевого приближения:

$$\frac{\partial^2 v_0}{\partial y^2} = \frac{dp_0}{dx}; \quad \frac{\partial v_0}{\partial x} + \frac{\partial u_0}{\partial y} = 0; \quad \frac{\partial^2 P_0}{\partial x^{*2}} + \frac{\partial P_0^2}{\partial y^{*2}} = 0. \quad (2.5.5)$$

$$v_0 = 0, \quad u_0 = 0 \quad \text{при} \quad y = 1 + \eta x; \quad p_0 = P_0 \quad \text{при} \quad y^* = 1 + \eta x + \frac{\tilde{H}}{h_0};$$

$$v_0 = -1, \quad u_0 = 0 \quad \text{при} \quad y = 0; \quad p(0) = p(1) = \frac{P_a}{P^*};$$

$$\frac{\partial P_0}{\partial y^*} = 0 \quad \text{при} \quad y^* = 1 + \eta x; \quad v_0|_{y=0} = \tilde{M} \frac{\partial P_0}{\partial y^*} \quad \text{при} \quad y^* = 1 + \eta x + \frac{\tilde{H}}{h_0}; \quad (2.5.6)$$

– для первого приближения:

$$\frac{\partial^2 v_1}{\partial y^2} = \frac{dp_1}{dx}; \quad \frac{\partial v_1}{\partial x} + \frac{\partial u_1}{\partial y} = 0; \quad \frac{\partial^2 P_1}{\partial x^{*2}} + \frac{\partial P_1^2}{\partial y^{*2}} = 0; \quad -\frac{d\Phi_1(x)}{dx} = K \int_0^{h(x)} \left(\frac{\partial v_0}{\partial y} \right)^2 dy; \quad (2.5.7)$$

$$v_1 = \left(\frac{\partial v_0}{\partial y} \right) \Big|_{y=0} \cdot \Phi_1(x); \quad u_1 = \left(\frac{\partial u_0}{\partial y} \right) \Big|_{y=0} \cdot \Phi_1(x);$$

$$v_1 = 0, \quad u_1 = 0 \quad \text{при} \quad y = 1 + \eta x; \quad p_1(0) = p_1(1) = 0;$$

$$\frac{\partial P_1}{\partial y^*} = 0 \quad \text{при} \quad y^* = 1 + \eta x; \quad p_1 = P_1 \quad \text{при} \quad y^* = 1 + \eta x + \frac{\tilde{H}}{h_0};$$

$$v_1|_{y=0} = \tilde{M} \frac{\partial P_1}{\partial y^*} \quad \text{при} \quad y^* = 1 + \eta x + \frac{\tilde{H}}{h_0}. \quad (2.5.8)$$

Автомодельное решение системы (2.5.5) и (2.5.6) будем искать так же, как в задаче 2.1. В результате для поля скоростей и давления получим расчетные формулы:

$$\tilde{\Psi}'_0(\xi) = \frac{\tilde{C}_2}{2}(\xi^2 - \xi); \quad \tilde{v}_0(\xi) = \tilde{C}_1 \frac{\xi^2}{2} + \left(1 - \frac{\tilde{C}_1}{2}\right)\xi - 1; \quad (2.5.9)$$

$$P_0 = \frac{\eta}{2} \tilde{C}_1 (x^2 - x) + \frac{P_a}{P^*}; \quad \tilde{C}_2 = -\tilde{C}_1 \left(1 - \frac{1}{2}\eta\right).$$

Учитывая (2.5.9), решение Дарси представим в виде:

$$P_0(x, y^*) = R_0(y^*) + \frac{\eta}{2} \tilde{C}_1 (x^2 - x) + \frac{P_a}{p^*}. \quad (2.5.10)$$

Учитывая (2.5.10), из третьего уравнения системы (2.5.5) получим:

$$R_0''(y^*) + \eta \tilde{C}_1 = 0; \quad (2.5.11)$$

$$R(0) = \frac{P_a}{p^*}; \quad \frac{\partial R_0}{\partial y^*} = 0 \quad \text{при} \quad y^* = 1 + \eta x + \frac{\tilde{H}}{h_0}. \quad (2.5.12)$$

Выполняя решение $\tilde{M} \frac{\partial P_0}{\partial y^*} \Big|_{y^*=1+\eta x+\frac{\tilde{H}}{h_0}} = \int_0^1 \tilde{v}_0(\xi) d\xi$, для \tilde{C}_1 получим следу-

ющее выражение:

$$\tilde{C}_1 = \frac{6}{-12\tilde{M}\eta \left(2 + \frac{\tilde{H}}{h_0}\right) + 1}. \quad (2.5.13)$$

С учетом (2.5.13) для p_0 окончательно получим:

$$p_0 = \frac{3\eta(x^2 - x)}{-12\tilde{M}\eta \left(2 + \frac{\tilde{H}}{h_0}\right) + 1} + \frac{P_a}{p^*}. \quad (2.5.14)$$

Для функции, определяющей расплавленный контур направляющей, с учетом (2.5.9) получим:

$$\Phi_1(x) = \frac{\tilde{C}_1^2}{12} \left(\frac{\eta}{2} x^2 - x \right) + 4 \left(x - \frac{\eta}{2} x^2 \right) + h_0^*. \quad (2.5.15)$$

Автомодельное решение системы (2.5.7) и (2.5.8) будем искать аналогично нулевому приближению:

$$\tilde{\Psi}'_1(\xi) = \frac{\tilde{C}_2}{2} (\xi^2 - \xi); \quad \tilde{v}_1(\xi) = \tilde{C}_1 \frac{\xi^2}{2} - \left(\frac{\tilde{C}_1}{2} + M \right) \xi + M; \quad (2.5.16)$$

$$P_1 = \frac{3M\eta(x^2 - x)}{-12\tilde{M}\eta \left(2 + \frac{\tilde{H}}{h_0}\right) + 1}.$$

С учетом (2.5.5), (2.5.7), (2.5.15) и (2.5.17) для несущей способности подшипника и величины силы трения получим

$$W = p^* L^2 \int_0^1 \left(\left(p_0 - \frac{p_a}{p^*} \right) + K p_1 \right) dx = \frac{\mu L^2 u^*}{2 h_0^2} \left[\frac{3\eta}{1 - 12\tilde{M}\eta \left(2 + \frac{\tilde{H}}{h_0} \right)} (1 + KM) \right];$$

$$L_{\text{тр}} = \mu \int_0^1 \left[\frac{\partial v_0}{\partial y} \Big|_{y=0} + K \frac{\partial v_1}{\partial y} \Big|_{y=0} \right] dx = \mu (1 - KM) \left(1 - \frac{\eta}{2} \right). \quad (2.5.17)$$

Диапазон параметров для численного анализа соответствует предыдущим задачам.

Результаты выполненных численных расчетов в виде графиков приведены на рисунке 2.9.

Проведенный численный анализ моделей дал возможность установить следующее:

– тепловой параметр K , характеризующий расплав, и параметр \tilde{H} , определяющий толщину пористого покрытия, при увеличении снижают уровень силы трения;

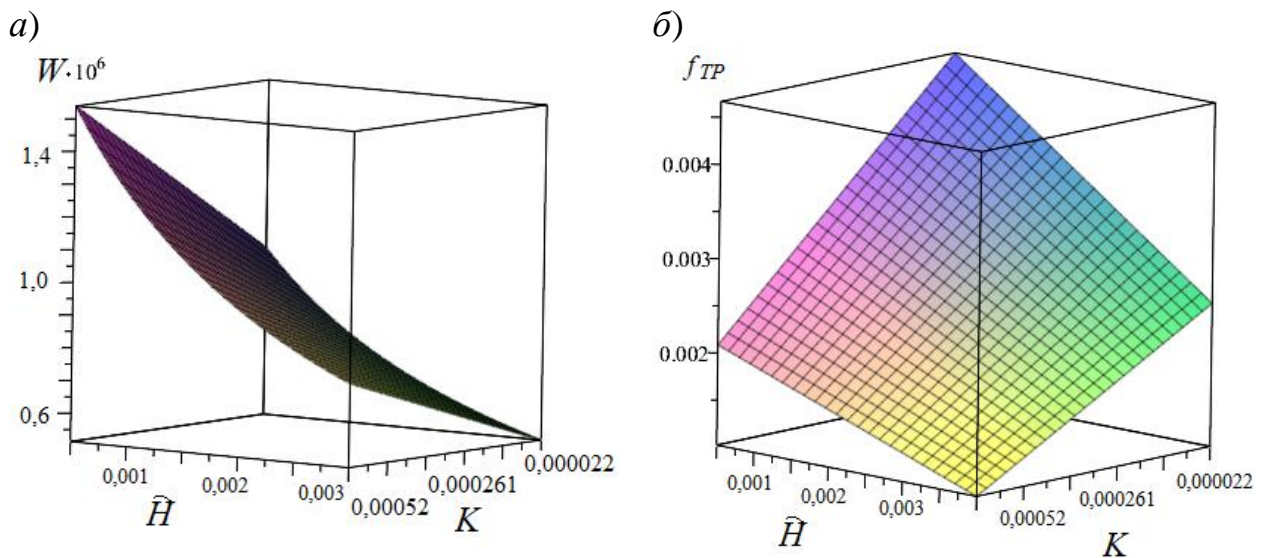


Рисунок 2.9 – Влияние теплового параметра K и толщины пористого слоя \tilde{H} на величины несущей способности (а) и коэффициента трения (б)

– параметр K влияет в 6,5 раза интенсивнее, чем параметр \tilde{H} ;

– увеличение теплового параметра K обеспечивает значительный рост несущей способности, в то время как увеличение параметра \tilde{H} незначительно снижает ее;

– при расположении контура профиля ползуна параллельно абсциссе параметр \tilde{H} не влияет на несущую способность подшипника, но в этом случае, несмотря на влияние параметра K , несущая способность снижается в ≈ 2 раза;

– сила трения $L_{тр}$ зависит от толщины пленки расплава (в пределах 0,0015–0,0055) по закону, близкому линейному;

– применение полученной модели уточняет силу трения на 27 % , а несущую способность на 15 %.

Результаты исследований подшипников скольжения рассмотренной конструкции свидетельствуют о перспективности их инженерной разработки и применения. Полученные расчетные модели могут быть использованы при проектировании подобных опор трения, работающих на смазочных материалах в виде расплава металлических покрытий.

Задача 2.6

Постановка задачи. Рассматривается усложненная предыдущая задача, дополненная введением выражений зависимости проницаемости пористого покрытия, а также вязкости смазочного материала и металлического расплава от давления, что повышает точность модели.

Вводимые зависимости, характеризующие влияние гидродинамического давления, определяются экспоненциальными выражениями:

$$\mu' = \mu_0 e^{\tilde{\alpha} p'}, \quad k' = k_0 e^{\tilde{\alpha} p'}. \quad (2.6.1)$$

Для решения данной задачи исходными являются системы уравнений (2.5.2) с учетом (2.6.1) и граничные условия к ним:

$$\frac{\partial^2 v}{\partial y^2} = e^{-\alpha p} \frac{dp}{dx}; \quad \frac{\partial v}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial y} = 0; \quad \frac{\partial^2 P}{\partial x^{*2}} + \frac{\partial P}{\partial y^{*2}} = 0; \quad \frac{d\Phi(x)}{dx} = -Ke^{-\alpha p} \int_{-\Phi(x)}^{h(x)} \left(\frac{\partial v}{\partial y} \right)^2 dy; \quad (2.6.2)$$

$$v=0, u=0 \text{ при } y=1+\eta x=h(x); \quad v=-1, u=0 \text{ при } y=-\Phi(x), \quad p(0)=p(1)=\frac{P_a}{P^*}.$$

$$\frac{\partial P}{\partial y^*}=0 \text{ при } y^*=1+\eta x; \quad u=\tilde{M} \frac{\partial P}{\partial y^*} \text{ при } y^*=1+\eta x+\tilde{H};$$

$$p=P \text{ при } y^*=1+\eta x+\tilde{H}. \quad (2.6.3)$$

Введя обозначение $z=e^{-\alpha p}$, после дифференцирования полученное выражение учтем в (2.6.2), тогда из (2.6.2) получим систему уравнений и граничных условий к ним:

$$\frac{\partial^2 v}{\partial y^2} = -\frac{1}{\alpha} \frac{dz}{dx}; \quad \frac{\partial v}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial y} = 0; \quad \frac{\partial^2 P}{\partial x^{*2}} + \frac{\partial P}{\partial y^{*2}} = 0, \quad z \frac{d\Phi(x)}{dx} = -K \int_{-\Phi(x)}^{h(x)} \left(\frac{\partial v}{\partial y} \right)^2 dy; \quad (2.6.4)$$

$$v=0, u=0 \text{ при } y=1+\eta x; \quad v=-1, u=0 \text{ при } y=-\Phi(x); \quad z(0)=z(1)=e^{-\alpha \frac{P_a}{P^*}}.$$

$$\frac{\partial P}{\partial y^*}=0 \text{ при } y^*=1+\eta x; \quad u=\tilde{M} \frac{\partial P}{\partial y^*} \text{ при } y^*=1+\eta x+\frac{\tilde{H}}{h_0};$$

$$p=P \text{ при } y^*=1+\eta x+\frac{\tilde{H}}{h_0}. \quad (2.6.5)$$

Асимптотическое решение системы (2.6.4) ищем аналогично задаче 2.2, в результате получим систему уравнений и граничные условия к ней:

– для нулевого приближения:

$$\frac{\partial^2 v_0}{\partial y^2} = -\frac{1}{\alpha} \frac{dz_0}{dx}, \quad \frac{\partial v_0}{\partial x} + \frac{\partial u_0}{\partial y} = 0, \quad \frac{\partial^2 P_0}{\partial x^{*2}} + \frac{\partial P_0^2}{\partial y^{*2}} = 0; \quad (2.6.6)$$

$$v_0=0, u_0=0 \text{ при } y=1+\eta x; \quad v_0=-1, u_0=0 \text{ при } y=0; \quad z_0=z_0(1)=e^{-\alpha \frac{P_a}{P^*}};$$

$$\frac{\partial P_0}{\partial y^*}=0 \text{ при } y^*=1+\eta x; \quad u_0|_{y=0} = \tilde{M} \frac{\partial P_0}{\partial y^*} \text{ при } y^*=1+\eta x+\frac{\tilde{H}}{h_0};$$

$$p_0=P_0 \text{ при } y^*=1+\eta x+\frac{\tilde{H}}{h_0}; \quad (2.6.7)$$

– для первого приближения:

$$\frac{\partial^2 v_1}{\partial y^2} = -\frac{1}{\alpha} \frac{dz_1}{dx}; \quad \frac{\partial v_1}{\partial x} + \frac{\partial u_1}{\partial y} = 0; \quad \frac{\partial^2 P_1}{\partial x^{*2}} + \frac{\partial P_1^2}{\partial y^{*2}} = 0; \quad -z_0 \frac{d\Phi_1(x)}{dx} = K \int_0^{1+\eta x} \left(\frac{\partial v_0}{\partial y} \right)^2 dy; \quad (2.6.8)$$

$$v_1 = \left(\frac{\partial v_0}{\partial y} \right) \Big|_{y=0} \cdot \Phi_1(x); \quad u_1 = \left(\frac{\partial u_0}{\partial y} \right) \Big|_{y=0} \cdot \Phi_1(x);$$

$$\begin{aligned}
v_1 = 0, \quad u_1 = 0 \quad \text{при} \quad h(x) = 1 + \eta x; \quad z_1(0) = z_1(1) = 0; \\
\frac{\partial P_1}{\partial y^*} = 0 \quad \text{при} \quad y^* = 1 + \eta x; \quad u_1 = \tilde{M} \frac{\partial P_0}{\partial y^*} \quad \text{при} \quad y^* = 1 + \eta x + \frac{H}{h_0}; \\
p_1 = P_1 \quad \text{при} \quad y^* = 1 + \eta x + \frac{\tilde{H}}{h_0}.
\end{aligned} \tag{2.6.9}$$

Для системы (2.6.6) и (2.6.8) с учетом (2.6.7) и (2.6.9) выполняем автономное решение аналогично предыдущей задаче. Для поля скоростей и давления получим:

– для нулевого приближения:

$$\begin{aligned}
\tilde{\psi}'_0(\xi) = \frac{\tilde{C}_2}{2}(\xi^2 - \xi), \quad \tilde{v}_0(\xi) = \tilde{C}_1 \frac{\xi^2}{2} + \left(1 - \frac{\tilde{C}_1}{2}\right)\xi - 1, \quad \tilde{C}_2 = -\tilde{C}_1 \left(1 + \frac{1}{2}\eta\right), \\
z_0 = \alpha \tilde{C}_1 \frac{\eta}{2}(x - x^2) + e^{-\alpha \frac{P_a}{p^*}}. \\
p_0 = \left(1 + \alpha \frac{P_a}{p^*} - \frac{\alpha^2}{2} \left(\frac{P_a}{p^*}\right)^2\right) \tilde{C}_1 \frac{\eta}{2}(x^2 - x) + \frac{P_a}{p^*}. \\
p_0 = \left(1 + \alpha \frac{P_a}{p^*} - \frac{\alpha^2}{2} \left(\frac{P_a}{p^*}\right)^2\right) \frac{3\eta(x^2 - x)}{-12\tilde{M}\eta \left(1 + \alpha \frac{P_a}{p^*} - \frac{\alpha^2}{2} \left(\frac{P_a}{p^*}\right)^2\right) \left(2 + \frac{\tilde{H}}{h_0}\right) + 1} + \frac{P_a}{p^*}. \tag{2.6.10}
\end{aligned}$$

Для функции, определяющей расплавленный контур покрытия направляющей:

$$\Phi_1(x) = \frac{1}{\sup_{x \in [0;1]} z_0} \left[\frac{\tilde{C}_1}{12} \left(-x + \frac{\eta}{2}x^2\right) + 4 \left(x - \frac{\eta}{2}x^2\right) \right] + h_0^*; \tag{2.6.11}$$

– для первого приближения:

$$\begin{aligned}
\tilde{\psi}'_1(\xi) = \frac{\tilde{C}_2}{2}(\xi^2 - \xi), \quad \tilde{v}_1(\xi) = \frac{\tilde{C}_1 \xi^2}{2} - \left(\frac{\tilde{C}_1}{2} - M\right)\xi + M; \\
\tilde{C}_2 = -\tilde{C}_1 \left(1 + \frac{1}{2}\eta\right); \quad z_1 = \alpha \tilde{C}_1 \frac{\eta}{2}(x - x^2); \quad P_1 = \frac{3\eta(x - x^2)}{12\tilde{M}\eta \left(2 + \frac{\tilde{H}}{h_0}\right) + 1}. \tag{2.6.12}
\end{aligned}$$

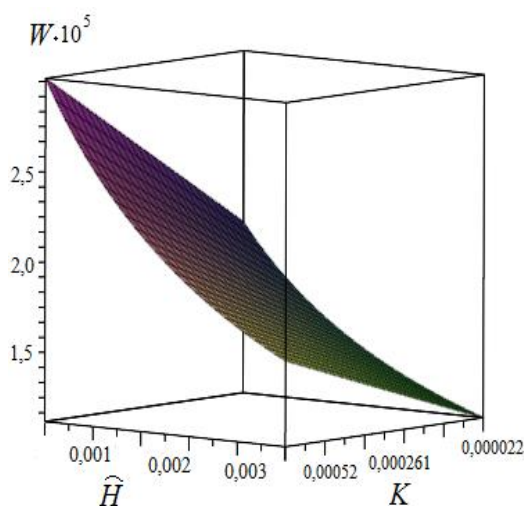
Для эксплуатационных параметров подшипников, учитывая (2.6.6), (2.6.8), (2.6.10) и (2.6.12), получим:

$$W = p^* L \int_0^1 \left(p_0 - \frac{p_a}{p^*} + K p_1 \right) dx = \frac{\mu_0 u^* L^2 \eta}{2h_0^2} \left[\frac{\left(1 + \alpha \frac{p_a}{p^*} - \frac{\alpha^2}{2} \left(\frac{p_a}{p^*} \right)^2 \right)^2}{12 \tilde{M} \eta \left(1 + \alpha \frac{p_a}{p^*} - \frac{\alpha^2}{2} \left(\frac{p_a}{p^*} \right)^2 \right) \left(2 + \frac{\tilde{H}}{h_0} \right)^{-1}} + \frac{KM}{12 \tilde{M} \eta \left(2 + \frac{\tilde{H}}{h_0} \right)^{-1}} \right],$$

$$L_{\text{тр}} = \mu \int_0^1 \left[\left. \frac{\partial v_0}{\partial y} \right|_{y=0} + K \left. \frac{\partial v_1}{\partial y} \right|_{y=0} \right] dx = \mu_0 \left(1 - \alpha p - \frac{\alpha^2 p}{2} \right) \left(1 - \frac{\eta}{2} \right) (1 + KM). \quad (2.6.13)$$

Графики результатов численных расчетов представлены на рисунке 2.10.

а)



б)

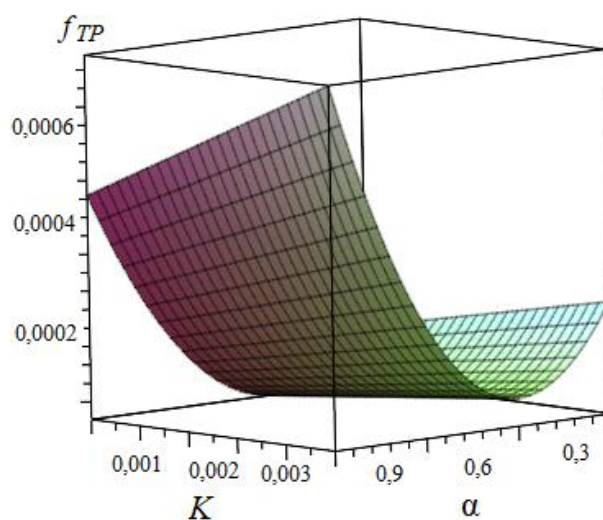


Рисунок 2.10 – Влияние теплового параметра K и толщины пористого слоя \tilde{H} на несущую способность (а), а также параметров K и вязкости α на коэффициент трения (б)

По результатам решения поставленной задачи можно сделать следующие заключения:

– полученные модели упорных гидродинамических подшипников скольжения могут быть использованы при проектировании трибосистем, позволяющих за счет варьирования сочетанием покрытия из легкоплавкого металла и пористого регулировать соотношение несущей и демпфирующей способности подшипников;

– полученные расчетные модели обеспечивают удовлетворительную сходимость с результатами экспериментальных исследований.

Задача 2.7

Постановка задачи. Рассматривается течение жидкого смазочного материала и металлического расплава покрытия в рабочем зазоре и пористом теле радиального подшипника. Вращение цапфы происходит с угловой скоростью Ω , а втулка при этом неподвижна (рисунок 2.11).

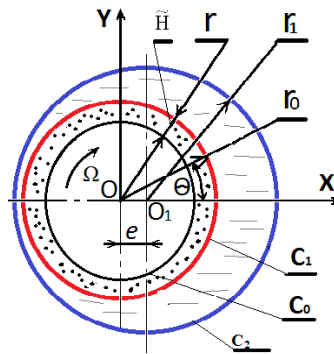


Рисунок 2.11 – Рабочая схема

Контуры поверхностей металлического вала, легкоплавкого покрытия втулки и металлической втулки заданы в виде:

$$C_0 : r' = r_0 - \tilde{H}, \quad C_2 : r' = r_1(1+H), \quad C_3 : r' = r_1(1+H) + \lambda f(\theta). \quad (2.7.1)$$

Для решения данной задачи исходными являются безразмерная система уравнений (2.3.5), а также уравнение Дарси:

$$\frac{\partial p}{\partial r} = 0; \quad \frac{\partial^2 v}{\partial r^2} = \frac{dp}{d\theta}; \quad \frac{\partial u}{\partial r} + \frac{\partial v}{\partial \theta} = 0; \quad \frac{\partial^2 P}{\partial r^{*2}} + \frac{1}{r^*} \frac{\partial P}{\partial r^*} + \frac{1}{r^{*2}} \frac{\partial^2 P}{\partial \theta^2} = 0;$$

$$\frac{d\Phi(\theta)}{d\theta} = -K \int_{1+\eta \cos \theta + \Phi(\theta)}^{r_0} \left(\frac{\partial v}{\partial r} \right)^2 dr; \quad (2.7.2)$$

$$u = 0, \quad v = 0 \quad \text{при} \quad r = 1 + \eta \cos \theta + \Phi(\theta), \quad u|_{r=0} = \tilde{M} \frac{\partial P}{\partial r^*} \Big|_{r^* = \frac{r_0}{\tilde{H}}},$$

$$v(0) = 1, \quad p = P \quad \text{при} \quad r^* = \frac{r_0}{\tilde{H}}, \quad \frac{\partial P}{\partial r^*} \Big|_{r^* = \frac{r_0}{\tilde{H}} - 1} = 0, \quad p(0) = p(2\pi) = \frac{p_g}{p^*}. \quad (2.7.3)$$

Асимптотическое решение системы (2.7.2) ищем аналогично задаче 2.3, в результате формируем систему уравнений с соответствующими граничными условиями:

– для нулевого приближения:

$$\frac{\partial^2 v_0}{\partial r^2} = \frac{dp_0}{d\theta}, \quad \frac{\partial v_0}{\partial \theta} + \frac{\partial u_0}{\partial r} = 0; \quad \frac{\partial^2 P_0}{\partial r^{*2}} + \frac{1}{r^*} \frac{\partial P_0}{\partial r^*} + \frac{1}{r^{*2}} \frac{\partial^2 P_0}{\partial \theta^2} = 0; \quad (2.7.4)$$

$$u_0 = 0, \quad v_0 = 1 \quad \text{при} \quad r_0 = 0, \quad p_0(0) = p_0(2\pi) = \frac{P_g}{p};$$

$$v_0 = 0, \quad u_0 = 0 \quad \text{при} \quad r = 1 + \eta \cos \theta;$$

$$u_0|_{r=0} = \tilde{M} \frac{\partial P}{\partial r^*} \Big|_{r^* = \frac{r_0}{\tilde{H}}}, \quad p_0 = P_0 \quad \text{при} \quad r^* = \frac{r_0}{\tilde{H}}, \quad \frac{\partial P_0}{\partial r^*} \Big|_{r^* = \frac{r_0}{\tilde{H}}-1} = 0; \quad (2.7.5)$$

– для первого приближения:

$$\frac{\partial^2 v_1}{\partial r^2} = \frac{dp_1}{d\theta}; \quad \frac{\partial v_1}{\partial \theta} + \frac{\partial u_1}{\partial r} = 0; \quad \frac{\partial^2 P_1}{\partial r^{*2}} + \frac{1}{r^*} \frac{\partial P_1}{\partial r^*} + \frac{1}{r^{*2}} \frac{\partial^2 P_1}{\partial \theta^2} = 0;$$

$$\frac{d\Phi_1(\theta)}{d\theta} = -K \int_0^{1+\eta \cos \theta} \left(\frac{\partial v_0}{\partial r} \right)^2 dr; \quad (2.7.6)$$

$$v_1 = \left(\frac{\partial v_0}{\partial r} \right) \Big|_{r=0} \cdot \Phi_1(\theta); \quad u_1 = \left(\frac{\partial u_0}{\partial r} \right) \Big|_{r=0} \cdot \Phi_1(\theta);$$

$$v_1 = 0; \quad u_1 = 0 \quad \text{при} \quad r = 0; \quad r = 1 + \eta \cos \theta;$$

$$u_1|_{r=0} = \tilde{M} \frac{\partial P}{\partial r^*} \Big|_{r^* = \frac{r_0}{\tilde{H}}}, \quad p_1 = P_1 \quad \text{при} \quad r^* = \frac{r_0}{\tilde{H}}, \quad \frac{\partial P_1}{\partial r^*} \Big|_{r^* = \frac{r_0}{\tilde{H}}-1} = 0,$$

$$p_1(0) = p_1(2\pi) = 0; \quad \Phi(0) = \Phi(2\pi) = h_0^*. \quad (2.7.7)$$

Автомодельное решение системы (2.7.4) и (2.7.6) с учетом (2.7.5) и (2.7.7) будем искать аналогично задаче 2.5.

Для нулевого приближения:

$$\tilde{\Psi}'_0(\xi) = \frac{\tilde{C}_2}{2}(\xi^2 - \xi), \quad \tilde{v}_0(\xi) = \tilde{C}_1 \frac{\xi^2}{2} - \left(1 + \frac{\tilde{C}_1}{2} \right) \xi + 1, \quad (2.7.8)$$

$$\tilde{C}_2 = -\tilde{C}_1; \quad p_0 = \tilde{C}_1 \eta \sin \theta + \frac{P_g}{p}.$$

Учитывая (2.7.8), решение Дарси представлено в виде:

$$P_0(r^*, \theta) = R_0(r^*) \tilde{C}_1 \eta \sin \theta + \frac{P_g}{p^*}. \quad (2.7.9)$$

Подставляя (2.7.9) в уравнение Дарси, для p_0 получим:

$$p_0 = \frac{6r_0(2r_0^2 - 2\tilde{H}r_0 + \tilde{H}^2)}{12\tilde{H}^2\tilde{M}(r_0 - \tilde{H}) + r_0(2r_0^2 - 2\tilde{H}r_0 + \tilde{H}^2)} \eta \sin \theta + \frac{P_g}{p^*}. \quad (2.7.10)$$

Для функции, определяющей расплавленный контур подшипниковой втулки:

$$\begin{aligned} \Phi_1(\theta) = & \frac{2}{\sqrt{1-\eta^2}} \operatorname{arctg} \left(\sqrt{\frac{1+\eta}{1-\eta}} \operatorname{tg} \frac{\theta}{2} \right) \left(\frac{\tilde{C}_1^2}{12} \frac{2+\eta^2}{(1-\eta^2)^2} + \frac{\tilde{C}_1^2}{3(1-\eta^2)} + 8 \right) + \\ & + \frac{\eta \tilde{C}_1^2}{1-\eta^2} \frac{\sin \theta}{1-\eta \cos \theta} \left[\frac{1}{8(1-\eta^2)} + \frac{1}{6} \right] + \frac{\tilde{C}_1^2}{24(1-\eta^2)} \frac{\sin \theta}{(1-\eta \cos \theta)^2} + h_0^*. \end{aligned} \quad (2.7.11)$$

Для первого приближения:

$$\tilde{\Psi}'_1(\xi) = \frac{\tilde{C}_2}{2} (\xi^2 - \xi), \quad \tilde{v}_1(\xi) = \tilde{C}_1 \frac{\xi^2}{2} - \left(\frac{\tilde{C}_1}{2} + M \right) \xi + M,$$

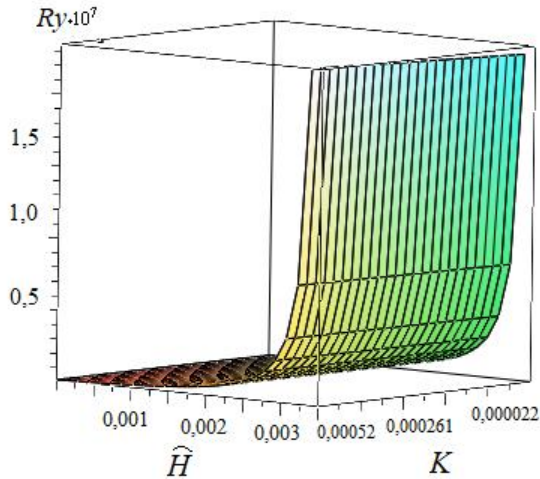
$$p_1 = \frac{6Mr_0(2r_0^2 - 2\tilde{H}r_0 + \tilde{H}^2)}{12\tilde{H}^2\tilde{M}(r_0 - \tilde{H}) + r_0(2r_0^2 - 2\tilde{H}r_0 + \tilde{H}^2)} \eta \sin \theta; \quad \tilde{C}_2 = -M\tilde{C}_1. \quad (2.7.12)$$

С учетом (2.7.4), (2.7.6), (2.7.10) и (2.7.12) для несущей способности подшипника и силы трения будем иметь:

$$\begin{aligned} R_y = p^* r_0 \int_0^{2\pi} \left(p_0 - \frac{P_g}{P^*} + Kp_1 \right) \sin \theta d\theta &= \frac{3\mu\Omega r_0^3 \eta}{\delta^2} \frac{Mr_0(2r_0^2 - 2\tilde{H}r_0 + \tilde{H}^2)}{12\tilde{H}^2\tilde{M}(r_0 - \tilde{H}) + r_0(2r_0^2 - 2\tilde{H}r_0 + \tilde{H}^2)}; \\ R_x = \frac{\mu\Omega r_0^3}{\delta^2} \int_0^{2\pi} \left(p_0 - \frac{P_g}{P^*} + K(p_1) \right) \cos \theta d\theta &= 0; \\ L_{\text{тр}} = \mu \int_0^{2\pi} \left[\frac{\partial v_0}{\partial r} \Big|_{r=0} + K \frac{\partial v_1}{\partial r} \Big|_{r=0} \right] d\theta &= \mu \left[-2\pi(\tilde{C}_1 + 1)(1 + KM) \right]. \end{aligned} \quad (2.7.13)$$

Полученные результаты позволяют построить графики, представленные на рисунке 2.12.

а)



б)

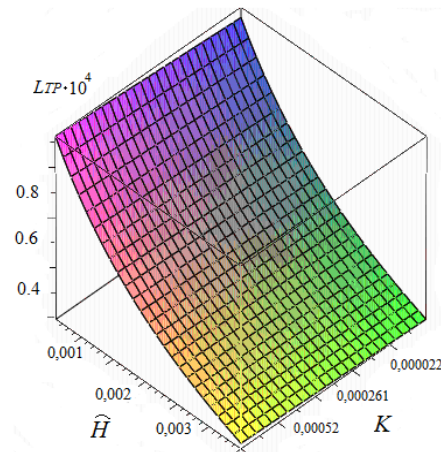


Рисунок 2.12 – Влияние теплового параметра K и толщины пористого слоя \tilde{H} на компоненту вектора поддерживающей силы (а) и силу трения (б)

Результаты численного анализа моделей подтвердили их эффективность и позволили установить следующее:

- для гидродинамического режима смазывания подшипника расплавом получена уточненная расчетная модель;
- установлено значительное влияние параметра K , при росте которого величина силы трения снижается на 11–13 %, а поддерживающая сила увеличивается на 8–11 %;
- зависимость коэффициента трения от параметра K близка линейной в пределах 0,0009–0,0035.

Задача 2.8

Постановка задачи. Усложним приведенную задачу 7 для случая, когда вязкость жидкого смазочного материала и расплава, а также проницаемость пористого тела зависят от давления.

Вводимые зависимости, характеризующие влияние гидродинамического давления, определяются экспоненциальными выражениями:

$$\mu' = \mu_0 e^{\alpha' p'}, \quad \tilde{k}' = \tilde{k}_0 e^{\alpha' p'}. \quad (2.8.1)$$

Для решения данной задачи используем уравнения (2.7.2) с учетом (2.8.1) и граничные условия к ним:

$$\frac{\partial P}{\partial r} = 0, \quad \frac{\partial^2 v}{\partial r^2} = -\frac{1}{\alpha} \frac{dz}{d\theta}, \quad \frac{\partial u}{\partial r} + \frac{\partial v}{\partial \theta} = 0;$$

$$\frac{\partial^2 P}{\partial r^{*2}} + \frac{1}{r^*} \frac{\partial P}{\partial r^*} + \frac{1}{r^{*2}} \frac{\partial^2 P}{\partial \theta^2} = 0; \quad z \frac{d\Phi(\theta)}{d\theta} = -K \int_{r_0}^{1+\eta \cos \theta + \Phi(\theta)} \left(\frac{\partial v}{\partial r} \right)^2 dr; \quad (2.8.2)$$

$$u = 0, \quad v = 0 \quad \text{при } r = 1 + \eta \cos \theta + \Phi(\theta), \quad u|_{r=0} = \tilde{M} \frac{\partial P}{\partial r^*} \Big|_{r^* = \frac{r_0}{\tilde{H}}};$$

$$v(0) = 1, \quad p = P \quad \text{при } r^* = \frac{r_0}{\tilde{H}}, \quad \frac{\partial P}{\partial r^*} \Big|_{r^* = \frac{r_0}{\tilde{H}}-1} = 0; \quad z(0) = z(2\pi) = e^{-\alpha \frac{P_0}{P}}. \quad (2.8.3)$$

Асимптотическое решение системы (2.8.2) ищем аналогично задаче 2.4:

– для нулевого приближения:

$$\frac{\partial^2 v_0}{\partial r^2} = -\frac{1}{\alpha} \frac{dz_0}{d\theta}, \quad \frac{\partial u_0}{\partial r} + \frac{\partial v_0}{\partial \theta} = 0, \quad \frac{\partial^2 P_0}{\partial r^{*2}} + \frac{1}{r^*} \frac{\partial P_0}{\partial r^*} + \frac{1}{r^{*2}} \frac{\partial^2 P_0}{\partial \theta^2} = 0; \quad (2.8.4)$$

$$u_0 = 1, \quad v_0 = 1 \quad \text{при } r_0 = 0, \quad v_0 = 0, \quad u_0 = 0 \quad \text{при } r = 1 + \eta \cos \theta,$$

$$u|_{r=0} = \tilde{M} \frac{\partial P}{\partial r^*} \Big|_{r^* = \frac{r_0}{\tilde{H}}}, \quad p_0 = P_0 \quad \text{при } r^* = \frac{r_0}{\tilde{H}}, \quad \frac{\partial P}{\partial r^*} \Big|_{r^* = \frac{r_0}{\tilde{H}}-1} = 0;$$

$$z_0(0) = z_0(2\pi) = e^{-\alpha \frac{P_0}{P^*}}; \quad (2.8.5)$$

– для первого приближения:

$$\frac{\partial^2 v_1}{\partial r^2} = -\frac{1}{\alpha} \frac{dz_1}{d\theta}, \quad \frac{\partial u_1}{\partial r} + \frac{\partial v_1}{\partial \theta} = 0, \quad \frac{\partial^2 P_1}{\partial r^{*2}} + \frac{1}{r^*} \frac{\partial P_1}{\partial r^*} + \frac{1}{r^{*2}} \frac{\partial^2 P_1}{\partial \theta^2} = 0,$$

$$-z_0 \frac{d\Phi_1(\theta)}{d\theta} = K \int_0^{1+\eta \cos \theta} \left(\frac{\partial v}{\partial r} \right)^2 dr; \quad (2.8.6)$$

$$v_1 = \left(\frac{\partial v_0}{\partial r} \right)_{r=0} \cdot \Phi_1(0); \quad u_1 = \left(\frac{\partial u_0}{\partial r} \right)_{r=0} \cdot \Phi_1(0);$$

$$v_1 = 0, \quad u_1 = 0 \quad \text{при } r = 1 + \eta \cos \theta,$$

$$u_1|_{r=0} = \tilde{M} \frac{\partial P}{\partial r^*} \Big|_{r^* = \frac{r_0}{\tilde{H}}}, \quad p_1 = P_1 \quad \text{при } r^* = \frac{r_0}{\tilde{H}}, \quad \frac{\partial P_1}{\partial r^*} \Big|_{r^* = \frac{r_0}{\tilde{H}}-1} = 0,$$

$$z_1(0) = z_1(2\pi) = 0, \quad \Phi(0) = \Phi(2\pi) = h_0^*. \quad (2.8.7)$$

Автомодельное решение системы (2.8.4) и (2.8.6) с учетом (2.8.5) и (2.8.7) ищем аналогично задаче 2.7, в результате для поля скорости и давления получим расчетные формулы.

Для нулевого приближения:

$$\begin{aligned} \tilde{\Psi}'_0(\xi) &= \frac{\tilde{C}_2}{2}(\xi^2 - \xi), \quad \tilde{v}_0(\xi) = \tilde{C}_1 \frac{\xi^2}{2} - \left(1 + \frac{\tilde{C}_1}{2}\right)\xi + 1, \quad z_0 = -\alpha\tilde{C}_1(\eta \sin \theta) + e^{-\alpha \frac{p}{p^*}}. \\ p_0 &= \frac{6r_0(2r_0^2 - 2\tilde{H}r_0 + \tilde{H}^2) \left(1 + \alpha \frac{p_g}{p^*} - \frac{\alpha^2}{2} \left(\frac{p_g}{p^*}\right)^2\right)}{12\tilde{H}^2 \tilde{M}(r_0 - \tilde{H}) \left(1 + \alpha \frac{p_g}{p^*} - \frac{\alpha^2}{2} \left(\frac{p_g}{p^*}\right)^2\right) + r_0(2r_0^2 - 2\tilde{H}r_0 + \tilde{H}^2)} \cdot \eta \cdot \sin \theta + \frac{p_g}{p^*}. \end{aligned} \quad (2.8.8)$$

Для $\Phi_1(\theta)$, определяющей расплавленный контур:

$$\begin{aligned} \Phi_1(\theta) &= \frac{1}{\sup_{[0;2\pi]} z_0} \left[\frac{2}{\sqrt{1-\eta^2}} \arctg \left(\sqrt{\frac{1+\eta}{1-\eta}} \operatorname{tg} \frac{\theta}{2} \right) \left(\frac{\tilde{C}_1^2}{12} \frac{2+\eta^2}{(1-\eta^2)^2} + \frac{\tilde{C}_1^2}{3(1-\eta^2)} + 8 \right) + \right. \\ &\quad \left. + \frac{\eta \tilde{C}_1^2}{1-\eta^2} \frac{\sin \theta}{1-\eta \cos \theta} \left[\frac{1}{8(1-\eta^2)} + \frac{1}{6} \right] + \frac{\tilde{C}_1^2}{24(1-\eta^2)} \frac{\sin \theta}{(1-\eta \cos \theta)^2} \right] + h_0^*. \end{aligned} \quad (2.8.9)$$

Для первого приближения:

$$\begin{aligned} \tilde{\Psi}'_1(\xi) &= \frac{\tilde{C}_2}{2}(\xi^2 - \xi), \quad \tilde{v}_1(\xi) = \tilde{C}_1 \frac{\xi^2}{2} - \left(\frac{\tilde{C}_1}{1} + M\right)\xi + M, \quad \tilde{C}_2 = -M\tilde{C}_1, \\ p_1 &= \frac{6Mr_0(2r_0^2 - 2\tilde{H}r_0 + \tilde{H}^2) \left(1 + \alpha \frac{p_g}{p^*} - \frac{\alpha^2}{2} \left(\frac{p_g}{p^*}\right)^2\right)}{12\tilde{H}^2 \tilde{M}(r_0 - \tilde{H}) \left(1 + \alpha \frac{p_g}{p^*} - \frac{\alpha^2}{2} \left(\frac{p_g}{p^*}\right)^2\right) + r_0(2r_0^2 - 2\tilde{H}r_0 + \tilde{H}^2)} \eta \sin \theta. \end{aligned} \quad (2.8.10)$$

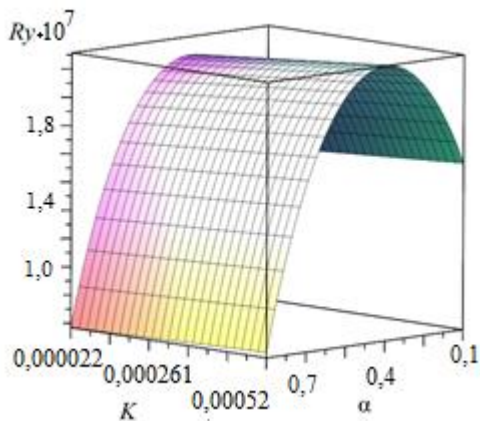
Учет (2.8.4), (2.8.6), (2.8.8) и (2.8.10) позволяет получить для несущей способности подшипника и силы трения выражения:

$$R_y = \frac{\mu_0 \Omega r_0^3}{\delta^2} \int_0^{2\pi} \left(p_0 - \frac{p_g}{p^*} + Kp_1 \right) \sin \theta d\theta = \frac{3\mu_0 \Omega r_0^3 \eta}{\delta^2} \times$$

$$\begin{aligned} & \times \frac{r_0(2r_0^2 - 2\tilde{H}r_0 + \tilde{H}^2) \left(1 + \alpha \frac{P_g}{P^*} - \frac{\alpha^2}{2} \left(\frac{P_g}{P^*} \right)^2 \right)}{12\tilde{H}^2\tilde{M}(r_0 - \tilde{H}) \left(1 + \alpha \frac{P_g}{P^*} - \frac{\alpha^2}{2} \left(\frac{P_g}{P^*} \right)^2 \right) + r_0(2r_0^2 - 2\tilde{H}r_0 + \tilde{H}^2)} (1 + KM); \\ R_x &= \frac{\mu_0 \Omega r_0^3}{\delta^2} \int_0^{2\pi} \left(p_0 - \frac{P_g}{P^*} + K(p_1) \right) \cos \theta d\theta = 0; \\ L_{\text{тр}} &= \mu \int_0^{2\pi} \left[\frac{\partial v_0}{\partial r} \Big|_{r=0} + K \frac{\partial v_1}{\partial r} \Big|_{r=0} \right] d\theta = \frac{\mu_0 \Omega r_0^3}{\delta} \left[-2\pi(\tilde{C}_1 + 1)(1 + KM) \right] \times \\ & \times \left(1 - \alpha \frac{P_g}{P^*} + \frac{\alpha^2}{2} \left(\frac{P_g}{P^*} \right)^2 \right). \end{aligned} \quad (2.8.11)$$

Графики, приведенные на рисунке 2.13, построены на основе результатов численного анализа.

а)



б)

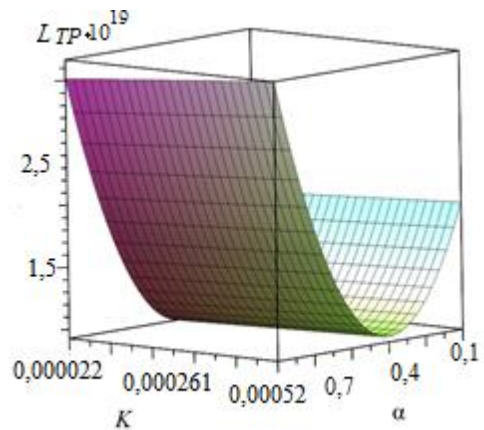


Рисунок 2.13 – Влияние теплового параметра K и параметра α , характеризующего зависимость вязкости смазочного материала, на составляющую вектора поддерживающей силы R_y (а) и силу трения (б)

Численный анализ теоретических моделей позволил установить превалирование вклада параметра α , характеризующего зависимость вязкости смазочного материала от давления, над параметром K , обусловленным расплавом легкоплавкого металлического покрытия. Кроме того, установлено значительное снижение силы трения и увеличение несущей способности.

Точность триботехнических расчетных моделей повышена для несущей способности на 12 %, а для силы трения – на 11 %.

2.4 Применение опорного профиля, адаптированного к условиям трения

Задача 2.9

Постановка задачи. Рассматривается модель упорного подшипника скольжения с ползуном, имеющим нестандартный профиль опорной поверхности, и направляющей с легкоплавким покрытием (рисунок 2.14). Исследуется течение смазочного материала и расплава покрытия в рабочем зазоре опоры скольжения. При этом поверхность направляющей движется со скоростью u^* , а наклонный ползун неподвижен.

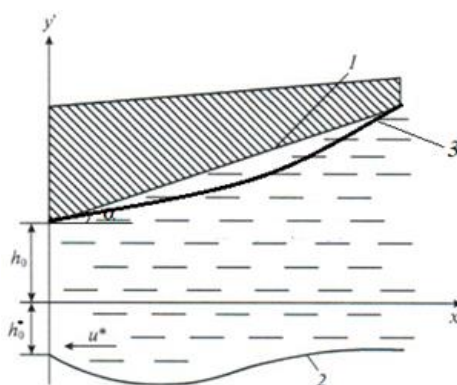


Рисунок 2.14 – Рабочая схема:

1 – контур наклонного ползуна (пяты); 2 – контур расплавленного подпятника; 3 – контур нестандартного опорного профиля

Расчетная схема представлена в системе координат $x'o'y'$. Контур наклонного ползуна, наклонного контура с нестандартным опорным профилем и расплавленного покрытия поверхности направляющей обозначены следующим образом:

$$y' = h_0 + x'tg\alpha^*, \quad y' = h_0 + x'tg\alpha^* - a' \sin \omega'x', \quad y' = -\eta f'(x'). \quad (2.9.1)$$

Для решения данной задачи используем безразмерные уравнения (2.1.5) и граничные условия к ним:

$$\frac{\partial p}{\partial x} = 0; \quad \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} = \frac{dp}{dx}; \quad \frac{\partial v}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial y} = 0; \quad \frac{d\Phi(x)}{dx} = -K \int_{-\Phi(x)}^{h(x)} \left(\frac{\partial v}{\partial y} \right)^2 dy, \quad (2.9.2)$$

$$v = 0, \quad u = 0 \quad \text{при} \quad y = 1 + \eta x - \eta_1 \sin \omega x = h(x);$$

$$v = -1, \quad u = 0 \quad \text{при} \quad y = -\Phi(x); \quad p(0) = p(1) = \frac{P_a}{p^*}. \quad (2.9.3)$$

Асимптотическое решение системы (2.9.2) ищем аналогично задаче 2.1:
– для нулевого приближения:

$$\frac{\partial^2 v_0}{\partial y^2} = \frac{dp_0}{dx}, \quad \frac{\partial v_0}{\partial x} + \frac{\partial u_0}{\partial y} = 0; \quad (2.9.4)$$

$$v_0 = 0, \quad u_0 = 0, \quad \text{при } y = 1 + \eta x - \eta_1 \sin \omega x;$$

$$v_0 = -1, \quad u_0 = 0 \quad \text{при } y = -\Phi(x) = 0; \quad p(0) = p(1) = \frac{p_a}{p}; \quad (2.9.5)$$

– для первого приближения:

$$\frac{\partial^2 v_1}{\partial y^2} = \frac{dp_1}{dx}; \quad \frac{\partial v_1}{\partial x} + \frac{\partial u_1}{\partial y} = 0; \quad -z_0 \frac{d\Phi_1(x)}{dx} = K \int_0^{h(x)} \left(\frac{\partial v_0}{\partial y} \right)^2 dy; \quad (2.9.6)$$

$$v_1 = \left. \frac{\partial v_0}{\partial y} \right|_{y=0} \cdot \Phi_1(x); \quad u_1 = \left. \frac{\partial u_0}{\partial y} \right|_{y=0} \cdot \Phi_1(x);$$

$$v_1 = 0, \quad u_1 = 0 \quad \text{при } y = 1 + \eta x - \eta_1 \sin \omega x + \tilde{\Phi}; \quad p_1(0) = p_1(1) = 0. \quad (2.9.7)$$

Автомодельное решение системы (2.9.4) и (2.9.6) с учетом (2.9.5) и (2.9.7) будем искать так же, как в задаче 2.1.

Для нулевого приближения

$$\tilde{\Psi}'_0(\xi) = \frac{\tilde{C}_2}{2}(\xi^2 - \xi), \quad \tilde{v}_0(\xi) = \tilde{C}_1 \frac{\xi^2}{2} + \left(1 - \frac{\tilde{C}_1}{2}\right)\xi + 1, \quad \tilde{C}_1 = 6.$$

$$\tilde{C}_2 = -6 \left(1 + \frac{\eta}{2} + \frac{\eta_1}{\omega}(\cos \omega - 1)\right);$$

$$p_0 = 6 \left(\frac{\eta}{2}(x - x^2) \right) - \frac{\eta_1}{\omega}(\cos \omega x - 1 - x(\cos \omega - 1)) + \frac{p_a}{p}. \quad (2.9.8)$$

Для функции, определяющей расплавленный контур направляющей:

$$\Phi_1(x) = x - \frac{\eta}{2}x^2 - \frac{\eta_1}{\omega} \cos \omega x + h_0^*. \quad (2.9.9)$$

Для первого приближения

$$\tilde{\Psi}'_1(\xi) = \frac{\tilde{C}_2}{2}(\xi^2 - \xi); \quad \tilde{v}_1(\xi) = \tilde{C}_1 \frac{\xi^2}{2} + \left(1 - \frac{\tilde{C}_1}{2}\right)\xi - 1;$$

$$\tilde{C}_1 = 6M, \quad \tilde{C}_2 = -6M \left(1 + \frac{\tilde{\eta}}{2} + \frac{\tilde{\eta}_1}{\omega}(\cos \omega - 1)(1 + \tilde{\Phi})\right);$$

$$p_1 = \frac{6M}{(1 + \tilde{\Phi})^2} \left(\frac{\tilde{\eta}}{2}(x^2 - x) - \frac{\tilde{\eta}_1}{\omega}(\cos \omega x - 1 - x(\cos \omega - 1)) \right). \quad (2.9.10)$$

С учетом (2.9.4), (2.9.6), (2.9.8) и (2.9.10) для несущей способности подшипника и силы трения получим:

$$W = p^* L \int_0^1 \left(p_0 - \frac{p_a}{p^*} + K p_1 \right) dx = \frac{6\mu l^* L^2 (1+KM)}{(1+\tilde{\Phi})^2} \left(-\frac{\eta(1+\tilde{\Phi})^2 + \tilde{\eta}}{12} + \left(\eta_l (1+\tilde{\Phi})^2 + \tilde{\eta}_l \right) \times \left(\frac{\sin \omega}{\omega} - \frac{1}{\omega} - \frac{\cos \omega - 1}{\omega^2} \right) \right);$$

$$L_{тр} = \mu \int_0^1 \left[\left. \frac{\partial v_0}{\partial y} \right|_{y=0} + K \left. \frac{\partial v_1}{\partial y} \right|_{y=0} \right] dx = \mu \left(1 - \frac{\eta}{2} - \frac{\eta_l}{\omega} (\cos \omega - 1) - K \tilde{\Phi} \left(1 - \eta - \frac{2\eta_l}{\omega} (\cos \omega - 1) \right) \right). \quad (2.9.11)$$

Диапазон переменных факторов для численного анализа аналогичен предыдущим задачам. Полученные результаты позволили построить графики установленных зависимостей (рисунок 2.15).

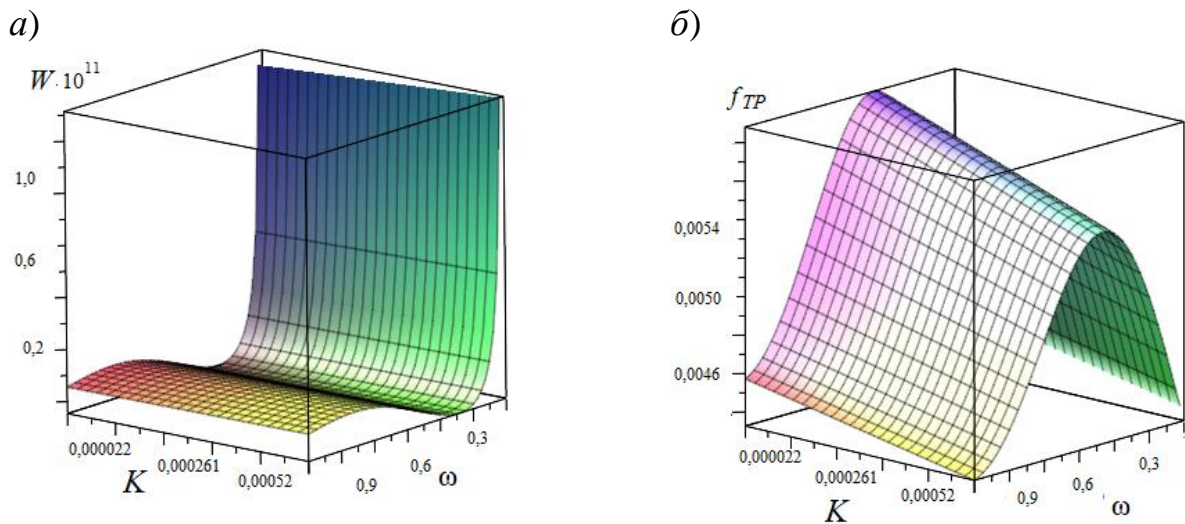


Рисунок 2.15 – Влияние параметров ω , характеризующего адаптированный профиль, и K , характеризующего расплав покрытия, на несущую способность подшипника (а) и коэффициент трения (б)

Решение поставленной задачи позволило получить уточненную расчетную модель упорного подшипника скольжения при гидродинамическом режиме смазывания жидким смазочным материалом и металлическим расплавом, обладающими истинно вязкими реологическими свойствами, а также адаптированным к условиям трения опорным профилем.

Исследованная конструкция подшипника обеспечивает значительное повышение несущей способности и снижение силы трения, происходящие

при увеличении параметра ω , характеризующего адаптированный профиль, и K , обусловленного расплавом покрытия.

Задача 2.10

Постановка задачи. Рассмотрим приведенную задачу 2.9 для случая, когда вязкость и реологические свойства смазочного материала и расплава покрытия, обладающего истинно вязкими реологическими свойствами, зависят от давления, что существенно уточняет расчетную модель.

$$\mu_0 = \mu_0 e^{\alpha p}. \quad (2.10.1)$$

Исходной системой уравнений для решения данной задачи является безразмерная система уравнений (2.2.4) и граничные условия к ним:

$$\frac{\partial^2 v}{\partial y^2} = -\frac{1}{\alpha} \frac{dz}{dx}; \quad \frac{\partial v}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial y} = 0; \quad \frac{\partial^2 P}{\partial x^{*2}} + \frac{\partial P}{\partial y^{*2}} = 0, \quad z \frac{d\Phi(x)}{dx} = -K \int_{-\Phi(x)}^{h(x)} \left(\frac{\partial v}{\partial y} \right)^2 dy; \quad (2.10.2)$$

$$v = 0, \quad u = 0 \quad \text{при} \quad y = 1 + \eta x - \eta_1 \sin \omega x = h(x); \quad (2.10.3)$$

$$v = -1, \quad u = 0 \quad \text{при} \quad y = -\Phi(x); \quad z(0) = z(1) = e^{-\frac{\alpha P_0}{P^*}}.$$

Асимптотическое решение системы (2.10.2) ищем аналогично задаче 2.2:

– для нулевого приближения:

$$\frac{\partial^2 v_0}{\partial y^2} = -\frac{1}{\alpha} \frac{dz_0}{dx}, \quad \frac{\partial v_0}{\partial x} + \frac{\partial u_0}{\partial y} = 0; \quad (2.10.4)$$

$$v_0 = 0, \quad u_0 = 0 \quad \text{при} \quad y = 1 + \eta x - \eta_1 \sin \omega x; \quad (2.10.5)$$

$$v_0 = 1, \quad u_0 = 0 \quad \text{при} \quad y = -\Phi(x); \quad z_0 = z_0(1) = e^{-\frac{\alpha P_0}{P^*}};$$

– для первого приближения:

$$\frac{\partial^2 v_1}{\partial y^2} = -\frac{1}{\alpha} \frac{dz_1}{dx}; \quad \frac{\partial v_1}{\partial x} + \frac{\partial u_1}{\partial y} = 0; \quad \frac{\partial^2 P_1}{\partial x^{*2}} + \frac{\partial P_1}{\partial y^{*2}} = 0; \quad -z_0 \frac{d\Phi_1(x)}{dx} = K \int_{-\Phi(x)}^{h(x)} \left(\frac{\partial v_0}{\partial y} \right)^2 dy. \quad (2.10.6)$$

$$v_1 = \frac{\partial v_0}{\partial y} \Big|_{y=0} \cdot \Phi_1(x); \quad u_1 = \frac{\partial u_0}{\partial y} \Big|_{y=0} \cdot \Phi_1(x); \quad (2.10.7)$$

$$v_1 = 0, \quad u_1 = 0 \quad \text{при} \quad y = 1 + \eta x - \eta_1 \sin \omega x + \tilde{\Phi}; \quad z_1(0) = z_1(1) = 0.$$

Автомодельное решение системы (2.10.4) и (2.10.6) с учетом (2.10.5) и (2.10.7) будем искать так же, как в задаче 2.2.

Для нулевого приближения:

$$\begin{aligned}\tilde{\psi}'_0(\xi) &= \frac{\tilde{C}_2}{2}(\xi^2 - \xi), \quad \tilde{v}_0(\xi) = \tilde{C}_1 \frac{\xi^2}{2} + \left(1 - \frac{\tilde{C}_1}{2}\right)\xi + 1, \quad \tilde{C}_1 = 6; \\ \tilde{C}_2 &= -6 \left(1 + \frac{\eta}{2} + \frac{\eta_l}{\omega}(\cos \omega - 1)\right); \\ z_0 &= -6\alpha \left(\frac{\eta}{2}(x - x^2) + \frac{\eta_l}{\omega}(\cos \omega x - 1 - x(\cos \omega - 1))\right) + e^{-\alpha \frac{p_a}{p^*}}.\end{aligned}\quad (2.10.8)$$

Для функции, определяющей расплавленный контур направляющей:

$$\Phi_1(x) = \frac{1}{\sup_{x \in [0;1]} \left(x - \frac{\eta}{2}x^2 - \frac{\eta_l}{\omega} \cos \omega x\right)} + h_0^*.\quad (2.10.9)$$

Для первого приближения:

$$\begin{aligned}\tilde{\psi}'_1(\xi) &= \frac{\tilde{C}_2}{2}(\xi^2 - \xi), \quad \tilde{v}_1(\xi) = \tilde{C}_1 \frac{\xi^2}{2} + \left(1 - \frac{\tilde{C}_1}{2}\right)\xi + 1; \\ \tilde{C}_1 &= 6M, \quad \tilde{C}_2 = -6M \left(1 + \frac{\tilde{\eta}}{2} + \frac{\tilde{\eta}_l}{\omega}(\cos \omega - 1)\right)(1 + \tilde{\Phi}); \\ z_1 &= \frac{-6\alpha M}{(1 + \tilde{\Phi})^2} \left(\frac{\tilde{\eta}}{2}(x^2 - x) + \frac{\tilde{\eta}_l}{\omega}(\cos \omega x - 1 - (\cos \omega - 1)x)\right); \\ P &= \frac{p_a}{p^*} - \frac{6(1 + KM)}{(1 + \tilde{\Phi})^2} \left(-\frac{\eta(1 + \tilde{\Phi})^2 + \tilde{\eta}}{12} + \left(\eta_l(1 + \tilde{\Phi})^2 + \tilde{\eta}_l\right) \left(\frac{\sin \omega}{\omega} - \frac{1}{\omega} - \frac{\cos \omega - 1}{\omega^2}\right)\right) \times \\ &\quad \times \left(1 - \alpha \frac{p_a}{p^*} - \frac{\alpha^2}{2} \left(\frac{p_a}{p^*}\right)^2\right).\end{aligned}\quad (2.10.10)$$

Для несущей способности подшипника и силы трения, с учетом (2.10.4), (2.10.6) (2.10.10) будем иметь:

$$\begin{aligned}W &= p^* l \int_0^1 \left(p - \frac{p_a}{p^*}\right) dx = \frac{6\mu_0 l^2 u^* (1 + KM)}{h_0^2 (1 + \tilde{\Phi})^2} \left(1 - \alpha \frac{p_a}{p^*} - \frac{\alpha^2}{2} \left(\frac{p_a}{p^*}\right)^2\right) \times \\ &\quad \times \left(-\frac{\eta(1 + \tilde{\Phi})^2 + \tilde{\eta}}{12} + \left(\eta_l(1 + \tilde{\Phi})^2 + \tilde{\eta}_l\right) \left(\frac{\sin \omega}{\omega} - \frac{1}{\omega} - \frac{\cos \omega - 1}{\omega^2}\right)\right);\end{aligned}$$

$$L_{\text{тр}} = \mu \int_0^1 \left[\frac{\partial v_0}{\partial y} \Big|_{y=0} + \frac{\partial v_1}{\partial y} \Big|_{y=0} \right] dx = \mu_0 \left(1 - \alpha p - \frac{\alpha^2 p^2}{2} \right) \left(1 - \frac{\eta}{2} - \frac{\eta_1}{\omega} (\cos \omega - 1) - K \tilde{\Phi} \left(1 - \eta - \frac{2\eta_1}{\omega} (\cos \omega - 1) \right) \right). \quad (2.10.11)$$

Выполненный в приведенном выше диапазоне переменных факторов численный анализ позволил построить график (рисунок 2.16).

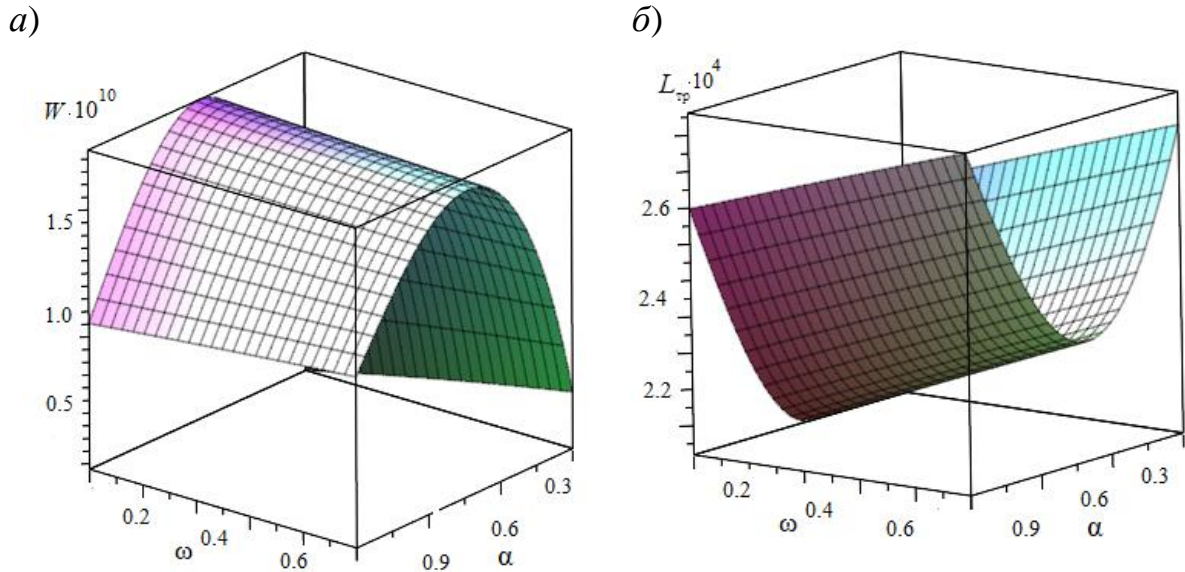


Рисунок 2.16 – Влияние параметров ω , характеризующего адаптированный профиль, и α , характеризующего вязкость, на несущую способность подшипника (а) и силу трения (б)

Для подшипника с клиновидным зазором и гидродинамическим смазыванием получена уточненная расчетная модель при учете зависимости вязкости смазочного материала и расплава покрытия, обладающих истинно вязкими реологическими свойствами, от давления при ламинарном режиме смазывания и адаптированного к условиям трения опорного профиля.

Показан значительный вклад параметров α , характеризующего вязкость, K , обусловленного расплавом покрытия, и ω , характеризующего адаптированный опорный профиль. Установлено, что несущая способность подобных опор скольжения превышает на 8–10 % этот же параметр у стандартных подшипников скольжения. Коэффициент трения при этом ниже на 12–14 %.

Задача 2.11

Постановка задачи. Рассматривается течение жидкого смазочного материала и расплава покрытия в рабочем зазоре. Вращение цапфы происходит с угловой скоростью Ω , а металлическая втулка при этом неподвижна (рисунок 2.17).

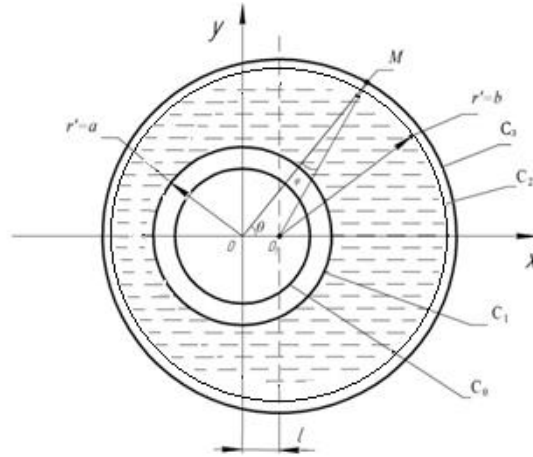


Рисунок 2.17 – Расчетная схема

Контуры поверхностей легкоплавкого покрытия металлического вала, вала, адаптированного профиля подшипниковой втулки и металлической втулки заданы в виде:

$$C_1: r' = r_0, \quad C_0: r' = r_0 - \lambda' f(\theta), \quad C_2: r' = r_1(1 + H) - a' \sin \omega \theta, \quad C_3: r' = r_1(1 + H). \quad (2.11.1)$$

Для решения данной задачи используем безразмерные уравнения (2.3.5) и граничные условия к ним:

$$\frac{\partial p}{\partial r} = 0; \quad \frac{\partial^2 v}{\partial r^2} = \frac{dp}{d\theta}; \quad \frac{\partial u}{\partial r} + \frac{\partial v}{\partial \theta} = 0; \quad \frac{d\Phi(\theta)}{d\theta} = -K \int_{-\Phi(\theta)}^{h(\theta)} \left(\frac{\partial v}{\partial r} \right)^2 dr; \quad (2.11.2)$$

$$u = 0, \quad v = 1 \quad \text{при} \quad r = r_0 - \Phi(\theta); \quad p(0) = p(2\pi) = \frac{p_g}{p};$$

$$u = 0, \quad v = 0 \quad \text{при} \quad r = 1 + \eta \cos \theta - \eta_1 \sin \omega \theta r_0 = h(\theta). \quad (2.11.3)$$

Асимптотическое решение системы (2.11.2) ищем аналогично задаче 2.3:

– для нулевого приближения:

$$\frac{\partial^2 v_0}{\partial r^2} = \frac{dp_0}{d\theta}, \quad \frac{\partial v_0}{\partial \theta} + \frac{\partial u_0}{\partial r} = 0; \quad (2.11.4)$$

$$v_0 = 0, u_0 = 0 \text{ при } r = 1 + \eta \cos \theta - \eta_1 \sin \omega \theta$$

$$v_0 = 1, u_0 = 0 \text{ при } r = r_0 - \Phi(\theta) = 0; p_0(0) = p_0(2\pi) = \frac{P_g}{P^*}; \quad (2.11.5)$$

– для первого приближения:

$$\frac{\partial^2 v_1}{\partial r^2} = \frac{dp_1}{d\theta}; \quad \frac{\partial v_1}{\partial \theta} + \frac{\partial u_1}{\partial r} = 0; \quad \frac{d\Phi_1(\theta)}{d\theta} = -K \int_0^{h(\theta)} \left(\frac{\partial v_0}{\partial r} \right)^2 dr; \quad (2.11.6)$$

$$v_1 = \left. \frac{\partial v_0}{\partial r} \right|_{r=0} \cdot \Phi_1(\theta); \quad u_1 = \left. \frac{\partial u_0}{\partial r} \right|_{r=0} \cdot \Phi_1(\theta);$$

$$v_1 = 0; u_1 = 0 \text{ при } r = 1 + \eta \cos \theta - \eta_1 \sin \omega \theta + \tilde{\Phi}; \quad p_1(0) = p_1(2\pi) = 0. \quad (2.11.7)$$

Автомодельное решение системы (2.11.4) и (2.11.6) ищем так же, как и в задаче 2.3:

$$\tilde{\Psi}'_0(\xi) = \frac{\tilde{C}_2}{2}(\xi^2 - \xi), \quad \tilde{v}_0(\xi) = \tilde{C}_1 \frac{\xi^2}{2} - \left(1 + \frac{\tilde{C}_1}{2}\right)\xi + 1, \quad \tilde{C}_1 = 6;$$

$$\tilde{C}_2 = -6 \left(1 + \frac{\eta_1}{2\pi\omega}(\cos 2\pi\omega - 1)\right);$$

$$p_0 = -6\alpha \left(\eta \sin \theta + \frac{\eta_1}{\omega}(\cos \omega\theta - 1) - \frac{\eta_1\theta}{2\pi\omega}(\cos 2\pi\omega - 1) \right) + \frac{P_g}{P^*}. \quad (2.11.8)$$

Для функции, определяющей расплавленный контур цапфы:

$$\Phi_1(\theta) = \theta - \eta \sin \theta - \frac{\eta_1}{\omega} \cos \omega\theta + h_0^*. \quad (2.11.9)$$

Для первого приближения:

$$\tilde{\Psi}'_1(\xi) = \frac{\tilde{C}_2}{2}(\xi^2 - \xi), \quad \tilde{v}_1(\xi) = \tilde{C}_1 \frac{\xi^2}{2} + \left(\frac{\tilde{C}_1}{2} - M \right)\xi + M, \quad \tilde{C}_1 = 6M,$$

$$\tilde{C}_2 = -6M \left(1 + \frac{\eta_1}{2\pi\omega}(\cos 2\pi\omega - 1)\right)(1 + \tilde{\Phi});$$

$$p_1 = \frac{6M}{(1 + \tilde{\Phi})^2} \left(\tilde{\eta} \sin \theta + \frac{\tilde{\eta}_1}{\omega}(\cos \omega\theta - 1) - \frac{\eta_1\theta}{2\pi\omega}(\cos 2\pi\omega - 1) \right). \quad (2.11.10)$$

С учетом (2.11.4), (2.11.6), (2.11.8) и (2.11.10) получим окончательно выражения, определяющие несущую способность подшипника и силу трения:

$$R_x = p^* r_0 \int_0^{2\pi} \left(p_0 - \frac{P_g}{P^*} + K p_1 \right) \cos \theta d\theta = 0;$$

$$R_y = p^* r_0 \int_0^{2\pi} \left(p_0 - \frac{P_g}{P^*} + K p_1 \right) d\theta = \frac{6\mu\Omega r_0^3}{\delta^2} \left(\pi\eta - \frac{\mu_1}{\pi\omega} (\cos 2\pi\omega - 1) + \right.$$

$$\left. + \frac{KM}{(1 + \tilde{\Phi})^2} \left(\pi\tilde{\eta} + \frac{\tilde{\eta}_1}{\pi\omega} (\cos 2\pi\omega - 1) \right) \right);$$

$$L_{\text{тр}} = \mu \int_0^{2\pi} \left[\frac{\partial v_0}{\partial r} \Big|_{r=0} + K \frac{\partial v_1}{\partial r} \Big|_{r=0} \right] d\theta =$$

$$= \mu \left[-2\pi + \frac{\eta_1}{\omega} (\cos 2\pi\omega - 1) + K\tilde{\Phi} \left(2\pi - \frac{2\eta_1}{\omega} (\cos 2\pi\omega - 1) \right) \right]. \quad (2.11.11)$$

Проведя численный анализ в исследованном диапазоне параметров, построим графики основных трибохарактеристик (рисунок 2.18).

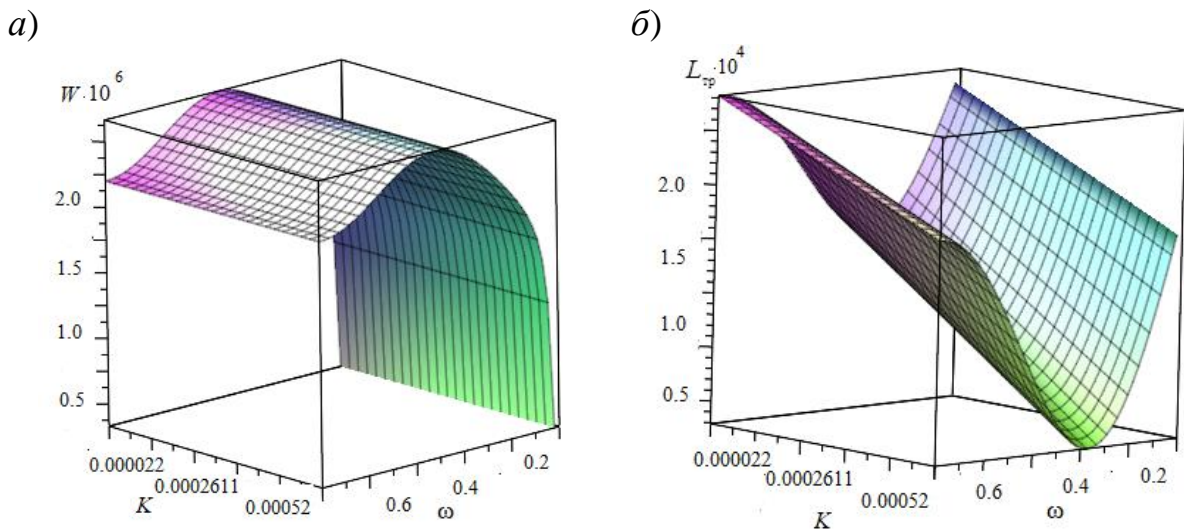


Рисунок 2.18 – Влияние параметров ω , характеризующего адаптированный профиль, и K , характеризующего расплав покрытия, на поддерживающую силу (а) и силу трения (б)

В результате решения поставленной задачи получена модель радиального подшипника с адаптированным к условиям трения опорным профилем подшипниковой втулки и легкоплавким металлическим покрытием поверхности вала, работающего в условиях гидродинамического смазывания. Модель позволяет повысить точность расчетов на 13 %. Кроме того, установле-

но, что смазывание расплавом подшипников с адаптированным к условиям трения опорным профилем повышает несущую способность трибосистемы на 11 %, а коэффициент трения снижает на 12 %.

Задача 2.12

Постановка задачи. Рассмотрим приведенную задачу 2.11 для случая, когда вязкость и реологические свойства смазочного материала и расплава покрытия зависят от давления.

Исходной системой уравнений для решения данной задачи является безразмерная система уравнений (2.4.4) и граничные условия к ним:

$$\frac{\partial^2 v}{\partial r^2} = -\frac{1}{\alpha} \frac{dz}{d\theta}; \quad \frac{\partial u}{\partial r} + \frac{\partial v}{\partial \theta} = 0; \quad z \frac{d\Phi(\theta)}{d\theta} = -K \int_0^{h(\theta)} \left(\frac{\partial v}{\partial r} \right)^2 dr; \quad (2.12.1)$$

$$v = 0, \quad u = 0 \quad \text{при} \quad r = 1 + \eta \cos \theta - \eta_1 \sin \omega \theta = h(\theta),$$

$$v = 1, \quad u = 0 \quad \text{при} \quad r = r_0 - \Phi(\theta); \quad z(0) = z(2\pi) = e^{-\alpha \frac{p_g}{p}}. \quad (2.12.2)$$

Асимптотическое решение системы (2.12.1) ищем аналогично задаче 2.4:

– для нулевого приближения:

$$\frac{\partial^2 v_0}{\partial r^2} = -\frac{1}{\alpha} \frac{dz_0}{d\theta}, \quad \frac{\partial v_0}{\partial \theta} + \frac{\partial u_0}{\partial r} = 0; \quad (2.12.3)$$

$$v_0 = 0, \quad u_0 = 0 \quad \text{при} \quad r = 1 + \eta \cos \theta - \eta_1 \sin \omega \theta,$$

$$v_0 = 1, \quad u_0 = 0 \quad \text{при} \quad r = r_0 - \Phi(\theta) = 0; \quad z_0(0) = z_0(2\pi) = e^{-\alpha \frac{p_g}{p}}; \quad (2.12.4)$$

– для первого приближения:

$$\frac{\partial^2 v_1}{\partial r^2} = -\frac{1}{\alpha} \frac{dz_1}{d\theta}, \quad \frac{\partial v_1}{\partial \theta} + \frac{\partial u_1}{\partial r} = 0, \quad -z_0 \frac{d\Phi_1(\theta)}{d\theta} = K \int_0^{h(\theta)} \left(\frac{\partial v_0}{\partial r} \right)^2 dr; \quad (2.12.5)$$

$$v_1 = \left. \frac{\partial v_0}{\partial r} \right|_{r=0} \cdot \Phi_1(0); \quad u_1 = \left. \frac{\partial u_0}{\partial r} \right|_{r=0} \cdot \Phi_1(0);$$

$$v_1 = 0, \quad u_1 = 0 \quad \text{при} \quad r = 1 + \eta \cos \theta - \eta_1 \sin \omega \theta + \tilde{\Phi}, \quad z_1(0) = z_1(2\pi) = 0. \quad (2.12.6)$$

Автомодельное решение системы (2.12.3) и (2.12.5) ищем аналогично задаче 2.4.

Для нулевого приближения:

$$\tilde{\Psi}'_0(\xi) = \frac{\tilde{C}_2}{2} (\xi^2 - \xi), \quad \tilde{v}_0(\xi) = \tilde{C}_1 \frac{\xi^2}{2} - \left(1 + \frac{\tilde{C}_1}{2} \right) \xi + 1, \quad \tilde{C}_1 = 6;$$

$$\tilde{C}_2 = -6 \left(1 + \frac{\eta_1}{2\pi\omega} (\cos 2\pi\omega - 1) \right); \quad (2.12.7)$$

$$z_0 = -6\alpha \left(\eta \sin \theta + \frac{\eta_1}{\omega} (\cos \omega\theta - 1) - \frac{\eta_1\theta}{2\pi\omega} (\cos \omega\theta - 1) \right) + e^{-\alpha \frac{P_g}{P^*}}.$$

Для функции, определяющей расплавленный контур цапфы:

$$\Phi_1(\theta) = \frac{1}{\sup_{\theta \in [0; 2\pi]} z_0} \left[\theta - \eta \sin \theta - \frac{\eta_1}{\omega} \cos \omega\theta + h_0^* \right]. \quad (2.12.8)$$

Для первого приближения:

$$\tilde{\Psi}'_1(\xi) = \frac{\tilde{C}_2}{2} (\xi^2 - \xi), \quad \tilde{v}_1(\xi) = \tilde{C}_1 \frac{\xi^2}{2} + \left(\frac{\tilde{C}_1}{1} - M \right) \xi + M, \quad \tilde{C}_1 = 6M;$$

$$\tilde{C}_2 = -6M \left(1 + \frac{\eta_1}{2\pi\omega} (\cos 2\pi\omega - 1) \right) (1 + \tilde{\Phi});$$

$$z_1 = \frac{-6M\alpha}{(1 + \tilde{\Phi})^2} \left(\tilde{\eta} \sin \theta + \frac{\tilde{\eta}_1}{\omega} (\cos \omega\theta - 1) - \frac{\eta_1\theta}{2\pi\omega} (\cos 2\pi\omega - 1) \right);$$

$$p = \frac{P_g}{P^*} - \frac{6(1 + KM)}{(1 + \tilde{\Phi})^2} \left(\sin \theta (\eta(1 + \tilde{\Phi})^2 + \tilde{\eta}) + (\eta_1(1 + \tilde{\Phi})^2 + \tilde{\eta}_1) \times \right. \\ \left. \times \left(\frac{\cos \omega\theta - 1}{\omega} - \frac{\theta(\cos 2\pi\omega - 1)}{2\pi\omega} \right) \right). \quad (2.12.9)$$

С учетом (2.12.3), (2.12.5) и (2.12.9) получим окончательное выражение, определяющее несущую способность и силу трения:

$$R_x = p^* r_0 \int_0^{2\pi} \left(p - \frac{P_g}{P^*} \right) \cos \theta d\theta = 0.$$

$$R_y = p^* r_0 \int_0^{2\pi} \left(p_0 - \frac{P_g}{P^*} \right) \sin \theta d\theta = \frac{6\mu\Omega r_0^3}{\delta^2} \left(1 + \alpha \frac{P_g}{P^*} - \frac{\alpha^2}{2} \left(\frac{P_g}{P^*} \right)^2 \right) \times \\ \times \left(\pi\eta - \frac{\eta_1}{\pi\omega} (\cos 2\pi\omega - 1) + \frac{KM}{(1 + \tilde{\Phi})^2} \left(\pi\tilde{\eta} + \frac{\tilde{\eta}_1}{\pi\omega} (\cos 2\pi\omega - 1) \right) \right);$$

$$L_{\text{тр}} = \mu \int_0^{2\pi} \left[\frac{\partial v_0}{\partial r} \Big|_{r=0} + K \frac{\partial v_1}{\partial r} \Big|_{r=0} \right] d\theta = \mu_0 \left(1 - \alpha p + \frac{\alpha^2 P}{2} \right) \times$$

$$\times \left(-2\pi + \frac{\eta_l}{\omega} (\cos 2\pi\omega - 1) + K\tilde{\Phi} \left(2\eta - \frac{2\tilde{\eta}_l}{\omega} (\cos 2\pi\omega - 1) \right) \right). \quad (2.12.10)$$

По данным проведенного численного анализа на рисунке 2.19 приведены графики этих зависимостей.

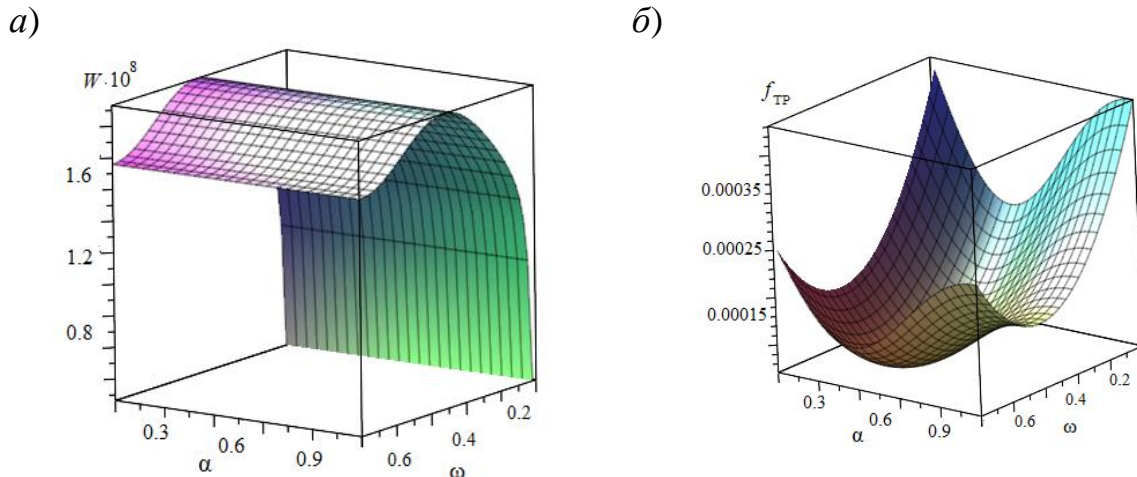


Рисунок 2.19 – Влияние параметров адаптированного профиля ω и вязкостного α на поддерживающую силу (а) и коэффициент трения (б)

Получена уточненная расчетная модель радиального подшипника скольжения, адаптированного к условиям трения опорным профилем подшипниковой втулки и легкоплавким металлическим покрытием поверхности вала, работающего в условиях гидродинамического смазывания, при учете зависимости реологических характеристик смазочного материала и расплава покрытия, обладающих при ламинарном течении истинно вязкими свойствами, от давления.

Доказан значительный вклад таких переменных факторов, как ω , характеризующий адаптированный профиль, K – расплав покрытия, и α – вязкость смазочного материала. Численным анализом доказано, что при росте указанных параметров происходит снижение величины коэффициента трения и повышение несущей способности. Наибольшее влияние на процесс трения оказывает расплав покрытия.

Задача 2.13

Постановка задачи. Рассмотрим приведенную задачу (2.9) для случая, когда ползун, имеющий нестандартный опорный профиль, адаптированный к условиям трения, имеет покрытие из легкоплавкого металлического сплава, а направляющая – пористое покрытие, при учете стратифицированного течения смазочного материала и расплава покрытия (рисунок 2.20).

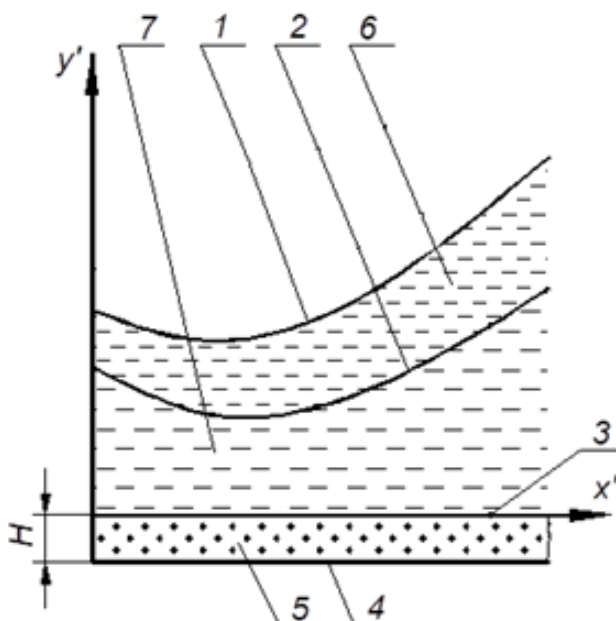


Рисунок 2.20 – Схематическое изображение упорного подшипника, работающего на двухслойном смазочном материале:

- 1 – расплавленный контур ползуна; 2 – граница раздела смазочных слоев;
 3 – направляющая; 4 – непроницаемая поверхность направляющей;
 5 – пористый слой; 6 – расплавленный слой ползуна; 7 – смазочный слой, отделяющий поверхность ползуна и направляющей до расплава ползуна

Контуры адаптированного к условиям трения расплавленного контура ползуна, границы раздела слоев, направляющей и направляющей с пористым покрытием обозначены следующим образом:

$$y' = h_0 + x' \operatorname{tg} \alpha' - a' \sin \omega' x' + \bar{\alpha} \varphi \left(\frac{x'}{l} \right) = h'(x'),$$

$$y' = \alpha h'(x'),$$

$$y' = 0 \text{ и } y' = -H. \quad (2.13.1)$$

Для решения данной задачи используем безразмерные уравнения течения вязкой жидкости, уравнение неразрывности, а также уравнение, описывающее профиль расплывленного контура поверхности полузуна, и уравнение Дарси с общепринятыми граничными условиями к ним:

$$\frac{\partial^2 v_i}{\partial y^2} = \frac{dp_i}{dx}, \quad \frac{\partial u_i}{\partial y} + \frac{\partial v_i}{\partial x} = 0, \quad (i=1,2) \quad \frac{d\Phi}{dx} = K \int_0^{ah(x)} \left(\frac{\partial v_1}{\partial y} \right)^2 dy + K \int_{ah(x)}^{h(x)} \left(\frac{\partial v_2}{\partial y} \right)^2 dy,$$

$$\frac{1}{l^2} \frac{\partial^2 P}{\partial x^2} + \frac{1}{H^2} \frac{\partial^2 P}{\partial y^2} = 0. \quad (2.13.2)$$

$$u_1 \Big|_{y=0} = -N \frac{\partial P}{\partial \zeta} \Big|_{\zeta=0}, \quad v_1 \Big|_{y=0} = 1, \quad p_1(0) = p_1(1) = \frac{p_a \cdot h_0^2}{l\mu_1 u^*} = \tilde{P}_g,$$

$$p_1 = P \Big|_{\zeta=0}, \quad \frac{\partial P}{\partial \zeta} \Big|_{\zeta=-1} = 0, \quad u_2 \Big|_{y=h(x)} = 0, \quad v_2 \Big|_{y=h(x)} = 0, \quad p_2(0) = p_2(1) = \frac{p_a h_0^2}{l\mu_2 u^*} = \tilde{P}_g.$$

$$u_1 \Big|_{y=ah} = u_2 \Big|_{y=ah}, \quad v_1 \Big|_{y=ah} = v_2 \Big|_{y=ah}, \quad \frac{\partial v_1}{\partial y} \Big|_{y=ah} = \frac{\mu_2}{\mu_1} \frac{\partial v_2}{\partial y} \Big|_{y=ah},$$

$$\frac{u_1}{v_1} = \alpha h'(x), \quad h(x) = 1 + \eta x - \eta_1 \sin \omega x + \Phi(x), \quad \eta = \frac{hg\alpha}{h_0}, \quad \eta_1 = \frac{a'}{h_0}, \quad \eta_2 = \frac{\tilde{a}}{h_0}, \quad (2.13.3)$$

где $\omega = \omega'l$, $N = \frac{k^* l^2}{Hh_0^3}$, k^* — проницаемость пористого слоя.

Рассмотрим случай, когда $L \rightarrow \infty$ (т. е. при $K = 0$). Из третьего уравнения системы (2.13.2) следует, что

$$\frac{d\Phi}{dx} = 0, \quad \Phi = h_0^* = \text{const.} \quad (2.13.4)$$

Предполагая толщину пористого слоя достаточно малой, в дальнейшем воспользуемся осредненным по толщине безразмерным уравнением Дарси в виде:

$$\int_0^{-1} \left(\frac{H^2}{l^2} \frac{\partial^2 P}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 P}{\partial \zeta^2} \right) d\zeta = 0. \quad (2.13.5)$$

Автомодельное решение системы (2.13.4)–(2.13.5) с учетом (2.13.3) будем искать так же, как в задаче 2.9.

$$\begin{aligned}
& \tilde{\Psi}_1''' = \tilde{c}_2, \quad \tilde{v}_1'' = \tilde{c}_1, \quad \tilde{u}_1' + \xi \tilde{v}_1' = 0, \quad \tilde{\Psi}_2''' = \tilde{c}_2, \quad \tilde{v}_2'' = \tilde{c}_1, \quad \tilde{u}_2' + \xi \tilde{v}_2' = 0; \\
& \tilde{\Psi}_1'(0) = 0; \quad \tilde{u}_1(\theta) = Nc^*, \quad \tilde{v}_1(0) = 1, \quad \tilde{\Psi}_2'(1) = 0, \quad \tilde{u}_2(1) = 0, \quad \tilde{v}_2(1) = 0, \quad \tilde{\Psi}_1'(\alpha) = \tilde{\Psi}_2'(\alpha), \\
& \tilde{v}_1(\alpha) = \tilde{v}_2(\alpha), \quad \tilde{u}_1(\alpha) = \tilde{u}_2(\alpha), \quad \tilde{v}_1'(\alpha) = \frac{\mu_2}{\mu_1} \tilde{v}_2'(\alpha), \quad \tilde{\Psi}_1''(\alpha) = \frac{\mu_2}{\mu_1} \tilde{\Psi}_2''(\alpha), \quad p_1 = \frac{\mu_2}{\mu_1} p_2, \\
& \int_0^\alpha \tilde{v}_1(\xi) d\xi + \int_\alpha^1 \tilde{v}_2(\xi) d\xi = -Nc^* = \beta. \tag{2.13.6}
\end{aligned}$$

Непосредственным интегрированием будем иметь:

$$\begin{aligned}
& \tilde{\Psi}_1' = \tilde{c}_2 \frac{\xi^2}{2} + c_2 \xi + c_3, \quad \tilde{v}_1 = \tilde{c}_1 \frac{\xi^2}{2} + c_6 \xi + c_7, \quad \tilde{\Psi}_2' = \tilde{c}_2 \frac{\xi^2}{2} + c_4 \xi + c_5, \\
& \tilde{v}_2 = \tilde{c}_1 \frac{\xi^2}{2} + c_8 \xi + c_9, \quad \tilde{u}_1 = -\tilde{c}_1 \frac{\xi^3}{3} - c_6 \frac{\xi^2}{2} + c_{10}, \quad \tilde{u}_2 = -\tilde{c}_1 \frac{\xi^3}{3} - c_8 \frac{\xi^2}{2} + c_{11}, \\
& P_1 = \tilde{c}_1 J_2(x) + \tilde{c}_2 J_3(x) + c_{12}, \quad p_2 = \tilde{c}_1 J_2(x) + \tilde{c}_2 J_3(x) + c_{13}, \\
& J_k(x) = \int_0^x \frac{dx}{(1 + \eta x - \eta_1 \sin \omega x + h_0^*)^k}. \tag{2.13.7}
\end{aligned}$$

Для определения c_i ($i = 2, 3, \dots, 13$), $\tilde{c}_1, \tilde{c}_2, \tilde{c}_1, \tilde{c}_2$ имеем 16 уравнений из 16 неизвестных:

$$\begin{aligned}
& c_7 = 1, \quad c_{10} = Nc^*, \quad c_3 = 0, \quad c_{12} = \tilde{p}_g, \quad c_{13} = \tilde{p}_g, \quad -\tilde{c}_1 \frac{1}{3} - c_8 \frac{1}{2} + c_{11} = 0, \\
& \tilde{c}_1 \frac{1}{2} + c_8 + c_9 = 0, \quad \tilde{c}_2 \frac{1}{2} + c_4 + c_5 = 0, \quad \tilde{c}_1 = \frac{\mu_2}{\mu_1} \tilde{c}_1, \quad \tilde{c}_2 = \frac{\mu_2}{\mu_1} \tilde{c}_2, \quad \tilde{c}_2 = -\frac{\tilde{c}_1 J_2(1)}{J_3(1)}, \\
& \tilde{c}_1 \alpha + c_6 = \frac{\mu_2}{\mu_1} (\tilde{c}_1 \alpha + c_8), \quad \tilde{c}_2 \alpha + c_2 = \frac{\mu_2}{\mu_1} (\tilde{c}_2 \alpha + c_4), \quad \tilde{c}_2 \frac{\alpha^2}{2} + c_2 \alpha + c_3 - \tilde{c}_2 \frac{\alpha^2}{2} - c_4 \alpha - c_5 = 0; \\
& \tilde{c}_1 \frac{\alpha^2}{2} + c_6 \alpha + c_7 - \tilde{c}_1 \frac{\alpha^2}{2} - c_8 \alpha - c_9 = 0. \tag{2.13.8}
\end{aligned}$$

В результате для гидродинамического давления, несущей способности, силы трения и расхода имеем:

$$\begin{aligned}
p_1 = & \frac{\left[6(1 + k\alpha^2 - \alpha^2)k + 2\beta - 2\alpha\beta + \alpha k\beta \right]}{\Delta(1 + h_0^*)^2} \times \\
& \times \left[\frac{1}{2} \eta^* x^2 - \frac{\eta^* x}{2} + \frac{\eta_1^*}{\omega} (\cos \omega x - 1) - \frac{\eta_1^*}{\omega} (\cos \omega - 1)x \right] + \tilde{p}_g;
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
W &= p^* l = \int_0^1 (p_1(x) - \tilde{p}_g) dx = \\
&= \frac{\mu u_0^* l^2}{h_0^2} \cdot \frac{[6(1+k\alpha^2 - \alpha^2) + 2\beta - 2\alpha\beta + \alpha k\beta]}{\Delta(1+h_0^*)^2} k \left[\frac{\eta^*}{12} + \frac{\eta_1^*}{\omega} - \frac{\eta_1^* \sin \omega}{\omega^2} + \frac{\eta_1^* (\cos \omega - 1)}{2\omega} \right]; \\
L_{\text{тр}} &= \frac{\mu_1 u^* h_0}{l} = \int_0^1 \left(\frac{\tilde{\Psi}_1''(0)}{h^2(x)} + \frac{\tilde{\nu}'(0)}{h(x)} \right) dx = \\
&= \frac{\mu_1 u^* h_0}{l} \cdot \frac{c_2}{(1+h_0^*)^2} \left[1 - \eta^* - \frac{2\eta_1^*}{\omega} (\cos \omega - 1) \right] + \frac{c_6}{(1+h_0^*)} \left[1 - \frac{\eta^*}{2} - \frac{\eta_1^*}{\omega} (\cos \omega - 1) \right]; \\
Q_1 &= u^* h_0 = \int_0^\alpha \tilde{\Psi}_1'(\xi) d\xi = \tilde{c}_2 \frac{\alpha^3}{6} + c_2 \frac{\alpha^2}{2} + c_3 \alpha, \\
Q_2 &= u^* h_0 = \int_\alpha^1 \tilde{\Psi}_2(\xi) d\xi = \frac{\tilde{c}_2}{6} + \frac{c_4}{2} + c_5 - c_6 \frac{\alpha^3}{6} - c_4 \frac{\alpha^2}{2} - c_5 \alpha. \quad (2.13.9)
\end{aligned}$$

Рассмотрим случай, когда $L' \not\rightarrow \infty$ (т. е. при $K \neq 0$). Так как

$$\frac{\partial v}{\partial y} = \begin{cases} \frac{\partial v_1}{\partial y} & \text{при } y \in [0, \alpha h(x)], \\ \frac{\partial v_2}{\partial y} & \text{при } y \in [\alpha h(x), h(x)], \end{cases}$$

$\frac{\partial v}{\partial y}$ осредним интервально по промежутку $[0, h(x)]$:

$$\frac{\partial v}{\partial y} = -\frac{1}{h(x)}. \quad (2.13.10)$$

С учетом (2.13.10) для определения функции $\Phi(x)$ имеем:

$$\Phi_0 = h_0^*, \quad \Phi_1 = [\alpha K + Kk(1-\alpha)] \left(x - \eta^* \frac{x^2}{2} - \frac{\eta_1^*}{\omega} (\cos \omega x - 1) \right). \quad (2.13.11)$$

Осредняя Φ_1 интегрально по промежутку $[0; 1]$, получим

$$\int_0^1 \Phi_1(x) dx = \left[1 - \frac{\eta_1^*}{2} - \frac{\eta_1^*}{\omega} (\cos \omega - 1) \right] [\alpha K + Kk(1-\alpha)] = H_0^*. \quad (2.13.12)$$

Следует отметить, что выше найденное решение, соответствующее экстремальному случаю, остается в силе и в данном случае лишь с той разницей, что здесь необходимо h_0^* заменить на H_0^* .

Полученные результаты позволили построить графики установленных зависимостей (рисунок 2.21).

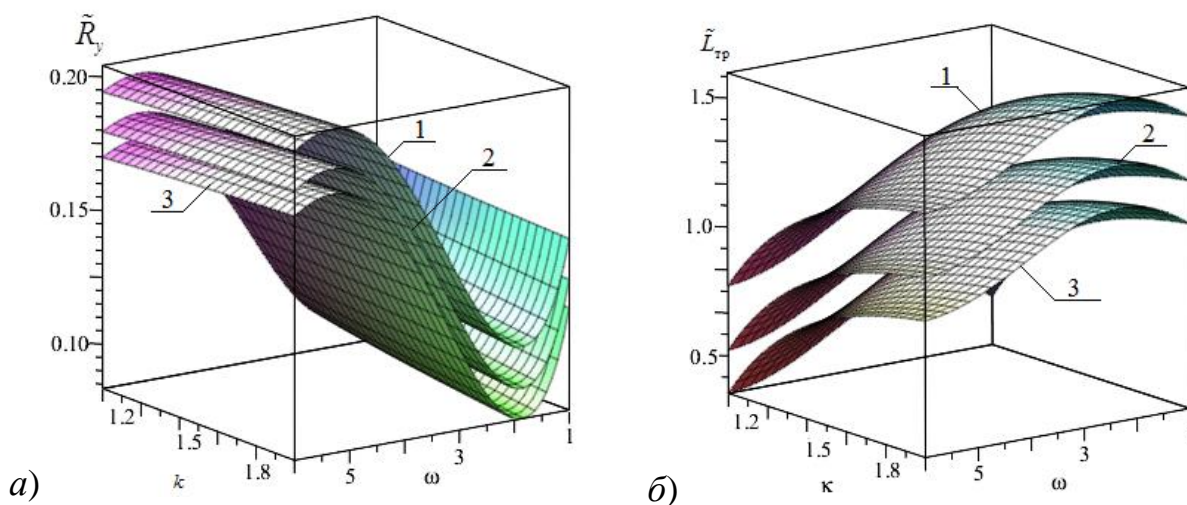


Рисунок 2.21 – Зависимость несущей способности (а) и силы трения (б) от параметров ω и K при $h_0^* = 0,03$, $\alpha = 0,3$ и 1) $\beta = 0$; 2) $\beta = 0,01$; 3) $\beta = 0,1$

Решение поставленной задачи позволило получить уточненную расчетную модель упорного подшипника скольжения при гидродинамическом режиме смазывания жидким смазочным материалом, расплавом легкоплавкого металлического покрытия и пористым покрытием, а также адаптированным к условиям трения опорным профилем при учете стратифицированного течения.

В полученных многопараметрических моделях для инженерных расчетов основных рабочих характеристик подшипников учтен стратифицированный характер течения смазочного материала и расплава легкоплавкого покрытия контактной поверхности в рабочем зазоре подшипника с пористым покрытием и адаптированной к условиям трения профилем опорной поверхностью. Однако исследование подшипников подобной конструкции позволило лишь незначительно повысить их трибохарактеристики. Несущая способность может быть повышена в диапазоне исследованных режимов на 2–2,5 %, а коэффициент трения снижен на 3–5 %, что не превышает погрешность эксперимента.

2.5 Выводы

1 Полученные теоретические уточненные расчетные модели в результате исследования подшипников скольжения, в которых легкоплавкое и пористое покрытие имеется на подвижных и на неподвижных контактных поверхностях, а также адаптированная к условиям трения опорная поверхность имеется на неподвижной поверхности, с учетом реологических свойств материала и расплава покрытия, обладающих при ламинарном режиме течения вязкими реологическими свойствами, и зависимости проницаемости покрытия от давления, при учете адаптированного профиля опорной поверхности, стратифицированного течения, и их численный анализ показали значительный вклад этих факторов.

2 Сравнительный анализ графиков показывает, что сила трения и несущая способность имеют максимум несущей способности. Сила трения с учетом параметров α , характеризующего вязкость смазочного материала, \tilde{H} – толщину пористого покрытия, ω – адаптированный профиль покрытия, K – расплав, k – вязкостные отношения, в данном диапазоне исследования снижается сильнее (более чем в 2 раза). Данное обстоятельство доказывает значительный вклад эксплуатационных характеристик в рассматриваемый подшипник.

3 В работе впервые одновременно учтен целый ряд дополнительных факторов, таких как зависимость реологических свойств применённого смазочного материала и металлического расплава, а также проницаемости пористого покрытия от давления, при учете адаптированного к условиям трения профиля опорной поверхности и стратифицированного течения.

4 Несущая способность подшипника скольжения с легкоплавким металлическим покрытием вала и адаптированным профилем втулки превышает в 3,1 раза, а с плавким покрытием втулки – в 2,5 раза этот параметр у стандартных подшипников скольжения. Причем конструкцию подшипника с наибольшей несущей способностью характеризует и самый низкий коэффициент трения в зоне максимальных нагрузок.

Глава 3. ПОДШИПНИКИ СКОЛЬЖЕНИЯ С ПОКРЫТИЯМИ, РАБОТАЮЩИЕ НА МИКРОПОЛЯРНЫХ СМАЗОЧНЫХ МАТЕРИАЛАХ

Настоящая глава посвящена разработке комплекса уточненных математических расчетных моделей радиальных и упорных подшипников скольжения, работающих на жидких микрополярных смазочных материалах, а также металлических расплавах легкоплавких покрытий. В разделе рассматриваются задачи с установившимся течением смазочных материалов в зазоре подшипников с пористыми и легкоплавкими покрытиями, имеющими адаптированный к условиям трения опорный профиль. Дополнительным усложнением задач является одновременный учет зависимости вязкости жидких смазочных материалов и металлического расплава от гидродинамического давления в условиях применения пористых и легкоплавких покрытий при наличии адаптированного к условиям трения опорного профиля [121–128].

В последующих разделах главы подробно рассматриваются методические приемы и математические процедуры, применение которых дало возможность получить уточненные расчетные модели радиальных и упорных подшипников скольжения при суммарном параллельном влиянии отдельных переменных факторов в условиях применения жидких смазочных материалов с неньютоновскими реологическими характеристиками гидродинамического режима смазывания.

3.1 Подшипники с легкоплавким покрытием опорных поверхностей

Задача 3.1

Рассмотрим приведенную выше *задачу 2.1* для случая, когда при ламинарном течении в рабочем клиновидном зазоре опоры скольжения смазочный материал обладает микрополярными реологическими свойствами (см. рисунок 2.1).

Контурсы наклонного ползуна и расплавленного покрытия поверхности направляющей обозначаются следующим образом:

$$y' = h_0 + x'tg\alpha^*, \quad y' = -\eta'f'(x'). \quad (3.1.1)$$

Для решения данной задачи используем общеизвестные уравнения течения жидкости, обладающей микрополярыными свойствами, уравнение неразрывности, а также уравнение, описывающее профиль расплавленного контура поверхности направляющей.

В декартовой системе координат эти системы уравнений запишутся в виде:

$$\begin{aligned} \frac{1}{2}(2\mu' + \kappa) \frac{\partial^2 u'}{\partial y'^2} + \kappa \frac{\partial v'}{\partial y'} = \frac{dp'}{dx'}, \quad \gamma \frac{\partial^2 v'}{\partial y'^2} - 2\kappa v' - \kappa \frac{\partial u'}{\partial y'} = 0, \quad \frac{\partial v'}{\partial y'} + \frac{\partial u'}{\partial x'} = 0, \\ \frac{d\eta'f'(x')}{dx'} \cdot u^* L' = -2\mu' \int_{-\eta'f'(x')}^{h_0+x'tg\alpha^*} \left(\frac{\partial u'}{\partial y'} \right)^2 dy'. \end{aligned} \quad (3.1.2)$$

В соответствии с общепринятыми упрощениями граничные условия для системы уравнений в смазочном слое между наклонным ползуном и направляющей запишем в виде:

$$\begin{aligned} u' = -u^*, \quad v' = 0, \quad v' = 0 \quad \text{при} \quad y' = -\eta'f'(x'); \\ u' = 0, \quad v' = 0, \quad v' = 0 \quad \text{при} \quad y' = h_0 + x'tg\alpha^*; \quad p'(0) = p'(L) = p_a. \end{aligned} \quad (3.1.3)$$

Для перехода к безразмерным величинам применим стандартную методику:

$$\begin{aligned} u' = u^* u; \quad v' = u^* \varepsilon v; \quad v' = v^* v; \quad p' = p^* p; \quad y' = h_0 y; \quad \mu' = \mu; \quad N^2 = \frac{\kappa}{2\mu + \kappa}; \\ N_1 = \frac{2\mu l^2}{\kappa h_0^2}; \quad l^2 = \frac{\gamma}{4\mu}; \quad \varepsilon = \frac{h_0}{L}; \quad v^* = \frac{u^*}{2h_0}; \quad p^* = \frac{(2\mu + \kappa)Lu^*}{2h_0^2}; \quad x' = Lx. \end{aligned} \quad (3.1.4)$$

Учитывая (3.1.4) в системе (3.1.2)–(3.1.3), в результате получим:

$$\begin{aligned} \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + N^2 \frac{\partial v}{\partial y} = \frac{1}{\mu} \frac{dp}{dx}, \quad \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} = \frac{v}{N_1} + \frac{1}{N_1} \frac{\partial u}{\partial y}, \quad \frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} = 0; \\ -\frac{d\Phi(x)}{dx} = K \int_{-\Phi(x)}^{h(x)} \left(\frac{\partial u}{\partial y} \right)^2 dy, \end{aligned} \quad (3.1.5)$$

$$v = 0, \quad v = 0, \quad u = 0, \quad \text{при} \quad y = 1 + \eta x = h(x);$$

$$v = 0, \quad v = 0, \quad u = -1 \quad \text{при} \quad y = -\Phi(x); \quad p(0) = p(1) = \frac{p_a}{p^*}. \quad (3.1.6)$$

В ходе дальнейшего решения будем учитывать малость зазора совместно с равенством $\nu = 0$, а во втором уравнении системы (3.1.5) усредним толщину смазочного слоя. В результате из уравнения (3.1.5) получим:

$$\frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + \frac{N^2}{2N_1 h(x)} (2y - h(x)) = \frac{1}{\mu} \frac{dp}{dx}, \quad \nu = \frac{1}{2N_1 h(x)} (y^2 - h(x)y),$$

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} = 0, \quad \frac{d\Phi(x)}{dx} = -K \int_{-\Phi(x)}^{h(x)} \left(\frac{\partial u}{\partial y} \right)^2 dy. \quad (3.1.7)$$

Асимптотическое решение системы (3.1.7) ищем аналогично задаче 2.1. В итоге будем иметь систему уравнений с соответствующими граничными условиями в виде:

– для нулевого приближения:

$$\frac{\partial^2 u_0}{\partial y^2} + \frac{N^2}{2N_1 h(x)} (2y - h(x)) = \frac{1}{\mu} \frac{dp_0}{dx}; \quad \frac{\partial v_0}{\partial x} + \frac{\partial u_0}{\partial y} = 0; \quad (3.1.8)$$

$$v_0 = 0, \quad v_0 = 0, \quad u_0 = 0, \quad \text{при } y = 1 + \eta x;$$

$$v_0 = 0, \quad u_0 = -1, \quad v_0 = 0 \quad \text{при } y = 0; \quad p_0(0) = p_0(1) = \frac{p_a}{p}; \quad (3.1.9)$$

– для первого приближения:

$$\frac{\partial^2 u_1}{\partial y^2} = \frac{1}{\mu} \frac{dp_1}{dx}, \quad \frac{\partial v_1}{\partial x} + \frac{\partial u_1}{\partial y} = 0, \quad -\frac{d\Phi_1(x)}{dx} = K \int_{-\Phi_0}^{h(x)} \left(\frac{\partial u_0}{\partial y} \right)^2 dy; \quad (3.1.10)$$

$$v_1 = \left(\frac{\partial u_0}{\partial y} \right) \Big|_{y=0} \cdot \tilde{\Phi}; \quad u_1 = \left(\frac{\partial u_0}{\partial y} \right) \Big|_{y=0} \cdot \tilde{\Phi};$$

$$v_1 = 0, \quad v_1 = 0, \quad u_1 = 0 \quad \text{при } h(x) = 1 + \eta x; \quad p_1(0) = p_1(1) = 0, \quad \Phi(0) = \Phi(1) = h_0^*. \quad (3.1.11)$$

Автомодельное решение для системы (3.1.8) и (3.1.10) с учетом (3.1.9) и (3.1.11) будем искать аналогично задаче 2.1. Для поля скоростей и давления получим расчетные формулы.

Для нулевого приближения:

$$\tilde{\Psi}'_0(\xi) = \frac{\tilde{C}_2}{2} (\xi^2 - \xi), \quad \tilde{u}_0(\xi) = \tilde{C}_1 \frac{\xi^2}{2} - \frac{N^2}{2N_1} \left(\frac{\xi^3}{3} - \frac{\xi^2}{2} \right) - \left(\frac{N^2}{12N_1} + \frac{\tilde{C}_1}{2} + 1 \right) \xi + 1;$$

$$\tilde{C}_1 = 6, \quad \tilde{C}_2 = -6 \left(1 + \frac{1}{2} \eta \right); \quad p_0 = 3\eta (x^2 - x) + \frac{p_a}{p}. \quad (3.1.12)$$

Для определения функции расплавленного контура направляющей:

$$\Phi_1(x) = x - \frac{1}{2}\eta x^2 + \frac{N^4}{720N_1^2} \left(x - \frac{\eta}{2}x^2 \right). \quad (3.1.13)$$

Для первого приближения:

$$p_1 = \frac{3M\eta(x^2 - x)}{(1 + \tilde{\Phi})^2}. \quad (3.1.14)$$

Используя равенства (3.1.8), (3.1.10), (3.1.12), и (3.1.14), для несущей способности подшипника и силы трения имеем:

$$W = p^* L \int_0^1 \left[\left(p_0 - \frac{p_a}{p^*} \right) + K p_1 \right] dx = \frac{(2\mu + \kappa) L^2 u^*}{4h_0^2} \left(\eta + \frac{KM\tilde{\eta}}{(1 + \tilde{\Phi})^2} \right).$$

$$L_{\text{тр}} = \mu \int_0^1 \left[\left. \frac{\partial u_0}{\partial y} \right|_{y=0} + K \left. \frac{\partial u_1}{\partial y} \right|_{y=0} \right] dx = (2\mu + \kappa) \left(1 - \frac{\eta}{2} + \frac{N^2}{2N_1} \left(1 + \frac{\eta}{2} \right) - \right.$$

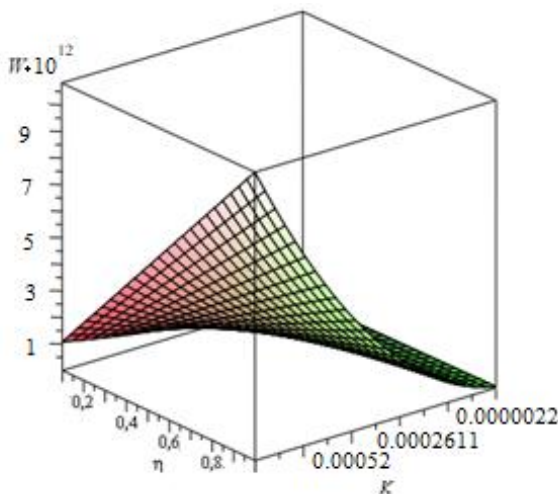
$$\left. - \frac{K\tilde{\Phi}}{1 + \tilde{\Phi}} \left(1 - \frac{1}{2}\eta - \frac{\tilde{\eta}}{2} + \frac{N^2}{2N_1} \left(1 + \frac{\eta}{2} \right) \right) \right). \quad (3.1.34)$$

Для проверочных инженерных расчетов используем значения, аналогичные предыдущим задачам, отличием является:

$$\mu = 0,0608 \dots 0,0067 \text{ Нс/м}^2; N^2 = 0,3 \dots 0,9; N_1 = 0 \dots 1; \tilde{H} = 0,001 \dots 0,003; \omega = 0 \dots 1.$$

В результате численного анализа построим зависимости, представленные на рисунке 3.1.

а)



б)

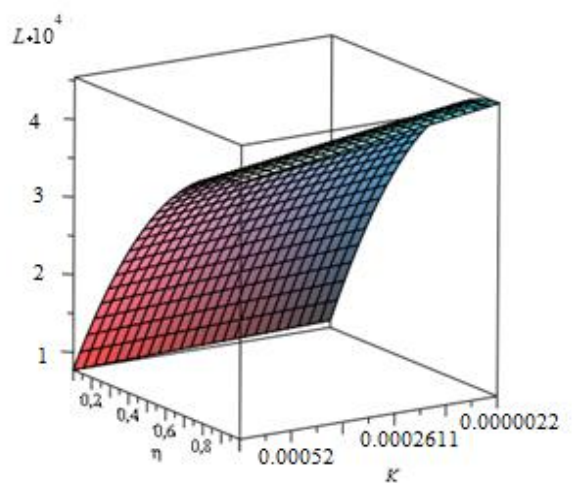


Рисунок 3.1 – Влияние теплового параметра K , обусловленного расплавом, и конструктивного параметра η на величину несущей способности (а) и силы трения (б)

Анализируя данные численного анализа моделей, мы подтвердили их эффективность и позволили установить следующие закономерности:

- с ростом параметра связи N^2 происходит резкое уменьшение величины составляющей вектора поддерживающей силы и силы трения;
- при увеличении параметра N_1 , характеризующего микрополярные свойства, происходит уменьшение несущей способности и увеличение силы трения;
- как видно из приведенных зависимостей, наличие легкоплавкого покрытия на поверхности направляющей приводит к относительно небольшому снижению несущей способности и значительному падению силы трения.

Задача 3.2

Усложним решенную задачу 3.1 для случая, когда дополнительно исследуем зависимость вязкости микрополярного смазочного материала от давления, что существенно уточняет расчетную модель.

Полагаем, что вязкостные характеристики зависят от давления по закону

$$\mu' = \mu_0 e^{\tilde{\alpha} p'}, \quad \kappa' = \kappa_0 e^{\tilde{\beta} p'}, \quad \gamma' = \gamma_0 e^{\tilde{\gamma} p'}. \quad (3.2.1)$$

Исходные уравнения аналогичны задаче 3.1. Для решения данной задачи с учетом (3.2.1) исходной системой уравнений является (3.1.7) с граничными условиями (3.1.6):

$$\frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + \frac{N^2}{2N_1 h(x)} (2y - h(x)) = e^{-\alpha p} \frac{dp}{dx}, \quad v = \frac{1}{2N_1 h(x)} (y^2 - h(x)y),$$

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} = 0, \quad -\frac{d\Phi(x)}{dx} = K e^{-\alpha p} \int_{-\Phi(x)}^{h(x)} \left(\frac{\partial u}{\partial y} \right)^2 dy. \quad (3.2.2)$$

$$v = 0, \quad v = 0, \quad u = 0, \quad \text{при } y = 1 + \eta x = h(x);$$

$$v = 0, \quad v = 0, \quad u = -1 \quad \text{при } y = -\Phi(x); p(0) = p(1) = \frac{P_a}{P^*}. \quad (3.2.3)$$

Для дальнейшего решения обозначим $z = e^{-\alpha p}$. Продифференцируем по x обе части равенства и получим уравнения (3.2.4) с граничными условиями (3.2.5):

$$\frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + \frac{N^2}{2N_1 h(x)} (2y - h(x)) = -\frac{1}{\alpha} \frac{dz}{dx}, \quad v = \frac{1}{2N_1 h(x)} (y^2 - h(x)y),$$

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} = 0, \quad -z \frac{d\Phi(x)}{dx} = K \int_{-\Phi(x)}^{h(x)} \left(\frac{\partial u}{\partial y} \right)^2 dy; \quad (3.2.4)$$

$$v = 0, \quad v = 0, \quad u = 0 \quad \text{при} \quad y = h(x);$$

$$v = 0, \quad u = -1, \quad v = 0 \quad \text{при} \quad y = -\Phi(x); \quad z(0) = z(1) = e^{-\alpha \frac{P_a}{P^*}}. \quad (3.2.5)$$

Асимптотическое решение системы (3.2.4) ищем по аналогии с задачей 3.1, в результате будем иметь систему уравнений с соответствующими граничными условиями:

– для нулевого приближения:

$$\frac{\partial^2 u_0}{\partial y^2} + \frac{N^2}{2N_1 h(x)} (2y - h(x)) = -\frac{1}{\alpha} \frac{dz_0}{dx}, \quad \frac{\partial v_0}{\partial x} + \frac{\partial u_0}{\partial y} = 0; \quad (3.2.6)$$

$$v_0 = 0, \quad v_0 = 0, \quad u_0 = 0, \quad \text{при} \quad y = 1 + \eta x;$$

$$v_0 = 0, \quad u_0 = -1, \quad v_0 = 0 \quad \text{при} \quad y = 0; \quad z_0(0) = z_0(1) = e^{-\alpha \frac{P_a}{P^*}}; \quad (3.2.7)$$

– для первого приближения:

$$\frac{\partial^2 u_1}{\partial y^2} = -\frac{1}{\alpha} \frac{dz_1}{dx}, \quad \frac{\partial v_1}{\partial x} + \frac{\partial u_1}{\partial y} = 0, \quad z_0 \frac{d\Phi_1(x)}{dx} = -K \int_{-\Phi_0(x)}^{h(x)} \left(\frac{\partial u_0}{\partial y} \right)^2 dy; \quad (3.2.8)$$

$$v_1 = \left(\frac{\partial v_0}{\partial y} \right) \Big|_{y=0} \cdot \tilde{\Phi}; \quad u_1 = \left(\frac{\partial u_0}{\partial y} \right) \Big|_{y=0} \cdot \tilde{\Phi};$$

$$v_1 = 0, \quad v_1 = 0, \quad u_1 = 0 \quad \text{при} \quad y = 1 + \eta x + \tilde{\Phi}; \quad z_1(0) = z_1(1) = 0, \quad \Phi(0) = \Phi(1) = h_0^*. \quad (3.2.9)$$

Автомодельное решение системы (3.2.6) и (3.2.8) с учетом (3.2.7) и (3.2.9) ищем так же, как в задаче 3.1. В результате для поля скоростей и давлений получим расчетные формулы.

Для нулевого приближения:

$$\tilde{\psi}'_0(\xi) = \frac{\tilde{C}_2}{2} (\xi^2 - \xi), \quad \tilde{u}_0(\xi) = \tilde{C}_1 \frac{\xi^2}{2} - \frac{N^2}{2N_1} \left(\frac{\xi^3}{3} - \frac{\xi^2}{2} \right) - \left(\frac{N^2}{12N_1} + \frac{\tilde{C}_1}{2} + 1 \right) \xi + 1;$$

$$\tilde{C}_1 = 6, \quad \tilde{C}_2 = -6 \left(1 + \frac{1}{2} \eta \right); \quad z_0(x) = -\alpha 3 \eta (x^2 - x) + e^{-\alpha \frac{P_a}{P^*}}. \quad (3.2.10)$$

Для функции расплавленного контура покрытия направляющей:

$$\Phi_1(x) = \frac{1}{\sup_{x \in [0;1]} z_0(x)} \left(x - \frac{1}{2} \eta x^2 + \frac{N^4}{720N_1^2} \right) \left(x - \frac{\eta}{2} x^2 \right). \quad (3.2.11)$$

Для первого приближения:

$$\begin{aligned} \tilde{\Psi}'_1(\xi) &= \frac{\tilde{C}_2}{2} (\xi^2 - \xi), \quad \tilde{C}_1 = 6M, \quad \tilde{u}_1(\xi) = \tilde{C}_1 \frac{\xi^2}{2} - \left(\frac{\tilde{C}_1}{2} + M \right) \xi + M; \\ \tilde{C}_2 &= -6M \left(1 + \frac{1}{2} \tilde{\eta} \right) (1 + \tilde{\Phi}); \quad z_1(x) = \frac{-\alpha 3M \tilde{\eta} (x^2 - x)}{(1 + \tilde{\Phi})^2}. \end{aligned} \quad (3.2.12)$$

Аналогично задаче 2.2 для давления окончательно получим:

$$p = \frac{P_a}{p^*} + 3(x^2 - x) \left(\eta + \frac{\tilde{\eta}}{(1 + \tilde{\Phi})^2} \right) (1 + KM) \left(1 + \alpha \frac{P_a}{p^*} - \frac{\alpha^2}{2} \left(\frac{P_a}{p^*} \right)^2 \right). \quad (3.2.13)$$

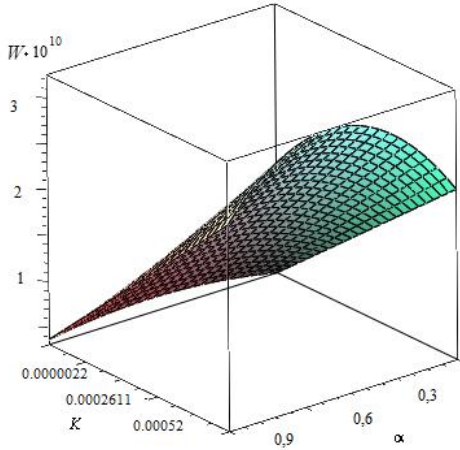
С учетом (3.2.4), (3.2.8) и (3.2.13) для несущей способности подшипника и силы трения имеем:

$$\begin{aligned} W &= p^* L \int_0^1 \left(p - \frac{P_a}{p^*} \right) dx = \frac{(2\mu_0 + \kappa_0) L^2 u^*}{4h_0^2 (1 + \tilde{\Phi})^2} \left(1 + \alpha \frac{P_a}{p^*} - \frac{\alpha^2}{2} \left(\frac{P_a}{p^*} \right)^2 \right) \left(\eta (1 + \tilde{\Phi})^2 + \tilde{\eta} KM \right); \\ L_{\text{тр}} &= \mu \int_0^1 \left[\frac{\partial u_0}{\partial y} \Big|_{y=0} + K \frac{\partial u_1}{\partial y} \Big|_{y=0} \right] dx = (2\mu_0 + \kappa_0) Lu^* \times \\ &\times \left[1 - \frac{\eta}{2} + \frac{N^2}{2N_1} \left(1 + \frac{\eta}{2} \right) - \frac{\eta}{2} - \frac{K\tilde{\Phi}}{1 + \tilde{\Phi}} \left(1 - \frac{\eta}{2} - \frac{\tilde{\eta}}{2} \right) - K(1 + \tilde{\Phi}) \frac{N^2}{2N_1} \left(1 + \frac{\eta}{2} \right) \right]. \end{aligned} \quad (3.2.14)$$

В результате численного анализа построим зависимости, представленные на рисунке 3.2, позволяющие сделать выводы:

- с ростом вязкостного параметра α величина несущей способности W повышается и резко снижается сила трения (при росте параметра N^2);
- из приведенных зависимостей следует, что наличие легкоплавкого покрытия на поверхности направляющей приводит к незначительному снижению несущей способности и резкому снижению силы трения.

a)



б)

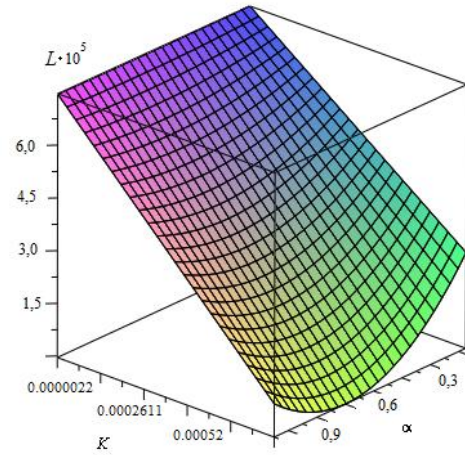


Рисунок 3.2 – Влияние на несущую способность силы трения (а) и параметров K и α , характеризующих расплав и вязкость (б)

Задача 3.3

Рассмотрим приведенную выше задачу 2.3, но при смазывании радиального подшипника жидким смазочным материалом, обладающим микрополярными свойствами.

Вращение вала происходит с угловой скоростью Ω , а подшипниковая втулка – неподвижна (см. рисунок 2.4). Контуры поверхностей металлического вала, легкоплавкого покрытия втулки и металлической втулки заданы в виде:

$$C_0 : r' = r_0(1+H), \quad C_2 : r' = r_1, \quad C_1 : r' = r_1 + \lambda'f(\theta). \quad (3.3.1)$$

Для решения данной задачи используем общеизвестные уравнения для течения «тонкого слоя» микрополярной жидкости, уравнение неразрывности, а также уравнения, описывающие радиус расплавленного контура поверхности подшипниковой втулки:

$$\begin{aligned} \frac{1}{2}(2\mu' + \kappa) \frac{\partial^2 u'}{\partial r'^2} + \kappa \frac{\partial v'}{\partial r'} = \frac{1}{r'} \frac{dp'}{d\theta}, \quad \gamma \frac{\partial^2 v'}{\partial \theta^2} - 2\kappa v' - \kappa \frac{\partial u'}{\partial r'} = 0, \\ \frac{\partial u'}{\partial r'} + \frac{u'}{r'} + \frac{1}{r'} \frac{\partial v'}{\partial \theta} = 0, \quad -\frac{d\lambda'f(\theta)r_0}{d\theta} \cdot \Omega L' = 2\mu' \int_{r_1 + \lambda'f(\theta)}^{r_0(1+H)} \left(\frac{\partial u'}{\partial r'} \right)^2 dr'. \end{aligned} \quad (3.3.2)$$

В соответствии с общепринятыми упрощениями граничные условия для системы уравнений в смазочном слое между валом и подшипником запишем в виде:

$$v' = 0, \quad u' = 0, \quad v' = 0 \quad \text{при} \quad r' = r_1 + \lambda' f(\theta);$$

$$v' = r_0 \Omega, \quad u' = -\Omega e \sin \theta, \quad v' = 0 \quad \text{при} \quad r' = r_0 + e \cos \theta; \quad p'(0) = p'(\theta) = p_g. \quad (3.3.3)$$

Для перехода к безразмерным величинам применяем стандартную методику и получаем:

$$r' = r_1 - \delta r, \quad \delta = r_1 - r_0; \quad v' = \Omega r_0 v; \quad u' = \Omega \delta u; \quad p' = p^* p; \quad p^* = \frac{(2\mu + \kappa) \Omega r_0^2}{2\delta^2};$$

$$v' = v; \quad \mu' = \mu; \quad N^2 = \frac{\kappa}{2\mu + \kappa}; \quad N_1 = \frac{2\mu l^2}{\delta^2 \kappa}; \quad l^2 = \frac{\gamma}{4\mu}. \quad (3.3.4)$$

Учитывая (3.3.4) в системах (3.3.2), (3.3.3), а также, в ходе дальнейшего решения, малость зазора совместно с равенством $v = 0$, по аналогии с задачей 3.1 в результате имеем:

$$\frac{\partial^2 u}{\partial r^2} + \frac{N^2}{2N_1 h(\theta)} (2r(\theta) - h(\theta)) = \frac{1}{\mu} \frac{dp}{d\theta}, \quad v = \frac{1}{2N_1 h(\theta)} (r^2(\theta) - r(\theta)h(\theta)),$$

$$\frac{\partial u}{\partial r} + \frac{\partial v}{\partial \theta} = 0, \quad -\frac{d\Phi(\theta)}{d\theta} = K \int_{-\Phi(\theta)}^{h(\theta)} \left(\frac{\partial u}{\partial r} \right)^2 dr; \quad (3.3.5)$$

$$v = 1, \quad u = -\eta \sin \theta, \quad v = 0 \quad \text{при} \quad r = h(\theta);$$

$$v = 0, \quad u = 0, \quad v = 0 \quad \text{при} \quad r = 0 - \Phi(\theta); \quad p(0) = p(2\pi) = \frac{p_g}{p^*}. \quad (3.3.6)$$

В результате аналогичного нахождения асимптотического решения (задача 3.1) имеем систему уравнений с соответствующими граничными условиями:

– для нулевого приближения

$$\frac{\partial^2 u_0}{\partial r^2} + \frac{N^2}{2N_1 h(\theta)} (2r(\theta) - h(\theta)) = \frac{1}{\mu} \frac{dp_0}{d\theta}, \quad \frac{\partial v_0}{\partial r} + \frac{\partial u_0}{\partial \theta} = 0; \quad (3.3.7)$$

$$v_0 = 1, \quad u_0 = -\eta \sin \theta, \quad v_0 = 0 \quad \text{при} \quad r = 1 - \eta \cos \theta;$$

$$v_0 = 0, \quad u_0 = 0, \quad v_0 = 0 \quad \text{при} \quad r = 0; \quad p_0(0) = p_0(2\pi) = \frac{p_g}{p^*}; \quad (3.3.8)$$

– для первого приближения

$$\frac{\partial^2 u_1}{\partial r^2} = \frac{1}{\mu} \frac{dp_1}{d\theta}; \quad \frac{\partial v_1}{\partial r} + \frac{\partial u_1}{\partial \theta} = 0; \quad \frac{d\Phi_1(\theta)}{d\theta} = -K \int_{\Phi(0)}^{h(\theta)} \left(\frac{\partial u_0}{\partial r} \right)^2 dr, \quad (3.3.9)$$

$$v_1 = \left(\frac{\partial v_0}{\partial r} \right) \Big|_{r=0} \cdot \Phi_1(\theta); \quad u_1 = \left(\frac{\partial u_0}{\partial r} \right) \Big|_{r=0} \cdot \Phi_1(\theta);$$

$$v_1 = 0; \quad u_1 = 0, \quad v_1 = 0 \quad \text{при} \quad r = 1 - \eta \cos \theta; \quad p_1(0) = p_1(2\pi) = 0. \quad (3.3.10)$$

Автомодельное решение системы (3.3.7) и (3.3.9) с учетом (3.3.8) и (3.3.9) будем искать по аналогии с предыдущими задачами, в результате получим расчетные формулы.

Для нулевого приближения:

$$\begin{aligned} \tilde{\Psi}'_0(\xi) &= \frac{\tilde{C}_2}{2}(\xi^2 - \xi); \quad \tilde{u}_0 = \tilde{C}_1 \frac{\xi^2}{2} - \frac{N^2}{2N_1} \left(\frac{\xi^3}{3} - \frac{\xi^2}{2} \right) - \left(\frac{N^2}{12N_1} + \frac{\tilde{C}_1}{2} + 1 \right) \xi + 1; \quad \tilde{C}_1 = 6; \\ \tilde{C}_2 &= -\frac{12(1-\eta^2)}{2+\eta^2}; \quad p_0 = \frac{-6\sin\theta}{(2+\eta^2)(1-\eta\cos\theta)} \left[\eta + \frac{1}{(1-\eta\cos\theta)} \right] + \frac{P_g}{P^*}. \end{aligned} \quad (3.3.11)$$

Для функции $\Phi(\theta)$, определяющей расплавленный контур втулки:

$$\begin{aligned} \Phi_1(\theta) &= \frac{1}{\sqrt{1-\eta^2}} \operatorname{arctg} \left(\sqrt{\frac{1+\eta}{1-\eta}} \operatorname{tg} \frac{\theta}{2} \right) \left[\frac{-12}{2+\eta^2} + 8 + \frac{N^4}{360N_1^2} \right] + \\ &+ \frac{6\eta\sin\theta}{(2+\eta^2)(1-\eta\cos\theta)} + \frac{6(1-\eta^2)\sin\theta}{(2+\eta^2)^2(1-\eta\cos\theta)^2} + \tilde{\alpha}. \end{aligned} \quad (3.3.12)$$

Для первого приближения:

$$\begin{aligned} \tilde{\Psi}'_1(\xi) &= \frac{\tilde{C}_2}{2}(\xi^2 - \xi), \quad \tilde{u}_1(\xi) = \tilde{C}_1 \frac{\xi^2}{2} - \left(\frac{\tilde{C}_1}{2} + M \right) \xi + M, \quad \tilde{C}_1 = 6M; \\ \tilde{C}_2 &= -\frac{12M(1-\eta^2)}{2+\eta^2}; \quad p_1 = \frac{6M\sin\theta}{(2+\eta^2)(1-\eta\cos\theta)} \left[\eta + \frac{1}{(1-\eta\cos\theta)} \right]. \end{aligned} \quad (3.3.13)$$

С учетом (3.3.7), (3.3.9), (3.3.11) и (3.3.13) для несущей способности подшипника и силы трения получим:

$$R_y = p^* r \int_0^{2\pi} \left(p_0 - \frac{P_g}{P^*} + Kp_1 \right) \sin\theta d\theta = \frac{6\mu\Omega r_0^3 \pi \eta (1-\eta^2) + 1}{\delta^2 (2+\eta^2) \sqrt{(1-\eta^2)^3}} (1 + KM);$$

$$R_x = p^* r \int_0^{2\pi} \left(p_0 - \frac{P_g}{P^*} + Kp_1 \right) \cos\theta d\theta = 0.$$

$$L_{\text{тр}} = \mu \int_0^{2\pi} \left[\left. \frac{\partial u_0}{\partial r} \right|_{r=0} + K \left. \frac{\partial u_1}{\partial r} \right|_{r=0} \right] d\theta =$$

$$\begin{aligned}
&= (2\mu + \kappa) \left[-\frac{N^2\pi}{6N_1} - \frac{2MK}{1+\eta} \operatorname{arctg} \frac{2\pi\sqrt{1+\eta}}{\sqrt{1-\eta}} + \frac{3(1+KM)}{(2+\eta^2)} \times \right. \\
&\quad \left. \times \left(2\operatorname{arctg} \frac{2\pi\sqrt{1+\eta}}{\sqrt{1-\eta}} (1-\eta) + \frac{8\eta}{\sqrt{1-\eta^2}} \operatorname{arctg} \frac{2\pi\sqrt{1+\eta}}{\sqrt{1-\eta}} \right) \right]. \quad (3.3.14)
\end{aligned}$$

Для проверочных инженерных расчетов используем диапазон переменных факторов из предыдущих задач.

В результате численного анализа построены зависимости, представленные на рисунке 3.3.

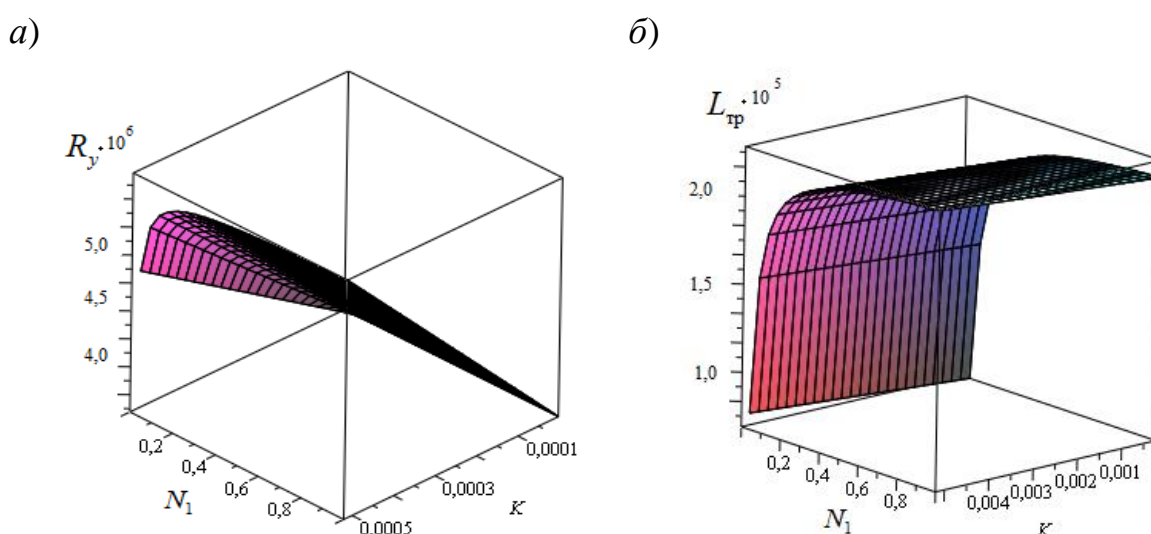


Рисунок 3.3 – Влияние теплового фактора K и параметра N_1 на величину несущей способности подшипника (а) и силы трения (б)

Анализ моделей и графиков позволяет отметить следующее:

- в результате теоретических исследований подтверждены основные закономерности влияния параметров N^2 и N_1 на величину несущей способности и силы трения;

- рост теплового параметра K способствует незначительному увеличению несущей способности, а резкое повышение несущей способности происходит при увеличении параметров N^2 и N_1 .

Задача 3.4

Ниже обобщим приведенную задачу 3.3 для случая, когда дополнительно исследуем зависимость вязкости микрополярного смазочного материала и металлического расплава от давления, что существенно расширяет область применения уточненной расчетной модели.

Полагаем, что вязкостные характеристики зависят от давления по закону:

$$\mu' = \mu_0 e^{\bar{\alpha} p'}, \quad \kappa' = \kappa_0 e^{\bar{\alpha} p'}, \quad \gamma' = \gamma_0 e^{\bar{\alpha} p'}. \quad (3.4.1)$$

Для решения данной задачи используем безразмерную систему уравнений (3.3.5) с учетом (3.4.1) аналогично задаче 3.2:

$$\begin{aligned} \frac{\partial^2 u}{\partial r^2} + \frac{N^2}{2N_1 h(\theta)} (2r(\theta) - h(\theta)) &= -\frac{1}{\alpha} \frac{dZ}{d\theta}; \quad v = \frac{1}{2N_1 h(\theta)} (r^2(\theta) - r(\theta)h(\theta)); \\ \frac{\partial u}{\partial r} + \frac{\partial v}{\partial \theta} &= 0; \quad -Z \frac{d\Phi(\theta)}{d\theta} = K \int_0^{1-\eta \cos \theta} \left(\frac{\partial u_0}{\partial r} \right)^2 dr, \end{aligned} \quad (3.4.2)$$

$$v = 1, \quad u = -\eta \sin \theta \quad \text{при} \quad r = 1 - \eta \cos \theta = h(\theta);$$

$$v = 0, \quad u = 0 \quad \text{при} \quad r = 0 - \Phi(\theta); \quad Z(0) = Z(2\pi) = e^{-\alpha \frac{P_g}{P^*}}. \quad (3.4.3)$$

Аналогично задаче 3.3, асимптотическое решение системы уравнений (3.4.2) с граничными условиями имеет вид:

– для нулевого приближения:

$$\frac{\partial^2 u_0}{\partial r^2} + \frac{N^2}{2N_1 h(\theta)} (2r - h(\theta)) = -\frac{1}{\alpha} \frac{dZ_0}{d\theta}, \quad \frac{\partial v_0}{\partial r} + \frac{\partial u_0}{\partial \theta} = 0; \quad (3.4.4)$$

$$v_0 = 1, \quad u_0 = -\eta \sin \theta, \quad v_0 = 0 \quad \text{при} \quad r = 1 - \eta \cos \theta;$$

$$v_0 = 0, \quad u_0 = 0, \quad v_0 = 0 \quad \text{при} \quad r = 0; \quad Z_0(0) = Z_0(2\pi) = e^{-\alpha \frac{P_g}{P^*}}; \quad (3.4.5)$$

– для первого приближения:

$$\frac{\partial^2 u_1}{\partial r^2} = -\frac{1}{\alpha} \frac{dZ_1}{d\theta}; \quad \frac{\partial v_1}{\partial r} + \frac{\partial u_1}{\partial \theta} = 0; \quad Z_0 \frac{d\Phi_1(\theta)}{d\theta} = -K \int_0^{h(\theta)} \left(\frac{\partial u_0}{\partial r} \right)^2 dr, \quad (3.4.6)$$

$$v_1 = \left(\frac{\partial v_0}{\partial r} \right) \Big|_{r=0} \cdot \Phi_1(\theta); \quad u_1 = \left(\frac{\partial u_0}{\partial r} \right) \Big|_{r=0} \cdot \Phi_1(\theta);$$

$$v_1 = 0, \quad u_1 = 0, \quad v_1 = 0 \quad \text{при} \quad r = 1 - \eta \cos \theta; \quad z_1(0) = z_1(2\pi) = 0. \quad (3.4.7)$$

Автомодельное решение системы (3.4.4) и (3.4.6) с учетом (3.4.5) и (3.4.7) будем искать так же, как и в задаче 2.4, в результате получим расчетные формулы.

Для нулевого приближения:

$$\begin{aligned}\tilde{\psi}'_0(\xi) &= \frac{\tilde{C}_2}{2}(\xi^2 - \xi); \quad \tilde{u}_0(\xi) = \tilde{C}_1 \frac{\xi^2}{2} - \frac{N^2}{2N_1} \left(\frac{\xi^3}{3} - \frac{\xi^2}{2} \right) - \left(\frac{N^2}{12N_1} + \frac{\tilde{C}_1}{2} + 1 \right) \xi + 1; \quad \tilde{C}_1 = 6; \\ \tilde{C}_2 &= -\frac{12(1-\eta^2)}{2+\eta^2}; \quad Z_0(\theta) = \frac{6\alpha \sin \theta}{(2+\eta^2)(1-\eta \cos \theta)} \left[\eta + \frac{1}{(1-\eta \cos \theta)} \right] + e^{-\alpha \frac{P_g}{P^*}}.\end{aligned}\quad (3.4.8)$$

Для функции $\Phi_1(\theta)$, определяющей расплавленный контур втулки:

$$\begin{aligned}\Phi_1(\theta) &= \frac{1}{\sup_{\theta \in [0; 2\pi]} z_0} \left[\frac{1}{\sqrt{1-\eta^2}} \operatorname{arctg} \left(\frac{\sqrt{1+\eta} \theta}{\sqrt{1-\eta} \operatorname{tg} \frac{\theta}{2}} \right) \left(\frac{-12}{2+\eta^2} + 8 + \frac{N^4}{360N_1^2} \right) \right. \\ &\quad \left. + \frac{6\eta \sin \theta}{(2+\eta^2)(1-\eta \cos \theta)} + \frac{6(1-\eta^2) \sin \theta}{(2+\eta^2)^2 (1-\eta \cos \theta)^2} \right].\end{aligned}\quad (3.4.9)$$

Для первого приближения:

$$\begin{aligned}\tilde{\psi}'_1(\xi) &= \frac{\tilde{C}_2}{2}(\xi^2 - \xi), \quad \tilde{u}_1(\xi) = \tilde{C}_1 \frac{\xi^2}{2} - \left(\frac{\tilde{C}_1}{2} + M \right) \xi + M, \quad \tilde{C}_1 = 6M; \\ \tilde{C}_2 &= -\frac{12M(1-\eta^2)}{2+\eta^2}, \quad Z_1 = \frac{6\alpha M \sin \theta}{(2+\eta^2)(1-\eta \cos \theta)} \left[\eta + \frac{1}{(1-\eta \cos \theta)} \right], \\ p &= \frac{P_g}{P^*} - \left(\frac{6 \sin \theta}{(2+\eta^2)(1-\eta \cos \theta)} \left(\eta + \frac{1}{(1-\eta \cos \theta)} \right) \right) \times \\ &\quad \times (1 + KM) \left(1 + \alpha \frac{P_g}{P^*} - \frac{\alpha^2}{2} \left(\frac{P_g}{P^*} \right)^2 \right).\end{aligned}\quad (3.4.10)$$

С учетом (3.4.4), (3.4.6) и (3.4.10) для несущей способности подшипника и силы трения имеем:

$$\begin{aligned}R_x &= p^* r \int_0^{2\pi} \left(p - \frac{P_g}{P^*} \right) \cos \theta d\theta = 0; \\ R_y &= p^* r \int_0^{2\pi} \left(p - \frac{P_g}{P^*} \right) \sin \theta d\theta = \frac{6(2\mu_0 + \kappa_0) \Omega r_0^3 \pi \eta \left((1-\eta^2) + 1 \right)}{\delta^2 (2+\eta^2) \sqrt{(1-\eta^2)^3}} (1 + KM) \left(1 + \alpha \frac{P_g}{P^*} - \frac{\alpha^2}{2} \left(\frac{P_g}{P^*} \right)^2 \right).\end{aligned}$$

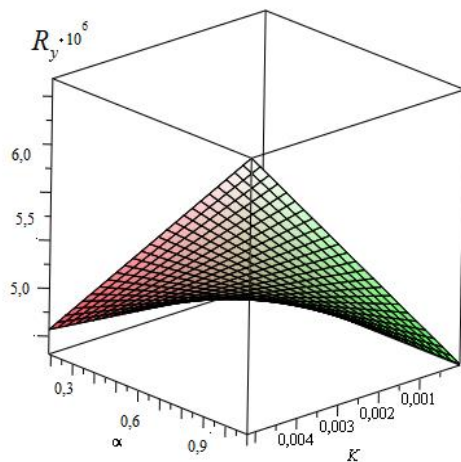
$$L_{\text{тр}} = \mu \int_0^{2\pi} \left[\frac{\partial u_0}{\partial r} \Big|_{r=0} + K \frac{\partial u_1}{\partial r} \Big|_{r=0} \right] d\theta = (2\mu_0 + \kappa_0) \Omega \delta^2 \left[-\frac{N^2 \pi}{6N_1} - \frac{2MK}{1+\eta} \operatorname{arctg} \frac{2\pi\sqrt{1+\eta}}{\sqrt{1-\eta}} + \frac{3(1+MK)}{(2+\eta^2)} \left(\frac{2}{1+\eta} \operatorname{arctg} \frac{2\pi\sqrt{1+\eta}}{\sqrt{1-\eta}} (1-\eta) + \frac{8\eta}{\sqrt{1-\eta^2}} \operatorname{arctg} \frac{2\pi\sqrt{1+\eta}}{\sqrt{1-\eta}} \right) \left(1 - \alpha p + \frac{\alpha^2}{2} p^2 \right) \right]. \quad (3.4.12)$$

Для проверочных инженерных расчетов используем значения из предыдущих задач.

В результате численного анализа построены зависимости, представленные на рисунке 3.4, позволяющие сделать вывод:

– с увеличением значений вязкостного параметра α , а также N^2 и N_1 , характеризующих микрополярные свойства смазочных материалов, происходит резкое увеличение несущей способности и незначительное уменьшение силы трения при росте параметра K .

а)



б)

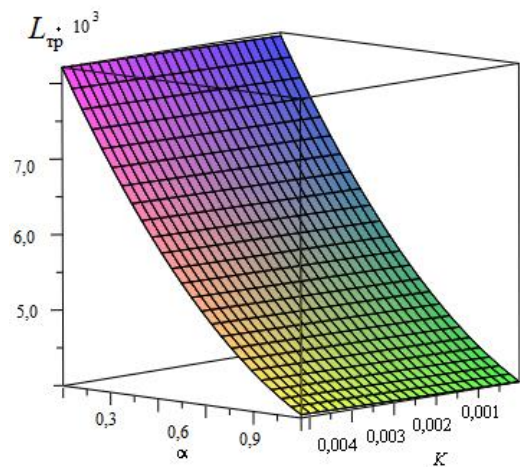


Рисунок 3.4 – Влияние параметра K и параметра α на уровень несущей способности (а) и силы трения (б)

3.2 Подшипники с пористым и легкоплавким металлическим покрытием

Задача 3.5

Рассмотрим приведенную задачу 2.5 для случая, когда смазочный материал в рабочем зазоре и пористом теле обладает микрополярными свойствами (см. рисунок 2.8).

Для решения данной задачи исходными являются система (3.1.7) и уравнение Дарси с граничными условиями к ним:

$$\frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + \frac{N^2}{2N_1 h} (2y - h) = \frac{1}{\mu} \frac{dp}{dx}, \quad v = \frac{1}{2N_1 h} (y^2 - hy),$$

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} = 0, \quad \frac{\partial^2 P}{\partial x^{*2}} + \frac{\partial^2 P}{\partial y^{*2}} = 0; \quad \frac{d\Phi(x)}{dx} = -K \int_{-\Phi(x)}^{h(x)} \left(\frac{\partial u}{\partial y} \right)^2 dy; \quad (3.5.1)$$

$$v = 0, \quad v = 0, \quad u = 0 \quad \text{при} \quad y = 1 + \eta x = h(x); \quad \frac{\partial P}{\partial y^*} = 0 \quad \text{при} \quad y^* = 1 + \eta x;$$

$$v = 0, \quad v = 0, \quad u = -1 \quad \text{при} \quad y = -\Phi(x); \quad p(0) = p(1) = \frac{P_a}{P^*};$$

$$p = P \quad \text{при} \quad y^* = 1 + \eta x + \frac{\tilde{H}}{h_0}; \quad u = \tilde{M} \frac{\partial P}{\partial y^*} \quad \text{при} \quad y^* = 1 + \eta x + \frac{\tilde{H}}{h_0}. \quad (3.5.2)$$

Переход к безразмерным величинам в смазочном слое аналогичен задаче 3.1, для пористого покрытия применим стандартную методику:

$$x' = Lx^*; \quad y' = Ly^*; \quad P' = P^* P. \quad (3.5.3)$$

Асимптотическое решение системы (3.5.1) аналогично задаче 2.5. Используем систему уравнений с соответствующими граничными условиями:

– для нулевого приближения:

$$\frac{\partial^2 u_0}{\partial y^2} + \frac{N^2}{2N_1 h(x)} (2y - h(x)) = \frac{1}{\mu} \frac{dP_0}{dx}, \quad \frac{\partial v_0}{\partial x} + \frac{\partial u_0}{\partial y} = 0, \quad \frac{\partial^2 P_0}{\partial x^{*2}} + \frac{\partial^2 P_0}{\partial y^{*2}} = 0; \quad (3.5.4)$$

$$v_0 = 0, \quad v_0 = 0, \quad u_0 = 0 \quad \text{при} \quad y = 1 + \eta x;$$

$$v_0 = 0, \quad v_0 = 0, \quad u_0 = -1 \quad \text{при} \quad y = 0;$$

$$p_0 = P_0 \quad \text{при} \quad y^* = 1 + \eta x + \frac{\tilde{H}}{h_0}; \quad u_0 = \tilde{M} \frac{\partial P_0}{\partial y^*} \quad \text{при} \quad y^* = 1 + \eta x + \frac{\tilde{H}}{h_0};$$

$$\frac{\partial P_0}{\partial y^*} = 0 \quad \text{при} \quad y^* = 1 + \eta x; \quad P_0(0) = P_0(1) = \frac{P_a}{P^*}; \quad (3.5.5)$$

– для первого приближения:

$$\frac{\partial^2 u_1}{\partial y^2} = \frac{1}{\mu} \frac{dP_1}{dx}, \quad \frac{\partial v_1}{\partial x} + \frac{\partial u_1}{\partial y} = 0; \quad -\frac{d\Phi_1(x)}{dx} = K \int_{-\Phi_0}^{h(x)} \left(\frac{\partial u_0}{\partial y} \right)^2 dy; \quad \frac{\partial^2 P_1}{\partial x^{*2}} + \frac{\partial^2 P_1}{\partial y^{*2}} = 0; \quad (3.5.6)$$

$$v_1 = \left(\frac{\partial v_0}{\partial y} \right) \Big|_{y=0} \cdot \Phi_1(x); \quad u_1 = \left(\frac{\partial u_0}{\partial y} \right) \Big|_{y=0} \cdot \Phi_1(x);$$

$$\begin{aligned}
u_1 = 0, \quad v_1 = 0, \quad u_1 = 0 \quad \text{при} \quad h(x) = 1 + \eta x; \quad P_1(0) = P_1(1) = 0; \\
p_1 = P_1 \quad \text{при} \quad y^* = 1 + \eta x + \frac{\tilde{H}}{h_0}; \quad u_1 = \tilde{M} \frac{\partial P_1}{\partial y^*} \quad \text{при} \quad y^* = 1 + \eta x + \frac{\tilde{H}}{h_0}; \\
\frac{\partial P_1}{\partial y^*} = 0 \quad \text{при} \quad y^* = 1 + \eta x.
\end{aligned} \tag{3.5.7}$$

Автомодельное решение системы (3.5.4) и (3.5.6) с учетом (3.5.5) и (3.5.7) ищем так же, как и для задачи 2.5, в результате получим расчетные формулы.

Для нулевого приближения:

$$\begin{aligned}
\tilde{\Psi}'_0(\xi) = \frac{\tilde{C}_2}{2}(\xi^2 - \xi); \quad C_1 = 6; \quad \tilde{u}_0(\xi) = \tilde{C}_1 \frac{\xi^2}{2} - \frac{N^2}{2N_1} \left(\frac{\xi^3}{3} - \frac{\xi^2}{2} \right) - \left(\frac{N^2}{12N_1} + \frac{\tilde{C}_1}{2} + 1 \right) \xi + 1; \\
\tilde{C}_2 = -\tilde{C}_1 \left(1 - \frac{1}{2} \eta \right), \quad P_0 = \frac{3\eta(x^2 - x)}{-12\tilde{M}\eta \left(2 + \frac{H}{h_0} \right) + 1} + \frac{P_a}{P^*}.
\end{aligned} \tag{3.5.8}$$

Для функции, определяющей расплавленный контур направляющей:

$$\Phi_1(x) = \left[\frac{\tilde{C}_1}{12} \left(-x + \frac{\eta}{2} x^2 \right) + \left(4 + \frac{N^4}{720N_1^2} \right) \left(x - \frac{\eta}{2} x^2 \right) \right]. \tag{3.5.9}$$

Для первого приближения:

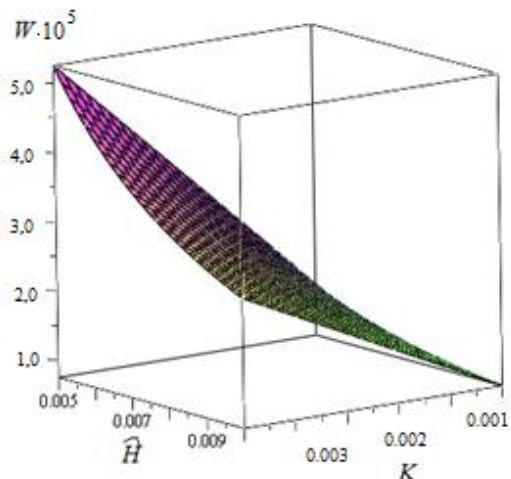
$$\begin{aligned}
\tilde{\Psi}'_1(\xi) = \frac{\tilde{\tilde{C}}_2}{2}(\xi^2 - \xi); \quad \tilde{u}_1(\xi) = \tilde{\tilde{C}}_1 \frac{\xi^2}{2} - \left(\frac{\tilde{\tilde{C}}_1}{2} + M \right) \xi + M; \\
\tilde{\tilde{C}}_2 = -\tilde{\tilde{C}}_1 \left(1 + \frac{1}{2} \eta \right), \quad P_1 = \frac{3M\eta(x - x^2)}{12\tilde{M}\eta \left(2 + \frac{\tilde{H}}{h_0} \right) + 1}.
\end{aligned} \tag{3.5.10}$$

Для расчета несущей способности и силы трения, учитывая равенства (3.5.4), (3.5.6), (3.5.8) и (3.5.10), будем иметь:

$$\begin{aligned}
W = p^* L \int_0^1 \left(p_0 + Kp_1 - \frac{P_a}{P^*} \right) dx = \frac{(2\mu + \kappa)L^2 u^* \eta}{4h_0^2} \left[\frac{1}{12\tilde{M}\eta \left(2 + \frac{\tilde{H}}{h_0} \right) - 1} + \frac{KM}{12\tilde{M}\eta \left(2 + \frac{\tilde{H}}{h_0} \right) + 1} \right]; \\
L_{\text{тр}} = \mu \int_0^1 \left[\frac{\partial u_0}{\partial y} \Big|_{y=0} + K \frac{\partial u_1}{\partial y} \Big|_{y=0} \right] dx = \mu \left[\left(1 - \frac{\eta}{2} \right) (1 + KM) - \frac{N^2}{12N_1} \left(1 + \frac{\eta}{2} \right) \right].
\end{aligned} \tag{3.5.11}$$

В результате выполненного численного анализа моделей были получены зависимости, представленные приведенными ниже графиками (рисунок 3.5).

а)



б)

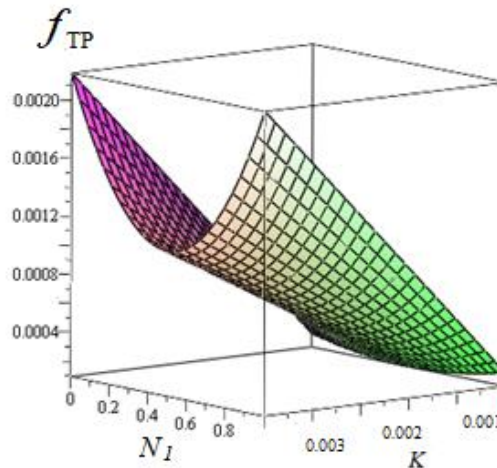


Рисунок 3.5 – Влияние параметров K (теплого), \tilde{H} (характеризующего толщину пористого тела), N_1 (характеризующего свойства микрополярного смазочного материала) на значения (а) несущей способности и (б) коэффициента трения

Анализ подтвердил эффективность моделей и позволил установить следующие закономерности:

- полученные в результате исследований теоретические модели выявили значительный вклад факторов K (теплого), \tilde{H} (характеризующего толщину пористого тела), N_1 и N^2 (параметры связи) в уровень эксплуатационных трибопараметров подшипников;

- увеличение величины этих параметров приводит к значительному повышению несущей способности и снижению силы трения.

Задача 3.6

Рассматриваем решенную выше задачу 3.5 для случая, когда дополнительно используем зависимость вязкости микрополярного смазочного материала и металлического расплава, а также проницаемости пористого слоя от давления, что существенно приближает модель к инженерной практике.

Полагаем, что вязкостные характеристики и проницаемость зависят от давления по закону:

$$\mu' = \mu_0 e^{\tilde{\alpha} p'}, \quad \kappa' = \kappa_0 e^{\tilde{\alpha} p'}, \quad \gamma' = \gamma_0 e^{\tilde{\alpha} p'}, \quad \tilde{k}' = \tilde{k}_0 e^{\alpha' p'}. \quad (3.6.1)$$

Для решения данной задачи исходной является система (3.5.1) с учетом (3.6.1) с граничными условиями к ним:

$$\begin{aligned} \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + \frac{N^2}{2N_1 h} (2y - h) &= -\frac{1}{\alpha} \frac{dz}{dx}, \quad v = \frac{1}{2N_1 h} (y^2 - hy), \\ \frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} &= 0, \quad z \frac{d\Phi(x)}{dx} = -K \int_{-\Phi(x)}^{h(x)} \left(\frac{\partial u}{\partial y} \right)^2 dy, \quad \frac{\partial^2 P}{\partial x^{*2}} + \frac{\partial^2 P}{\partial y^{*2}} = 0; \end{aligned} \quad (3.6.2)$$

$$\begin{aligned} v = 0, \quad v = 0, \quad u = 0 \quad \text{при} \quad y = 1 + \eta x = h(x); \quad z(0) = z(1) &= e^{-\alpha \frac{P_a}{P^*}}; \\ v = 0, \quad v = 0, \quad u = -1 \quad \text{при} \quad y = -\Phi(x); \quad \frac{\partial P}{\partial y^*} &= 0 \quad \text{при} \quad y^* = 1 + \eta x; \\ p = P \quad \text{при} \quad y^* = 1 + \eta x + \frac{\tilde{H}}{h_0}; \quad u = \tilde{M} \frac{\partial P}{\partial y^*} \quad \text{при} \quad y^* &= 1 + \eta x + \frac{\tilde{H}}{h_0}. \end{aligned} \quad (3.6.3)$$

Асимптотическое решение системы (3.6.2) ищем аналогично задаче 3.2.

В результате имеем систему уравнений с граничными условиями:

– для нулевого приближения:

$$\frac{\partial^2 u_0}{\partial y^2} + \frac{N^2}{2N_1 h} (2y - h) = \frac{1}{\alpha} \frac{dz_0}{dx}, \quad \frac{\partial v_0}{\partial x} + \frac{\partial u_0}{\partial y} = 0, \quad \frac{\partial^2 P_0}{\partial x^{*2}} + \frac{\partial^2 P_0}{\partial y^{*2}} = 0, \quad (3.6.4)$$

$$v_0 = 0, \quad v_0 = 0, \quad u_0 = 0 \quad \text{при} \quad y = 1 + \eta x; \quad z_0(0) = z_0(1) = e^{-\alpha \frac{P_a}{P^*}};$$

$$v_0 = 0, \quad v_0 = 0, \quad u_0 = -1 \quad \text{при} \quad y = 0; \quad \frac{\partial P_0}{\partial y^*} = 0 \quad \text{при} \quad y^* = 1 + \eta x;$$

$$p_0 = P_0 \quad \text{при} \quad y^* = 1 + \eta x + \frac{\tilde{H}}{h_0}; \quad u_0 = \tilde{M} \frac{\partial P_0}{\partial y^*} \quad \text{при} \quad y^* = 1 + \eta x + \frac{\tilde{H}}{h_0}; \quad (3.6.5)$$

– для первого приближения:

$$\frac{\partial^2 u_1}{\partial y^2} = \frac{1}{\alpha} \frac{dz_1}{dx}, \quad \frac{\partial v_1}{\partial x} + \frac{\partial u_1}{\partial y} = 0, \quad -z_0 \frac{d\Phi_1(x)}{dx} = K \int_{-\Phi_0}^{h(x)} \left(\frac{\partial u_0}{\partial y} \right)^2 dy;$$

$$\frac{\partial^2 P_1}{\partial x^{*2}} + \frac{\partial^2 P_1}{\partial y^{*2}} = 0, \quad (3.6.6)$$

$$v_1 = \left(\frac{\partial v_0}{\partial y} \right) \Big|_{y=0} \cdot \Phi_1(x); \quad u_1 = \left(\frac{\partial u_0}{\partial y} \right) \Big|_{y=0} \cdot \Phi_1(x);$$

$$v_1 = 0, \quad v_1 = 0, \quad u_1 = 0 \quad \text{при} \quad h(x) = 1 + \eta x; \quad z_1(0) = z_1(1) = 0.$$

$$p_0 = P_0 \quad \text{при} \quad y^* = 1 + \eta x + \frac{\tilde{H}}{h_0}; \quad u_0 = \tilde{M} \frac{\partial P_0}{\partial y^*} \quad \text{при} \quad y^* = 1 + \eta x + \frac{\tilde{H}}{h_0};$$

$$\frac{\partial P_0}{\partial y^*} = 0 \quad \text{при} \quad y^* = 1 + \eta x. \quad (3.6.7)$$

Автомодельное решение системы (3.6.4) и (3.6.6) с учетом (3.6.5) и (3.6.7) ищем так же, как и для задачи 2.6, в результате получим расчетные формулы.

Для нулевого приближения:

$$\tilde{\Psi}'_0(\xi) = \frac{\tilde{C}_2}{2}(\xi^2 - \xi); \quad C_1 = 6; \quad \tilde{u}_0(\xi) = \tilde{C}_1 \frac{\xi^2}{2} - \frac{N^2}{2N_1} \left(\frac{\xi^3}{3} - \frac{\xi^2}{2} \right) - \left(\frac{N^2}{12N_1} + \frac{\tilde{C}_1}{2} + 1 \right) \xi + 1;$$

$$\tilde{C}_2 = -\tilde{C}_1 \left(1 - \frac{1}{2} \eta \right); \quad z_0 = \frac{3\eta(x^2 - x)}{-12\tilde{M}\eta \left(1 + \alpha \frac{P_a}{p^*} - \frac{\alpha^2}{2} \left(\frac{P_a}{p^*} \right)^2 \right) \left(2 + \frac{\tilde{H}}{h_0} \right) + 1} + e^{-\alpha \frac{P_a}{p^*}};$$

$$P_0 = \left(1 + \alpha \frac{P_a}{p^*} - \frac{\alpha^2}{2} \left(\frac{P_a}{p^*} \right)^2 \right) \frac{3\eta(x^2 - x)}{-12\tilde{M}\eta \left(1 + \alpha \frac{P_a}{p^*} - \frac{\alpha^2}{2} \left(\frac{P_a}{p^*} \right)^2 \right) \left(2 + \frac{\tilde{H}}{h_0} \right) + 1} + \frac{P_a}{p^*}. \quad (3.6.8)$$

Для функции, определяющей расплавленный контур покрытия направляющей:

$$\Phi_1(x) = \frac{1}{\sup_{x \in [0;1]} z_0} \left[\frac{\tilde{C}_1}{12} \left(-x + \frac{\eta}{2} x^2 \right) + \left(4 + \frac{N^4}{720N_1^2} \right) \left(x - \frac{\eta}{2} x^2 \right) \right]. \quad (3.6.9)$$

Для первого приближения:

$$\tilde{\Psi}'_1(\xi) = \frac{\tilde{C}_2}{2}(\xi^2 - \xi); \quad \tilde{u}_1(\xi) = \tilde{C}_1 \frac{\xi^2}{2} - \left(\frac{\tilde{C}_1}{2} + M \right) \xi + M;$$

$$\tilde{C}_2 = -\tilde{C}_1 \left(1 + \frac{1}{2} \eta \right); \quad z_1 = \alpha \tilde{C}_1 \frac{\eta}{2} (x - x^2); \quad P_1 = \frac{3M\eta(x - x^2)}{-12\tilde{M}\eta \left(2 + \frac{\tilde{H}}{h_0} \right) + 1}. \quad (3.6.10)$$

Учитывая равенства (3.6.4), (3.6.6), (3.6.8) и (3.6.10), для несущей способности подшипника и силы трения получим:

$$W = p^* l \int_0^1 \left(p_0 + K p_1 - \frac{p_a}{p^*} \right) dx = \frac{(2\mu_0 + \kappa_0) L^2 u^* \eta}{4h_0^2} \left[\frac{\left(1 + \alpha \frac{p_a}{p^*} - \frac{\alpha^2}{2} \left(\frac{p_a}{p^*} \right)^2 \right)}{12\tilde{M}\eta \left(1 + \alpha \frac{p_a}{p^*} - \frac{\alpha^2}{2} \left(\frac{p_a}{p^*} \right)^2 \right) \left(2 + \frac{\tilde{H}}{h_0} \right)^{-1}} + \frac{KM}{12\tilde{M}\eta \left(2 + \frac{\tilde{H}}{h_0} \right)^{+1}} \right];$$

$$L_{\text{тр}} = \mu \int_0^1 \left[\left. \frac{\partial u_0}{\partial y} \right|_{y=0} + K \left. \frac{\partial u_1}{\partial y} \right|_{y=0} \right] dx = \mu_0 \left(1 - \alpha p + \frac{\alpha^2 p^2}{2} \right) \left[\left(1 - \frac{\eta}{2} \right) (1 + KM) - \frac{N^2}{12N_1} \left(1 + \frac{\eta}{2} \right) \right]. \quad (3.6.11)$$

В результате численного анализа моделей подтверждена их эффективность и установлены основные закономерности изменения триботехнических параметров (рисунок 3.6):

– при увеличении параметров K , α , \tilde{H} , а также N^2 , N_1 происходит значительный рост величины несущей способности и силы трения упорных подшипников скольжения.

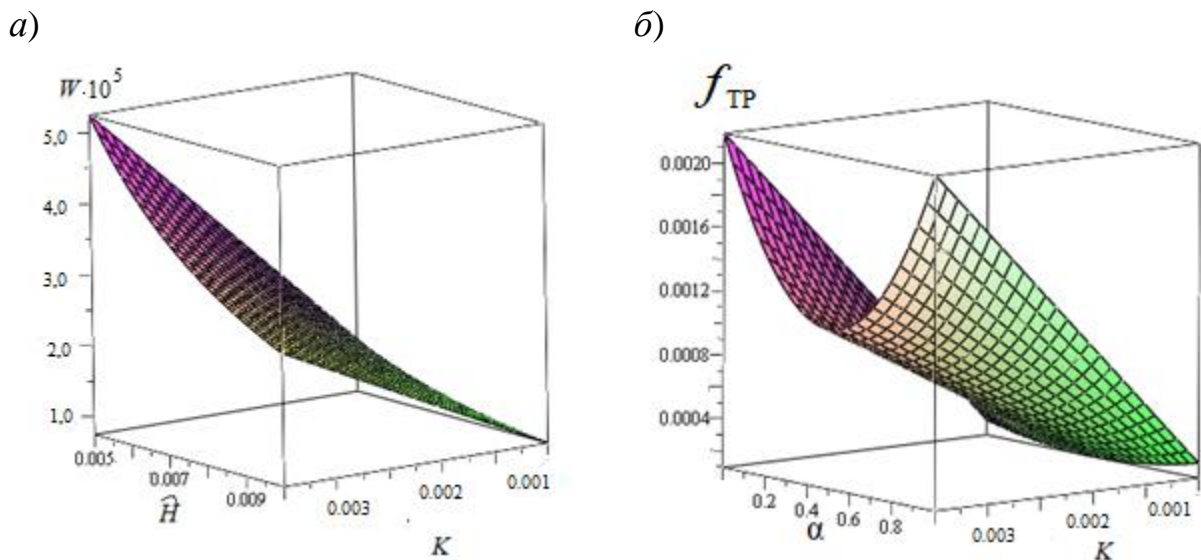


Рисунок 3.6 – Влияние параметра K , обусловленного расплавом, \tilde{H} , характеризующего толщину пористого покрытия, и α , учитывающего изменение вязкости, на несущую способность (а) и коэффициент трения (б)

Задача 3.7

Рассмотрим приведенную ранее задачу 2.7 для радиальных подшипников скольжения, когда смазочные материалы в рабочем зазоре и пористом теле обладают микрополярными свойствами (см. рисунок 2.11).

Для решения данной задачи исходными являются система (3.3.5) и уравнение Дарси с граничными условиями к ним:

$$\frac{\partial^2 u}{\partial r^2} + \frac{N^2}{2N_1 h} (2r - h) = \frac{dp}{d\theta}, \quad v = \frac{1}{2N_1 h} (r^2 - rh), \quad \frac{\partial u}{\partial r} + \frac{\partial v}{\partial \theta} = 0,$$

$$\frac{\partial^2 P}{\partial r^{*2}} + \frac{1}{r^*} \frac{\partial P}{\partial r^*} + \frac{1}{r^{*2}} \frac{\partial^2 P}{\partial \theta^2} = 0, \quad \frac{d\Phi(\theta)}{d\theta} = -K \int_{r_0}^{1+\eta \cos \theta + \Phi(\theta)} \left(\frac{\partial u}{\partial r} \right)^2 dr; \quad (3.7.1)$$

$$u = 0, \quad v = 0, \quad \nu = 0 \text{ при } r = 1 + \eta \cos \theta + \Phi(\theta), \quad \nu(0) = 0, \quad u \Big|_{r=0} = \tilde{M} \frac{\partial P}{\partial r^*} \Big|_{r^* = \frac{r_0}{\tilde{H}}},$$

$$\nu(0) = 1, \quad p = P \text{ при } r^* = \frac{r_0}{\tilde{H}}, \quad \frac{\partial P}{\partial r^*} \Big|_{r^* = \frac{r_0}{\tilde{H}} - 1} = 0, \quad p(0) = p(2\pi) = \frac{p_g}{p}. \quad (3.7.2)$$

Переход к безразмерным величинам в пористом слое применен в стандартной методике:

$$P' = p^* P, \quad r' = \tilde{H} r^*. \quad (3.7.3)$$

Асимптотическое решение системы (3.7.1), аналогичное задаче 2.7, позволяет сформировать систему уравнений с граничными условиями:

– для нулевого приближения:

$$\frac{\partial^2 u_0}{\partial r^2} + \frac{N^2}{2N_1 h} (2r - h) = \frac{1}{\mu} \frac{dp_0}{d\theta}, \quad \frac{\partial v_0}{\partial r} + \frac{\partial u_0}{\partial \theta} = 0, \quad \frac{\partial^2 P_0}{\partial r^{*2}} + \frac{1}{r^*} \frac{\partial P_0}{\partial r^*} + \frac{1}{r^{*2}} \frac{\partial^2 P_0}{\partial \theta^2} = 0; \quad (3.7.4)$$

$$u_0 = 1, \quad \nu = 0, \quad \nu_0 = 1 \text{ при } r_0 = 0; \quad \nu = 0, \quad \nu_0 = 0, \quad u_0 = 0 \text{ при } r = 1 + \eta \cos \theta;$$

$$u_0(0) = \tilde{M} \frac{\partial P}{\partial r^*} \Big|_{r^* = \frac{r_0}{\tilde{H}}}, \quad p_0 = P_0 \text{ при } r^* = \frac{r_0}{\tilde{H}}, \quad \frac{\partial P_0}{\partial r^*} \Big|_{r^* = \frac{r_0}{\tilde{H}} - 1} = 0; \quad p_0(0) = p_0(2\pi) = \frac{p_g}{p}; \quad (3.7.5)$$

– для первого приближения:

$$\frac{\partial^2 u_1}{\partial r^2} = \frac{1}{\mu} \frac{dp_1}{d\theta}; \quad \frac{\partial v_1}{\partial r} + \frac{\partial u_1}{\partial \theta} = 0; \quad \frac{\partial^2 P_1}{\partial r^{*2}} + \frac{1}{r^*} \frac{dP_1}{dr^*} + \frac{1}{r^{*2}} \frac{d^2 P_1}{d\theta^2} = 0; \quad (3.7.6)$$

$$-\frac{d\Phi_1(\theta)}{d\theta} = K \int_0^{1+\eta \cos \theta} \left(\frac{\partial u_0}{\partial r} \right)^2 dr;$$

$$\nu_1 = 0, \quad \nu_1 = \left(\frac{\partial u_0}{\partial r} \right) \Big|_{r=0} \cdot \Phi_1(\theta); \quad u_1 = \left(\frac{\partial u_0}{\partial r} \right) \Big|_{r=0} \cdot \Phi_1(\theta);$$

$$v_1 = 0, \quad v_1 = 0, \quad u_1 = 0 \quad \text{при} \quad r = 1 + \eta \cos \theta; \quad p_1(0) = p_1(2\pi) = 0.$$

$$u_1(0) = \tilde{M} \frac{\partial P}{\partial r^*} \Big|_{r^* = \frac{r_0}{\tilde{H}}}, \quad p_1 = P_1 \quad \text{при} \quad r^* = \frac{r_0}{\tilde{H}}, \quad \frac{\partial P_1}{\partial r^*} \Big|_{r^* = \frac{r_0}{\tilde{H}}-1} = 0. \quad (3.7.7)$$

Автомодельное решение системы (3.7.4) и (3.7.6) с учетом (3.7.5) и (3.7.7) будем искать так же, как и для задачи 2.7, в результате получим расчетные формулы.

Для нулевого приближения:

$$\tilde{\psi}'_0(\xi) = \frac{\tilde{C}_2}{2}(\xi^2 - \xi); \quad \tilde{u}_0 = \tilde{C}_1 \frac{\xi^2}{2} - \frac{N^2}{2N_1} \left(\frac{\xi^3}{3} - \frac{\xi^2}{2} \right) - \left(\frac{N^2}{12N_1} + \frac{\tilde{C}_1}{2} + 1 \right) \xi + 1; \quad \tilde{C}_1 = 6;$$

$$\tilde{C}_2 = -\tilde{C}_1; \quad p_0 = \frac{6r_0(2r_0^2 - 2\tilde{H}r_0 + \tilde{H}^2)}{12\tilde{H}^2\tilde{M}(r_0 - \tilde{H}) + r_0(2r_0^2 - 2\tilde{H}r_0 + \tilde{H}^2)} \eta \sin \theta + \frac{p_g}{p^*}. \quad (3.7.8)$$

Для функции, определяющей расплавленный контур покрытия подшипниковой втулки:

$$\begin{aligned} \Phi_1(\theta) = & \frac{2}{\sqrt{1-\eta^2}} \operatorname{arctg} \left(\sqrt{\frac{1+\eta}{1-\eta}} \operatorname{tg} \frac{\theta}{2} \right) \left(\frac{\tilde{C}_1^2}{12} \frac{-5-4\eta+4\eta^2}{(1-\eta^2)^2} + \frac{\tilde{C}_1^2(1-3\eta)}{6(1-\eta^2)} + 4 + \frac{N^4}{720N_1^2} \right) + \\ & + \frac{\operatorname{tg} \frac{\theta}{2}}{(1-\eta) \operatorname{tg}^2 \frac{\theta}{2} + 1 + \eta} \left[\frac{\tilde{C}_1}{12} \frac{-28-31\eta+9\eta^2}{4(1-\eta^2)} + \frac{\tilde{C}_1^1}{6} \frac{1-3\eta}{1-\eta^2} \right] + \\ & + \frac{\tilde{C}_1^2(-4-5\eta+3\eta^2)}{24(1-\eta^2)(1-\eta)} \frac{\operatorname{tg} \frac{\theta}{2}}{\left((1-\eta) \operatorname{tg}^2 \frac{\theta}{2} + 1 + \eta \right)^2}. \end{aligned} \quad (3.7.9)$$

Для первого приближения:

$$\tilde{\psi}'_1(\xi) = \frac{\tilde{\tilde{C}}_2}{2}(\xi^2 - \xi); \quad \tilde{u}_1(\xi) = \tilde{\tilde{C}}_1 \frac{\xi^2}{2} - \left(\frac{\tilde{\tilde{C}}_1}{2} + M \right) \xi + M; \quad \tilde{\tilde{C}}_2 = -M\tilde{\tilde{C}}_1;$$

$$p_1 = \frac{6Mr_0(2r_0^2 - 2\tilde{H}r_0 + \tilde{H}^2)}{12\tilde{H}^2\tilde{M}(r_0 - \tilde{H}) + r_0(2r_0^2 - 2\tilde{H}r_0 + \tilde{H}^2)} \eta \sin \theta. \quad (3.7.10)$$

С учетом (3.7.4), (3.7.6), (3.7.8) и (3.7.10) для несущей способности подшипника и силы трения получим:

$$R_y = \frac{\mu\Omega r_0^3}{\delta^2} \int_0^{2\pi} \left(p_0 - \frac{P_g}{P^*} + Kp_1 \right) \sin\theta d\theta = \frac{(2\mu + k)\Omega r_0^3 \eta}{2\delta^2} \frac{(1 + KM)r_0 (2r_0^2 - 2\tilde{H}r_0 + \tilde{H}^2)}{12\tilde{H}^2 \tilde{M} (r_0 - \tilde{H}) + r_0 (2r_0^2 - 2\tilde{H}r_0 + \tilde{H}^2)};$$

$$R_x = \frac{\mu\Omega r_0^3}{\delta^2} \int_0^{2\pi} \left(p_0 - \frac{P_g}{P^*} + K(p_1) \right) \cos\theta d\theta = 0;$$

$$L_{\text{тр}} = \int_0^{2\pi} \left[\frac{\partial u_0}{\partial r} \Big|_{r=0} + K \frac{\partial u_1}{\partial r} \Big|_{r=0} \right] d\theta = \frac{(2\mu + k)\Omega r_0^3}{\delta} \left[\frac{-\pi \left(\frac{\tilde{C}_1}{6} - 1 \right)}{\sqrt{1 - \eta^2}} (1 + KM) + \frac{N^2 \pi}{4N_1} \right]. \quad (3.7.12)$$

Для численных расчетов использованы аналогичные значения.

В результате численного анализа построены зависимости, представленные на рисунке 3.7, позволяющие сделать следующие выводы:

– на основе проведенных теоретических исследований получена более точная универсальная модель радиального подшипника скольжения с пористым и легкоплавким покрытиями, работающего на жидком смазочном материале и металлическом расплаве с микрополярными свойствами. Установлено, что при увеличении теплового параметра K , параметров N^2 и N_1 , характеризующих свойства смазочного материала, и параметра \tilde{H} , характеризующего толщину пористого тела, происходит увеличение несущей способности на 12 % и снижение силы трения на 11 %.

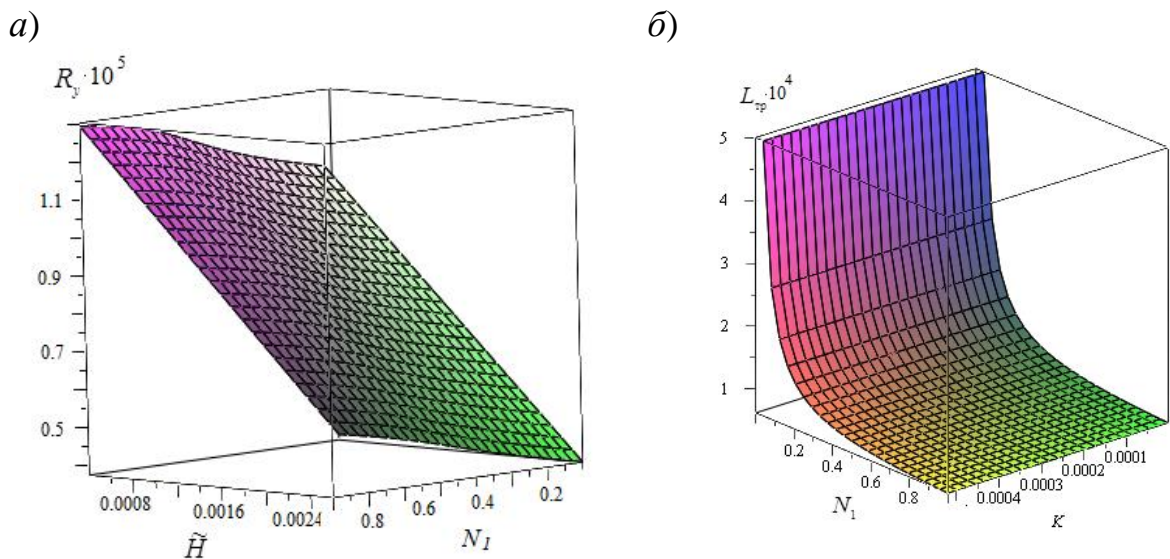


Рисунок 3.7 – Влияние параметров K , обусловленного расплавом, \tilde{H} , характеризующего толщину пористого тела, и N_1 , характеризующего микрополярные свойства, на величину несущей способности (а) и коэффициента трения (б)

Задача 3.8

Рассмотрим приведенную выше задачу 3.7 для случая, когда вязкость, реологические свойства смазочного материала и расплава, а также проницаемость пористого тела зависят от давления, что существенно уточняет расчетную модель.

Учет зависимостей проницаемости пористого покрытия и вязкости задается в виде:

$$\mu' = \mu_0 e^{\tilde{\alpha} p'}, \quad \kappa' = \kappa_0 e^{\tilde{\alpha} p'}, \quad \gamma' = \gamma_0 e^{\tilde{\alpha} p'}, \quad \tilde{k}' = \tilde{k}_0 e^{\alpha' p'}. \quad (3.8.1)$$

Для решения этой задачи используем уравнение (3.7.1) с учетом (3.8.1) и граничные условия к ним:

$$\frac{\partial Z}{\partial \theta} = 0, \quad \frac{\partial^2 u}{\partial r^2} + \frac{N^2}{2N_1 h} (2r - h) = -\frac{1}{\alpha} \frac{dZ}{d\theta}, \quad v = \frac{1}{2N_1 h} (r^2 - rh),$$

$$\frac{\partial u}{\partial r} + \frac{\partial v}{\partial \theta} = 0, \quad \frac{\partial^2 P}{\partial r^{*2}} + \frac{1}{r^*} \frac{\partial P}{\partial r^*} + \frac{1}{r^{*2}} \frac{\partial^2 P}{\partial \theta^2} = 0, \quad -Z \frac{d\Phi(\theta)}{d\theta} = K \int_{r_0}^{1+\eta \cos \theta + \Phi(\theta)} \left(\frac{\partial v}{\partial r} \right)^2 dr; \quad (3.8.2)$$

$$u = 0, \quad v = 0, \quad \nu = 0 \text{ при } r = 1 + \eta \cos \theta + \Phi(\theta), \quad v(0) = 0, \quad u \Big|_{r=0} = \tilde{M} \frac{\partial P}{\partial r^*} \Big|_{r^* = \frac{r_0}{\tilde{H}}},$$

$$v(0) = 1, \quad p = P \text{ при } r^* = \frac{r_0}{\tilde{H}}, \quad \frac{\partial P}{\partial r^*} \Big|_{r^* = \frac{r_0}{\tilde{H}} - 1} = 0, \quad z(0) = Z(2\pi) = e^{-\alpha \frac{p_0}{p}}. \quad (3.8.3)$$

Асимптотическое решение (3.8.2) ищем аналогично задаче 3.7, в результате получим систему уравнений:

– без учета плавления:

$$\frac{\partial^2 u_0}{\partial r^2} + \frac{N^2}{2N_1 h} (2r - h) = -\frac{1}{\alpha} \frac{dZ_0}{d\theta}, \quad \frac{\partial u_0}{\partial r} + \frac{\partial v_0}{\partial \theta} = 0, \quad \frac{\partial^2 P_0}{\partial r^{*2}} + \frac{1}{r^*} \frac{\partial P_0}{\partial r^*} + \frac{1}{r^{*2}} \frac{\partial^2 P_0}{\partial \theta^2} = 0; \quad (3.8.4)$$

$$v_0 = 0, \quad v_0 = 1, \quad r_0 = 0, \quad u_0 = 0, \quad v_0 = 0, \quad v_0 = 0, \quad r_0 = 1 + \eta \cos \theta, \quad u(0) = \tilde{M} \frac{\partial P}{\partial r^*} \Big|_{r^* = \frac{r_0}{\tilde{H}}},$$

$$p_0 = P_0, \quad r^* = \frac{r_0}{\tilde{H}}, \quad \frac{\partial P_0}{\partial r^*} \Big|_{r^* = \frac{r_0}{\tilde{H}} - 1} = 0, \quad Z_0(0) = Z_0(2\pi) = e^{-\alpha \frac{p_0}{p}}; \quad (3.8.5)$$

– с учетом плавления:

$$\frac{\partial^2 u_1}{\partial r^2} = -\frac{1}{\alpha} \frac{dZ_1}{d\theta}, \quad \frac{\partial u_1}{\partial r} + \frac{\partial v_1}{\partial \theta} = 0,$$

$$\frac{\partial^2 P_1}{\partial r^{*2}} + \frac{1}{r^*} \frac{\partial P_1}{\partial r^*} + \frac{1}{r^{*2}} \frac{\partial P_1}{\partial \theta^2} = 0, \quad Z_0 \frac{d\Phi_1(\theta)}{d\theta} = -K \int_0^{h(\theta)} \left(\frac{\partial u_0}{\partial r} \right)^2 dr \quad (3.8.6)$$

с граничными условиями:

$$v_1 = 0, \quad v_1 = \left(\frac{\partial u_0}{\partial r} \right) \Big|_{r=0} \cdot \Phi_1(\theta); \quad u_1 = \left(\frac{\partial u_0}{\partial r} \right) \Big|_{r=0} \cdot \Phi_1(\theta), \quad v_1 = 0, \quad v_1 = 0, \quad u_1 = 0,$$

$$r = 1 + \eta \cos \theta, \quad u_1(0) = \tilde{M} \frac{\partial P}{\partial r^*} \Big|_{r^* = \frac{r_0}{\tilde{H}}}, \quad p_1 = P_1, \quad r^* = \frac{r_0}{\tilde{H}}, \quad \frac{\partial P_1}{\partial r^*} \Big|_{r^* = \frac{r_0}{\tilde{H}} - 1} = 0,$$

$$Z_1(0) = Z_1(2\pi) = 0. \quad (3.8.7)$$

Автомодельное решение системы (3.8.4) и (3.8.6) с учетом (3.8.5), (3.8.7) ищем так же, как в задаче 3.7, в результате получим расчетные формулы.

Для нулевого приближения:

$$\tilde{\Psi}'_0(\xi) = \frac{\tilde{C}_2}{2} (\xi^2 - \xi); \quad \tilde{u}_0(\xi) = \tilde{C}_1 \frac{\xi^2}{2} - \frac{N^2}{2N_1} \left(\frac{\xi^3}{3} - \frac{\xi^2}{2} \right) - \left(\frac{N^2}{12N_1} - \frac{\tilde{C}_1}{2} + 1 \right) \xi + 1;$$

$$\tilde{C}_2 = -\tilde{C}_1; \quad Z_0 = -\alpha \tilde{C}_1 (\eta \sin \theta) + e^{-\alpha \frac{P_g}{P^*}};$$

$$p_0 = \frac{6r_0 \eta \sin \theta (2r_0^2 - 2\tilde{H}r_0 + \tilde{H}^2) \left(1 + \alpha \frac{P_g}{P^*} - \frac{\alpha^2}{2} \left(\frac{P_g}{P^*} \right)^2 \right)}{12\tilde{H}^2 \tilde{M} (r_0 - \tilde{H}) \left(1 + \alpha \frac{P_g}{P^*} - \frac{\alpha^2}{2} \left(\frac{P_g}{P^*} \right)^2 \right) + r_0 (2r_0^2 - 2\tilde{H}r_0 + \tilde{H}^2)} + \frac{P_g}{P^*}. \quad (3.8.8)$$

Для функции, определяющей расплавленный контур подшипниковой втулки:

$$\Phi_1(\theta) = \frac{1}{\sup_{\theta \in [0; 2\pi]} Z_0} \left[(\theta - \eta \sin \theta) \left(-\tilde{C}_1^2 + 4 + \frac{N^4}{720N_1^2} \right) + \tilde{\alpha} \right]. \quad (3.8.9)$$

Для первого приближения:

$$\tilde{\Psi}'_1(\xi) = \frac{\tilde{C}_2}{2} (\xi^2 - \xi); \quad \tilde{u}_1(\xi) = \tilde{C}_1 \frac{\xi^2}{2} - \left(-\frac{\tilde{C}_1}{2} + M \right) \xi + M; \quad \tilde{C}_1 = 6M;$$

$$\tilde{C}_2 = -M\tilde{C}_1; \quad Z_1 = -\alpha \tilde{C}_1 M \eta \sin \theta;$$

$$p_1 = \frac{6Mr_0\eta\sin\theta(2r_0^2 - 2\tilde{H}r_0 + \tilde{H}^2)\left(1 + \alpha\frac{p_g}{p^*} - \frac{\alpha^2}{2}\left(\frac{p_g}{p^*}\right)^2\right)}{12\tilde{H}^2\tilde{M}(r_0 - \tilde{H})\left(1 + \alpha\frac{p_g}{p^*} - \frac{\alpha^2}{2}\left(\frac{p_g}{p^*}\right)^2\right) + r_0(2r_0^2 - 2\tilde{H}r_0 + \tilde{H}^2)}. \quad (3.8.10)$$

С учетом (3.8.4), (3.8.6), (3.8.8) и (3.8.10) для несущей способности подшипника и силы трения получим:

$$R_x = p^* r \int_0^{2\pi} \left(p_0 - \frac{p_g}{p^*} + Kp_1 \right) \cos\theta d\theta = 0;$$

$$R_y = p^* r \int_0^{2\pi} \left(p_0 - \frac{p_g}{p^*} + Kp_1 \right) \sin\theta d\theta = \frac{\mu_0 \Omega r_0^3}{\delta^2} \tilde{C}_1 \eta \pi \left(1 + \alpha \frac{p_g}{p^*} - \frac{\alpha^2}{2} \left(\frac{p_g}{p^*} \right)^2 \right) (1 + KM);$$

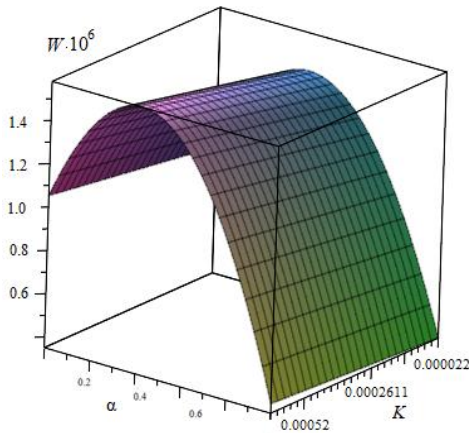
$$L_{\text{тр}} = \mu \int_0^{2\pi} \left[\left. \frac{\partial u_0}{\partial r} \right|_{r=0} + K \left. \frac{\partial u_1}{\partial r} \right|_{r=0} \right] d\theta =$$

$$= \mu_0 \left(1 - \alpha p + \frac{\alpha^2 p^2}{2} \right) \left(1 - \frac{N^2}{6N_1} + \frac{N^2}{4N} \right) \left[-2\pi + \frac{K\pi^2}{34} \left(\tilde{C}_1^2 + 4 + \frac{N^4}{720N_1} \right) \right]. \quad (3.8.11)$$

Для численных расчетов используем аналогичные решения.

В результате численного анализа построены зависимости, представленные на рисунке 3.8., позволяющие сделать следующие выводы:

а)



б)

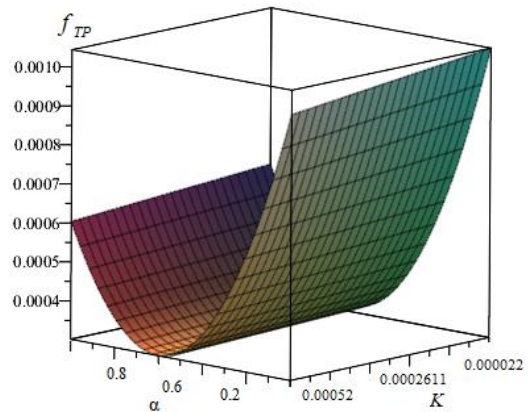


Рисунок 3.8 – Влияние теплового параметра K и параметра α , характеризующего вязкость, на величины составляющей вектора силы (а) и коэффициента трения (б)

– для обеспечения гидродинамического режима смазывания определялась величина коэффициента трения при работе подшипника скольжения с пористым и легкоплавким покрытиями на смазочном материале и металлическом расплаве, обладающих микрополярными реологическими свойствами. При этом установлено, что покрытия оказывают на коэффициент трения в 3–5 раз более интенсивное влияние, чем реологические свойства применяемых смазочных материалов. Это доказывает эффективность применения легкоплавкого и пористого покрытия на контактирующих поверхностях;

– кроме того, установлено, что нагрузочная способность с легкоплавким металлическим и пористым покрытием подшипниковой втулки и цапфы при учете общих реологических свойств расплава покрытия и смазочного материала, а также проницаемости пористого тела от гидродинамического давления увеличивается на $\approx 7\text{--}12\%$, а коэффициент трения уменьшается на $9\text{--}13\%$.

3.3 Подшипники со специальным опорным профилем

Задача 3.9

Рассмотрим задачу 2.9 для упорного подшипника, когда смазочный материал и расплав в рабочем зазоре обладают микрополярными свойствами (см. рисунок 2.14).

Для решения данной задачи исходной является система (3.1.5) с соответствующими граничными условиями к ней:

$$\frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + \frac{N^2}{2N_1 h(x)} (2y - h(x)) = \frac{1}{\mu} \frac{dp}{dx}; \quad v = \frac{1}{2N_1 h(x)} (y^2 - h(x)y);$$

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} = 0, \quad \frac{d\Phi(x)}{dx} = -K \int_{-\Phi(x)}^{h(x)} \left(\frac{\partial u}{\partial y} \right)^2 dy; \quad (3.9.1)$$

$$v = 0, \quad v = 0, \quad u = 0, \quad \text{при } y = 1 + \eta x - \eta_1 \sin \omega x;$$

$$v = 0, \quad v = 0, \quad u = -1 \quad \text{при } y = -\Phi(x);$$

$$p(0) = p(1) = \frac{P_a}{P^*}; \quad \Phi(x) = K\Phi_0 \quad \text{при } x = 0. \quad (3.9.2)$$

Асимптотическое решение системы (3.9.1) ищем аналогично задаче 3.1, в результате запишем систему уравнений с граничными условиями:

– для нулевого приближения:

$$\frac{\partial^2 u_0}{\partial y^2} + \frac{N^2}{2N_1 h(x)} (2y - h(x)) = \frac{1}{\mu} \frac{dp_0}{dx}, \quad \frac{\partial v_0}{\partial x} + \frac{\partial u_0}{\partial y} = 0, \quad (3.9.3)$$

$v_0 = 0, v_0 = 0, u_0 = 0$ при $y = 1 + \eta x - \eta_1 \sin \omega x$; $v_0 = 0, u_0 = -1, v_0 = 0$ при $y = 0$;

$$p_0(0) = p_0(1) = \frac{P_a}{p^*}; \quad K\Phi_0(0) = K\Phi_0; \quad (3.9.4)$$

– для первого приближения:

$$\frac{\partial^2 u_1}{\partial y^2} = \frac{1}{\mu} \frac{dp_1}{dx}, \quad \frac{\partial v_1}{\partial x} + \frac{\partial u_1}{\partial y} = 0, \quad \frac{d\Phi_1(x)}{dx} = -K \int_{-\Phi_0}^{h(x)} \left(\frac{\partial u_0}{\partial y} \right)^2 dy, \quad (3.9.5)$$

$$v_1 = \left(\frac{\partial u_0}{\partial y} \right) \Big|_{y=0} \cdot \Phi_1(x); \quad u_1 = \left(\frac{\partial u_0}{\partial y} \right) \Big|_{y=0} \cdot \Phi_1(x);$$

$$v_1 = 0, \quad v_1 = 0, \quad u_1 = 0 \quad \text{при} \quad y = h(x) + \tilde{\Phi};$$

$$p_1(0) = p_1(1) = 0, \quad \Phi(0) = \Phi(1) = h_0^*. \quad (3.9.6)$$

Автомодельное решение системы (3.9.3) и (3.9.5) с учетом (3.9.4) и (3.9.6) ищем аналогично предыдущим задачам, в результате для поля скоростей и давления в смазочном слое получим расчетные формулы.

Для нулевого приближения:

$$\tilde{\Psi}'_0(\xi) = \frac{\tilde{C}_2}{2} (\xi^2 - \xi); \quad \tilde{u}_0(\xi) = \tilde{C}_1 \frac{\xi^2}{2} - \frac{N^2}{2N_1} \left(\frac{\xi^3}{3} - \frac{\xi^2}{2} \right) - \left(\frac{N^2}{12N_1} + \frac{\tilde{C}_1}{2} + 1 \right) \xi + 1;$$

$$\tilde{C}_1 = 6, \quad \tilde{C}_2 = -6 \left(1 + \frac{1}{2} \eta + \frac{\eta_1}{\omega} (\cos \omega - 1) \right);$$

$$P_0 = 6 \left(\frac{\eta}{2} (x^2 - x) + \frac{\eta_1}{\omega} (\cos \omega x - 1 - x(\cos \omega - 1)) \right) + \frac{P_a}{p^*}. \quad (3.9.7)$$

Для функции, определяющей расплавленный контур опорного кольца:

$$\Phi_1(x) = x - \frac{1}{2} \eta x^2 - \frac{\eta_1}{\omega} \cos \omega x + \frac{N^4}{720N_1^2} \left(x - \frac{\eta}{2} x^2 - \frac{\eta_1}{\omega} \cos \omega x \right) + h_0^*. \quad (3.9.8)$$

Для первого приближения:

$$\tilde{\Psi}'_1(\xi) = \frac{\tilde{C}_2}{2} (\xi^2 - \xi); \quad \tilde{u}_1(\xi) = \tilde{C}_1 \frac{\xi^2}{2} - \left(\frac{\tilde{C}_1}{2} + M \right) \xi + M;$$

$$\begin{aligned}\tilde{C}_1 &= 6M; \quad \tilde{C}_2 = -6M \left(1 + \frac{1}{2} \tilde{\eta} + \frac{\tilde{\eta}_1}{\omega} (\cos \omega - 1) \right) (1 + \tilde{\Phi}); \\ P_1 &= \frac{6M}{(1 + \tilde{\Phi})^2} \left(\frac{\tilde{\eta}}{2} (x^2 - x) + \frac{\tilde{\eta}_1}{\omega} (\cos \omega x - 1 - x(\cos \omega - 1)) \right).\end{aligned}\quad (3.9.9)$$

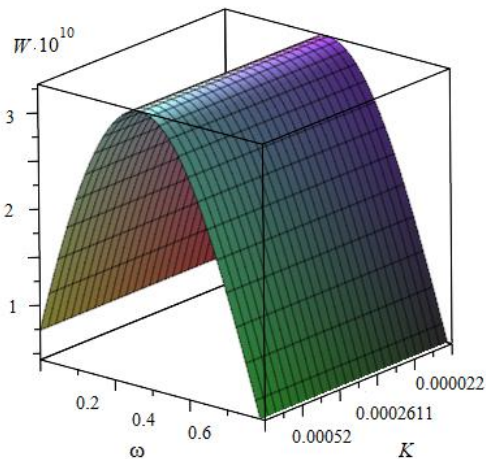
Используя равенство (3.9.3), (3.9.5), (3.9.7) и (3.9.9), для несущей способности подшипника и силы трения имеем:

$$\begin{aligned}W &= p^* L \int_0^1 \left(\left(p_0 - \frac{p_a}{p^*} \right) + K p_1 \right) dx = \frac{3(2\mu + \kappa) L^2 u^*}{h_0^2} \left(-\frac{\eta}{12} + \frac{\eta_1}{\omega} \left(\frac{\sin \omega}{\omega} - \frac{1}{2} - \frac{\cos \omega}{2} \right) \right) + \\ &\quad + \frac{KM}{(1 + \tilde{\Phi})^2} \left(-\frac{\tilde{\eta}}{12} + \frac{\tilde{\eta}_1}{\omega} \left(\frac{\sin \omega}{\omega} - \frac{1}{2} - \frac{\cos \omega}{2} \right) \right); \\ L_{\text{тр}} &= \int_0^1 \left[\frac{\partial u_0}{\partial y} \Big|_{y=0} + K \frac{\partial v_1}{\partial y} \Big|_{y=0} \right] dx = (2\mu + \kappa) \left(1 - \frac{\eta}{2} - \frac{\eta_1}{\omega} (\cos \omega - 1) \right) + \\ &\quad + \frac{N^2}{4N_1} \left(1 + \frac{\eta}{2} + \frac{\eta_1}{\omega} (\cos \omega - 1) \right) - \tilde{\Phi} K \left(1 - \eta - \frac{2\eta_1}{\omega} (\cos \omega - 1) + \frac{N^2}{4N_1} \right).\end{aligned}\quad (3.9.10)$$

Для численных расчетов используем аналогичные решения.

В результате численного анализа построены зависимости, представленные на рисунке 3.9, позволяющие сделать следующие выводы.

а)



б)

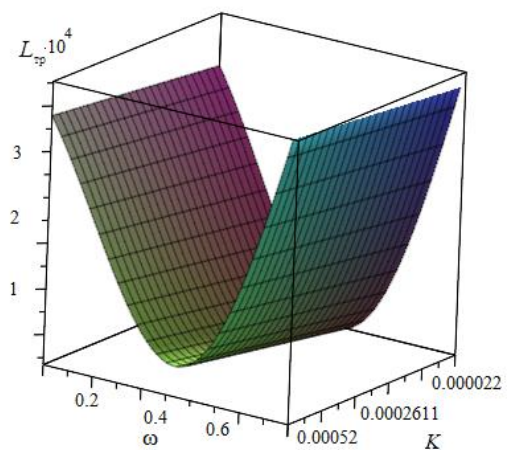


Рисунок 3.9 – Влияние параметра ω , характеризующего адаптированный профиль, и теплового параметра K , характеризующего расплав, на величины (а) несущей способности и (б) силы трения

Результаты анализа полученных уточненных расчетных моделей упорных подшипников с легкоплавким покрытием поверхности опорного кольца и адаптированным профилем ползуна при работе на смазочном материале и расплаве, обладающих при ламинарном режиме течения микрополярными свойствами, показали, что влияние на коэффициент трения и несущую способность адаптированного профиля и расплава покрытия в 2–4 раза интенсивнее, чем влияние реологических свойств применяемых смазочных материалов.

Задача 3.10

Рассмотрим приведенную задачу 3.9 для усложненного случая, когда вязкость жидкого смазочного материала и металлического расплава покрытия, обладающих микрополярными свойствами, зависят от давления, что существенно уточняет расчетную модель.

Зависимость вязкости от давления задается следующим выражением:

$$\mu' = \mu_0 e^{\tilde{\alpha} p'}, \quad \kappa' = \kappa_0 e^{\tilde{\alpha} p'}, \quad \gamma' = \gamma_0 e^{\tilde{\alpha} p'}. \quad (3.10.1)$$

Исходной системой уравнения для решения данной задачи является безразмерная система уравнений (3.2.4) с учетом (3.10.1) с граничными условиями

$$\frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + \frac{N^2}{2N_1 h(x)} (2y - h(x)) = -\frac{1}{\alpha} \frac{dz}{dx}, \quad v = \frac{1}{2N_1 h(x)} (y^2 - h(x)y),$$

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} = 0, \quad z \frac{d\Phi(x)}{dx} = -K \int_{-\Phi(x)}^{h(x)} \left(\frac{\partial u}{\partial y} \right)^2 dy, \quad (3.10.2)$$

$$v = 0, \quad v = 0, \quad u = 0 \quad \text{при} \quad y = 1 + \eta x - \eta_1 \sin \omega x = h(x);$$

$$v = 0, \quad u = -1, \quad v = 0 \quad \text{при} \quad y = -\Phi(x); \quad z(0) = z(1) = e^{-\alpha \frac{P_a}{P}}. \quad (3.10.3)$$

Аналогично задаче 3.9 в результате асимптотического решения системы (3.10.2) будем иметь систему уравнения с граничными условиями:

– для нулевого приближения:

$$\frac{\partial^2 u_0}{\partial y^2} + \frac{N^2}{2N_1 h(x)} (2y - h(x)) = -\frac{1}{\alpha} \frac{dz_0}{dx}, \quad \frac{\partial v_0}{\partial x} + \frac{\partial u_0}{\partial y} = 0; \quad (3.10.4)$$

$$v_0 = 0, \quad v_0 = 0, \quad u_0 = 0 \quad \text{при} \quad y = 1 + \eta x - \eta_1 \sin \omega x;$$

$$v_0 = 0, \quad u_0 = -1, \quad v_0 = 0 \quad \text{при} \quad y = 0; \quad z_0(0) = z_0(1) = e^{-\alpha \frac{P_a}{P^*}}; \quad (3.10.5)$$

– для первого приближения:

$$\frac{\partial^2 u_1}{\partial y^2} = -\frac{1}{\alpha} \frac{dz_1}{dx}, \quad \frac{\partial v_1}{\partial x} + \frac{\partial u_1}{\partial y} = 0, \quad z_0 \frac{d\Phi_1(x)}{dx} = -K \int_{-\Phi_0(x)}^{h(x)} \left(\frac{\partial u_0}{\partial y} \right)^2 dy; \quad (3.10.6)$$

$$v_1 = \left(\frac{\partial v_0}{\partial y} \right) \Big|_{y=0} \cdot \Phi_1(x); \quad u_1 = \left(\frac{\partial u_0}{\partial y} \right) \Big|_{y=0} \cdot \Phi_1(x);$$

$$v_1 = 0, \quad v_1 = 0, \quad u_1 = 0 \quad \text{при} \quad y = h(x) + \tilde{\Phi};$$

$$z_1(0) = z_1(1) = 0, \quad \Phi(0) = \Phi(1) = h_0^*. \quad (3.10.7)$$

Автомодельное решение системы (3.10.4) и (3.10.6) с учетом (3.10.5), (3.10.7) аналогично задаче 3.2, в результате получим расчетные формулы.

Для нулевого приближения:

$$\tilde{\Psi}'_0(\xi) = \frac{\tilde{C}_2}{2} (\xi^2 - \xi), \quad \tilde{C}_1 = 6, \quad \tilde{C}_2 = -6 \left(1 + \frac{1}{2} \eta + \frac{\eta_1}{\omega} (\cos \omega - 1) \right),$$

$$\tilde{u}_0(\xi) = \tilde{C}_1 \frac{\xi^2}{2} - \frac{N^2}{2N_1} \left(\frac{\xi^3}{3} - \frac{\xi^2}{2} \right) - \left(\frac{N^2}{12N_1} + \frac{\tilde{C}_1}{2} + 1 \right) \xi + 1,$$

$$z_0 = -6\alpha \left(\frac{\eta}{2} (x^2 - x) + \frac{\eta_1}{\omega} (\cos \omega x - 1 - x(\cos \omega - 1)) \right) + e^{-\alpha \frac{P_a}{P^*}}. \quad (3.10.8)$$

Для функции, определяющей расплавленный контур направляющей:

$$\Phi_1(x) = \frac{1}{\sup_{x \in [0;1]} z_0(x)} \left(x - \frac{1}{2} \eta x^2 - \frac{\eta_1}{\omega} \cos \omega x + \frac{N^4}{720N_1^2} \left(x - \frac{\eta}{2} x^2 \cos \omega x \right) \right) + h_0^*. \quad (3.10.9)$$

Для первого приближения

$$\tilde{\Psi}'_1(\xi) = \frac{\tilde{C}_2}{2} (\xi^2 - \xi), \quad \tilde{C}_1 = 6M, \quad \tilde{u}_1(\xi) = \tilde{C}_1 \frac{\xi^2}{2} - \left(\frac{\tilde{C}_1}{2} + M \right) \xi + M,$$

$$\tilde{C}_2 = -6M \left(\left(1 + \frac{1}{2} \tilde{\eta} \right) + \frac{\tilde{\eta}_1}{\omega} (\cos \omega - 1) \right) (1 + \tilde{\Phi}),$$

$$z_1(x) = -\frac{6\alpha M}{(1 + \tilde{\Phi})^2} \left(\frac{\tilde{\eta}}{2} (x^2 - x) + \frac{\tilde{\eta}_1}{\omega} (\cos \omega x - 1 - x(\cos \omega - 1)) \right),$$

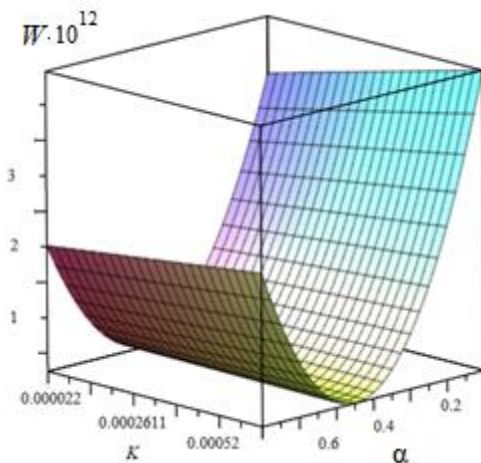
$$p = \frac{p_a}{p^*} - \left[\frac{6}{(1 + \tilde{\Phi})^2} \left((x^2 - x) \left(\eta(1 + \tilde{\Phi})^2 + \frac{\tilde{\eta}}{2} \right) + \left(\frac{\cos \omega x - 1 - x(\cos \omega - 1)}{\omega} \right) \times \right. \right. \\ \left. \left. \times \left(\eta_1(1 + \tilde{\Phi})^2 + \tilde{\eta}_1 \right) \right) \right] (1 + KM) \left(1 + \alpha \frac{p_a}{p^*} - \frac{\alpha^2}{2} \left(\frac{p_a}{p^*} \right)^2 \right). \quad (3.10.10)$$

С учетом (3.10.4), (3.10.6) и (3.10.10) для несущей способности подшипника и силы трения получим:

$$W = p^* L \int_0^1 \left(p - \frac{p_a}{p^*} \right) dx = \frac{3(2\mu_0 + \kappa_0) L^2 u^*}{h_0^2} \left(1 + \alpha \frac{p_a}{p^*} - \frac{\alpha^2}{2} \left(\frac{p_a}{p^*} \right)^2 \right) \times \\ \times \left(-\frac{\eta}{12} + \frac{\eta_1}{\omega} \left(\frac{\sin \omega}{\omega} - \frac{1}{2} - \frac{\cos \omega}{\omega} \eta \right) + \frac{KM}{(1 + \tilde{\Phi})^2} \left(-\frac{\tilde{\eta}}{12} + \frac{\tilde{\eta}_1}{\omega} \left(\frac{\sin \omega}{\omega} - \frac{1}{2} - \frac{\cos \omega}{\omega} \right) \right) \right); \\ L_{\text{тр}} = \mu \int_0^1 \left[\left. \frac{\partial u_0}{\partial y} \right|_{y=0} + K \left. \frac{\partial u_1}{\partial y} \right|_{y=0} \right] dx = (2\mu_0 + \kappa_0) \left[1 - \frac{\eta}{2} - \frac{\eta_1}{\omega} (\cos \omega - 1) + \right. \\ \left. + \frac{N^2}{4N_1} \left(1 + \frac{\eta}{2} + \frac{\eta_1}{\omega} (\cos \omega - 1) \right) - K \tilde{\Phi} \left(1 - \eta - \frac{2\eta_1}{\omega} (\cos \omega - 1) + \frac{N^2}{4N_1} \right) \right]. \quad (3.10.11)$$

В результате численного анализа построены графики зависимостей, представленные на рисунке 3.10, позволяющие сделать выводы.

а)



б)

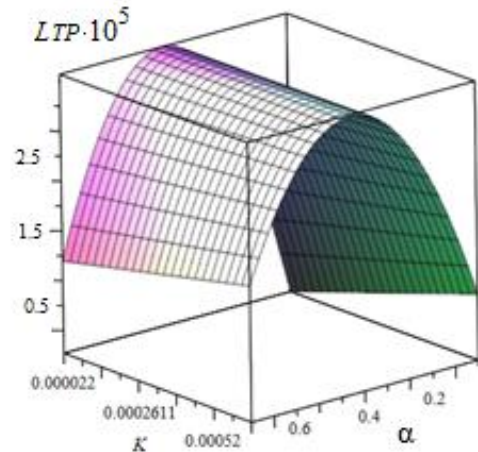


Рисунок 3.10 – Влияние параметра ω , характеризующего адаптированный профиль, и параметра α , характеризующего вязкость, на величину (а) нагрузочной способности подшипника и (б) силы трения

Полученные выше модели упорных подшипников скольжения с легкоплавким покрытием поверхности опорного кольца и адаптированным профилем ползуна с наклонной контактной поверхностью, работающих в гидродинамическом режиме на жидком смазочном материале и металлическом расплаве, с учетом зависимости вязкости смазочных материалов и расплава покрытия, обладающих при ламинарном режиме течения микрополярными реологическими свойствами, от давления показали, что параметры K , N^2 , N_1 , α , ω вносят значительный вклад в величину триботехнических характеристик подшипников. Установлено, что несущая способность опор скольжения с учетом вышеуказанных факторов превышает на 15–17 % стандартные подшипники скольжения. Коэффициент трения при этом уменьшается на 18–20 %.

Задача 3.11

Рассмотрим решенную выше задачу 2.11 для радиальных подшипников скольжения, когда смазочный материал и металлический расплав в рабочем зазоре обладают микрополярными свойствами (см. рисунок 2.12).

Для решения данной задачи исходными являются система уравнений (3.3.7), (3.3.9) и граничные условия к ним (3.3.8), (3.3.10) с учетом адаптированного профиля опорной поверхности подшипниковой втулки:

– для нулевого приближения:

$$\frac{\partial^2 u_0}{\partial r^2} + \frac{N^2}{2N_1 h(\theta)} (2r(\theta) - h(\theta)) = \frac{1}{\mu} \frac{dp_0}{d\theta}, \quad \frac{\partial v_0}{\partial r} + \frac{\partial u_0}{\partial \theta} = 0, \quad (3.11.1)$$

$$v_0 = 1, \quad u_0 = -\eta \sin \theta, \quad v_0 = 0 \quad \text{при} \quad r = 1 + \eta \cos \theta - \eta_1 \sin \omega \theta = h(\theta);$$

$$v_0 = 0, \quad u_0 = 0, \quad v_0 = 0 \quad \text{при} \quad r = 0; \quad p_0(0) = p_0(2\pi) = \frac{P_g}{P^*}; \quad (3.11.2)$$

– для первого приближения:

$$\frac{\partial^2 u_1}{\partial r^2} = \frac{1}{\mu} \frac{dp_1}{d\theta}; \quad \frac{\partial v_1}{\partial r} + \frac{\partial u_1}{\partial \theta} = 0; \quad \frac{d\Phi_1(\theta)}{d\theta} = -K \int_{\Phi(0)}^{h(\theta)} \left(\frac{\partial u_0}{\partial r} \right)^2 dr, \quad (3.11.3)$$

$$v_1 = \left(\frac{\partial v_0}{\partial r} \right) \Big|_{r=0} \cdot \tilde{\Phi}; \quad u_1 = \left(\frac{\partial u_0}{\partial r} \right) \Big|_{r=0} \cdot \tilde{\Phi};$$

$$v_1 = 0; \quad u_1 = 0, \quad v_1 = 0 \quad \text{при} \quad r = h(\theta) + \tilde{\Phi};$$

$$p_1(0) = p_1(2\pi) = 0; \quad \Phi_1(0) = \Phi_1(2\pi) = h_0^*. \quad (3.11.4)$$

Аналогично находим автомодельное решение для системы уравнений (3.11.1)–(3.11.4), в результате получим расчетные формулы:

– для нулевого приближения:

$$\tilde{\Psi}'_0(\xi) = \frac{\tilde{C}_2}{2}(\xi^2 - \xi); \quad \tilde{u}_0(\xi) = \tilde{C}_1 \frac{\xi^2}{2} - \frac{N^2}{2N_1} \left(\frac{\xi^3}{3} - \frac{\xi^2}{2} \right) - \left(\frac{N^2}{12N_1} + \frac{\tilde{C}_1}{2} + 1 \right) \xi + 1; \quad \tilde{C}_1 = 6;$$

$$\tilde{C}_2 = -\tilde{C}_1 \frac{2\eta_1}{\omega} \left(1 + \frac{\eta_1}{2\pi\omega} (\cos 2\pi\omega - 1) \right);$$

$$p_0 = 6 \left(\eta \sin \theta + \frac{\eta_1}{\omega} (\cos \omega\theta - 1) - \frac{\eta_1 \theta}{2\pi\omega} (\cos 2\pi\omega - 1) \right) + \frac{P_g}{P^*}; \quad (3.11.5)$$

– для первого приближения:

$$\tilde{\Psi}'_1(\xi) = \frac{\tilde{C}_2}{2}(\xi^2 - \xi); \quad \tilde{u}_1(\xi) = \tilde{C}_1 \frac{\xi^2}{2} - \left(\frac{\tilde{C}_1}{2} + M \right) \xi + M; \quad \tilde{C}_1 = 6M;$$

$$\tilde{C}_2 = -6M \left(1 + \frac{\tilde{\eta}_1}{2\pi\omega} (\cos 2\pi\omega) \right) (1 + \tilde{\Phi});$$

$$p_1 = \frac{6M}{(1 + \tilde{\Phi})^2} \left(\tilde{\eta} \sin \theta + \frac{\tilde{\eta}_1 \cos \omega\theta}{\omega} - \frac{\eta_1 \theta}{2\pi\omega} (\cos 2\pi\omega - 1) \right). \quad (3.11.6)$$

Для функции, определяющей расплавленный контур подшипниковой втулки:

$$\Phi_1(\theta) = \left(\theta - \eta \sin \theta - \frac{\eta_1}{\omega} \cos \omega\theta \right) \left(1 - \frac{N^4}{720N_1^2} \right) + h_0^*. \quad (3.11.7)$$

С учетом (3.11.1), (3.11.3), (3.11.5) и (3.11.6) для несущей способности подшипника и силы трения получим:

$$R_x = p^* r_0 \int_0^{2\pi} \left(p_0 - \frac{P_g}{P^*} + Kp_1 \right) \cos \theta d\theta = 0;$$

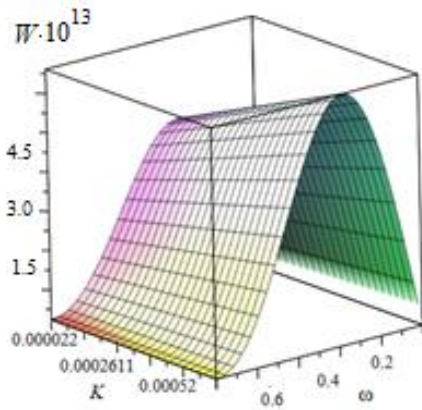
$$R_y = p^* r_0 \int_0^{2\pi} \left(p_0 - \frac{P_g}{P^*} + Kp_1 \right) \sin \theta d\theta = \frac{(2\mu + \kappa) r_0}{\delta^2} \left(\pi\eta + \frac{\eta_1}{\pi\omega} (\cos 2\pi\omega - 1) + \right.$$

$$\left. + \frac{KM}{(1 + \tilde{\Phi})^2} \left(\frac{\tilde{\eta}_1 \pi}{\omega} (\cos 2\pi\omega - 1) + \frac{\eta_1}{\pi} \right) \right);$$

$$L_{\text{тр}} = \mu \int_0^{2\pi} \left[\frac{\partial u_0}{\partial r} \Big|_{r=0} + K \frac{\partial u_1}{\partial r} \Big|_{r=0} \right] d\theta = (2\mu + \kappa) \left(-2\pi + \frac{\eta_1}{\omega} (\cos 2\pi\omega - 1) + \right. \\ \left. + \frac{N^2}{4N_1} \left(2\pi + \frac{\eta_1}{\omega} (\cos 2\pi\omega - 1) + K\tilde{\Phi} \left(2\pi - \frac{2\eta_1}{\omega} (\cos 2\pi\omega - 1) \right) \right) \right). \quad (3.11.8)$$

В результате численного анализа построены зависимости, представленные на рисунке 3.11, позволяющие сделать выводы.

а)



б)

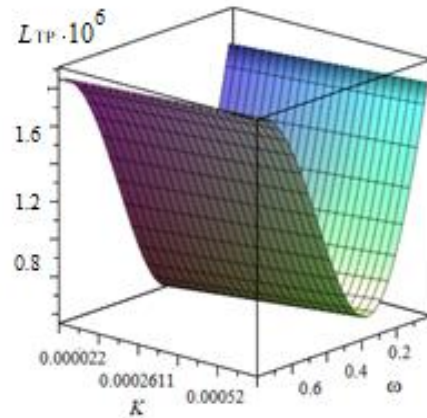


Рисунок 3.11 – Влияние параметра ω , характеризующего адаптированный профиль, и теплового параметра K , характеризующего расплав, на величину нагрузочной способности (а) и силы трения (б)

В полученных моделях радиальных подшипников скольжения одновременно учтено смазывание расплавом легкоплавкого металлического покрытия поверхности вала и влияние адаптированного к условиям трения профиля подшипниковой втулки. Гидродинамический режим осуществлялся как жидким смазочным материалом, так и расплавом, обладающими при ламинарном режиме течения микрополярыми свойствами. Влияние конструкции подшипника и условий смазывания на коэффициент трения и несущую способность проявляется в 2–4 раза интенсивнее, чем реологические свойства применяемых смазочных материалов.

Задача 3.12

Обобщим приведенную ниже задачу 3.11 для случая, когда дополнительно исследуем зависимость вязкости микрополярного смазочного материала от давления, что существенно уточняет расчетную модель. Полагаем, что вязкостные характеристики зависят от давления по закону:

$$\mu' = \mu_0 e^{\tilde{\alpha} p'}, \quad \kappa' = \kappa_0 e^{\tilde{\alpha} p'}, \quad \gamma' = \gamma_0 e^{\tilde{\alpha} p'}. \quad (3.12.1)$$

Для решения данной задачи исходными являются система уравнений (3.4.4), (3.4.6) и граничные условия к ним (3.4.5), (3.4.7) с учетом адаптированного профиля опорной поверхности подшипниковой втулки:

– для нулевого приближения:

$$\frac{\partial^2 u_0}{\partial r^2} + \frac{N^2}{2N_1 h(\theta)} (2r - h(\theta)) = -\frac{1}{\alpha} \frac{dZ_0}{d\theta}, \quad \frac{\partial v_0}{\partial r} + \frac{\partial u_0}{\partial \theta} = 0, \quad (3.12.2)$$

$$v_0 = 1, \quad u_0 = 0, \quad v_0 = 0 \quad \text{при} \quad r = 1 + \eta \cos \theta - \eta_1 \sin \omega \theta = h(\theta);$$

$$v_0 = 0, \quad u_0 = 0, \quad v_0 = 0 \quad \text{при} \quad r = 0; \quad Z_0(0) = Z_0(2\pi) = e^{-\alpha \frac{P_g}{P^*}}; \quad (3.12.3)$$

– для первого приближения:

$$\frac{\partial^2 u_1}{\partial r^2} = -\frac{1}{\alpha} \frac{dZ_1}{d\theta}; \quad \frac{\partial v_1}{\partial r} + \frac{\partial u_1}{\partial \theta} = 0; \quad Z_0 \frac{d\Phi_1(\theta)}{d\theta} = -K \int_{\Phi(\theta)}^{h(\theta)} \left(\frac{\partial u_0}{\partial r} \right)^2 dr, \quad (3.12.4)$$

$$v_1 = \left(\frac{\partial v_0}{\partial r} \right) \Big|_{r=0} \cdot \tilde{\Phi}; \quad u_1 = \left(\frac{\partial u_0}{\partial r} \right) \Big|_{r=0} \cdot \tilde{\Phi}; \quad (3.12.5)$$

$$v_1 = 0, \quad u_1 = 0, \quad v_1 = 0 \quad \text{при} \quad r = h(\theta) + \tilde{\Phi};$$

$$z_1(0) = z_1(2\pi) = 0; \quad \Phi(0) = \Phi(2\pi) = h_0^*.$$

Аналогично задаче 2.11, находя выражение для поля скорости и давления, получим:

– для нулевого приближения:

$$\tilde{\Psi}'_0(\xi) = \frac{\tilde{C}_2}{2} (\xi^2 - \xi); \quad \tilde{y}_0(\xi) = \tilde{C}_1 \frac{\xi^2}{2} - \frac{N^2}{2N_1} \left(\frac{\xi^3}{3} - \frac{\xi^2}{2} \right) - \left(\frac{N^2}{12N_1} + \frac{\tilde{C}_1}{2} + 1 \right) \xi + 1; \quad \tilde{C}_1 = 6;$$

$$\tilde{C}_2 = -\tilde{C}_1 \left(1 + \frac{\tilde{\eta}_1}{2\pi\omega} (\cos 2\pi\omega - 1) \right);$$

$$Z_0 = -6\alpha \left(\eta \sin \theta + \frac{\eta_1}{\omega} (\cos \omega \theta - 1) - \frac{\eta_1 \theta}{2\pi\omega} (\cos 2\pi\omega - 1) \right) + e^{-\alpha \frac{P_g}{P^*}}. \quad (3.12.6)$$

Для функции, определяющей расплавленный контур:

$$\Phi_1(\theta) = \frac{1}{\sup_{\theta \in [0; 2\pi]} \left(\theta - \eta \sin \theta - \frac{\eta_1}{\omega} \cos \omega \theta \right)} \left(1 - \frac{N^4}{720N_1^2} \right) + h_0^*; \quad (3.12.7)$$

– для первого приближения:

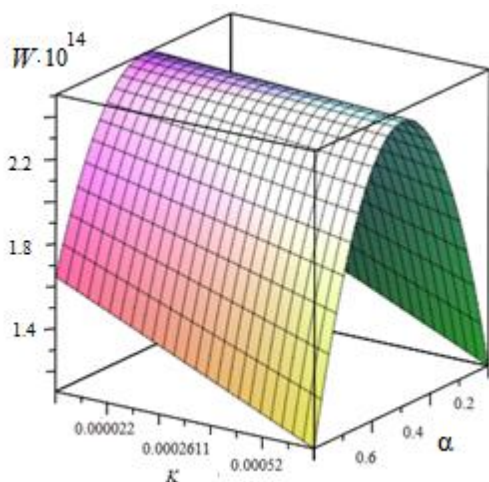
$$\begin{aligned} \tilde{\Psi}'_1(\xi) &= \frac{\tilde{C}_2}{2} (\xi^2 - \xi); \quad \tilde{u}_1(\xi) = \tilde{C}_1 \frac{\xi^2}{2} - \left(\frac{\tilde{C}_1}{2} + M \right) \xi + M; \quad \tilde{C}_1 = 6M; \\ \tilde{C}_2 &= -6M \left(1 + \frac{\tilde{\eta}_1}{2\pi\omega} (\cos 2\pi\omega - 1) \right) (1 + \tilde{\Phi}); \\ Z_1 &= -\frac{6M\alpha}{(1 + \tilde{\Phi})^2} \left(\tilde{\eta} \sin \theta + \frac{\tilde{\eta}_1}{\omega} (\cos \omega \theta - 1) - \frac{\tilde{\eta}_1 \theta}{2\pi\omega} (\cos 2\pi\omega - 1) \right); \\ p &= \frac{P_g}{P^*} - \left[\frac{6}{(1 + \tilde{\Phi})^2} \left(\sin \theta \left(\eta (1 + \tilde{\Phi})^2 + \tilde{\eta} \right) + \frac{\cos \omega \theta - \frac{\theta}{2\pi} (\cos 2\pi - 1)}{\omega} \left(\eta_1 (1 + \tilde{\Phi})^2 + \tilde{\eta}_1 \right) \right) \times \right. \\ &\quad \left. \times (1 + KM) \left(1 + \alpha \frac{P_a}{P^*} - \frac{\alpha^2}{2} \left(\frac{P_a}{P^*} \right)^2 \right) \right]. \quad (3.12.8) \end{aligned}$$

С учетом (3.12.2), (3.12.4) и (3.12.8) для несущей способности подшипника и силы трения получим:

$$\begin{aligned} R_x &= p^* r_0 \int_0^{2\pi} \left(p - \frac{P_g}{P^*} \right) \cos \theta d\theta = 0; \\ R_y &= p^* r_0 \int_0^{2\pi} \left(p - \frac{P_g}{P^*} \right) \sin \theta d\theta = \frac{6(2\mu_0 + \kappa_0) \Omega \delta^3}{\delta^2} \left(1 + \alpha \frac{P_g}{P^*} - \frac{\alpha^2}{2} \left(\frac{P_g}{P^*} \right)^2 \right) \times \\ &\quad \times \left(\pi \eta + \frac{\eta_1}{\omega} (\cos 2\pi\omega - 1) + \frac{\eta_1}{\pi} \right) - \frac{KM}{(1 + \tilde{\Phi})^2} \left(\pi \tilde{\eta} + \frac{\tilde{\eta}_1}{\omega} (\cos 2\pi\omega - 1) + \frac{\tilde{\eta}_1}{\pi} \right); \\ L_{\text{тр}} &= \mu \int_0^{2\pi} \left[\frac{\partial u_0}{\partial r} \Big|_{r=0} + \frac{\partial u_1}{\partial r} \Big|_{r=0} \right] d\theta = (2\mu_0 + \kappa_0) \left(1 - \alpha p + \frac{\alpha^2 p^2}{2} \right) \left(-2\pi + \frac{\eta_1}{\omega} (\cos 2\pi\omega - 1) + \right. \\ &\quad \left. + \frac{N^2}{4N_1} \left(2\pi + \frac{\eta_1}{\omega} (\cos 2\pi\omega - 1) + K\tilde{\Phi} \left(2\pi - \frac{2\eta_1}{\omega} (\cos 2\pi\omega - 1) \right) \right) \right). \quad (3.12.9) \end{aligned}$$

В результате численного анализа построены зависимости, представленные на рисунке 3.12, позволяющие сделать выводы.

а)



б)

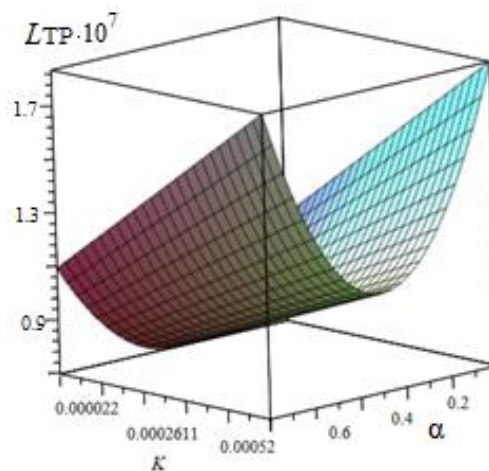


Рисунок 3.12 – Влияние параметра ω , характеризующего адаптированный профиль, и параметра α на величину (а) несущей способности и (б) силы трения

Полученные уточненные расчетные модели радиальных подшипников скольжения с легкоплавким покрытием поверхности вала и адаптированным профилем подшипниковой втулки, работающей в гидродинамическом режиме на смазочном материале и расплаве, с учетом зависимости вязкости смазочного материала и расплава покрытия, обладающих при ламинарном режиме течения микрополярными реологическими свойствами, от давления, показали значительный вклад параметров K , N^2 , N_1 , α , ω . Установлено, что несущая способность с учетом вышеуказанных факторов превышает на 22–28 % стандартные подшипники скольжения. Коэффициент трения при этом уменьшается на 25–28 %.

3.4 Выводы

1 В результате проведенных теоретических исследований радиальных и упорных подшипников скольжения установлены основные закономерности влияния конструктивных факторов (пористых, легкоплавких металлических покрытий и типа опорного профиля), а также условий гидродинамического

смазывания жидким смазочным материалом и металлическим расплавом, имеющими микрополярные реологические свойства, на такие основные триботехнические параметры, как потери на трение и несущая способность.

2 На основе анализа полученных моделей с расширенным набором переменных факторов и графиков, построенных на базе численных расчетов, установлена перспективность применения в исследованном диапазоне параметров жидких смазочных материалов с микрополярными реологическими свойствами, совместимыми с металлическим расплавом легкоплавких покрытий, способных обеспечить повышение несущей способности подшипников на 18,8 % и снижение потерь на трение в среднем на 22,5 %.

3 Сравнительный анализ моделей и результатов сочетаний всех вариантов переменных факторов в теоретических исследованиях, приведенных в данной главе, показал, что наиболее перспективным представляется сочетание в контактной зоне подшипника скольжения покрытия из легкоплавкого металла и опорной поверхности, имеющей профиль, адаптированный к конкретным условиям трения. Подобные подшипники при максимальной величине контактных напряжений вызывают во всем скоростном диапазоне снижение величины коэффициента трения в среднем на 32 %.

4 Анализ расчетных моделей подшипников, сочетающих пористые и легкоплавкие металлические покрытия, показал, что, несмотря на повышение демпфирующих свойств узла, вызванное пористой структурой, подобное сочетание должно давать наименьший эффект, который составляет не более 3–5 %.

Глава 4. МЕТОДИКА ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ

Основной целью экспериментальных исследований является подтверждение выводов, сделанных на основе теоретических результатов, а также проверка эффективности сделанных рекомендаций.

4.1 Структура исследований

Трибосистемы, работающие длительное время в условиях смазывания расплавами легкоплавких металлических сплавов, находят преимущественное применение в приборостроении. Это различные вращающиеся токосъемники или иные подвижные контакторы, где расплав, чаще всего ртуть, применяется для замыкания электрической цепи в условиях взаимного перемещения контактов и одновременно является жидким, весьма вязким, смазочным материалом. Ртутные опоры бывают капельные и кольцевые [198] и находят применение в самых разных приборах.

Ртуть плавится при $-39\text{ }^{\circ}\text{C}$, плохо смачивает окисленные металлические поверхности, растворяет металлы, образуя амальгамы, и имеет ядовитые пары.

Наибольший интерес представляет использование легкоплавких сплавов в упорных и радиальных подшипниках скольжения. В этом случае подшипниковые втулки имеют покрытие, например, из сплава Вуда (Bi – 50 %, Pb – 25 %, Sn – 12,5 %, Co – 12,5 %), имеющего температуру плавления $T \approx 68\text{ }^{\circ}\text{C}$, или баббитов марки Б83, Б92 (плавление при $T \approx 240\text{ }^{\circ}\text{C}$).

Подобные подшипники устойчиво работают в гидродинамическом режиме в условиях смазывания жидким смазочным материалом. Если в результате аварийных утечек смазывание нарушается, то происходит резкое возрастание температуры, приводящее к зональному плавлению легкоплавкого покрытия. Играя роль смазочного материала, расплав выполняет его функции, предотвращая аварийный выход трибосистемы из строя.

Изложенное требует всесторонних исследований процесса смазывания расплавом как в теоретическом, так и в экспериментальном плане, который является окончательным критерием эффективности процесса трения.

Анализ специальной технической литературы [203, 204, 206] позволил установить номенклатуру переменных факторов, вносящих наибольший вклад в процессы трения, протекающие в подшипниках скольжения, смазываемых смазочными материалами в гидродинамическом режиме. Это дало возможность систематизировать общий состав диссертационной работы, включая теоретическую и экспериментальную части.

План всех проводимых в данной работе исследований сформирован в виде блочно-структурной системы, которая представлена схемой на рисунке 4.1. Ведущий обобщающий уровень выполняемых исследований состоит из двух основных блоков, связанных общей целью. Это блоки из теоретических и экспериментальных исследований.



Рисунок 4.1 – Структурная схема работы

Экспериментальные исследования состоят из двух смежных комплексов, которые относятся к упорному и радиальному типам подшипников.

Теоретический блок включает разработку расчетных моделей для подшипников скольжения с пористыми или легкоплавкими покрытиями контактных поверхностей, а также с адаптированным к условиям трения опорным профилем.

В таблице 4.1 указаны реализуемая в процессе экспериментов цель, виды образцов и используемое экспериментальное оборудование.

Таблица 4.1 – Структура экспериментальных исследований

№ п/п	Цель исследований	Тип подшип.	Рабочая поверхность		Смазочн. материал	Экспериментальное оборудование
			вала (ползуна)	втулки (направл.)		
1	Найти параметры трибосистем, смазываемых маслом и расплавом с вязкими и микрополярными свойствами	Радиальный	стандартная	легкоплавкая	вязкий	Модернизированная машина трения модели ИИ 5018
2			легкоплавкая	адаптир. профиль		
3			пористая	легкоплавкая		
4			стандартная	легкоплавкая		
5			стандартная	легкоплавкая		
6			легкоплавкая	адаптир. профиль		
7		Упорный	С покрытием из легкоплавкого металлического сплава	стандартная	вязкий	Стенд на базе настольно-сверлильного станка 2Н12
8				адаптир. профиль		
9				пористая		
10				стандартная		
11				стандартная		
12				адаптир. профиль		

Экспериментальные исследования включают три относительно самостоятельных блока. Это исследования упорных и радиальных подшипников скольжения, а также автономной смазочной системы для радиальных подшипников. Все подшипники работают в гидродинамическом режиме смазывания. Критерием этого режима является величина коэффициента трения, не превышающая 0,05 [207, 208].

Кроме того, экспериментальные исследования разработанной оригинальной автономной смазочной системы выполнялись на испытательном стенде с приводом от шпинделя токарно-винторезного станка.

4.2 Экспериментальное оборудование

Все применяемое оборудование для проведения исследований требовало определенной модернизации. Упорные подшипники скольжения испытывались на стенде, приведенном на рисунке 4.2.

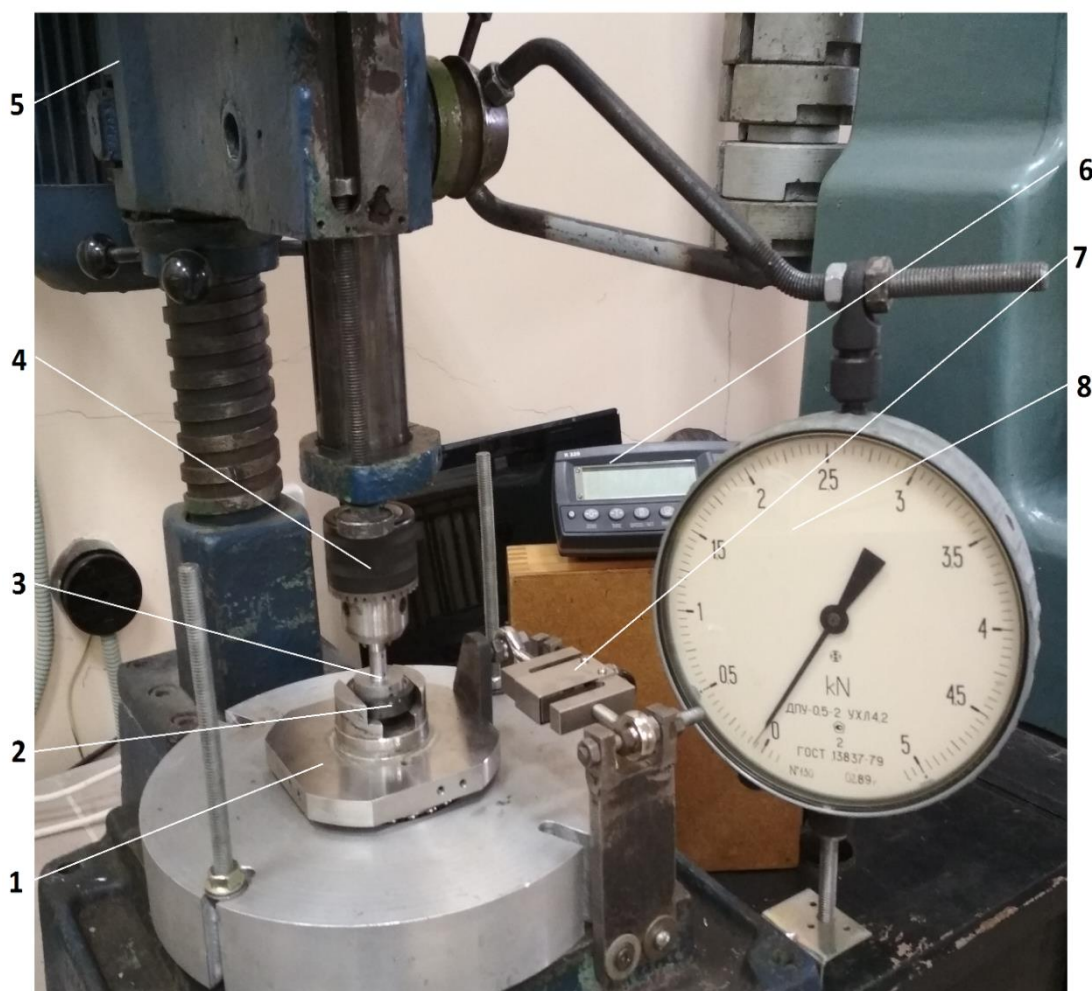


Рисунок 4.2 – Стенд для триботехнических исследований:

1 – поворотная часть приспособления; 2 – образец; 3 – контртело;
4 – сверлильный патрон; 5 – настольно-сверлильный станок; 6 – измеряющий динамометр; 7 – датчик, 8 – нагружающий динамометр растяжения

Стенд разработан с использованием привода настольно-сверлильного станка (модель НС12). Регулирование требуемой частоты вращения привода стенда устанавливалось посредством частотного преобразователя модели ATV312HU16N4, включенного последовательно в цепь питания электродвигателя станка. Нужное число оборотов контролировалось тахометром ИО-30.

На столе станка установлено приспособление для фиксации образцов в виде опорных элементов упорных подшипников с покрытием из легкоплавкого сплава. Контртела закрепляются в стандартном трехкулачковом сверлильном патроне. Вращение сообщается контртелу, установленному в патроне шпинделя станка, нижний образец неподвижен. Нагружающее усилие на исследуемую пару трения создается рычажной системой через пиноль станка (соотношение плеч равно 1:12,5) с динамометром растяжения марки ДПУ-0,5-2 (ГОСТ 13837-79). Необходимо отметить, что средние нормальные контактные напряжения определялись по проекции шейки вала.

Тарировочный график системы нагружения стэнда представлен на рисунке 4.3.

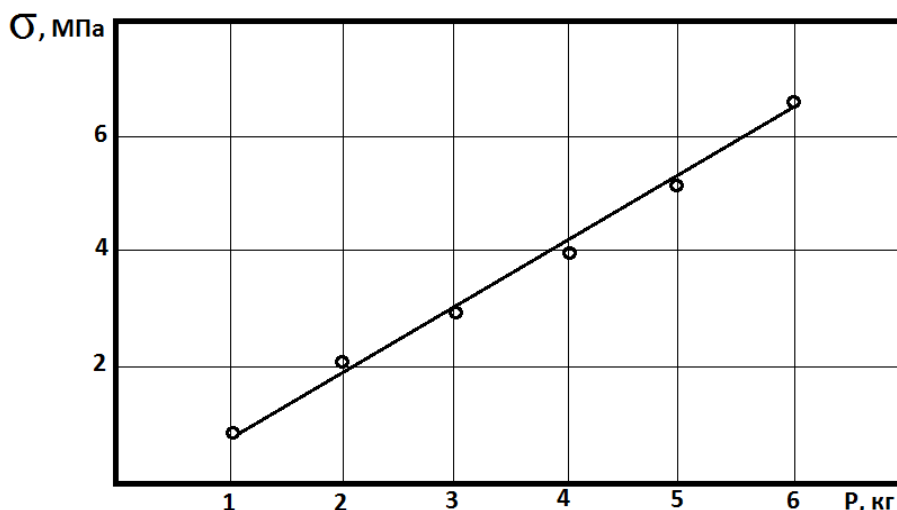


Рисунок 4.3 – Тарировочный график (зависимость контактных нормальных напряжений в трибосистеме от нагрузки на рычаг)

Нагружение подшипника выполнялось образцовым динамометром сжатия модели ДОСМ-3-1 (ГОСТ 9500-84) в виде зависимости средних нормальных контактных напряжений в паре трения (МПа) от нагрузки на рычаг.

Система измерений крутящего момента для последующего расчета коэффициента трения на лабораторном стэнде состояла из S-образного тензодатчика растяжения-сжатия фирмы UNIGRAM модели М 1–10 кг А310718. Полученный электрический сигнал фиксировался на входящем в комплект электронном динамометре модели ДОС-3-0,1М.

В качестве оборудования для исследований радиальных подшипников скольжения использовалась модернизированная машина трения ИИ 5018. Модернизация стандартной машины трения заключается в возможности прямого измерения температуры в рабочей зоне, самоустановки испытательной колодки (частичного вкладыша) и более точного измерения момента трения. Подача жидкого смазочного материала осуществлялась из резервуара, установленного на корпусе машины, через гибкий полимерный шланг непосредственно в зону трения. Отключение подачи смазочного материала выполнялось пережимом шланга.

Встроенная резервная автономная система смазки радиальных подшипников скольжения исследовалась в широком диапазоне нагрузочно-скоростных режимов на специальном стенде в лабораторных условиях. Стенд был смонтирован на основе прецизионного токарно-винторезного станка (модель 1И61П).

Вал с внутренним резервуаром для жидкого смазочного материала крепился в трехкулачковом патроне и поддерживался вращающимся центром в задней бабке. Фиксация втулки радиального подшипника выполнялась измерительной балкой, по упругим перемещениям которой, измеряемым рычажно-зубчатой головкой, определялся коэффициент трения.

Неизбежные утечки жидких смазочных материалов, приводя к сухому трению, увеличивают износ подшипника. Для возможной компенсации утечек и дополнительного увеличения объема смазочного материала разработаны подшипники скольжения с автономной системой смазки [202].

Специальный испытательный стенд для исследования радиальных подшипников скольжения с автономной системой подачи жидкого смазочного материала (рисунок 4.4) включает следующие элементы: 1 – нагружающее устройство; 2 – упругая балка для измерения коэффициента трения, 3 – патрон станка; 4 – втулка исследуемого подшипника; 5 – вал с резервуаром для жидкого смазочного материала, 6 – задняя бабка станка. Схема устройства автономной смазочной системы приведена на рисунке 4.5.

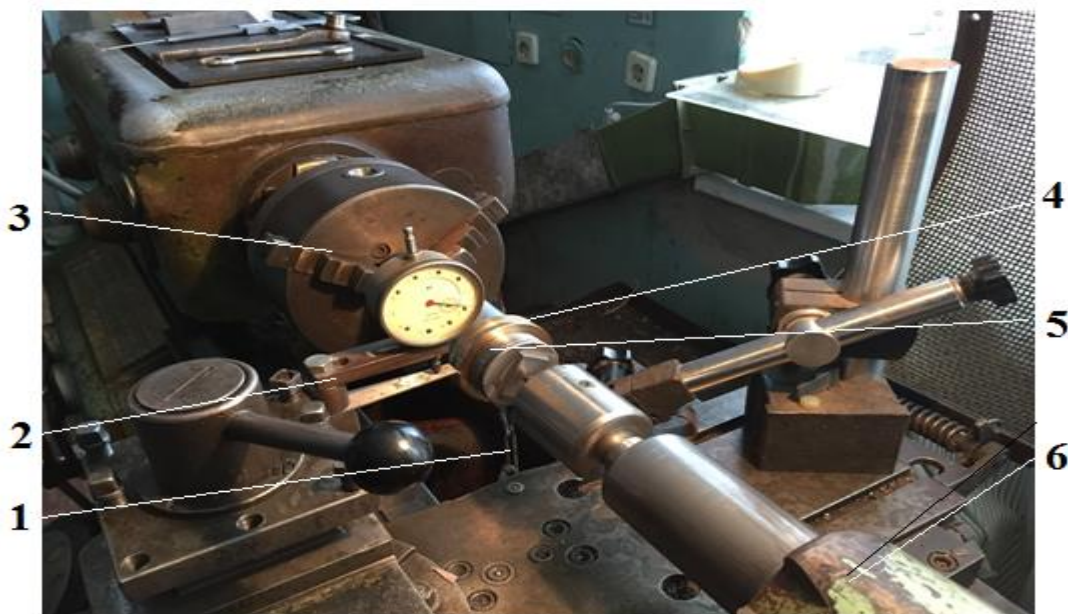


Рисунок 4.4 – Стенд для испытаний автономной системы смазки

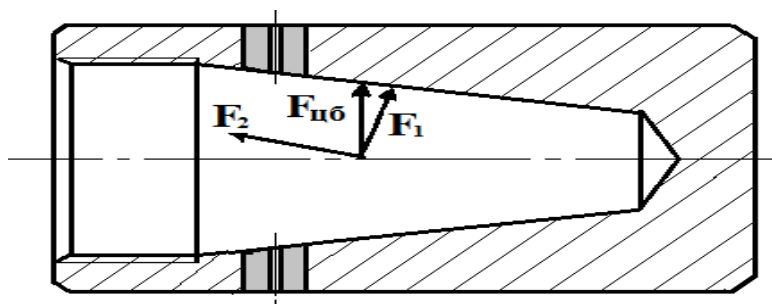


Рисунок 4.5 – Схема устройства автономной смазочной системы

Вал, вращающийся в радиальном подшипнике, является трубчатым. В его внутреннюю полость заливается жидкий смазочный материал. Полость имеет радиальные отверстия, заканчивающиеся дросселями, регулирующими подачу жидкого смазочного материала в зону трения.

В имеющиеся три отверстия устанавливались пористые пробки из порошковых материалов или жиклеры с калиброванными отверстиями, которые дозировали подачу жидкого смазочного материала в контактную зону трибо-системы. Внутренняя коническая емкость вала обеспечивала последовательную подачу смазочного материала к жиклерам в результате действия составляющей центробежной силы F_2 при вращении вала. Она перемещает смазочный материал в расширяющуюся часть резервуара.

Описанная автономная система смазки предназначена для опор открытых передач и для трибосистем с относительно малым ресурсом, в которых можно заменить более дорогую централизованную систему смазки.

По результатам экспериментальных исследований устанавливались коэффициент трения, соответствующий наличию гидродинамического режима смазывания, расход жидкого смазочного материала и ресурс устройства.

Все результаты экспериментальных исследований обрабатывались статистически: определялись доверительные интервалы и оценивалась погрешность теоретических результатов. Погрешности экспериментальных результатов были установлены по имеющимся в литературе аналогам [199–201] и не превышали $\pm 10\%$.

4.3 Экспериментальные образцы и материалы

Комплект образцов для испытательного стенда на базе сверлильного станка представлен на рисунке 4.6.

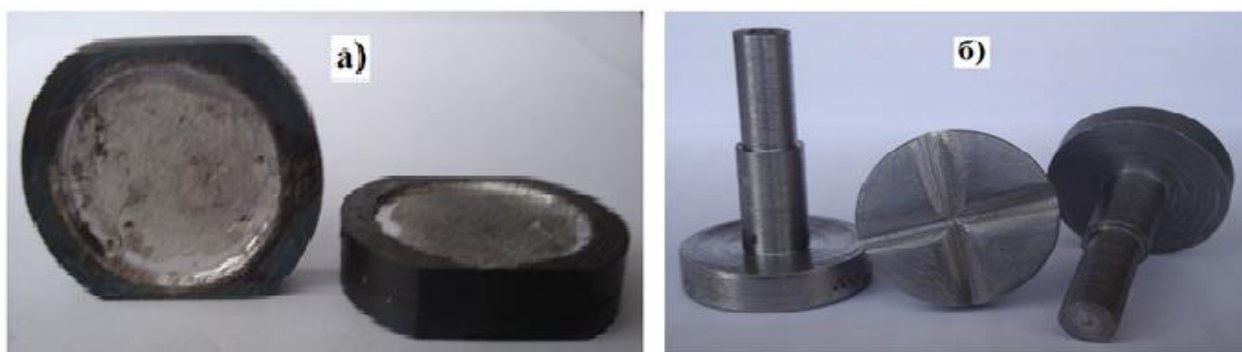


Рисунок 4.6 – Комплект образцов для стенда на базе вертикально-сверлильного станка:
а) опора; б) контртело

Конструкция образцов для экспериментальных исследований упорных подшипников скольжения состоит из плоской опоры и сопрягаемого с ней контртела. Опора имеет покрытие рабочей поверхности из легкоплавкого сплава Вуда.

Для сокращения времени выхода исследуемых трибосистем на режим гидродинамического смазывания и поддержания его стабильности на торцевой поверхности контртел были выполнены сектора с наклонной поверхностью, облегчающие образование масляного клина.

Эскиз опорной поверхности образцов с основными размерами приведен на рисунке 4.7.

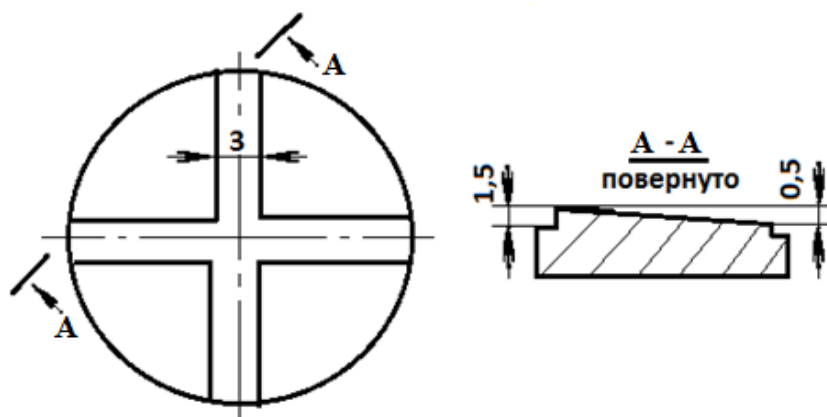


Рисунок 4.7 – Эскиз опорной поверхности

Образцы и контртела выполнены из стали 45. Поверхность опорной втулки омеднялась фрикционным способом, а затем на эту поверхность наплавлялся слой сплава Вуда.

Для машины трения комплект образцов стандартен. Он включает вал в виде ролика с размерами $\text{Ø}40 \times 10$ мм и частичный вкладыш – колодку с легкоплавким покрытием, моделирующую подшипниковую втулку радиального подшипника скольжения. Образцы имеют отверстие для термопары ХК. Ролик выполнен из стали, а колодка – из бронзы с легкоплавким покрытием (рисунок 4.8). Затем покрытие обрабатывалось до требуемой толщины, определенной в процессе экспериментальных исследований.

Образцы для стенда, выполненного на базе токарно-винторезного станка, представляют собой бронзовую втулку с рабочими размерами $\text{Ø}40 \times 12$ мм (рисунок 4.9). В нижней части втулки имеется глухое резьбовое отверстие для крючка, на который вешается груз.



Рисунок 4.8 – Комплект образцов: колодка с покрытием и ролик для машины трения



Рисунок 4.9 – Втулка-образец для стенда на основе токарно-винторезного станка

Полученные в ходе экспериментов результаты устанавливались на основе 3–5 параллельных опытов. Основной объем экспериментальных исследований выполнялся по двухуровневым полнофакторным планам типа 2^2 , что позволило получить ряд регрессионных моделей и графики изменения параметров выхода. Для всех моделей проведена оценка их адекватности.

Для выполненных экспериментальных исследований в качестве жидкого смазочного материала применялись турбинное масло Тп22-С и авиационное масло МС-20.

Микрополярные свойства маслам сообщались присадкой 5 % вес. медного порошка. Выбор данных смазочных материалов обоснован тем, что они перекрывают широкий вязкостный диапазон.

При изготовлении образцов и проведении экспериментальных исследований использовался ряд материалов, марки и состав которых приведены в таблице 4.2.

Таблица 4.2 – Применяемые материалы

№ п/п	Наименование	Марка	Состав	ГОСТ
1	Сталь	Сталь 45	0,42–0,50 % С	1050-84
2	Бронза	Бр АЖ 9 – 4	Al – 9 %, Fe – 4 %	1628-78
3	Сплав Вуда	Сплав Вуда	Bi – 50 %; Pb – 25 %; Sn – 12,5 %; Co – 12 %	10928-90
4	Медь порошковая	МП – 1	Cu – 99,5 %	4960-75
5	Авиационное масло	МС – 20	по ГОСТ	21743-76
6	Турбинное масло	Тп-22С	по ГОСТ	101821-2001

Применяемые при исследованиях средства измерения и их основные метрологические характеристики приведены в таблице 4.3. Все приборы и инструменты прошли своевременную поверку и соответствуют паспортным данным.

Таблица 4.3 – Метрологические характеристики средств измерений

№ п/п	Наименование	Тип	ГОСТ	Пределы измерений	Цена деления	Класс точности	Погрешность
1	2	3	4	5	6	7	8
1	Штангенциркуль	ШЦ-1	166-89	0–125 мм	0,1 мм	2	$\pm 0,05$ мм
2	Микрометр	МК	6507-90	0–25 мм	0,001 мм	1	$\pm 5 \cdot 10^{-4}$
3	Весы аналитические	ВЛА 200	8520-84	0–200 г	1,0001 г	2	$\pm 10^{-5}$ г
4	Динамометр сжатия образцовый	ДОСМ -3-1	9500-84	0–30 кН	0,013 кН	1	$\pm 1,5$ %

1	2	3	4	5	6	7	8
5	Динамометр растяжения	ДПУ 0,5-2	13837-79	0–5 кН	0,05 кН	2	±2,0 %
6	Индикатор часового типа	ИЧ	577-84	0–10 мм	0,01 мм	2	±0,005
7	Головка измерительная рычажно-зубчатая	18833-73	ИГ	0–1 мм	0,001 мм	2	±4·10 ⁻⁴ мм
8	Тахометр	ИО-30		30–30 000 об/мин		2	±2,0 %

Таким образом, используемое экспериментальное оборудование и его нагрузочно-скоростные режимы, образцы и применяемые смазочные материалы, а также измерительные средства, обеспечивающие необходимую точность измерений во всей исследуемой области переменных факторов, обеспечивают успешное решение поставленных в данной работе экспериментальных задач.

Комплекс взаимовлияющих случайных причин, действующий при изготовлении образцов и смазочных материалов, колебания режимов нагружения и множество других случайных факторов, как правило, приводят к существенным различиям выхода даже параллельных экспериментов, достигающего до разброса в 20–40 % [1, 209]. Подобная ситуация делает обязательной статистическую обработку полученных экспериментальных результатов. В работе использованы как однофакторные, так и многофакторные эксперименты.

Статистическая обработка результатов многофакторных исследований включает следующие основные этапы:

- оценка однородности дисперсий;
- определение коэффициентов регрессионной модели;
- оценка значимости коэффициентов;
- оценка адекватности модели.

Значимость статистик оценивалась критериями Кохрена, Стьюдента, Фишера, выбранными с достоверностью 95 % [199, 210].

Исходные данные для экспериментальных полнофакторных исследований приведены в таблице 4.4.

Таблица 4.4 – План полнофакторных экспериментальных исследований типа 2^2

№ п/п	Переменные факторы		Величина переменных факторов			
	Наименование	Размерность	Нижний уровень	Верхний уровень	Нулевой уровень	Интервал варьиров.
1	Контактная нагрузка	МПа	0,5	3,5	2,0	1,5
2	Скорость	М / с	1,0	2,0	1,5	0,5

Наименее трудоемкой и наиболее эффективной статистической методикой является применение стандартных оптимальных полнофакторных двухуровневых экспериментальных планов типа 2^k [210], позволяющее получить адекватные регрессионные модели для инженерных расчетов.

Глава 5. ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ

Уравнения классической гидродинамики, т. е. Навье – Стокса и Рейнольдса, получены со значительным числом упрощающих допущений. Решение этих уравнений при разработке расчетных моделей (см. теоретические главы) тоже было получено с упрощающими допущениями. При этом все расчеты предусматривали в рабочем цикле постоянное наличие стопроцентного гидродинамического трибоконтакта, и поэтому их результаты представляют собой идеальные величины коэффициентов трения.

В реальных экспериментальных условиях трибоконтакт, кроме строго детерминированной идеализированной тенденции, имеет существенный вклад реальной вероятностной составляющей зон граничного и даже «сухого» трения, возникающих в процессе перемещения участков фактического контакта случайно.

Кроме верификации теоретических исследований эксперименты позволяют установить погрешности универсальных расчетных моделей, получить локальные регрессионные модели и оценить их адекватность.

5.1 Механизм смазывания металлическим расплавом

Коэффициент трения при гидродинамическом режиме смазывания, измеренный в результате экспериментальных исследований, возникая случайно на некоторой части трибоконтакта, может отличаться от теоретического идеального. В работах [204–207] наличие превалирующего режима гидродинамического смазывания трибосопряжения подтверждается условием $f < 0,05$ и незначительностью зависимости коэффициента трения от роста нагружения. Пределом несущей способности подшипника считаем нарушение выражения $f < 0,05$. Таким образом, в реальных условиях можно говорить лишь о превалирующей роли гидродинамики.

Исследуемые конструкции подшипников скольжения, работающие в гидродинамическом режиме смазывания и компенсирующие, на определен-

ный срок, отсутствие штатного смазочного материала, имеют следующие дополнительные элементы на контактных поверхностях:

- пористые покрытия с порами, заполненными жидким смазочным материалом, выделяемым при его терморасширении в результате повышенного разогрева подшипника вследствие недостаточного смазывания;

- легкоплавкие металлические покрытия, расплав которых выполняет все функции смазочного материала и обеспечивает режим гидродинамического смазывания;

- комплексное применение пористых и легкоплавких покрытий путем нанесения одного на вал, другого – на втулку;

- дополнительное применение адаптированного к условиям трения опорного профиля контактной поверхности, облегчающего выход подшипника на гидродинамический режим.

Схема экспериментальных исследований включала следующие этапы:

- 1 – работа в режиме гидродинамического смазывания;

- 2 – прекращение подачи жидкого смазочного материала смазывания;

- 3 – работа до полного расхода расплава или разрушения легкоплавкого покрытия.

При этом на компьютере постоянно фиксировалась величина коэффициента трения f , а предварительно устанавливалась несущая способность подшипника.

Наличие пленки жидкого смазочного материала имело место только на первом, начальном, этапе при смазывании маслом. Затем на втором, конечном, этапе подача смазочного материала прекращалась, и с ростом температуры подшипник смазывался металлическим расплавом. Гидродинамический режим смазывания сохранялся постоянно.

Объем легкоплавкого сплава в виде покрытия контактной поверхности устанавливался экспериментально. Следует отметить, что расплав плохо смачивает поверхность металла с оксидной пленкой, т. е. слишком толстое покрытие легко выдавливается из зоны трения. На рисунке 5.1 изображена

поверхность бронзовой колодки и отделенного от нее покрытия в результате его плавления. Металл покрытия имеет П-образную форму, которая свидетельствует о плавлении средней, наиболее нагретой части и последующем выдавливании расплавом менее нагретых, нерасплавленных боковых участков покрытия.

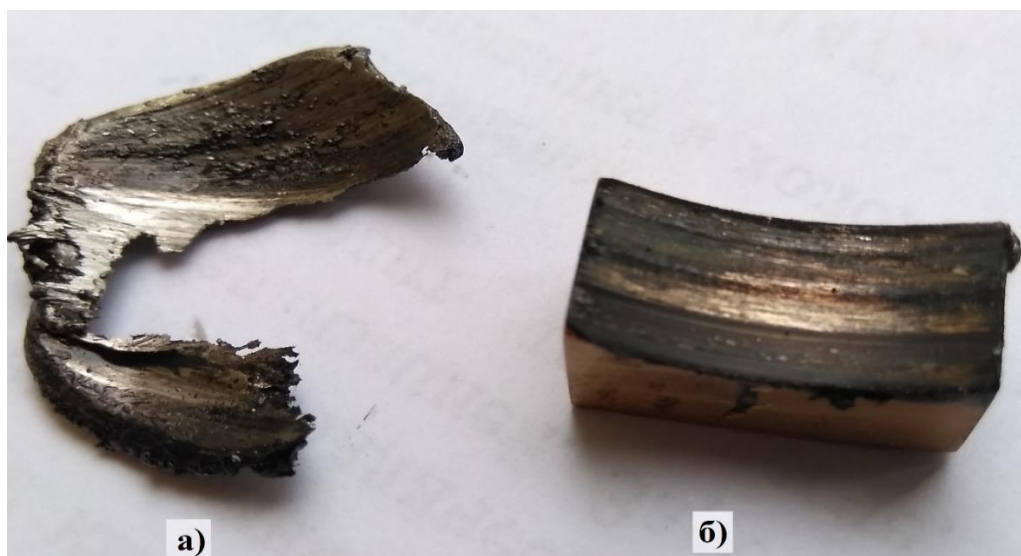


Рисунок 5.1 – Поверхность колодки и металл покрытия после фрикционных испытаний

Опыт показал неэффективность увеличения объема расплава за счет толщины покрытия. Покрытие разрушалось до полного расходования всего легкоплавкого материала. Образцы первой серии с покрытием из сплава Вуда в 2,0 мм не дали положительных результатов, и исследовались покрытия толщиной $\approx 0,4$ мм. Для таких покрытий получены нижеследующие результаты.

Общий характер процессов, протекающих в исследуемой трибосистеме, установлен на основе анализа изменений коэффициента трения и температуры рабочих образцов в ходе испытаний. Примеры типичных осциллограмм изменений коэффициента трения и температуры в процессе работы исследуемой трибосистемы приведены на рисунках 5.2 и 5.3.

На приведенных осциллограммах можно отметить первоначальный незначительный рост температуры при смазывании маслом (гидродинамический режим) и более интенсивный – с прекращением его подачи. Затем тем-

пература растет до плавления покрытия ($68\text{ }^{\circ}\text{C}$), потом снижается в связи со смазыванием расплавом (гидродинамический режим) и растет до $91\text{ }^{\circ}\text{C}$, а затем благодаря утечкам расплава и его расходу резко повышается.

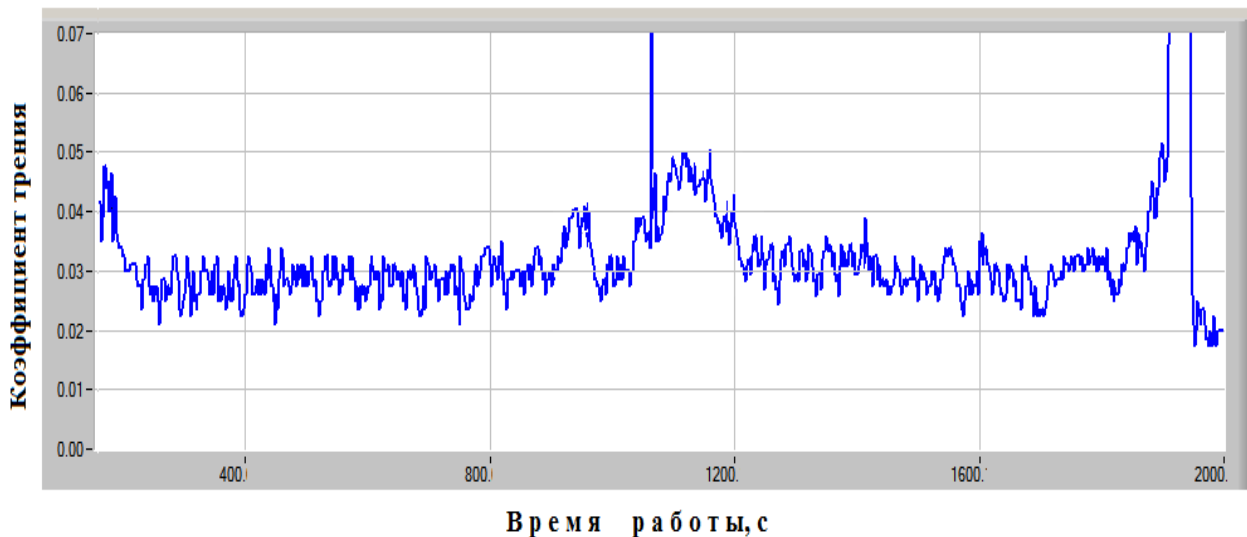


Рисунок 5.2 – Осциллограмма изменений коэффициента трения, снятая в процессе испытаний модели радиального подшипника на машине трения с легкоплавким покрытием из сплава Вуда

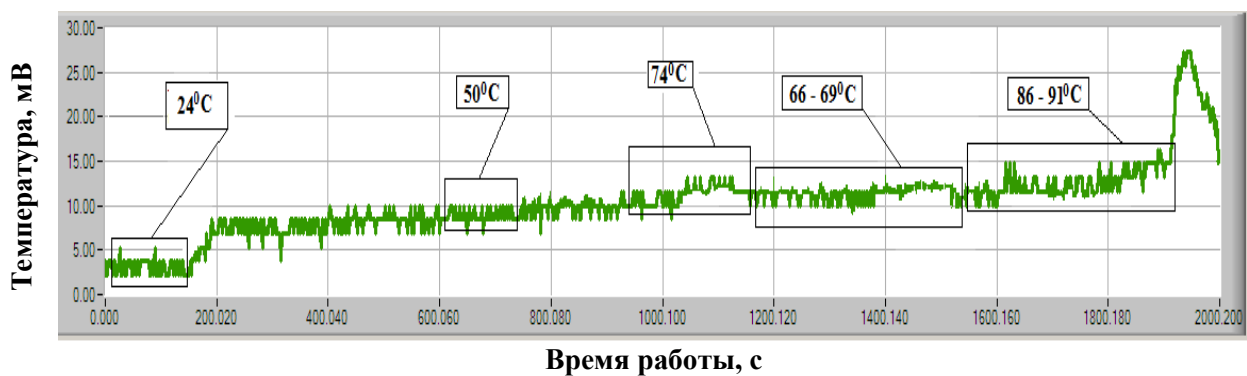


Рисунок 5.3 – Осциллограмма изменения температуры при испытаниях радиальных подшипников (машина трения ИИ 5018)

Точки на рисунке выбраны из фиксированной на компьютере осциллограммы через каждые 150 с. Осциллограмма получена на машине трения при смазывании авиационным маслом марки МС-20.

Исследования смазывания металлическим расплавом упорных подшипников проводились на специальном стенде (см. рисунок 4.2).



Рисунок 5.4 – Опорная поверхность упорного подшипника после стендовых испытаний ($V = 2$ м/с; $\sigma = 2$ МПа)

Эти исследования, как и при испытаниях радиальных подшипников, доказали устойчивую работу трибосистем в режиме гидродинамического смазывания. Однако ресурс подшипника ограничивался объемом расплава, который был вынесен из зоны трения плоского образца центробежными силами при вращении контртела. Хотя бурт задерживал этот процесс (рисунок 5.4).

Исходя из результатов экспериментальных исследований можно рекомендовать расплавы легкоплавких металлов в качестве смазочных материалов для подпятников, в которых центробежный их вынос блокирован высотой буртов опоры.

Коэффициент трения, как и для радиальных подшипников, обеспечивает устойчивое гидродинамическое смазывание и сохраняет аналогичное изменение в процессе работы трибосопряжения (рисунок 5.5).

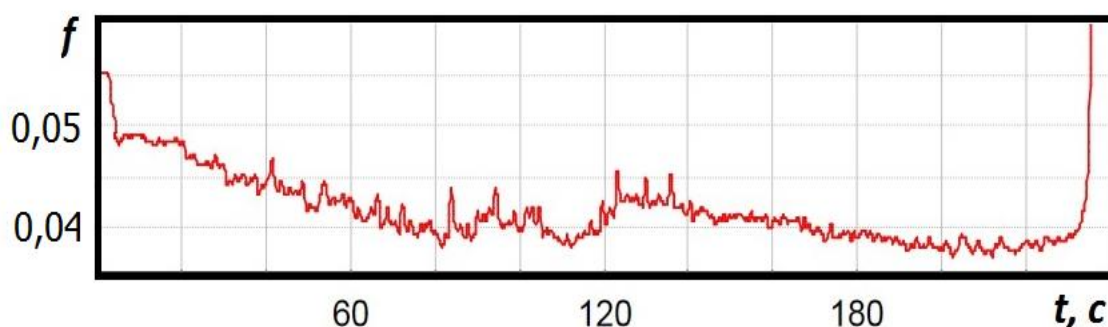


Рисунок 5.5 – Осциллограмма изменения коэффициента трения при испытаниях упорных подшипников скольжения (стенд на базе сверлильного станка, масло Тп-22С, средняя скорость $V = 2$ м/с, нагрузка $\sigma = 2$ МПа)

Осциллограмма для упорных подшипников полностью аналогична зависимости, полученной ранее для радиальных. Она имеет такие же два локальных максимума. Первый соответствует росту коэффициента трения при прекращении подачи смазочного материала (турбинного масла Тп-22С), второй – плавлению легкоплавкого сплава Вуда. Устойчивый гидродинамический режим смазывания сохранялся до выброса основной массы расплава из рабочей зоны сопряжения.

Схема перехода трибосистемы на смазывание расплавом представлена на рисунке 5.6. Общий анализ осциллограмм изменений коэффициента трения и температуры контактной зоны испытываемых образцов радиальных и упорных подшипников скольжения позволил установить последовательность и выделить общие фазы исследуемого процесса гидродинамического смазывания металлическим расплавом в следующем виде.

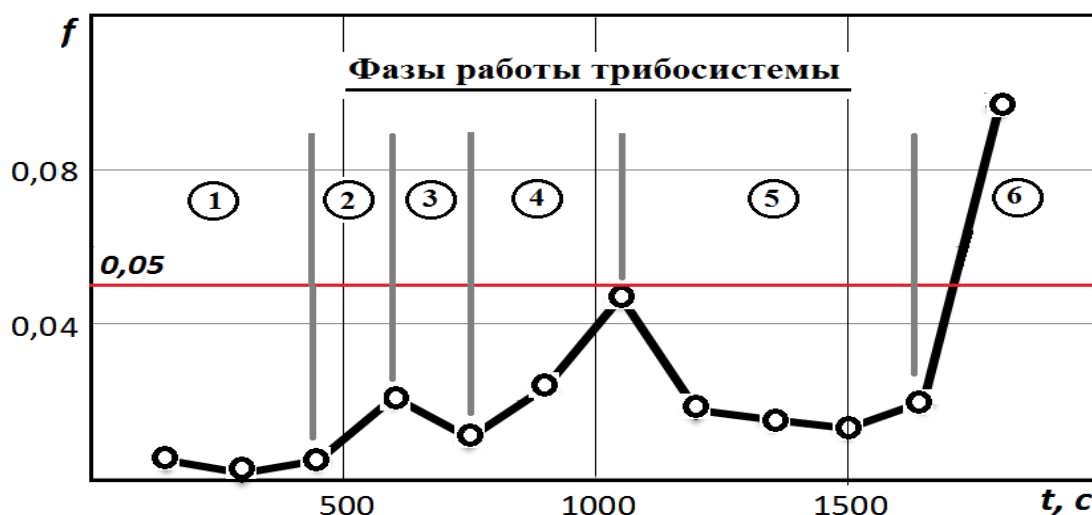


Рисунок 5.6 – Фазы эволюции трибосистемы:

- 1 – приработка; 2 – прекращение подачи смазочного материала;
- 3 – сухая приработка покрытия; 4 – уменьшение смазывания;
- 5 – смазывание расплавом; 6 – разрушение покрытия

1 Исходная работа в режиме гидродинамического смазывания жидким смазочным материалом.

2 Прекращение подачи жидкого смазочного материала, переход к «голодному» смазыванию, рост коэффициента трения и температуры.

3 Приработка контактной поверхности покрытия в условиях дефицита смазочного материала и некоторое снижение коэффициента трения.

4 Сухое трение, практически без смазочного материала, и дальнейший рост коэффициента трения и контактной температуры.

5 Плавление легкоплавкого металлического покрытия (сплав Вуда) и смазывание расплавом в гидродинамическом режиме.

6 Вытеснение расплава из зоны трения, резкий рост коэффициента трения.

Характер и последовательность отмеченных изменений коэффициента трения (см. рисунки 5.2, 5.5) и температуры (см. рисунок 5.3) полностью совпадают с фазами эволюции рассматриваемых трибосистем в процессе их экспериментальных исследований, подтверждая реальность выделенных ранее этапов. Полученные результаты позволили сформировать обобщенную схему этапов смазывания металлическим расплавом (см. рисунок 5.6).

Следует отметить, что на третьем и четвертом этапах наблюдалось выделение порошкообразных частиц металла покрытия в связи с повышенным износом в отсутствие смазочного материала.

Таким образом, установлены последовательные этапы механизма смазывания подшипников скольжения металлическими расплавами. Это может быть использовано как некоторая компенсация аварийного прекращения подачи смазочного материала, а также как определенный ограничитель температуры трибосистемы.

5.2 Несущая способность

К основным эксплуатационным характеристикам исследуемых подшипников скольжения относятся их нагрузочная способность и коэффициенты трения в исследуемом диапазоне нагрузочно-скоростных режимов. Знание несущей способности позволяет ограничить нагрузку в области исследований для определения коэффициента трения.

Вначале определим несущую способность рассматриваемых трибосистем. Знание наименьшего значения этого параметра даст возможность сформировать полнофакторный экспериментальный план, позволяющий сравнивать подшипники разной конструкции. Результаты экспериментальных исследований представлены на рисунке 5.7.

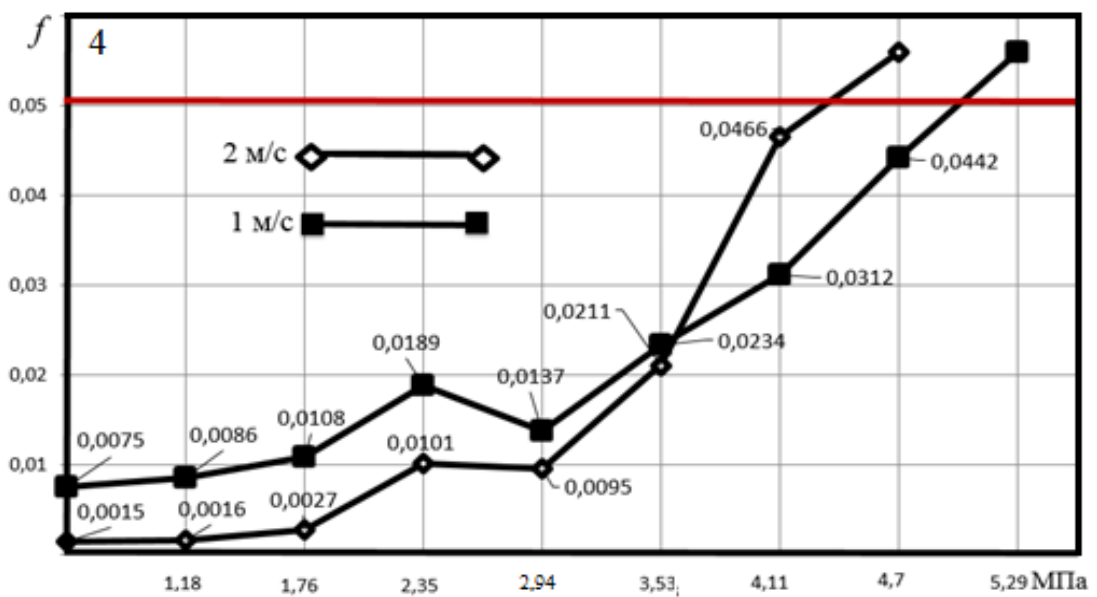
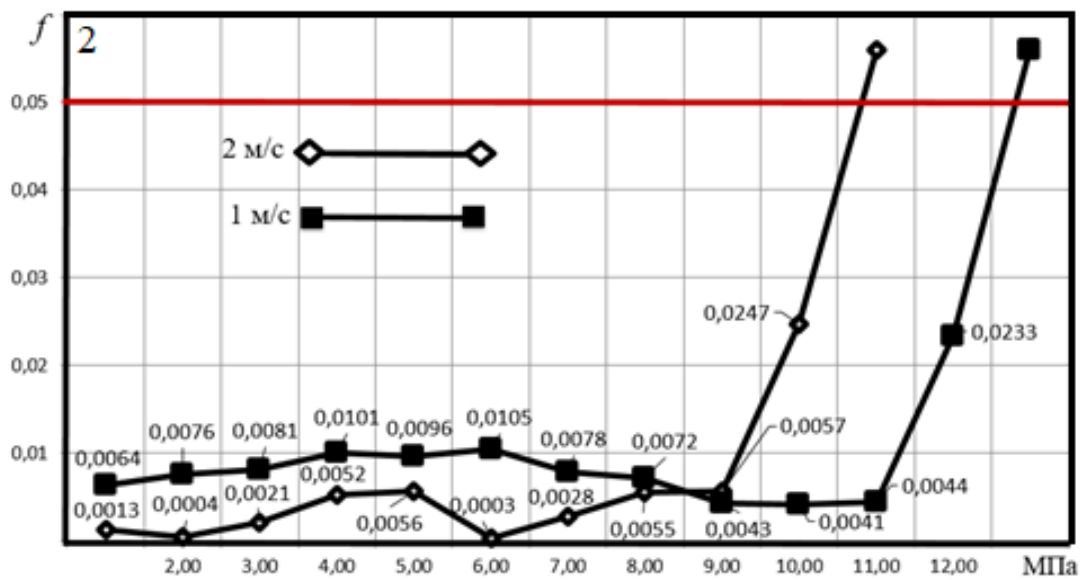
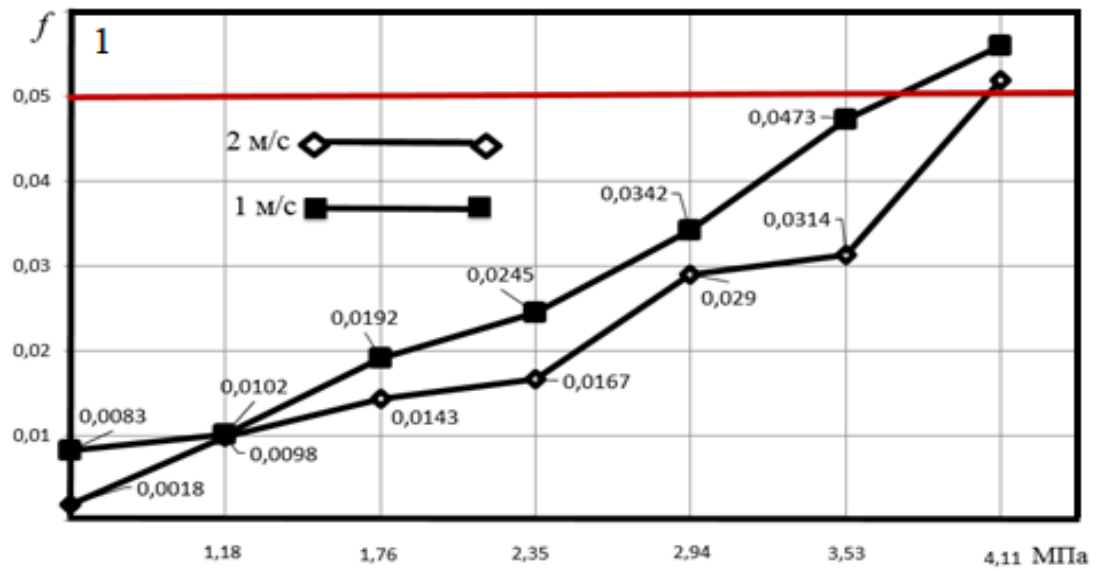


Рисунок 5.7 – Несущая способность исследуемых трибосистем (вязкий смазочный материал)

На рисунке 5.7 обозначено: 1 – эталонный подшипник без покрытий контактных поверхностей; 2 – вал имеет легкоплавкое металлическое (сплав Вуда) покрытие, а втулка – адаптированный к условиям трения профиль; 4 – вал без покрытий, а втулка с легкоплавким металлическим покрытием. Данные по наименее эффективной конструкции с пористым покрытием приведены в общей таблице (таблица 5.1).

Это связано с тем, что подобная конструкция практически не дает повышения несущей способности в сравнении с эталоном (№ 1), а коэффициент трения снижен всего на 11,6 %, что соизмеримо с погрешностью эксперимента (см. номера в таблице 5.1). Возможно, это вызвано абразивным действием кромок пор, быстро удаляющих расплав из зоны контакта. Данные об этой конструкции подшипника приведены в таблице 5.1 ниже.

Наиболее высокую несущую способность имеет конструкция подшипника с адаптированным профилем втулки и легкоплавким покрытием вала (№ 2). Она превышает несущую способность эталона (№ 1) в 2,9 раза, а с плавким покрытием втулки (№ 4), занимающей второе место, – в 2,4 раза. Причем конструкцию подшипника с наибольшей несущей способностью характеризует и самый низкий коэффициент трения в зоне максимальных нагрузок, на 48 % меньше среднего для всех остальных конструкций.

Все проанализированные экспериментальные результаты были получены в условиях применения истинно вязкого турбинного масла марки Тп22-С при скорости 1 м/с. Увеличение скорости до 2 м/с (кривые на рисунке 5.7, отмеченные как 2 м/с) сохранило общее соотношение величин несущей способности, снизив ее уровень для конструкций № 2 и № 4 на 10–17,5 % и повысив для конструкций № 1 и № 3 на 5,2–8,1 %.

Характерно, что колебания величины несущей способности при изменении скорости увеличиваются с ростом уровня несущей способности.

Дальнейшие исследования несущей способности подшипников проводились при изменении реологии смазочного материала, имеющего микрополярные свойства (рисунок 5.8).

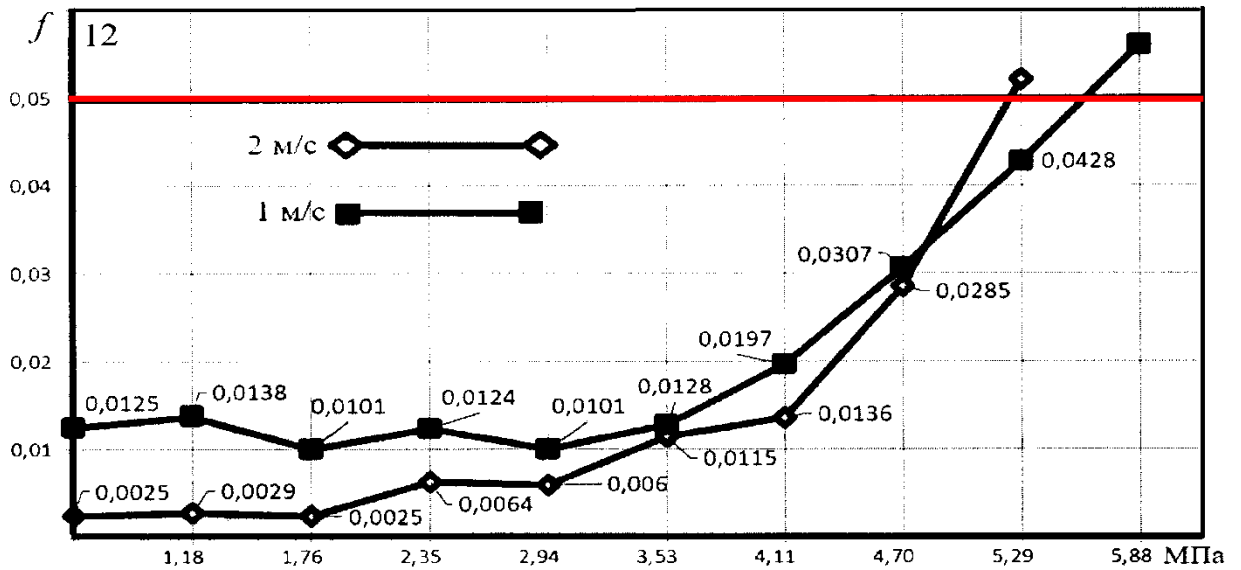
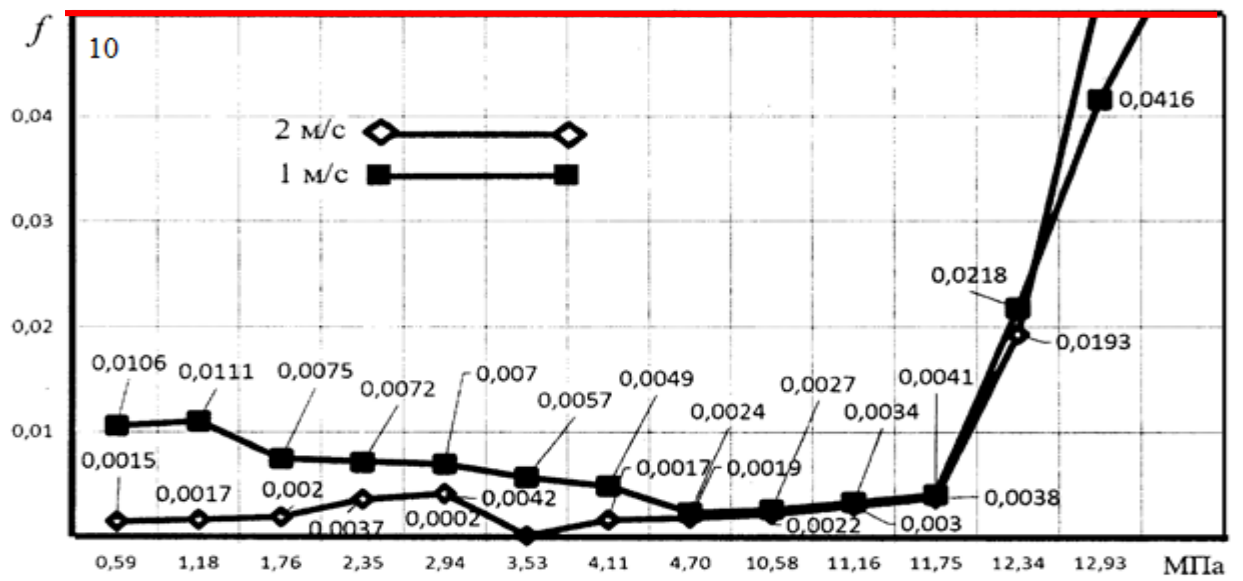
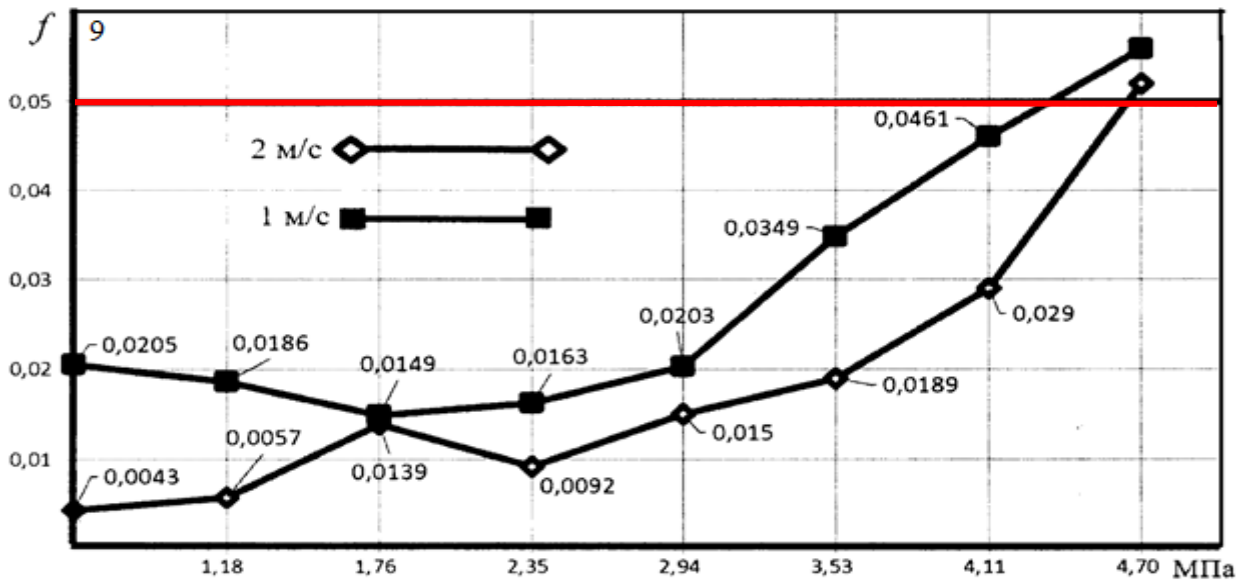


Рисунок 5.8 – Несущая способность исследуемых трибосистем (микрополярный смазочный материал)

В результате применения микрополярного смазочного материала взамен истинно вязкого несущая способность всех трибосистем, независимо от их конструкции, повысилась в среднем на 13,8 %. При этом характер влияния скорости на этот параметр полностью соответствует применению обычного вязкого смазочного материала.

Наилучшие показатели, как и в первом случае № 2, имеют место для конструкции № 10 с плавким покрытием на валу и адаптированным профилем втулки (при $V = 2$ м/с прирост составил 22,3 %). Второй по величине наибольший прирост несущей способности имеет место в паре с плавким покрытием втулки № 12 (16,7 %). Наименьшие результаты (13,5 %) показала трибосистема с пористым покрытием № 11.

Выполненные экспериментальные исследования сведены в таблицу 5.1.

Таблица 5.1 – Несущая способность радиальных подшипников скольжения

№ п/п	Радиальный подшипник		Смазочн. материал	Скорость V , м/с	Несущая способн. σ , МПа	Коэффициент тр. f	
	Вал	Втулка					
1	Сталь 45	БрАЖ9-4	Турбинное масло Тп22-С	1	3,72	0,0493	
2	Плавкое покрытие	Адаптир. пр.			14,34	0,0433	
3		Пористое покрытие			4,53	0,0418	
4		Плавк. покр.			4,95	0,0492	
5	Сталь 45	БрАЖ9-4			2	3,93	0,494
6	Плавкое покрытие	Адаптир. пр.		11,16		0,0447	
7		Пористое покрытие		4,15		0,0487	
8		Плавк. покр.		4,51		0,0496	
9	Сталь 45	БрАЖ9-4		Турбинное масло Тп22-С и МС-20 с 5 % меди		1	4,3
10	Плавкое покрытие	Адаптир. пр.			13,34		0,0496
11		Пористое покрытие	5,11		0,0497		
12	Сталь 45	Плавк. покр.	2		5,59	0,0487	
13	Сталь 45	БрАЖ9-4			4,61	0,0490	
14	Плавкое покрытие	Адаптир. пр.			12,75	0,0493	
15		Пористое покрытие			5,15	0,0481	
16	Сталь 45	Плавк. покр.	5,10	0,0485			

По итогам анализа приведенных результатов экспериментальных исследований можно заключить, что для повышения несущей способности наиболее эффективным является комплекс мероприятий, заключающийся в одновременном нанесении легкоплавкого металлического покрытия, формировании на опорной поверхности адаптированного к условиям трения профиля и применении микрополярного смазочного материала.

5.3 Режимы эксплуатации трибосистем

Эффективность применения исследуемых подшипников скольжения определяется способностью стабильно поддерживать гидродинамический режим смазывания в периоды нарушения подачи штатного жидкого смазочного материала, возникающие по самым разным причинам. Наиболее важным это становится при необходимости поддерживать непрерывность технологических циклов, прерывание которых приводит к браку продукции или к другим нежелательным последствиям.

Это вызывает необходимость установления рационального диапазона нагрузочно-скоростных режимов применения исследуемых подшипников, обеспечивающих устойчивый гидродинамический режим смазывания. Подобные исследования проводились для всех четырех конструкций при смазывании как обычным вязким, так и микрополярным смазочным материалом.

Результаты экспериментальных исследований приведены на рисунке 5.9.

На первом этапе сравним в одном и том же диапазоне нагрузочно-скоростных режимов эффективность применения жидкого смазочного материала с микрополярными неньютоновскими реологическими свойствами в эталонной трибосистеме без покрытий.

Графики построены по регрессионным моделям (см. таблицу 5.1). Экспериментальные модели адекватны и допускают при интерполяционных расчетах погрешность, не превышающую 3 %. Графики построены в одной системе координат и в одном масштабе. Анализ графиков показывает, что при наибольшей величине контактной нагрузки коэффициент трения снижается в среднем на 33 %, а при минимальной нагрузке растет в 1,42 раза.

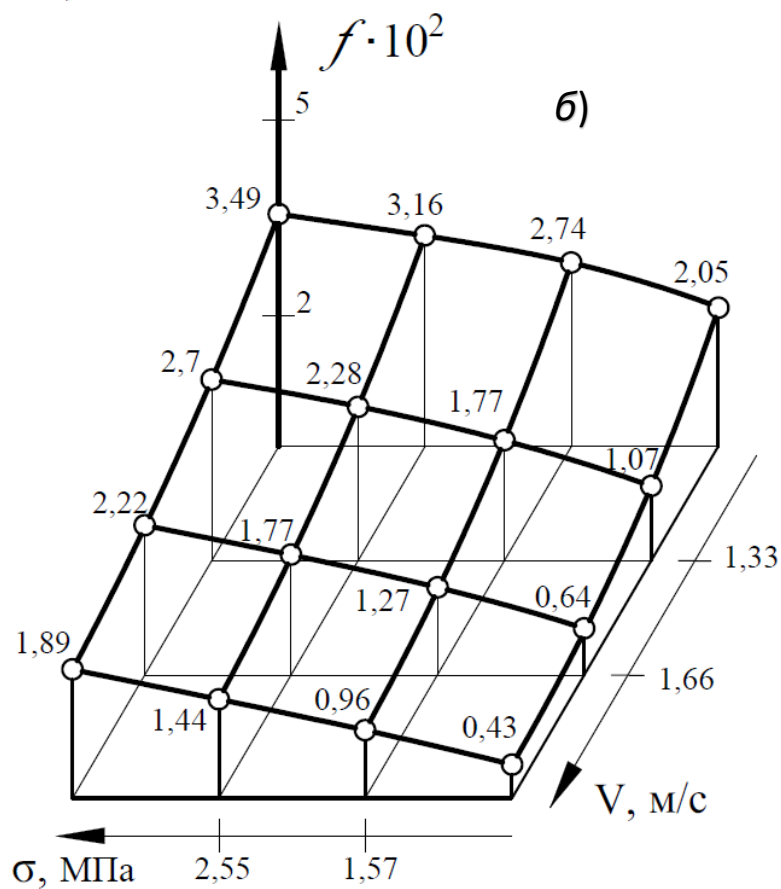
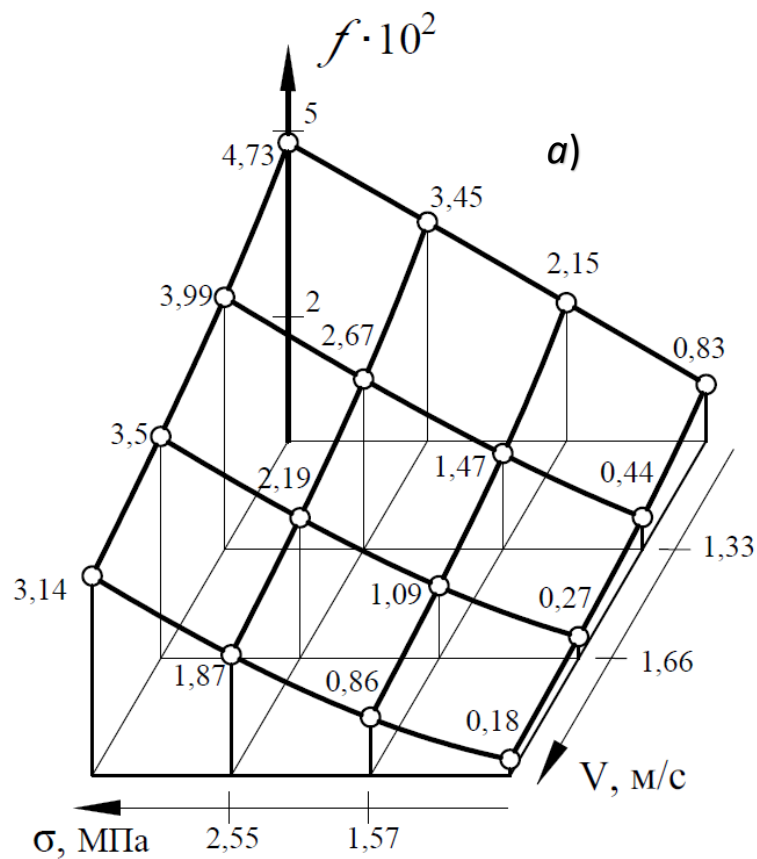


Рисунок 5.9 – Влияние нагрузочно-скоростных режимов на коэффициент трения при смазывании эталонных трибосистем без покрытий:
 а) вязким смазочным материалом; б) микрополярным смазочным материалом

Подобный факт может быть объяснен повышением сопротивления микрополярного смазочного материала движению при малых скоростях в связи с наличием в нем твердых частиц. Однако следует отметить, что во всех случаях и для всех конструкций подшипников гидродинамический режим смазывания в трибосистеме был стабилен и не прерывался.

Далее сравним влияние применения микрополярного смазочного материала в наиболее перспективной трибосистеме с адаптированным к условиям трения опорным профилем втулки (рисунок 5.10).

Анализ полученных результатов подтверждает, что все исследования проводились в гидродинамическом режиме смазывания подшипников. Необходимо подчеркнуть, что при наибольших и близких к ним контактных напряжениях в связи с очень малой (на границе чувствительности датчика машины трения) величиной коэффициентов трения и малой разницей между ними можно говорить только об их практическом равенстве. При малых нормальных напряжениях с ростом скорости величина коэффициентов трения рассматриваемой конструкции подшипника увеличивается, что характерно для микрополярных смазочных материалов, от незначительных 11 % до 7,5 раза. Данное обстоятельство позволяет рекомендовать подобные подшипники для применения в промышленности при скоростях не менее 2 м/с.

Отметим, что величина коэффициента трения на обоих приведенных графиках свидетельствует о наличии гидродинамического режима смазывания в процессе всех исследований. Однако при минимальных контактных напряжениях применение микрополярного смазочного материала взамен стандартного вязкого вызывает рост величины коэффициентов трения с увеличением применяемых скоростей на 21–69 %. При этом величина коэффициента трения с ростом скорости уменьшается в 14,5 раза. Максимальная величина контактных напряжений вызывает во всем скоростном диапазоне снижение величины коэффициента трения в среднем на 30 %. Таким образом, применять данную конструкцию подшипников при смазывании микрополярными смазочными материалами рекомендуется при нагрузках 2–4 МПа и скорости более 2 м/с.

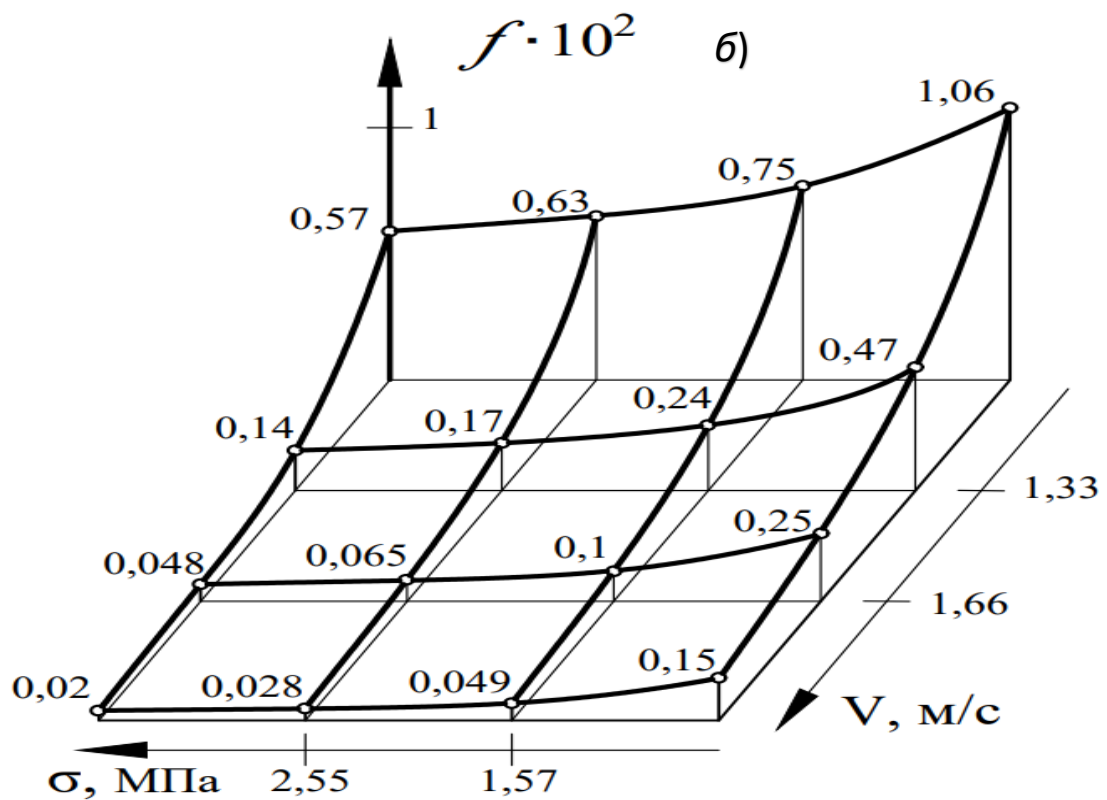
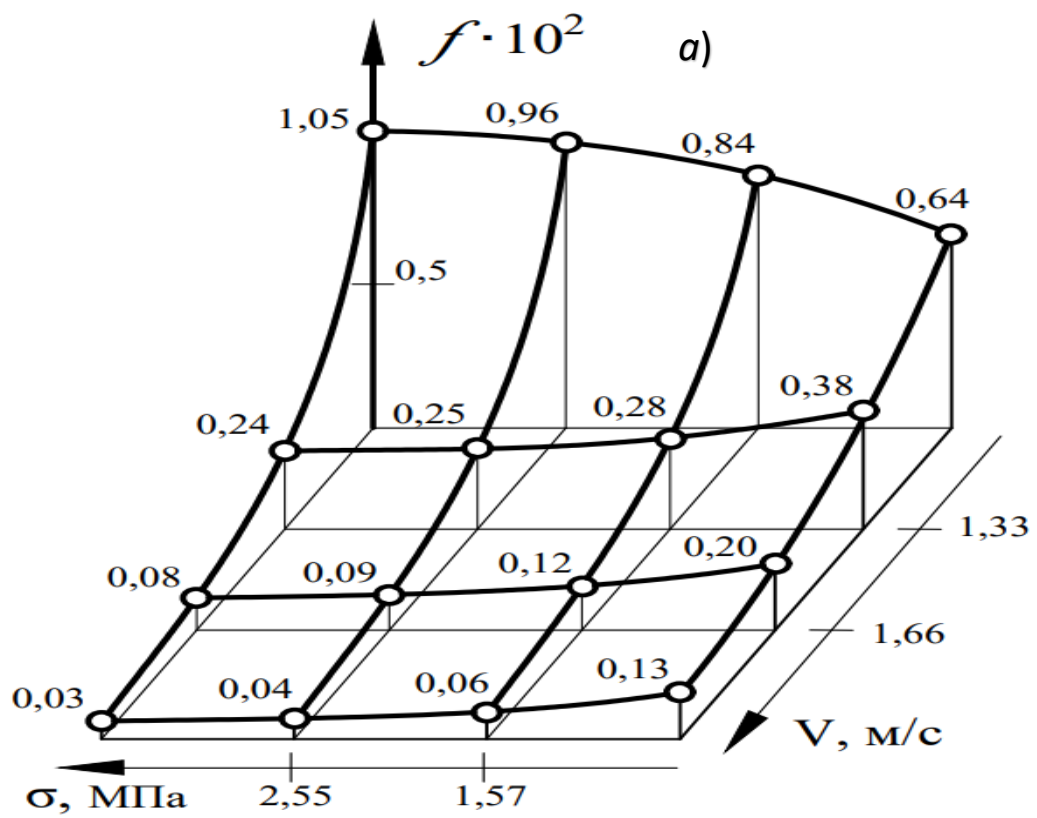


Рисунок 5.10 – Влияние нагрузочно-скоростных режимов на коэффициент трения подшипников с плавким покрытием и адаптированным профилем при смазывании:

а) вязким смазочным материалом; б) микрополярным смазочным материалом

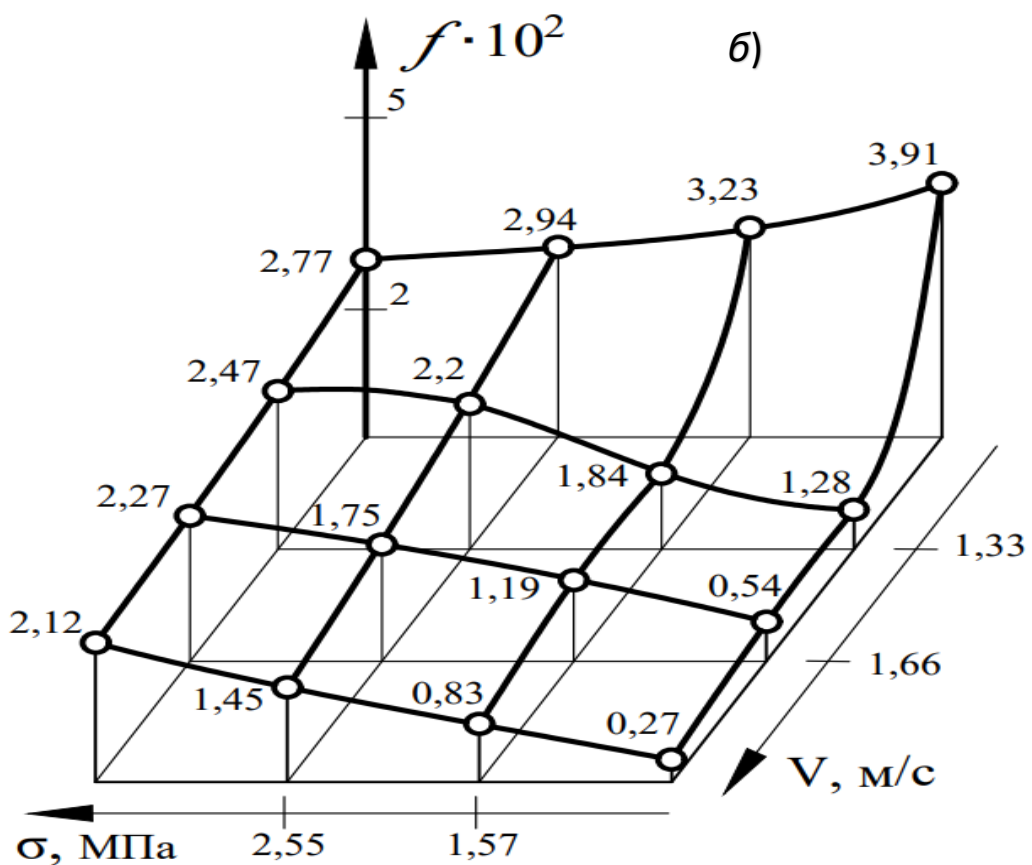
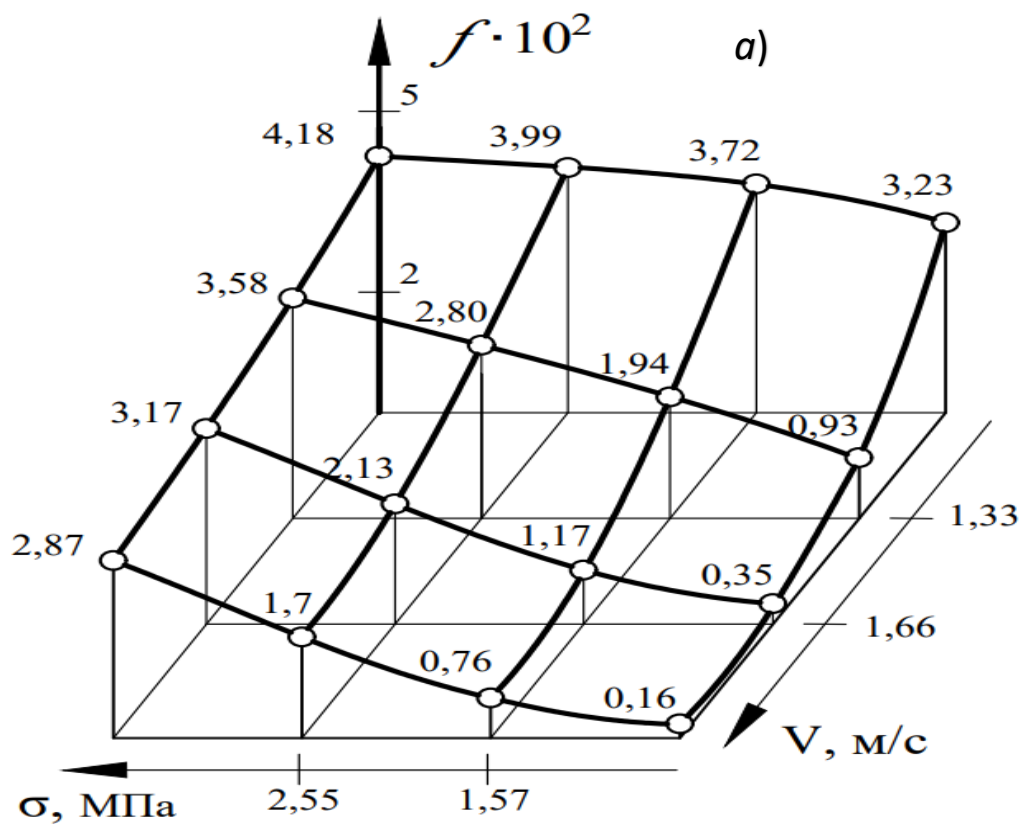


Рисунок 5.11 – Влияние нагрузочно-скоростных режимов на коэффициент трения подшипников с пористым и легкоплавким покрытием при смазывании:

а) вязким смазочным материалом; б) микрополярным смазочным материалом

Сравнение работы подшипников с пористым и легкоплавким покрытиями при смазывании стандартным и микрополярным смазочными материалами представлено на рисунке 5.11. Эти подшипники также стабильно работают в режиме гидродинамического смазывания, однако независимо от типа смазочного материала имеют наименьшую несущую способность. Нужно отметить, что и в этом случае при малых скоростях микрополярный смазочный материал вызывает рост коэффициента трения, превышающий его величину при обычном, вязком смазочном материале.

Рассмотрим конструкцию, имеющую легкоплавкое покрытие на опорной поверхности подшипниковой втулки, приводя только график, полученный при смазывании подшипника микрополярным смазочным материалом (рисунок 5.12).

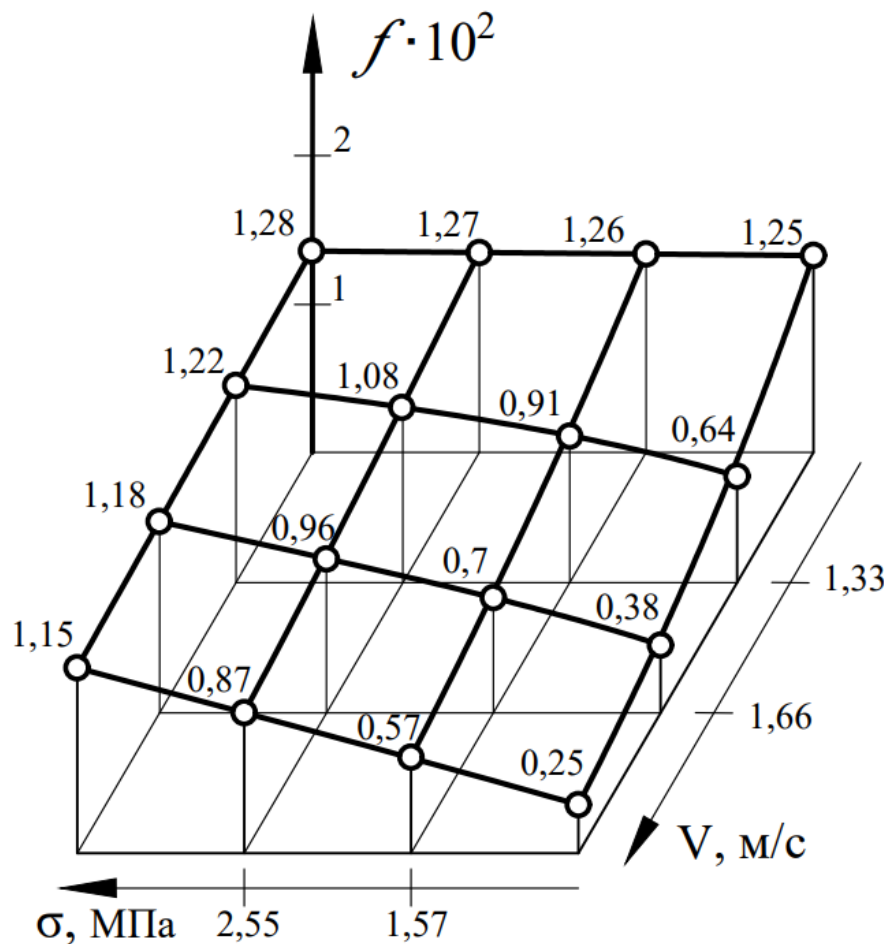


Рисунок 5.12 – Влияние нагрузочно-скоростных режимов на коэффициент трения подшипников с плавким покрытием при смазывании микрополярным смазочным материалом

Эта конструкция по эффективности занимает промежуточное положение, уступая только подшипнику с адаптированным к условиям трения опорным профилем. Все ее исследования проведены в гидродинамическом режиме смазывания, что подтверждается величиной коэффициента трения и его стабильностью при росте нагрузки.

Как и в предыдущих случаях, при минимальных контактных напряжениях 0,5 МПа коэффициенты трения с ростом скорости уменьшаются, но превышают их уровень, полученный при смазывании штатным, вязким смазочным материалом. Это превышение не допускает перехода к граничному трению, но весьма значительно, соответствуя в среднем 66,75 %.

Снижение величины коэффициента трения при микрополярном смазочном материале по отношению к вязкому начинается с нагрузки 1,5 МПа и продолжается с ее ростом от 11,1 до 82,8 %. С ростом нагрузки от 1,5 МПа величина коэффициента трения растет во всем диапазоне скоростей в среднем от 11,7 до 91,7 %.

Статистическая обработка результатов экспериментальных исследований, проведенных по полнофакторному плану, позволила получить комплекс регрессионных моделей зависимости коэффициента трения f от режимов работы подшипника следующей общей структуры.

$$f \cdot 10^2 = a\sigma^b V^c \lg \sigma^{-d}, \quad (5.1)$$

где f – коэффициент трения;

σ – нормальные контактные напряжения в МПа;

V – скорость скольжения в м/с;

a, b, c, d – экспериментальные константы.

Благодаря выражению выхода эксперимента в логарифмах обеспечивается статистическая однородность выборки, а значимость смешанных взаимодействий снижает погрешность регрессионных моделей при их использовании для интерполяционных расчетов. Все полученные модели адекватны. Величины констант сведены в таблицу 5.2.

Таблица 5.2 – Параметры регрессионных моделей радиальных подшипников

№ п/п	Конструкция подшипника	Тип материала	Эмпирические константы				Погреш- ность, %
			<i>a</i>	<i>b</i>	<i>c</i>	<i>d</i>	
1	Без покрытий	Вязкий смазоч- ный материал	1,387	0,973	2,077	1,729	< 5 %
2	Плавкое по- крыт. адаптиров. проф.		0,741	0,277	-3,642	-3,134	
3	Пористое покрытие		3,485	0,144	4,882	-3,217	
4	Плавкое покрытие		1,049	0,636	2,799	-1,681	
5	Без покрытий	Микро- полярный смазоч- ный материал	2,398	0,297	1,761	-1,850	
6	Плавкое по- крыт. адаптиров. проф.		0,883	-0,347	-2,590	-3,414	
7	Пористое покрытие		3,532	-0,193	4,467	-2,833	
8	Плавкое покрытие		1,259	0,013	2,790	-1,683	

Подводя итоги всему комплексу экспериментальных исследований радиальных подшипников скольжения, необходимо установить величину их ресурса при полном отсутствии смазочного материала. Поскольку им является металлический расплав легкоплавких покрытий, то понятно, что величина ресурса определяется объемом металлического расплава, который расходует-ся в процессе работы трибосистемы. Поскольку толщина легкоплавких ме-таллических покрытий, как показали исследования (см. рисунок 5.1), ограни-чена, то дополнительный запас легкоплавкого металла может быть помещен в специальные пазы или вставки на рабочей контактной поверхности под-шипниковой втулки. Таким образом, ограничение объема легкоплавкого ме-таллического смазочного материала практически может быть снято.

Величина ресурса радиальных подшипников с легкоплавким металли-ческим покрытием контактной поверхности и адаптированным к условиям трения профилем подшипниковых втулок при начальном смазывании и по-

следующем полном его прекращении представлена в зависимости от нагрузочно-скоростных режимов на рисунке 5.13.

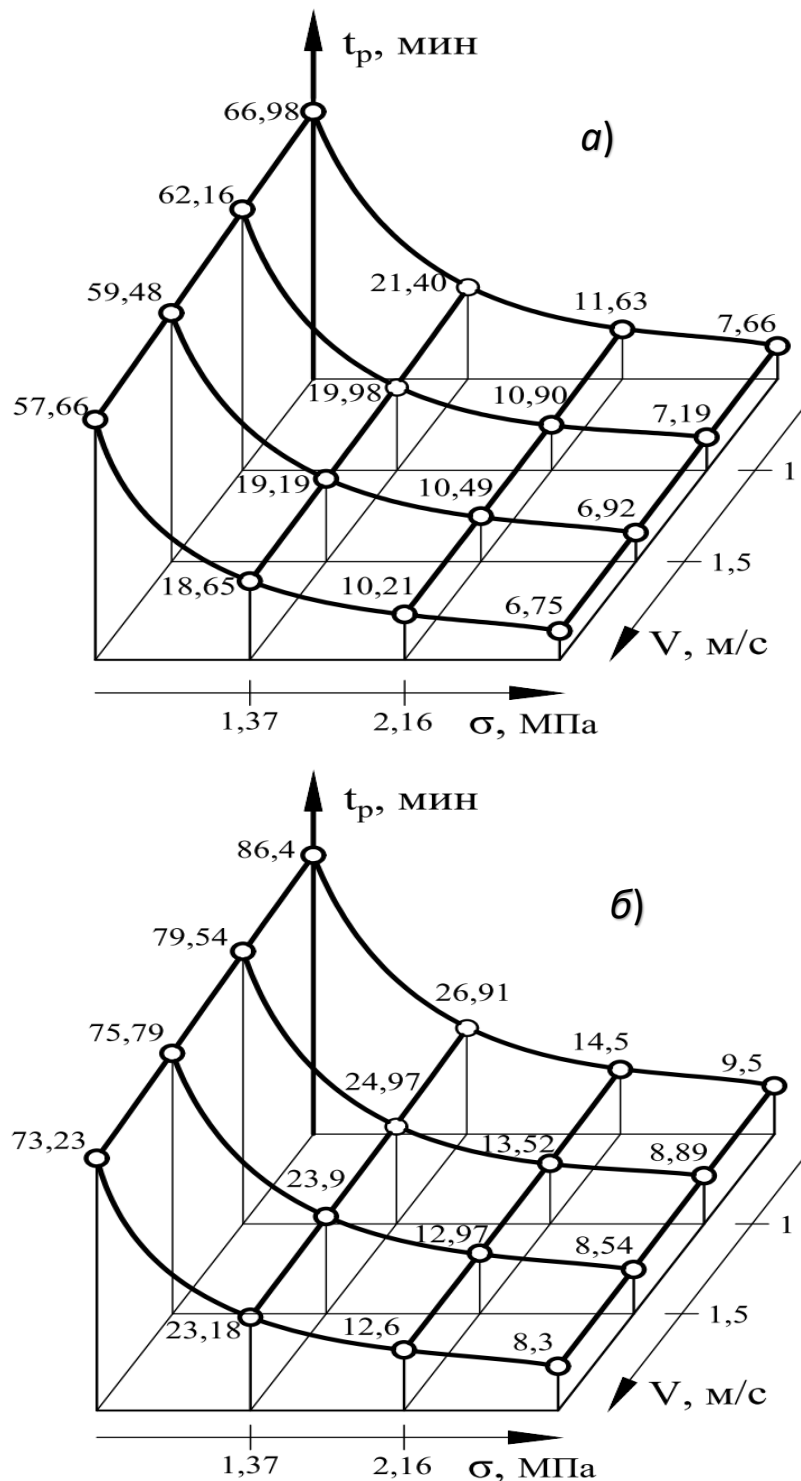


Рисунок 5.13 – Влияние нагрузочно-скоростных режимов на ресурс радиальных подшипников с плавким покрытием и адаптированным профилем опорной поверхности при начальном смазывании вязким (а) и микрополярным (б) смазочными материалами

Здесь наглядно сравниваются ресурс и его зависимость от режимов при подаче стандартного, вязкого, и микрополярного смазочного материала. Вне зависимости от типа смазочного материала в исследованной области эксплуатационных режимов наибольшее влияние на ресурс подшипников оказывает величина контактных напряжений, снижая его на ≈ 90 %. Скорость влияет на этот параметр гораздо слабее и снижает его на 11–15 %. Это соотношение можно объяснить интенсивным выносом металлического расплава из зоны контакта при испытаниях на машине трения.

Сохраняя практически идентичное влияние (в пределах погрешности эксперимента) составляющих режима нагружения на величину ресурса подшипников с покрытием и адаптированным профилем при разных типах реологии смазочных материалов, применение данной конструкции обеспечивает безотказную работу подшипников в гидродинамическом режиме смазывания на период ресурса металлического расплава.

При смазывании стандартным истинно вязким смазочным материалом аварийный ресурс подшипников составляет от 6,75 до 66,98 минуты. Смазывание подшипников микрополярным смазочным материалом повышает их ресурс в том же диапазоне нагрузочно-скоростных режимов от 8,3 до 86,4 минуты, т. е. ресурс на 23–29 % больше.

Если исходя из производственных условий необходимо увеличить аварийный ресурс металлического расплава, то следует варьировать нагрузку, влияющую интенсивнее скорости.

Следовательно, анализ полученных экспериментальных результатов позволяет, связав энергоёмкость плавления с диссипацией тепловой энергии, генерируемой при трении, в значительной степени управлять величиной как обычного, так и аварийного (при отсутствии подачи смазочного материала) ресурса трибосистемы. Управлять величиной ресурса трибосистемы, дополнительно смазываемой расплавом, можно, изменяя физическую природу и объем легкоплавкого сплава, а также конструкцию подшипника.

На образцах второй серии для увеличения объема легкоплавкого сплава были выполнены три поперечные канавки сегментального сечения шириной ≈ 2 мм и глубиной 0,5 мм. Толщина покрытия колодки составляла 0,3 мм, а канавки заполнялись материалом покрытия. После прекращения подачи смазочного материала ресурс покрытия из легкоплавкого металла составил более 4 часов.

Полностью аналогичные исследования с вязким и микрополярным смазочными материалами, а также легкоплавким покрытием выполнялись для упорных подшипников на специальном стенде и образцах (см. главу 4).

По результатам экспериментальных исследований для доказательства стабильного гидродинамического режима получена регрессионная модель зависимости коэффициента трения от режимов следующего вида

$$f = 3,429 \cdot 10^2 \sigma^{0,113} V^{0,229}. \quad (5.2)$$

Модель (5.2) адекватна и при расчетах обеспечивает погрешность не более 5 %. Полученные результаты представлены на графике (рисунок 5.14).

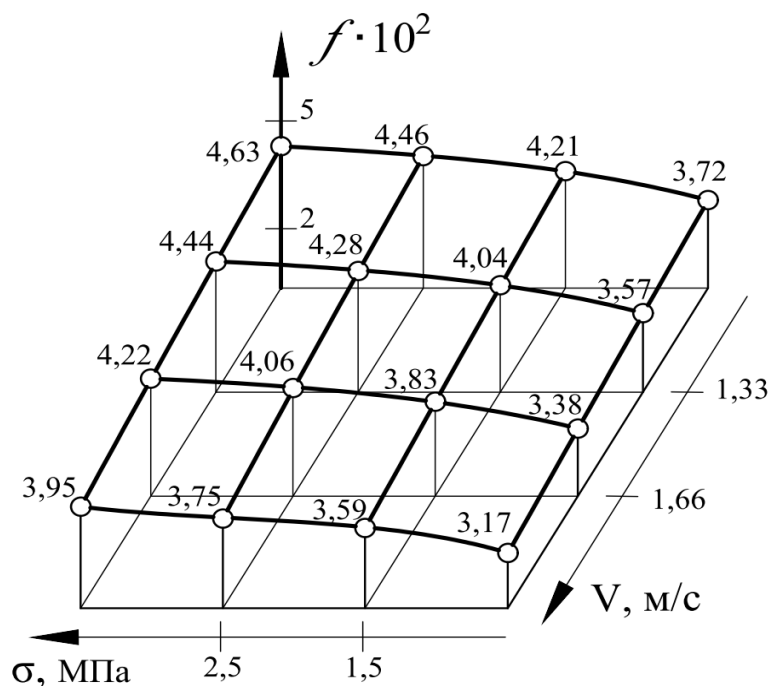


Рисунок 5.14 – Влияние нагрузочно-скоростных режимов на коэффициент трения упорных подшипников с дополнительным объемом легкоплавкого металла для смазывания расплавом

Исследуемые в работе образцы упорных подшипников имели небольшой борт, который задерживал вынос металлического расплава из зоны трения под действием центробежных сил. Это обстоятельство способствовало увеличению ресурса (рисунок 5.15).

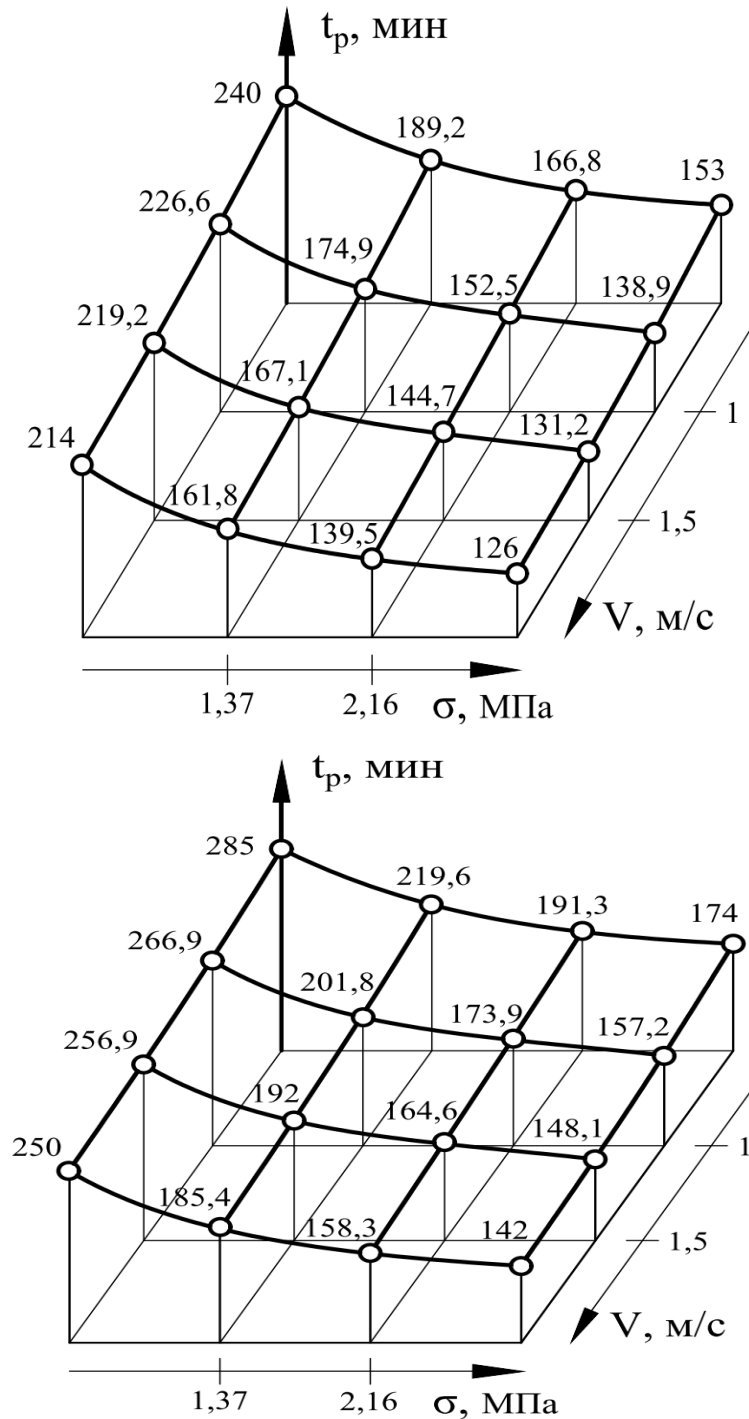


Рисунок 5.15 – Влияние нагрузочно-скоростных режимов на ресурс упорных подшипников с плавким покрытием опорной поверхности при начальном смазывании вязким (а) и микрополярным (б) смазочными материалами

Вклад элементов режимов нагружения в ресурс упорных подшипников полностью соответствует соотношению их вклада для радиальных подшипников. В исследованном диапазоне режимов как для вязких смазочных материалов, так и для микрополярных нагрузка влияет в 2 раза интенсивнее скорости. Так, в среднем ресурс изменяется от скорости в пределах 14,2–15,3 %, а от нагрузки – в пределах 38,7–41,1 %, т. е. нагрузка влияет на ресурс в 2,7 раза интенсивнее скорости.

Однако использование микрополярного смазочного материала позволяет повысить ресурс и для упорных подшипников. Средняя величина этого повышения для всей области исследований составляет 15,7 %.

Анализ модели и графика показывает, что во всем исследованном пространстве переменных наблюдалось жидкостное трение в режиме гидродинамического смазывания металлическим расплавом. Зависимость коэффициента трения близка линейной и обеспечивает его рост с увеличением исследованных переменных факторов.

Подводя итоги всему комплексу экспериментальных исследований, можно сделать заключение о значительной близости процессов смазывания радиальных и упорных подшипников скольжения расплавами легкоплавких металлов. Это позволяет использовать для их описания регрессионные модели структуры, аналогичной предыдущей (таблица 5.3).

Таблица 5.3 – Модели ресурса подшипников при смазывании металлическими расплавами

№ п/п	Тип подшипника	Смазочный материал	Параметр моделей				Погреш., %
			<i>a</i>	<i>b</i>	<i>c</i>	<i>d</i>	
1	Радиальный	Тп22-С	30,87	-1,326	0,024	-0,101	4,7
2		Тп + 5 %С	39,05	-1,348	0,031	-0,111	
3	Упорный	Тп22-Сu	193,3	-0,301	-0,081	-0,103	3,4
4		Тп + 5 %Сu	224,8	-0,326	-0,074	-0,112	

Кроме того, некоторые компоненты сплава Вуда или сплав в целом, выбранный для исследований в качестве легкоплавкого, в процессе работы в

подшипниках скольжения подвержен окислению. Это обстоятельство требует его периодического восполнения или замены.

В заключение раздела приведены результаты верификации расчетных моделей, полученных теоретически, путем их сравнения с данными экспериментальных исследований (таблица 5.4).

Таблица 5.4 – Сравнение расчетных и экспериментальных коэффициентов трения при смазывании расплавом

№ п/п	Исходный смазочный материал	Режимы нагружения		Коэффициент трения, f		Погрешность, %
		σ , МПа	V , м/с	Эксперимент	Расчет	
1	МС-20	4,0	0,5	0,025	0,026	3–5
2	Тп-22С + + 5 % Cu (вес)	4,0	0,5	0,0342	0,0325	
3		2,0	0,5	0,0316	0,0306	
4		4,0	2,0	0,0470	0,0484	
5		2,0	2,0	0,0435	0,04219	

Величины коэффициентов трения, приведенные в таблице 5.4, с высокой достоверностью подтверждают наличие стабильного гидродинамического режима смазывания в условиях проведенного эксперимента и удовлетворительную сходимость результатов эксперимента с итогами теоретических исследований. Наибольшая невязка сравниваемых величин не превышает 5 %.

5.4 Результаты промышленных испытаний

Рассмотрим вначале расчетные модели, полученные на основе теоретических исследований. Сравнение результатов расчетов с итогами экспериментальных исследований позволило определить степень их совпадения, оцененную величиной погрешности теоретических моделей. Результаты этой оценки приведены в таблице 5.5.

Табличные данные свидетельствуют об эффективности теоретически разработанных уточненных расчетных моделей и об их достаточной точности для ведения предпроектных и проверочных инженерных расчетов.

Таблица 5.5 – Верификация основных расчетных моделей

№ п/п	Подшипник		Смазоч. мат-л	Погрешность, %	
	Тип	Конструкция		по σ	по f
1	Ради- аль- ный	Эталон	Тп22-С	3,9	3,8
2		Легкоплавкое покрытие		4,2	5,2
3		Покрытие + адап. профиль		4,7	4,8
4		Эталон	Тп22-С и 5 % Cu	4,1	4,1
5		Легкоплавкое покрытие		5,1	4,9
6		Покрытие + адап. профиль		6,1	4,7
7	Упор- ный	Эталон	Тп22-С	7,1	5,1
8		Легкоплавкое покрытие		7,4	5,6
9		Покрытие + адап. профиль		8,1	5,8
10		Эталон	Тп22-С и 5 % Cu	6,5	4,9
11		Легкоплавкое покрытие		6,8	5,7
12		Покрытие + адап. профиль		7,1	5,9

Дополнительным подтверждением эффективности результатов выполненных исследований являются данные промышленных испытаний разработанной конструкции подшипников на заводе ОАО «10 ГПЗ» в г. Ростове-на-Дону на шпиндельном узле шлифовального станка Sasl 125x500 (рисунок 5.16). Значимость сделанных выводов и рекомендаций доказана по итогам промышленных испытаний специальных радиальных подшипников скольжения с покрытием и вставками из легкоплавкого металлического сплава (сплава Вуда).



Рисунок 5.16 – Шлифовальный промышленный станок Sasl 125x500

Акт промышленных испытаний приведен в приложении.

В условиях штатной работы подшипников наблюдался устойчивый гидродинамический режим смазывания. При прекращении подачи жидкого смазочного материала, в результате роста температуры зоны трения выше 68 °С, легкоплавкое покрытие опытных подшипников плавилось и обеспечивало безотказную работу трибоконтакта при сохранении режима смазывания. Ресурс подшипника соответствовал объему легкоплавкого покрытия на рабочей поверхности и в специальных канавках. Он равнялся, в нашем конкретном случае, трем часам. При этом технологическая операция продолжалась без снижения качества продукции. Износ покрытия наступал после расхода всего расплава покрытия, что установлено после контрольной разборки узла.

В результате проведенных эксплуатационных испытаний установлено следующее:

- подшипник проработал после прекращения подачи смазочного материала без зафиксированного отказа 3 часа;
- на наплавленном слое выявлены его утонение и локальные разрушения, занимающие 70 %.

Аналогичные промышленные испытания проводились на электровозоремонтном заводе – филиале АО «Желдорремаш», на стенде окончательной сборки и обработки КМБ (модель ОБ-741, инв. № 3Н-0089) – рисунок 5.17.



Рисунок 5.17 – Испытательный стенд

Целью проведенных испытаний являлось установление ресурса моторно-осевых (радиальных) подшипников скольжения со специальным профилем опорной поверхности подшипниковой втулки.

На образцах для увеличения объема легкоплавкого сплава (Вуда) были выполнены три поперечные канавки сегментального сечения шириной ≈ 2 мм и глубиной 0,5 мм. Толщина покрытия колодки составляла 0,3 мм, а канавки заполнялись материалом покрытия из сплава Вуда.

Более значительное удержание жидкого смазочного материала в результате наличия легкоплавкого металлического покрытия способствовало сохранению смазочного слоя, увеличению его толщины и повышению стабильности гидродинамического режима.

Результаты промышленных испытаний показали увеличение времени безотказной работы. После прекращения подачи смазочного материала ресурс покрытия из легкоплавкого металла составил более 5 часов, что позволяет рекомендовать увеличение периода времени межремонтного обслуживания моторно-осевых подшипников примерно на 22–32 % по сравнению со штатным.

Таким образом, получены результаты, доказывающие эффективность теоретически разработанных расчетных моделей радиальных и упорных подшипников скольжения, смазываемых расплавом легкоплавких металлов, а также стабильное обеспечение расплавом гидродинамического режима смазывания.

5.5 Выводы

Итоги выполненных экспериментальных и сравнительных верификационных исследований, а также результаты проведенных промышленных испытаний подтвердили высокую эффективность использованных покрытий из легкоплавких смазочных материалов для радиальных и упорных подшипников скольжения, работающих в режиме гидродинамического смазывания, и позволили сформулировать следующие выводы.

1 Общий анализ осциллограмм изменений коэффициента трения и температуры контактной зоны испытываемых образцов радиальных и упорных подшипников скольжения, смазываемых металлическим расплавом, позволил установить последовательность протекания и выделить общие фазы исследуемого процесса гидродинамического трения.

2 Результаты сравнительных экспериментальных исследований несущей способности конструкций радиальных и упорных подшипников скольжения позволили установить, что наибольшей несущей способностью (в 3,15 раза больше эталона) обладает подшипник с легкоплавкими металлическими покрытиями и адаптированным к условиям трения опорным профилем при смазывании микрополярным смазочным материалом.

3 Выявлена область нагрузочно-скоростных режимов ($V > 2$ м/с и $\sigma = 2-4$ МПа), позволяющая наиболее эффективно применять микрополярные смазочные материалы в радиальных и упорных подшипниках, смазываемых металлическими расплавами, и обеспечивающая стабильное жидкостное трение в гидродинамическом режиме смазывания.

4 Установлена перспективность применения дополнительного смазывания металлическими расплавами радиальных и упорных подшипников скольжения в процессе аварийного дефицита стандартного смазочного материала при необходимости поддержания стабильного режима гидродинамического трения в течение времени непрерывного технологического цикла (при ресурсе до 4 часов).

5 Экспериментально подтверждена эффективность теоретически разработанных уточненных расчетных моделей подшипников скольжения различной конструкции (погрешность в пределах 5,2 %) для выполнения проектных и контрольных инженерных расчетов.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ, ОБЩИЕ ВЫВОДЫ И РЕКОМЕНДАЦИИ

Результаты проведенных исследований и их соответствие поставленным задачам позволяют заключить, что общая цель работы полностью достигнута. Эффективность теоретических разработок в виде комплекса уточненных расчетных моделей подтверждена экспериментальными исследованиями. Полученные многопараметрические универсальные зависимости и методические рекомендации существенно повышают точность инженерных расчетов подшипников скольжения различных типоразмеров. Погрешность расчетных моделей, включающих одновременно целый ряд не учитываемых ранее параметров, снижена до 8,3–13,1 %.

Итоги выполненных исследований позволяют сформулировать следующие выводы.

1 Анализ существующих методов инженерных расчетов подшипников скольжения, построенных на гидродинамической теории смазывания, ряда конструктивных особенностей опорной поверхности исследуемых трибосистем и реологических свойств неньютоновских микрополярных смазочных материалов позволил использовать при разработке расчетных моделей рассматриваемых подшипников автомобильную переменную, обеспечивающую получение результатов прямым интегрированием.

2 Учитывая одновременно зависимость вязкости жидкого смазочного материала и проницаемости пористого покрытия опорной поверхности с адаптированным к условиям трения опорным профилем от гидродинамического давления, а также стратифицированное течение смазочного материала и расплава легкоплавкого покрытия в рабочем зазоре упорного подшипника, получены расчетные модели, позволяющие повысить точность проекторочных расчетов на 5,1–6,2 %.

3 Оценка комплексного влияния гидродинамического давления на характеристики пористого покрытия, а также реологию микрополярных смазочных материалов (минерального масла и легкоплавкого металлического расплава) при получении расчетных моделей подшипников скольжения

обеспечила повышение точности расчетов основных параметров трибосистем (коэффициента трения и несущей способности) на 8–11 %.

4 Визуализация разработанных теоретически расчетных моделей и оценка их точности, выполненная на основе сравнения результатов их численного анализа и триботехнических параметров, рассчитанных по адекватным регрессионным моделям, полученным экспериментально, доказала их высокую эффективность, точность (в пределах 10–12 %) и применимость во всем исследованном диапазоне размеров и нагрузочно-скоростных режимов ($d = 10–100$ мм; $V = 0,5–11$ м/с; $\sigma = 8–11$ МПа).

5 Параллельный анализ уровня температуры в контактной области и величины коэффициента трения в процессе работы подшипника с легкоплавким металлическим покрытием при постепенном прекращении подачи жидкого смазочного материала в рабочую зону позволил установить последовательность фаз перехода от смазывания минеральным маслом к смазыванию металлическим расплавом при сохранении гидродинамического режима.

6 Экспериментальная проверка теоретических результатов конструкции подшипников с пористым и легкоплавким покрытиями на контактных поверхностях позволила установить отсутствие целесообразности подобного сочетания в связи с быстрым выносом расплава легкоплавкого покрытия из зоны трения.

7 Подшипники, выполненные на основе проведенных исследований, успешно прошли промышленные испытания на подшипниковом заводе ОАО «ГПЗ10» и электровозоремонтном заводе – филиале АО «Желдорреммаш» с удовлетворительной оценкой.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

- 1 **Браун, Э. Д.** Моделирование трения и изнашивания в машинах / Э. Д. Браун, Ю. А. Евдокимов, А. В. Чичинадзе. – Москва : Машиностроение, 1982. – 191 с. – Текст : непосредственный.
- 2 **Гаевик, Д. Т.** Подшипниковые опоры современных машин / Д. Т. Гаевик. – Москва : Машиностроение, 1985. – 248 с. – Текст : непосредственный.
- 3 **Галахов, М. А.** Расчёт подшипниковых узлов / М. А. Галахов, А. Н. Бурмистров. – Москва : Машиностроение, 1988. – 272 с. – Текст : непосредственный.
- 4 Порошковая металлургия. Спеченные и порошковые материалы : сборник / под ред. В. Шатта. – Москва : Металлургия, 1983. – 520 с. – Текст : непосредственный.
- 5 **Белов, С. В.** Пористые металлы в машиностроении / С. В. Белов. – Москва : Машиностроение, 1981. – 247 с. – Текст : непосредственный.
- 6 **Шибряев, Б. Ф.** Пористые проницаемые спеченные материалы / Б. Ф. Шибряев. – Москва : Металлургия, 1982. – 168 с. – Текст : непосредственный.
- 7 **А. с. № 1178551 СССР, МКИ F16C 33/12.** Способ изготовления самосмазывающихся подшипников скольжения / Ю. И. Пустовойт, И. Б. Сайко, С. И. Сильнягин [и др.] (СССР). – № 3703422/22-02 ; заявл. 22.12.83 ; опубл. 15.09.85; Бюл. № 34.
- 8 **А. с. № 1400780 СССР, МКИ⁴ B22F 3/26.** Способ изготовления спечённых изделий / В. В. Сорока, И. Б. Сайко, В. Я. Ривина [и др.] (СССР). – № 4100677/23-02 ; заявл. 22.07.86 ; опубл. 07.06.88. Бюл. № 21.
- 9 **А. с. № 1428854 СССР, МКИ F16C 33/04.** Подшипник скольжения / Ю. И. Пустовойт, И. Б. Сайко, С. А. Краморенко [и др.] (СССР). – № 4075211/30-27 ; заявл. 10.06.86 ; опубл. 07.10.88, Бюл. № 37.
- 10 **Аскадский, А. А.** Химическое строение и физические свойства полимеров / А. А. Аскадский. – Москва : Химия, 1983. – 248 с. – Текст : непосредственный.

11 **Гаркунов Д. Н.** Триботехника (конструирование, изготовление и эксплуатация машин) : учебник / Д. Н. Гаркунов. – Москва : Изд-во МСХА, 2002. – 632 с. – Текст : непосредственный.

12 **А. с. № 1255278 СССР, МКИ В22 F 7/08.** Способ изготовления самосмазывающегося подшипника скольжения / Ю. И. Пустовойт, С.И. Сильнягин, И. Б. Сайко (СССР). – № 3790343/22-02 ; заявл. 09.07.84 ; опубл. 07.09.86, Бюл. № 33.

13 **Ахвердиев, К. С.** Гидродинамический расчет пористых подшипников с переменной проницаемостью вдоль оси с учетом нелинейных факторов / К. С. Ахвердиев, Л. И. Прянишникова, Ю. И. Пустовойт. – Текст : непосредственный // Трение и износ. – 1993. – Т. 14, № 5. – С. 813–821.

14 **Ахвердиев, К. С.** Об одном точном решении задачи о радиальном пористом подшипнике конечной длины / К. С. Ахвердиев, Л. И. Прянишникова. – Текст : непосредственный // Трение и износ. – 1991. – Т. 12, № 1. – С. 24–32.

15 **Галахов, М. А.** Расчёт подшипниковых узлов / М. А. Галахов, А. Н. Бурмистров. – Москва : Машиностроение, 1988. – 272 с. – Текст : непосредственный.

16 **Заславский, Ю. С.** Трибология смазочных материалов / Ю. С. Заславский. – Москва : Химия, 1991. – 240 с. – Текст : непосредственный.

17 **Ахвердиев, К. С.** Гидродинамический расчет пористых подшипников с переменной проницаемостью вдоль оси с учетом нелинейных факторов / К. С. Ахвердиев, Л. И. Прянишникова, Ю. И. Пустовойт. – Текст : непосредственный // Трение и износ. – 1993. – Т. 14, № 5. – С. 813–821.

18 **Ванеев, К. А.** Расчетная модель устойчивой работы подшипников скольжения, работающих на сжимаемых ферромагнитных жидкостях и электропроводящих газообразных смазочных материалах : дис. ... канд. техн. наук. 05.02.04 / Ванеев Константин Андреевич. – Ростов-на-Дону, 2013. – 158 с. – Текст : непосредственный.

19 **Горячева, И. Г.** Механика фрикционного взаимодействия / И. Г. Горячева. – Москва : Наука, 2001. – 478 с. – Текст : непосредственный.

20 **Никитин, А. К.** Гидродинамическая теория смазки и расчет подшипников скольжения, работающих в стационарном режиме / А. К. Никитин, К. С. Ахвердиев, Б. И. Остроухов. – Москва : Наука, 1981. – 316 с. – Текст : непосредственный.

21 **Лэс, Р. Х.** Система самосмазывающихся миниатюрных опор скольжения с газовым вытеснением масла из пор подшипника : автореф. ... канд. техн. наук / Лэс Рейн Хербертович. – Москва, 1984. – 21 с. – Текст : непосредственный.

22 **Воскресенский, В. А.** Расчет и проектирование опор жидкостного трения : справочник / В. А. Воскресенский, В. И. Дьяков, А. З. Зиле. – Москва : Машиностроение, 1983. – 232 с. – Текст : непосредственный.

23 Математическая модель течения смазки в зазоре радиального подшипника конечной длины со слоистым пористым вкладышем переменной толщины / К. С. Ахвердиев, В. М. Приходько, А. И. Шевченко, О. Р. Казанчян. – Текст : непосредственный // Проблемы машиностроения. – 2000. – № 6.

24 **Ахвердиев, К. С.** Радиальный пористый подшипник конечной длины, обладающий повышенной несущей способностью с учетом сил инерции / К. С. Ахвердиев, Е. В. Коваленко, М. А. Мукутадзе. – Текст : непосредственный // Вестник РГУПС. – 2011. – № 2. – С. 155–160.

25 Слоистый пористый подшипник бесконечной длины / К. С. Ахвердиев, О. Р. Казанчян, М. А. Мукутадзе [и др.]. – Текст : непосредственный // Вестник РГУПС. – 2000. – № 2. – С. 5–10.

26 Слоистый пористый подшипник конечной длины / К. С. Ахвердиев, М. А. Мукутадзе, О. Р. Казанчян [и др.]. – Текст : непосредственный // Вестник РГУПС. – 1999. – № 1. – С. 17–24.

27 **Дерягин, Б. В.** Поверхностные силы / Б. В. Дерягин, Н. В. Чураев, М. В. Муллер. – Москва : Наука, 1995. – 398 с. – Текст : непосредственный.

28 Основы трибологии (трение и смазка) / А. В. Чичинадзе, Э. Д. Браун, Н. А. Буше [и др.]. – Москва : Машиностроение, 2001. – 664 с. – Текст : непосредственный.

29 **Гармони́на А. Н.** Гидродинамический расчет неоднородного упорного пористого подшипника, работающего на электропроводящем смазочном материале / А. Н. Гармони́на. – Текст : непосредственный // «Актуальные проблемы социально-экономической и экологической безопасности Поволжского региона» : сборник материалов VII Международной научно-практической конференции. – Казань, 2016. – С. 178–183.

30 **Зозуля, В. Д.** Эксплуатационные свойства порошковых подшипников / В. Д. Зозуля. – Киев : Наукова думка, 1989. – 288 с. – Текст : непосредственный.

31 **Воскресенский, В. А.** Расчет и проектирование опор жидкостного трения: Справочник / В. А. Воскресенский, В. И. Дьяков, А. З. Зиле. – Москва : Машиностроение, 1983. – 232 с. – Текст : непосредственный.

32 **Ахвердиев, К. С.** Об одном точном решении задачи о радиальном пористом подшипнике конечной длины / К. С. Ахвердиев, Л. И. Прянишникова. – Текст : непосредственный // Трение и износ. – 1991. – Т. 12, № 1. – С. 24–32.

33 Гидродинамический расчет двухслойного пористого подшипника бесконечной длины с учетом анизотропии проницаемости пористого слоя и сил инерции / К. С. Ахвердиев, М. А. Мукутадзе, В. С. Новгородова, Т. С. Черкасова. – Текст : непосредственный // Вестник ДГТУ. – 2013. – № 5/6(74) – С. 36–43.

34 **Ахвердиев, К. С.** Гидродинамический расчет ненагруженного пористого подшипника полубесконечной длины / К. С. Ахвердиев, Б. Е. Коптун. – Текст : непосредственный // Вестник РГУПС. – 2006. – № 1. – С. 5–10.

35 **Ахвердиев, К. С.** Гидродинамический расчет пористых подшипников с переменной проницаемостью вдоль оси с учетом нелинейных факторов

/ К. С. Ахвердиев, Л. И. Пряшникова, Ю. И. Пустовойт. – Текст : непосредственный // Трение и износ. – 1993. – Т. 14, № 5. – С. 813–821.

36 Математическая модель течения смазки в зазоре радиального подшипника конечной длины со слоистым пористым вкладышем переменной толщины / К. С. Ахвердиев, В. М. Приходько, А. И. Шевченко, О. Р. Казанчян. – Текст : непосредственный // Проблемы машиностроения. – 2000. – № 6.

37 **Ахвердиев, К. С.** Радиальный пористый подшипник конечной длины, обладающий повышенной несущей способностью с учетом сил инерции / К.С. Ахвердиев, Е. В. Коваленко, М. А. Мукутадзе. – Текст : непосредственный // Вестник РГУПС. – 2011. – № 2. – С. 155–160.

38 Слоистый пористый подшипник бесконечной длины / К. С. Ахвердиев, О. Р. Казанчян, М. А. Мукутадзе [и др.]. – Текст : непосредственный // Вестник РГУПС. – 2000. – № 2. – С. 5–10.

39 Слоистый пористый подшипник конечной длины / К. С. Ахвердиев, М. А. Мукутадзе, О. Р. Казанчян [и др.]. – Текст : непосредственный // Вестник РГУПС. – 1999. – № 1. – С. 17–24.

40 Гидродинамический расчет радиального пористого подшипника бесконечной длины с повышенной несущей способностью с учетом сил инерции / М. А. Мукутадзе, Е. Е. Александрова, А. А. Константинов, А. И. Шевченко. – Текст : непосредственный // Вестник РГУПС. – 2012. – № 2(46). – С. 194–197.

41 Расчетная модель гидродинамической смазки неоднородного пористого подшипника конечной длины, работающего в устойчивом нестационарном режиме трения при наличии принудительной подачи смазки / М. А. Мукутадзе, Н. С. Флек, Н. С. Задорожная [и др.]. – Текст : электронный // Инженерный вестник Дона. – 2013. – № 3. – URL : <http://www.ivdon.ru/magazine/archive/n3y2013/1765>.

42 **Ахвердиев, К. С.** Разработка расчетной модели с учетом зависимости вязкости от давления двухслойной гидродинамической смазки упорного под-

шипника, обладающего повышенной несущей способностью / К. С. Ахвердиев, М. А. Мукутадзе, Е. О. Лагунова. – Текст : непосредственный // Вестник РГУПС. – 2013. – № 2. – С. 135–139.

43 **Мукутадзе, М. А.** Расчетная модель с учетом зависимости вязкости и проницаемости пористого слоя от давления трехслойной гидродинамической смазки радиального подшипника, обладающего повышенной несущей способностью и демпфирующими свойствами / М. А. Мукутадзе. – Текст : электронный // Инженерный вестник Дона. – 2014. – № 2. – URL : <http://ivdon.ru/magazine archive/n2y2014/2324>.

44 **Мукутадзе, М. А.** Расчетная модель гидродинамической смазки подшипников скольжения, обладающих демпфирующими свойствами с учетом зависимости вязкости коэффициента проницаемости от давления / М. А. Мукутадзе, К. С. Солоп, Е. В. Поляков. – Текст : непосредственный // Труды Международной научно-практической конференции «Транспорт-2013». Ч. 3. – Ростов-на-Дону : РГУПС, 2013. – С. 291–293.

45 **Ахвердиев, К. С.** Математическая модель расчета пористого конического подшипника / К. С. Ахвердиев, М. А. Мукутадзе, Б. Е. Копотун. – Текст : непосредственный // Вестник РГУПС. – 2006. – № 3. – С. 5–15.

46 Нелинейная математическая модель гидродинамической смазки сложнонагруженного составного конического подшипника с пористым слоем на его рабочей поверхности / К. С. Ахвердиев, А. И. Задорожный, М. А. Мукутадзе, С. Ф. Кочетова. – Текст : непосредственный // Вестник ДГТУ. – 2007. – Т. 7, № 4(35). – С. 441–449.

47 **Ахвердиев, К. С.** Нестационарная математическая модель гидродинамической смазки сложнонагруженного составного конического подшипника с пористым слоем на его рабочей поверхности с учетом его конструктивной особенности / К. С. Ахвердиев, С. Ф. Кочетова, М. А. Мукутадзе. – Текст : непосредственный // Вестник РГУПС. – 2009. – № 1. – С. 135–143.

48 **Ахвердиев, К. С.** Устойчивость движения шипа в коническом подшипнике с пористым слоем на рабочей поверхности / К. С. Ахвердиев, Б. Е.

Копотун, М. А. Мукутадзе. – Текст : непосредственный // Трение и износ. – 2007. – Т. 28, № 4. – С. 361–366.

49 **Мукутадзе, М. А.** Математическая модель гидродинамической смазки составного конического подшипника с пористым слоем на поверхности шипа и подшипника / М. А. Мукутадзе, С. Ф. Кочетова. – Текст : непосредственный // Вестник РГУПС. – 2008. – № 3. – С. 133–139.

50 **Опацких, А. Н.** Расчетная модель упругодеформируемого упорного подшипника с учетом зависимости электропроводности, вязкости смазочного материала и проницаемости пористого слоя от давления / А. Н. Опацких, С. С. Черняев, С. А. Солоп. – Текст : непосредственный // «Трибология – машиностроению» : XII Международная научно-техническая конференция, посвященная 80-летию ИМАШ РАН, г. Москва, 2019. – С. 375–378.

51 **Опацких, А. Н.** Упорный подшипник с пористым слоем / А. Н. Опацких, С. С. Черняев. – Текст : непосредственный // Труды РГУПС. – 2018. – № 3(44). – С. 11–15.

52 Гидродинамический расчет двухслойного пористого подшипника бесконечной длины с учетом анизотропии проницаемости пористого слоя и сил инерции / К. С. Ахвердиев, М. А. Мукутадзе, В. С. Новгородова, Т. С. Черкасова. – Текст : непосредственный // Вестник ДГТУ. – 2013. – № 5/6(74) – С. 36–43.

53 **Гармони́на, А. Н.** Расчетная модель электропроводящей смазки упорного подшипника с демпфирующими свойствами при наличии электромагнитных полей / А. Н. Гармони́на. – Текст : непосредственный // Вестник РГУПС. – 2015. – № 2. – С. 146–152.

54 **Гармони́на, А. Н.** Расчетная модель электропроводящей смазки радиального подшипника с демпфирующими свойствами при наличии электромагнитных полей / А. Н. Гармони́на. – Текст : непосредственный // Вестник РГУПС. – 2015. – № 3. – С. 121–127.

55 Гидродинамический расчет упорного подшипника с нежесткой опорной поверхностью / М. А. Мукутадзе, Е. О. Лагунова, А. Н. Гармони́на,

В. В. Василенко. – Текст : непосредственный // Вестник РГУПС. – 2017. – № 1. – С. 128–137.

56 **Гармони́на, А. Н.** Нелинейные эффекты воздействия электропроводящего смазочного материала на рабочие характеристики упорного подшипника с учетом зависимости вязкости, электропроводности и проницаемости пористого слоя от давления / А. Н. Гармони́на, Е. А. Копотун, Т. С. Черкасова. – Текст : непосредственный // Вестник РГУПС. – 2016. – № 2. – С. 141–148.

57 **Гармони́на, А. Н.** Нелинейные эффекты воздействия электропроводящей смазки на рабочие характеристики подшипника, обладающего демпфирующими свойствами / А. Н. Гармони́на, Е. А. Копотун. – Текст : непосредственный // Вестник РГУПС. – 2016. – № 1. – С. 139–146.

58 **Лагунова, Е. О.** Нелинейные эффекты воздействия электропроводящей смазки на шип подшипника, обладающего демпфирующими свойствами / Е. О. Лагунова, А. Н. Гармони́на, Е. А. Копотун. – Текст : непосредственный // Сборка в машиностроении и приборостроении. – 2016. – № 3. – С. 40–46.

59 Разработка расчетной модели радиального подшипника с учетом зависимости проницаемости, электропроводности и вязкости жидкого смазочного материала от давления / К. С. Ахвердиев, М. А. Мукутадзе, И. А. Колобов, А. Н. Гармони́на. – Текст : электронный // Науковедение. – 2016. – Т. 8, № 6. – URL : <http://naukovedenie.ru/PDF/74TVN616.pdf>.

60 Расчетная модель радиального подшипника скольжения с податливой опорной поверхностью с учетом зависимости электропроводности, вязкости смазочного материала и проницаемости пористого покрытия от давления / М. А. Мукутадзе, Е. О. Лагунова, А. Н. Гармони́на, В. В. Василенко. – Текст : электронный // Науковедение. – 2017. – Т. 9, № 2. – URL : <http://naukovedenie.ru/PDF/99TVN217.pdf>.

61 **Мукутадзе, М. А.** Расчетная модель радиального подшипника скольжения с учетом электропроводности, вязкости смазочного материала и

проницаемости пористых покрытий от давления / М. А. Мукутадзе, А. Н. Гармони́на. – Текст : электронный // Наукoведение. – 2017. – Т. 9, № 4. – URL : <http://naukovedenie.ru/PDF/50TVN417.pdf>.

62 **Мукутадзе, М. А.** Расчетная модель радиального подшипника с двухслойным пористым покрытием на поверхности вала, работающего на электропроводящем смазочном материале / М. А. Мукутадзе, А. Н. Гармони́на, В. М. Приходько. – Текст : электронный // Инженерный вестник Дона. – 2017. – № 3. – URL : <http://ivdon.ru/ru/magazine/archive/n3y2017/4320>.

63 **Гармони́на, А. Н.** Разработка расчетной модели упорного подшипника с учетом зависимости проницаемости пористых слоев, электропроводности и вязкости жидкого смазочного материала от давления / А. Н. Гармони́на, В. М. Приходько, М. А. Савенкова. – Текст : непосредственный // Вестник РГУПС. – 2017. – № 3. – С. 15–22.

64 **Мукутадзе, М. А.** Расчетная модель упорного подшипника с пористым покрытием на поверхности направляющей / М. А. Мукутадзе, А. Н. Гармони́на, В. М. Приходько. – Текст : непосредственный // Вестник ДГТУ. – 2017. – № 3. – С. 70–77.

65 **Мукутадзе, М. А.** Расчетная модель упорного подшипника с податливой опорной поверхностью / М. А. Мукутадзе, Е. О. Лагунова, А. Н. Гармони́на. – Текст : непосредственный // Сборка в машиностроении и приборостроении. – 2017. – № 12. – С. 40–46.

66 Радиальный подшипник скольжения с податливой опорной поверхностью / М. А. Мукутадзе, Е. О. Лагунова, А. Н. Гармони́на, В. В. Василенко. – Текст : непосредственный // Вестник машиностроения. – 2017. – № 12. – С. 33–38.

67 Расчетная модель гидродинамической смазки неоднородного пористого подшипника конечной длины, работающего в устойчивом нестационарном режиме трения при наличии принудительной подачи смазки / М.А. Мукутадзе, Б.М. Флек, Н.С. Задорожная [и др.]. – Текст : электронный // Ин-

женерный вестник Дона. – 2013. – № 3. – URL : <http://ivdon.ru/magazine/achive/n3y2013/1765>.

68 Расчетная модель составного цилиндрического подшипника, работающего в устойчивом режиме, при неполном заполнении смазочным материалом зазора / К. С. Ахвердиев, Н. С. Задорожная, А. М. Мукутадзе, Б. М. Флек. – Текст : непосредственный // Проблемы машиностроения и надежности машин. – 2016. – № 3. – С. 64–69.

69 **Akhverdiev, K. S.** Radial bearing with porous barrel / K. S. Akhverdiev, M. A. Mukutadze, A. M. Mukutadze // Proceedings of Academic World : International Conference, 28th of March, 2016, San Francisco, USA. – IRAG Research Forum : Institute of Research and Journals, 2016. – P. 28–31.

70 Гидродинамический расчет неоднородного пористого подшипника конечной длины, работающего в устойчивом нестационарном режиме при комбинированной подаче смазки / А. М. Мукутадзе, Н. С. Задорожная, Е. В. Пиневиц, Е. В. Поляков. – Текст : непосредственный // Вестник РГУПС. – 2014. – № 2. – С. 139–145.

71 Система расчетных моделей составных цилиндрических подшипников скольжения, работающих в устойчивом нестационарном режиме трения, при двух вариантах подачи смазочного материала / К. С. Ахвердиев, Н. С. Задорожная, Б. М. Флек, А. М. Мукутадзе. – Текст : непосредственный // Вестник РГУПС. – 2014. – № 4. – С. 119–126.

72 Влияние ортогональной анизотропии в проницаемом опорном слое подшипника скольжения конечной длины на устойчивый режим его работы / К. С. Ахвердиев, А. М. Мукутадзе, Н. С. Задорожная, Е. В. Поляков. – Текст : непосредственный // Известия вузов. Северо-Кавказский регион. – 2014. – № 3. – С. 42–47.

73 Расчетная нестационарная модель двухслойного неоднородного пористого подшипника конечной длины, работающего в условиях принудительной подачи смазки / К. С. Ахвердиев, А. М. Мукутадзе, И. М. Елманов [и др.]. –

Текст : непосредственный // Трение и смазка в машинах и механизмах. – 2015. – № 6. – С. 19–26.

74 Нестационарная расчетная модель неоднородного двухслойного пористого подшипника конечной длины при комбинированной подаче смазки [Электронный ресурс] / К. С. Ахвердиев, И. М. Елманов, Н. С. Задорожная [и др.]. – Текст : электронный // Инженерный вестник Дона. – 2014. – № 1. – URL : <http://ivdon.ru/magazine/archive/n1y2014/2307>.

75 Мукутадзе, А. М. Радиальный подшипник с пористой опорной втулкой переменной толщины / А. М. Мукутадзе. – Текст : электронный // Интернет-журнал «Науковедение». – 2016. – Т. 8, № 5. – URL : <http://naukovedenie.ru/PDF/56TVN516.pdf>.

76 Разработка расчетной модели радиального подшипника конечной длины с пористым спеченным кольцом переменной толщины при комбинированной подаче смазочного материала / И. В. Колесников, А. Ч. Эркенов, Н. И. Бойко [и др.]. – Текст : непосредственный // Вестник РГУПС. – 2016. – № 4. – С. 144–151.

77 Ахвердиев, К. С. Демпфер с пористым анизотропным кольцом / К. С. Ахвердиев, А. М. Мукутадзе, Б. М. Флек. – Текст : непосредственный // Вестник Брянского государственного технического университета. – 2016. – № 3(51). – С. 17–28.

78 Мукутадзе, А. М. Коэффициент передачи демпфера с пористым спеченным кольцом при комбинированной подаче смазочного материала / А. М. Мукутадзе, Б. М. Флек. – Текст : непосредственный // Вестник РГУПС. – 2016. – № 2(62). – С. 148–150.

79 Демпфер с пористым элементом для подшипниковых опор / К. С. Ахвердиев, А. М. Мукутадзе, Н. С. Задорожная, Б. М. Флек. – Текст : непосредственный // Трение и износ. – 2016. – Т. 37, № 4. – С. 502–509.

80 Аналитическое прогнозирование коэффициента передачи демпфера упругой опоры качения в демпфере со сдавливаемой пленкой и неоднородной составной пористой обоймой с учетом подачи смазки / К. С. Ахвердиев,

А. М. Мукутадзе, Н. С. Задорожная, Б. М. Флек. – Текст : непосредственный // Вестник РГУПС. – 2015. – № 1. – С. 131–140.

81 Аналитическое прогнозирование коэффициента передачи упругой опоры качения в демпфере со сдавливаемой пленкой и неоднородной пористой обоймой с учетом подачи смазки / Н. С. Задорожная, И. М. Елманов, Е. В. Поляков, А. М. Мукутадзе. – Текст : непосредственный // «Новые материалы и технологии в машиностроении – 2014»: сборник научных трудов 19-й Международной научно-технической конференции / под общ. ред. Е.А. Памфилова. – Брянск, 2014. – С. 59–65.

82 **Мукутадзе, А. М.** Исследование коэффициента передачи демпфера с двухслойным пористым кольцом / А. М. Мукутадзе. – Текст : непосредственный // Вестник Брянского государственного технического университета. – 2016. – № 3(51). – С. 67–75.

83 **Akhverdiev, K. S.** Research of Drive Factor of Damper with Double-Layer Porous Ring with Compound Feed of Lubricant Material / K. S. Akhverdiev, A. M. Mukutadze // International Journal of Applied Engineering Research. – 2017. – No. 1. – P. 76–85.

84 **Mukutadze, A. M.** Coefficient of a Rolling Motion Bearing Drive / A. M. Mukutadze // Proc. Engineering. – 2016. – No. 150. – P. 547–558.

85 **Akhverdiev, K. S.** Damper with Porous Anisotropic Ring / K. S. Akhverdiev, A. M. Mukutadze // Mechanical Engineering Research. – 2016. – Vol. 6, No. 2. – P. 1–10.

86 **Newkirk, B. L.** Shaft Whipping Due to Oil Action in Journal Bearings / B. L. Newkirk, H. D. Taylor // General Electric Review. – 1925. – Vol. 28. – P. 559.

87 **Soderberg C. R.** Bearing Problems of Large Steam Turbines and Generators / C. R. Soderberg // Proc. Genl. Disc. on Lubrication and Lubricants. – 1937. – Vol. 1. – P. 285.

88 **Reynolds, O.** Papers on Mathematical and Physical Subjects. Vol. 2 / O. Reynolds. – Cambridge University Press, 1901.

89 **Подольский М. Е.** Упорные подшипники скольжения / М. Е. Подольский. – Ленинград : Машиностроение, 1981. – 261 с. – Текст : непосредственный.

90 **Балакин, В. А.** Теплофизические процессы в зоне фрикционного контакта / В. А. Балакин, В. П. Сергиенко, Ю. В. Лысенюк. – Текст : непосредственный // Трение и износ. – 2001. – Т. 22, № 1. – С. 5–10.

91 **Meinders, M. A.** Infrared Measurements of a Reciprocating Seal Test / M. A. Meinders, D. F. Wilcock and W.O Winer // Proceedings of 9th Leeds-Lyon Conference, IPC Science and Technology Press Ltd., 1982. – P. 321–218.

92 **Кюльман-Вильсдорф, Д.** Зависимость температур пятен контакта от скорости и роли каждого из двух участвующих в скольжении тел / Д. Кюльман-Вильсдорф. – Текст : непосредственный // Труды Американского общества инженеров-механиков. – 1998. – № 1. – С. 97–107.

93 **Kuhlmann-Wilsdorf, D.** In Fundamentals of Friction and Wear / D. Kuhlmann-Wilsdorf ; ed. D. A. Rigney // Am. Soc. for Metals, Metals Park, OH. – 1981. – P. 119.

94 **Kuhlmann-Wilsdorf, D.** In Wear of Materials / D. Kuhlmann-Wilsdorf ; ed. K. C. Ludema // Am. Soc. Mech. Eng. – New York, 1983. – P. 402.

95 **Huang J.H., and Ju F.D.** Wear. – 1985. – Vol. 102. – P. 81.

96 **Беретта, Ниро, Сильвестри.** Подшипники скольжения, смазываемые собственным расплавом или продуктом сублимации / Беретта, Ниро, Сильвестри. – Текст : непосредственный // Труды Американского общества инженеров-механиков. – 1992. – № 1. – С. 86–90.

97 **Фомичева, Е. Б.** Установившееся движение смазки между ползуном, обладающим высокой температурой плавления, и направляющей с низкой температурой плавления / Е. Б. Фомичева, М. А. Савенкова. – Текст : непосредственный // Юбилейный международный межвузовский сборник научных трудов. – Ростов-на-Дону : РГУПС, 2000. – С. 105–107.

98 **Фомичева, Е. Б.** Математическая модель гидродинамической смазки жидкости, образующейся при плавлении ползуна в случае экспоненциаль-

ной зависимости вязкости от давления / Е. Б. Фомичева. – Текст : непосредственный // Вестник РГУПС. – 2000. – № 1. – С. 121–126.

99 **Фомичева, Е.Б.** Математическая модель гидродинамической смазки жидкости, образующейся при плавлении направляющей в случае экспоненциальной зависимости вязкости от давления / Е. Б. Фомичева. – Текст : непосредственный // Вестник РГУПС. – 2000. – № 2. – С. 127–131.

100 **Ахвердиев К. С.** Математическая модель неизотермического течения смазки между ползуном и расплавляющейся направляющей / К. С. Ахвердиев, Н. С. Воронин, Е. Б. Фомичева. – Текст : непосредственный // Юбилейный международный межвузовский сборник научных трудов. – Ростов-на-Дону : РГУПС, 2000. – С. 80–84.

101 **Уилсон.** Смазка с расплавом / Уилсон. – Текст : непосредственный // Труды Американского общества инженеров-механиков. – Т. 98. – Сер. F, № 1-97в.

102 **Ахвердиев, К. С.** Математическая модель гидродинамической смазки жидкости, образующейся при плавлении направляющей и ползуна в случае экспоненциальной зависимости вязкости от давления / К. С. Ахвердиев, Е. Б. Фомичева. – Текст : непосредственный // Вестник РГУПС. – 2000. – № 3. – С. 10–12.

103 **Ахвердиев, К. С.** Математическая модель гидродинамической смазки жидкости, образующейся при плавлении направляющей и ползуна в случае экспоненциальной зависимости вязкости от температуры / К. С. Ахвердиев, Е. Б. Фомичева, Н. С. Воронин. – Текст : непосредственный // Межвузовский сб. Проблемы повышения надежности подвижного состава. – Ростов-на-Дону, 2000.

104 **Фомичева, Е. Б.** Установившееся движение смазки между направляющей и ползуном, обладающими низкой температурой плавления / Е. Б. Фомичева. – Текст : непосредственный // Юбилейный международный межвузовский сборник научных трудов. – Ростов-на-Дону : РГУПС, 2000. – С. 98–102.

105 **Фомичева Е. Б.** Установившееся движение смазки между направляющей, обладающей высокой температурой плавления, и ползуном с низкой температурой плавления / Е. Б. Фомичева. – Текст : непосредственный // Юбилейный международный межвузовский сборник научных трудов. – Ростов-на-Дону : РГУПС, 2000. – С. 102–105.

106 **Харной, А.** Течение в сдавливаемой пленке упругой жидкости при стационарном движении и динамических нагрузках. – Текст : непосредственный / А. Харной // Проблема трения и смазки. – 1988. – № 3. – С. 125–130.

107 **Котельницкая, Л. И.** Расчет радиальных подшипников с эффективной работой на смазке с расплавом в турбулентном режиме / Л. И. Котельницкая, Н. Н. Демидова. – Текст : непосредственный // Вестник РГУПС. – 2002. – № 2. – С. 18–23.

108 **Ахвердиев, К. С.** Расчет упорных подшипников с эффективной работой на смазке с расплавом в турбулентном режиме / К. С. Ахвердиев, Л. И. Котельницкая, Н. Н. Демидова. – Текст : непосредственный // Вестник РГУПС. – 2002. – № 2. – С. 5–10.

109 **Приходько, В. М.** Математическая модель гидродинамической смазки при плавлении опорной поверхности радиального подшипника / В. М. Приходько, Л. И. Котельницкая. – Текст : непосредственный // Трение и износ. – 2001. – Т. 22, № 6. – С. 606–608.

110 **Ахвердиев, К. С.** Об одном решении задачи о гидродинамической смазке жидкостью, образующейся при плавлении направляющей, при наличии принудительной смазки / К. С. Ахвердиев, Л. И. Котельницкая, Н. С. Воронин. – Текст : непосредственный // Вестник ДГТУ. – 2001. – Т. 1, № 4(10).

111 **Балакин В. А.** Трение и износ при высоких скоростях скольжения / В.А. Балакин. – Москва : Машиностроение, 1990. – Текст : непосредственный.

112 **Хебды, М.** Справочник по триботехнике. Т. 2 / под ред. М. Хебды, А. В. Чичинадзе. – Москва : Машиностроение, 1990. – 416 с. – Текст : непосредственный.

113 **Чичинадзе, А. В.** Развитие научных и технических исследований в области трибологии и триботехники. – Текст : непосредственный / А. В. Чичинадзе, А.Ю. Албагачиев, В. Д. Кожемякина // Трение и износ. – 2012. – Т. 33, № 4. – С. 423–426.

114 Calculation model of radial bearing, caused by the melt, taking into account the dependence of viscosity on pressure / V. V. Vasilenko, E. O. Lagunova, M. A. Mukutadze, V. M. Prikhodko // International Journal of Applied Engineering Research. – 2017. – No. 19. – P. 9138–9148.

115 Гидродинамический расчет радиального подшипника, смазываемого расплавом легкоплавкого покрытия при наличии смазочного материала / К. С. Ахвердиев, М. А. Мукутадзе, Е. О. Лагунова, В. В. Василенко. – Текст : непосредственный // Вестник РГУПС. – 2017. – № 2 (66) – С. 129–135.

116 **Ахвердиев, К. С.** Расчетная модель радиального подшипника, смазываемого расплавом, с учетом зависимости вязкости от давления / К. С. Ахвердиев, Е. О. Лагунова, В. В. Василенко. – Текст : непосредственный // Вестник Донского государственного технического университета. – 2017. – № 3 (90) – С. 27–37.

117 **Василенко, В. В.** Гидродинамический расчет радиального подшипника, смазываемого расплавом легкоплавкого покрытия при наличии смазочного материала / В. В. Василенко, Е. О. Лагунова, М. А. Мукутадзе. – Текст : электронный // Интернет-журнал «Науковедение». – 2017. – Т. 9, № 5. – URL : <http://naukovedenie.ru/PDF/20TVN517.pdf>.

118 **Мукутадзе, М. А.** Гидродинамический расчет, смазываемого расплавом легкоплавкого покрытия при наличии смазочного материала и пористого покрытия на шейке вала / М. А. Мукутадзе, В. В. Василенко. – Текст : электронный // Интернет-журнал «Науковедение». – 2017. – Т. 9, № 6. – URL : <https://naukovedenie.ru/PDF/156TVN617.pdf>.

119 Расчетная модель клиновидной опоры скольжения, работающей на смазочном материале с расплавом / К. С. Ахвердиев, М. А. Мукутадзе,

Е. О. Лагунова, В. В. Василенко. – Текст : непосредственный // Международный научный журнал «Трение и износ». – 2018. – Т. 39, № 1. – С. 62–70.

120 Математическая модель опоры скольжения с легкоплавким металлическим покрытием втулки и пористым покрытием вала / Е. А. Болгова, В. В. Василенко, Е. О. Лагунова, М. А. Мукутадзе. – Текст : непосредственный // Вестник РГУПС. – 2020. – № 4(80) – С. 151–160.

121 Клиновидные опоры скольжения, работающие на микрополярном смазочном материале, обусловленные расплавом / К. С. Ахвердиев, М. А. Мукутадзе, Е. О. Лагунова, В. В. Василенко. – Текст : непосредственный // Вестник РГУПС. – 2017. – № 3(67) – С. 8–15.

122 Клиновидные опоры скольжения, работающие на микрополярном смазочном материале, обусловленном расплавом направляющей, с учетом зависимости вязкости от давления / К. С. Ахвердиев, М. А. Мукутадзе, Е. О. Лагунова, В. В. Василенко. – Текст : непосредственный // Сборка в машиностроении, приборостроении. – 2017. – Т. 18. № 11. – С. 504–510.

123 **Василенко, В. В.** Разработка расчетной модели радиального подшипника скольжения, смазываемого расплавом / В. В. Василенко. – Текст : электронный // Электронный научный журнал «Инженерный вестник Дона». – 2018. – № 1. – URL : <http://www.ivdon.ru/ru/magazine/archive/n1y2018/4722>.

124 **Мукутадзе М. А.** Разработка расчетной модели гидродинамического смазочного материала, образующегося при плавлении подпятника, при наличии принудительной смазки / М. А. Мукутадзе, Е. О. Лагунова, В. В. Василенко. – Текст : непосредственный // Проблемы машиностроения и надежности машин. – 2018. – № 3 – С. 76–83.

125 Mathematical model of a plain bearer lubricated with molten metal / M. A. Mukutadze, V. V. Vasilenko, A. M. Mukutadze, A. N. Opatskikh // IOP Conf. Series: Earth and Environmental Science 378 (2019) 012021 IOP Publishing doi:10.1088/1755-1315/378/1/012021.

126 **Mukutadze M. A.** Simulation model of thrust bearing with a free-melting and porous coating of guide and slide surfaces / M. A. Mukutadze, A. M.

Mukutadze, V. V. Vasilenko // IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering 560 doi:10.1088/1757-899X/560/1/012031 (2019)

127 Микрополярные смазочные материалы в подшипнике с плавким покрытием вала и пористым покрытием втулки / В. В. Василенко, И. Д. Долгий, М. А. Мукутадзе, Ю. И. Жарков. – Текст : непосредственный // Известия высших учебных заведений. Северо-Кавказский регион – 2020. – № 4. – С. 51–56.

128 Mathematical model of a radial sliding bearing with a porous layer on its operating surface with a low-melting metal coating on shaft surface / K. S. Akhverdiev, E. A. Bolgova, M. A. Mukutadze, V. V. Vasilenko // IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering 1064 doi:10.1088/1757-899X/1064/1/012005 (2020).

129 **Федорченко, И. М.** Композиционные спечённые антифрикционные материалы / И. М. Федорченко, Л. И. Пугина. – Киев : Наукова думка, 1980. – 404 с. – Текст : непосредственный.

130 **Пат. 177239 РФ.** Подшипник с автономной системой смазки / В. А. Кохановский, М. А. Мукутадзе, Н. В. Нихотина, И. В. Больших, В. В. Василенко. – № 2017135037 ; заявл. 04.10.2017 ; опубл. 14.02.2018, Бюл. № 5.

131 **Василенко, В. В.** Клиновидные опоры скольжения, обусловленные расплавом / В. В. Василенко, М. А. Мукутадзе. – Текст : непосредственный // Современное развитие науки и техники : сборник научных трудов. – Ростов-на-Дону, 2017. – Т. 2. – С. 111–115.

132 **Мукутадзе, М. А.** Расчетная модель радиального подшипника, смазываемого расплавом легкоплавкого покрытия / М. А. Мукутадзе, Е. О. Лагунова, В. В. Василенко. – Текст : непосредственный // Полимерные композиты – трибология «Поликомтриб-2017» : материалы Международной научно-технической конференции. – Гомель, 2017. – С. 66.

133 **Мукутадзе, М. А.** Клиновидная опора скольжения с расплавом с учетом зависимости вязкости от давления / М. А. Мукутадзе, В. В. Василенко. – Текст : непосредственный // Транспорт: наука, образование, производство : сборник научных трудов. – Ростов-на-Дону, 2017. – Т. 3. – С. 277–281.

134 **Ахвердиев, К. С.** Опоры скольжения, смазываемые расплавом / К. С. Ахвердиев, В. В. Василенко. – Текст : непосредственный // Транспорт: наука, образование, производство : сборник научных трудов. – Ростов-на-Дону, 2017. – Т. 3. – С. 188–192.

135 **Лагунова, Е. О.** Клиновидная опора скольжения, работающая на смазке с расплавом / Е. О. Лагунова, В. В. Василенко. – Текст : непосредственный // Наука и образование в XXI веке : материалы Международной научно-практической конференции. – Тамбов, 2017. – С. 73–78.

136 **Василенко, В. В.** Расчетная модель радиального подшипника, обусловленная расплавом / В. В. Василенко. – Текст : непосредственный // Автоматизированное проектирование в машиностроении : материалы V Международной заочной научно-практической конференции. – Новокузнецк, 2017. – С. 62–68.

137 **Василенко, В. В.** Гидродинамический расчет радиального подшипника, смазываемого расплавом при наличии смазочного материала / В. В. Василенко. – Текст : непосредственный // Наука сегодня проблемы и перспективы развития : материалы Международной научно-практической конференции. Ч. 1. – Вологда, 2017. – С. 19–24.

138 **Василенко, В. В.** Гидродинамический расчет, смазываемого расплавом легкоплавкого покрытия при наличии смазочного материала и пористого покрытия на шейке вала / В. В. Василенко. – Текст : непосредственный // Машины, агрегаты и процессы. Проектирование, создание и модернизация : материалы Международной научно-практической конференции. Ч. 1. – Санкт-Петербург, 2018. – С. 70–74.

139 **Василенко, В. В.** Разработка расчетной модели гидродинамического смазочного материала, образующегося при плавлении подпятника, при наличии сжимаемого принудительного смазочного материала / В. В. Василенко, С. С. Черняев. – Текст : непосредственный // Трибология – машиностроению : труды XII Международной научно-технической конференции, посвя-

щенной 80-летию ИМАШ РАН. – Москва – Ижевск : Институт компьютерных исследований, 2018. – С. 109–112.

140 Расчетная модель радиального подшипника скольжения с легкоплавким металлическим покрытием / К. С. Ахвердиев, М. А. Мукутадзе, А. Н. Опацких, В. В. Василенко. – Текст : непосредственный // Полимерные композиты – трибология. «Поликомтриб-2019» : материалы Международной научно-технической конференции. – Гомель, 2019. – С. 76.

141 Mathematical model of radial bearing of sliding with porous shaft coating and easy metal coating of bearing bush surface / V. V. Vasilenko, G. D. Vernigora. M. A. Mukutadze, A. N. Opatskikh, O. B. Sukhorukova // Journal of Advanced Research in Technical Science. – North Charleston, 2019. – P. 56–64.

142 Клиновидные опоры скольжения, обусловленных расплавом / М. А. Мукутадзе, А. М. Мукутадзе, В. В. Василенко, Е. А. Болгова. – Текст : непосредственный // IX International Scientific Conference «Scientific achievements of the third millennium», 25.05.2019. – Washington, 2019. – С. 58–66.

143 Расчетная модель клиновидной опоры скольжения с легкоплавким и пористым покрытием / М. А. Мукутадзе, А. М. Мукутадзе, В. В. Василенко, Е. А. Болгова. – Текст : непосредственный // VIII International Scientific Conference «General question of world science», 31.07.19. – Амстердам, 2019. – С. 58–66.

144 Влияние медьсодержащих добавок на антифрикционные свойства пластичных смазок / И. А. Буяновский, Д. В. Рябов, Р. М. Матвеевский, И. Г. Фукс. – Текст : непосредственный // Трение и износ. – 1989. – Т. 10, № 6. – С. 1100–1103.

145 **Буяновский, И. А.** Граничная смазка: 1922–2012, что дальше? / И. А. Буяновский. – Текст : непосредственный // Трение и смазка в машинах и механизмах. – 2012. – № 10. – С. 34–39.

146 **Буяновский, И. А.** Трибологические методы испытаний смазочных материалов / И. А. Буяновский, М. М. Хрущов. – Текст : непосредственный // Вестник машиностроения. – 2002. – № 2. – С. 17.

147 Влияние структуры и состава твердых углеродных покрытий стальных деталей на смазочные свойства синтетического масла / И. А. Буяновский, В. А. Левченко, А. Н. Большаков [и др.]. – Текст : непосредственный // Трение и износ. – 2013. – Т. 34, № 5. – С. 470–474.

148 Антифрикционная ресурсовосстанавливающая композиция присадок для пластичных смазок / И. А. Буяновский, Ю. Н. Дроздов, Ю. В. Гостев [и др.]. – Текст : непосредственный // Вестник машиностроения. – 2005. – № 7. – С. 34–36.

149 Граничная смазка – эффект сэра Уильяма Бейта Харди / И. А. Буяновский, З. В. Игнатьева, В. А. Левченко, В. Н. Матвеев. – Текст : непосредственный // Трение и смазка в машинах и механизмах. – 2009. – № 12. – С. 35–46.

150 **Буяновский, И.А.** Граничная смазка адсорбционным слоем / И. А. Буяновский. – Текст : непосредственный // Трение и износ. – 2010. – Т. 31, № 1. – С. 48–67. Версии: **Buyanovskii, I. A.** Boundary Lubrication by an Adsorption Layer / I. A. Buyanovskii // Journal of Friction and Wear. – 2010. – Vol. 31, No. 1. – P. 33–47.

151 Нанопокрyтия-ориентанты и их влияние на смазочную способность масел / И. А. Буяновский, З. В. Игнатьева, В. А. Левченко, В. Н. Матвеев. – Текст : непосредственный // Трение и смазка в машинах и механизмах. – 2006. – № 4. – С. 3.

152 Ориентационная упорядоченность граничных слоев и смазочная способность масел / И. А. Буяновский, З. В. Игнатьева, В. А. Левченко, В. Н. Матвеев. – Текст : непосредственный // Трение и износ. – 2008. – Т. 29, № 4. – С. 375–381.

153 Влияние микрополярных свойств масел на динамику сложнонагруженных подшипников скольжения / Е. А. Задорожная, В. Г. Караваев, И. Г. Леванов, А. В. Чеснов. – Текст : непосредственный // Вестник Самарского государственного аэрокосмического университета. – 2009. – № 3(19). – С. 329–337.

154 **Задорожная, Е. А.** Лабораторное оборудование для испытаний различных фрикционных, антифрикционных и смазочных материалов на трение и износ / Е. А. Задорожная, И. Г. Леванов, С. А. Пырьев. – Текст : непосредственный // Проблемы и перспективы развития евроазиатских транспортных систем : материалы V Международной научно-практической конференции. – Челябинск : Издательский центр ЮУрГУ, 2013. – С. 125–127.

155 **Задорожная, Е. А.** Методика расчета сложнонагруженных узлов трения, смазываемых неньютоновскими жидкостями / Е. А. Задорожная, И. В. Мухортов, И. Г. Леванов. – Текст : непосредственный // XV Международный конгресс двигателестроителей. – Харьков : ХАИ, 2010. – С. 40–41.

156 **Задорожная, Е. А.** Применение неньютоновских моделей смазочных жидкостей при расчете сложнонагруженных узлов трения поршневых и роторных машин / Е. А. Задорожная, И. В. Мухортов, И. Г. Леванов. – Текст : непосредственный // Трение и смазка в машинах и механизмах. – 2011. – № 7. – С. 22–30.

157 Применение неньютоновских моделей смазочных жидкостей при расчете сложнонагруженных узлов трения поршневых и роторных машин / Е. А. Задорожная, Ю. В. Рождественский, И. В. Мухортов, И. Г. Леванов. – Текст : непосредственный // Трибология – машиностроению : тезисы докладов научно-технической конференции. – Москва : ИМАШ, 2010. – С. 65–66.

158 **Авдуевский, В. С.** Трибология и надежность машин : сборник научных трудов / В. С. Авдуевский, Ю. Н. Дроздов. – Москва : Наука, 1990. – Текст : непосредственный.

159 **Албагачиев, А. Ю.** Распределение температуры по поверхности трения скольжения при граничной смазке / А. Ю. Албагачиев, И. А. Медеяев. – Текст : непосредственный // Вестник Московского государственного университета приборостроения и информатики. – 2007. – № 7. – С. 8.

160 **Ахвердиев, К. С.** Математическая модель гидродинамической смазки в системе «ползун с однородным пористым слоем на рабочей поверхности и расплавляющаяся направляющая» / К. С. Ахвердиев, Е. А. Копотун,

В. М. Приходько. – Текст : непосредственный // Трибология и надежность : материалы V Международной конференции. – 2005. – С. 59–60.

161 **Ахвердиев, К. С.** Об устойчивости движения направляющей при неустановившемся течении вязкоупругой смазки в системе «ползун – направляющая» / К. С. Ахвердиев, И. А. Журба. – Текст : непосредственный // Вестник РГУПС. – 2005. – № 1. – С. 5–11.

162 Расчетная модель упорного подшипника скольжения с повышенной несущей способностью, работающего на неньютоновских смазочных материалах с адаптированной опорной поверхностью / К. С. Ахвердиев, М. А. Мукутадзе, Е. О. Лагунова, К. С. Солоп. – Текст : электронный // Инженерный вестник Дона. – 2013. – № 4. – URL : <http://www.ivdon.ru/magazine>.

163 Основы трибологии (трение и смазка) / А. В. Чичинадзе, Э. Д. Браун, Н. А. Буше [и др.]. – Москва : Машиностроение, 2001. – 668 с. – Текст : непосредственный.

164 **Баргулис, А.** Общий метод построения автомодельных решений для плоских МГД-течений / А. Баргулис, В. Кременецкий, Э.В. Щербинин. – Текст : непосредственный // Магнитная гидродинамика. – 1998. – Т. 34, № 2. – С. 109–128.

165 К вопросу о механизме разрушения смазочного слоя на фрикционном контакте / Р. М. Матвеевский, А. В. Чичинадзе, И. А. Буяновский, А. Г. Гинзбург, С. Г. Яшвили. – Текст : непосредственный // Трение и износ. – 1980. – Т. 1, № 3. – С. 548.

166 Связь смазочных свойств химически активных сред с их реакционной способностью / Р. М. Матвеевский, Ч. Кайдас, И. А. Буяновский, Я. Р. Домбровски. – Текст : непосредственный // Трение и износ. – 1986. – Т. 7, № 6. – С. 969.

167 **Матвиевский, Р. М.** Смазочные материалы: антифрикционные и противоизносные свойства. Методы испытаний : справочник / Р. М. Матвиевский, В. Л. Лашхи, И. А. Буяновский. – Москва : Машиностроение, 1989. – 224 с. – Текст : непосредственный.

168 **Меделяев, И. А.** Особенности схватывания металлов при трении и изнашивании в условиях граничной смазки / И. А. Меделяев, А. Ю. Албагачиев. – Текст : непосредственный // Вестник Московского государственного университета приборостроения и информатики. – 2007. – № 6. – С. 28.

169 **Мукутадзе, М. А.** Гидродинамический расчет радиального подшипника с адаптированным профилем опорной поверхности / М. А. Мукутадзе. – Текст : непосредственный // Известия вузов. Северо-Кавказский регион. Технические науки. – 2012. – № 1. – С. 95–97.

170 **Мукутадзе, М. А.** Гидродинамический расчет упорного подшипника с адаптированным профилем опорной поверхности, работающего на сжимаемой вязкоупругой смазке / М. А. Мукутадзе. – Текст : непосредственный // Трение и смазка в машинах и механизмах. – Москва : Машиностроение, 2012. – С. 19–23.

171 **Zadorozhnaya, E.** Evaluation of Thermal Condition of Turbocharger Rotor Bearing / E. Zadorozhnaya, V. Hudyakov, I. Dolgushin // Lecture Notes in Mechanical Engineering. – 2020. – P. 1183–1193. DOI: 10.1007/978-3-030-22041-9_123.

172 Study of effect of metal oleates on mixed and boundary lubrication / I. G. Levanov, E. A. Zadorozhnaya, I. V. Mukhortov, M. O. Eschiganov // Tribology in Industry. – 2020. – No. 42(3). – P. 461–467. DOI: 10.24874/ti.708.06.19.08.

173 Influence of the size of silicon carbide nanoparticles on the abrasive wear of electroless nickel coatings. Part 2 / M. Kandeва, Y. V. Rozhdestvensky, P. Svoboda, Z. Kalitchin, E. Zadorozhnaya // Journal of Environmental Protection and Ecology. – 2020. – No. 21(1). – P. 222–233.

174 **Zadorozhnaya, E.** Tribological research of biodegradable lubricants for friction units of machines and mechanisms: Current state of research / E. Zadorozhnaya, I. Levanov, M. Kandeва // Lecture Notes in Mechanical Engineering. – 2019. – 0(9783319956299). – P. 939–947. DOI: 10.1007/978-3-319-95630-5_98.

175 **Levanov, I.** Influence of friction geo-modifiers on HTHS viscosity of motor oils / I. Levanov, E. Zadorozhnaya, D. Vichnyakov // *Lecture Notes in Mechanical Engineering*. – 2019. – 0(9783319956299). – P. 967–972. DOI: 10.1007/978-3-319-95630-5_101.

176 Studying the possibility of using complex esters as AW/EP additives / I. Mukhortov, E. Zadorozhnaya, M. Kandeва, I. Levanov // *Tribology in Industry*. – 2019. – No. 41(3). – P. 355–364. DOI: 10.24874/ti.2019.41.03.05.

177 Influence of friction geo-modifier on antiwear properties of plastic lubricants / I. Levanov, E. Zadorozhnaya, M. Kandeва, Z. Kalitchin, N. Dolgushina, E. Polyacko // *Journal of Environmental Protection and Ecology*. – 2019. – No. 20(3). – P. 1303–1309.

178 **Zadorozhnaya, E.** Theoretical and experimental investigations of the rotor vibration amplitude of the turbocharger and bearings temperature / E. Zadorozhnaya, S. Sibiryakov, V. Hudyakov // *Tribology in Industry*. – 2017. – No. 39(4). – P. 452–459. DOI: 10.24874/ti.2017.39.04.04.

179 **Mukhortov, I. V.** The Influence of Anti-Wear Additives on the Bearings Hydro-Mechanical Characteristics / I. V. Mukhortov, K. A. Pochkaylo, E. A. Zadorozhnaya // *Procedia Engineering*. – 2016. – Vol. 150. – P. 607–611. DOI: 10.1016/j.proeng.2016.07.052.

180 **Viviani, A.** Deformation and rupture of a horizontal liquid layer by thermal and solutal Marangoni flows / A. Viviani, A. L. Zuev // *Int. J. Energy Conversion and Management*. – 2008. – Vol. 49, No. 11. – P. 3232–3236.

181 **Ueno, K.** Study on single bubbles rising in magnetic fluid for small Weber number / K. Ueno, M. Higashitani, S. Kamiyama // *J. Magn. Magn. Mater.* – 1995. – Vol. 149, No. 1. – P. 104–107.

182 **Ueno, K.** Numerical simulation of deformed single bubbles rising in magnetic fluid / K. Ueno, T. Nishita, S. Kamiyama // *J. Magn. Magn. Mater.* – 1999. – Vol. 201, No.1. – P. 281–284.

183 Modeling bubbles and droplets in magnetic fluids / M. S. Korlie, A. Mukherjee, B. G. Nita, J. G. Stevens, A. D. Trubatch, P. Yecko // *J. Phys.: Condens. Matter.* – 2008. – Vol. 20. – P. 204143(1–5).

184 Normal field instability and patterns in pools of ferrofluid / A. G. Boudouvis, J. L. Puchalla, L. E. Scriven, R. E. Rosensweig // *J. Magn. Magn. Mater.* – 1987. – Vol. 65, Is. 2–3. – P. 307–310.

185 **Bacri, J.-C.** First-order transition in the instability of a magnetic fluid interface / J.-C. Bacri, D. Salin // *J. Physique Lett.* – 1984. – Vol. 45. – P. L-559–L-564.102.

186 **Friedrichs, R.** Low symmetry patterns on magnetic fluids / R. Friedrichs // *Phys. Rev. E.* – 2002. – Vol. 66. – P. 066215(1–7).

187 **Abou, B.** The normal field instability in ferrofluids: hexagon-square transition mechanism and wavenumber selection / B. Abou, J.-E. Wesfreid, S. Roux // *J. Fluid Mech.* – 2000. – Vol. 416. – P. 217–237.

188 Surface instabilities on liquid oxygen in an inhomogeneous magnetic field / A. T. Catherall, K. A. Benedict, P. J. King, L. Eaves // *Phys. Rev. E.* – 2003. – Vol. 68. – P. 037302(3).

189 **Tsebers, A.** Magnetostatic instabilities in plane layers of magnetizable liquids / A. Tsebers, M. Maiorov // *Magnetohydrodynamics.* – 1980. – Vol. 16, No. 1. – P. 21–27.

190 **Langer, S. A.** Dynamics of labyrinthine pattern formation in magnetic fluids / S. A. Langer, R. E. Goldstein, D. P. Jackson // *Phys. Rev. A.* – 1993. – Vol. 46, No. 8. – P. 4894–4904.

191 **Chen, Ch.-Y.** Hybrid ferrohydrodynamic instability: coexisting peak and labyrinthine patterns / Ch.-Y. Chen, W.-K. Tsai, J. A. Miranda // *Phys. Rev. E.* – 2008. – Vol. 77. – P. 056306(7).

192 **Berkovsky, B.** Instabilities of magnetic fluids leading to rupture of continuity / B. Berkovsky, V. Bashtovoi // *IEEE Transactions on Magnetics.* – 1980. – Vol. 16, Is. 2. – P. 288–297.

- 193 **Chen, C.-Y.** Ordered microdroplet formations of thin ferrofluid layer breakups / C.-Y. Chen, C.-S. Li // *Phys. Fluids*. – 2010. – Vol. 22, Is. 1. – P. 014105.
- 194 **Bacri, J.-C.** Instability of a ferrofluid film / J.-C. Bacri, R. Perzynski, D. Salin // *C. R. Acad. Sci. Paris*. – 1988. – Vol. 307, S. II. – P. 699–704.
- 195 **Rannacher, D.** Double Rosensweig instability in a ferrofluid sandwich structure / D. Rannacher, A. Engel // *Phys. Rev. E*. – 2004. – Vol. 69. – P. 066306(1–8).
- 196 **Ландау, Л. Д.** Теоретическая физика : учебное пособие. В 10 т. Т. 6. Гидродинамика / Л. Д. Ландау, Е. М. Лифшиц. – Москва : Наука. Гл. ред. физ-мат. лит., 1986. – 736 с. – Текст : непосредственный.
- 197 Behavior of the magnetic structures of the magnetic fluid film under tilted magnetic fields / H. C. Yang, I. J. Jang, H. E. Horng, J. M. Wu, Y. C. Chiou, C. Y. Hong // *J. Magn. Magn. Mater.* – 1999. – Vol. 201, Is. 1–3. – P. 313–316.
- 198 Опоры осей и валов машин и приборов / Н. А. Спицын, М. М. Машнев, Е. Л. Красковский [и др.]. – Ленинград : Машиностроение, 1970. – 520 с. – Текст : непосредственный.
- 199 **Веденяпин, Г. В.** Общая методика экспериментальных исследований и обработки опытных данных / Г. В. Веденяпин. – Москва : Колос, 1965. – 199 с. – Текст : непосредственный.
- 200 **Дружинин, Н. К.** Выборочное наблюдение и эксперимент / Н. К. Дружинин. – Москва : Статистика, 1977. – 148 с. – Текст : непосредственный.
- 201 **Зайдель, А. Н.** Ошибки измерений физических величин / А. Н. Зайдель. – Ленинград : Наука, 1974. – 108 с. – Текст : непосредственный.
- 202 **Пат. на полезную модель 177239 РФ, МПК F16C 33/10, 17/02 F16N 7/12.** Подшипник с автономной системой смазки / В. А. Кохановский, М. А. Мукутадзе, Н. В. Нихотина, И. В. Больших, В. В. Василенко. – № 2017135037 ; заявл. 04.10.2017 ; опубл. 14.02.2018, Бюл. № 5.
- 203 **Мак-Гру, М. Л.** Надежность железнодорожных роликоподшипников / М. Л. Мак-Гру, А. Ж. Краутер, Ст. Ж. Майар. – Текст : непосредственный.

ный // Проблемы трения и смазки: Труды Американского сообщества инженеров-механиков. – 1977, №1. – С. 34–36.

204 **Muskat, M.** The theory of the thick film lubrication of a complete journal of finite length with arbitraty of the lubricant source / M. Muskat, F. Morgan // J. Appl. Phys. – 1939. – Vol. 10, No. 1.

205 **Яновский, М. И.** Конструирование и расчет на прочность деталей турбин / М. И. Яновский. – Москва – Ленинград : Изд. АН СССР, 1947. – 523 с. – Текст : непосредственный.

206 **Дьячков, А. К.** Расчет несущей способности масляного слоя, трения и координат центра давления упорных подушек подпятника, имеющих криволинейный контур / А. К. Дьячков. – Текст : непосредственный // Развитие гидродинамической теории смазки применительно к упорным подшипникам скольжения : сборник. – Москва : Изд. АН СССР, 1959. – С. 44–51.

207 **Карасик, И. И.** Развитие критериев и методов экспериментальной оценки прирабатываемости материалов / И. И. Карасик. – Текст : непосредственный // Вестник машиностроения. – 1984. – № 11. – С. 16–19.

208 **Ящерицын, П. И.** Работоспособность узлов трения машин / П. И. Ящерицын, Ю. В. Скорынин. – Минск : Наука и техника, 1984. – 288 с. – Текст : непосредственный.

209 **Черский, И. Н.** Прогнозирование долговечности и оптимизация подшипников и уплотнений из полимерных и композитных материалов / И. Н. Черский, В. А. Мороз. – Текст : непосредственный // Механика полимеров. – 1980. – № 6. – С. 1094–1102.

210 **Кохановский, В. А.** Планирование экспериментальных исследований / В. А. Кохановский, М. Х. Сергеева. – Ростов-на-Дону : Изд. центр ДГТУ, 2014. – 256 с. – Текст : непосредственный.

211 Математическая модель радиального подшипника скольжения с легкоплавким и пористым покрытием / К.С. Ахвердиев, Е.А. Болгова, В.В. Василенко, М.А. Мукутадзе, // Сборник научных трудов «Наука – 2020». – 2020. – С. 30 – 33.

212 Расчетная модель радиального подшипника с нестандартным опорным профилем / В.Н. Багрова, В.В. Василенко, В.И. Кирищиева, М.А. Мукутадзе, // Вестник Ростовского государственного университета путей сообщения. – 2021. – № 2 – С. 17 – 24.

213 Василенко, В.В. Гидродинамический расчет подшипника скольжения с плавким покрытием опорного кольца / В.В. Василенко // Вестник научных конференций. 2021. № 7(71). Актуальные вопросы образования и науки: по материалам междунар. научно-практ. конф. – Тамбов : – 2021 г. Ч. 2. С.34-40.

214 Василенко, В.В. Гидродинамический расчет вязкого смазочного материала при неполном заполнении рабочего зазора / В.В. Василенко // Научный альманах. 2021. № 7-1 (81). – Тамбов : – 2021 г. Ч. 1. С.85-90.

«УТВЕРЖДАЮ»

Директор дивизиона роликовых подшипников

ОАО «10 ГПЗ»

А.П. Дьяченко

«28» февраля 2018 г.



АКТ

промышленных испытаний подшипника скольжения

Настоящий акт составлен по результатам промышленных испытаний специальных радиальных подшипников скольжения с покрытием легкоплавким металлическим расплавом опорной поверхности подшипниковой втулки, разработанных коллективом специалистов Ростовского государственного университета путей сообщения (РГУПС), в период с 26 февраля по 28 февраля 2018 г. на заводе ОАО «10 ГПЗ» г. Ростов-на-Дону.

Основание для проведения испытаний – письмо проректора РГУПС по научной работе.

Цель испытания – установить возможность применения подшипников скольжения с легкоплавким металлическим покрытием опорной поверхности для предотвращения аварийного выхода из строя шпиндельного узла изделия шлифовального промышленного станка Sasl 125x500.

Объект испытания – экспериментальные подшипники скольжения с легкоплавким металлическим покрытием опорной поверхности подшипниковой втулки, для предотвращения аварийной ситуации путем возможности работы в условиях граничного трения при самосмазывании и жидкого гидродинамического режима в результате дополнительного смазывания плавлением легкоплавкого покрытия (гидродинамический и конструктивный расчет д.т.н. проф. М.А. Мукутадзе, к.т.н. доц. Е.О. Лагуновой и аспиранта В.В. Василенко). Подшипники устанавливались в шпиндельный узел изделия шлифовального промышленного станка Sasl 125x500. Установочные размеры опытных подшипников соответствуют штатным размерам.

Методика испытаний. Испытания опытных подшипников проводились при работе шлифовального промышленного станка Sasl 125x500 в соответствии со штатным эксплуатационным процессом. Ресурс опытных

подшипников оценивался по износу легкоплавкого металлического покрытия. В результате износа легкоплавкого металлического покрытия шпиндельный узел переходит в режим граничного или «сухого» трения, что характеризуется резким ростом коэффициента трения более чем 0,1. Измерения производились перед установкой подшипника в шпиндельный узел изделия шлифовального промышленного станка Sasl 125x500 и после его контрольной разборки. Подшипник проработал в отсутствие жидкого смазочного материала в течение 3 часов.

Результаты испытаний. Исследование состояния экспериментальных подшипников после контрольной разборки при выполнении штатных регламентных работ производилось в условиях технического осмотра. В результате проведенных эксплуатационных испытаний установлено следующее:

- подшипник проработал после прекращения подачи смазочного материала, без зафиксированного отказа 3 часа;

- на наплавленном слое выявлено утонение слоя, локальные разрушения и деформации занимающие 70 %.

Итогом испытания явилось устойчивая компенсация, разработанным подшипником, аварийного отсутствия смазочного материала и предупреждение аварийного отказа шлифовального промышленного станка Sasl 125x500, в процессе его работы при обработке детали.

От РГУПС:

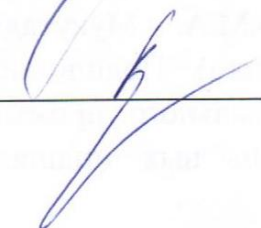
д.т.н. проф.
М.А.Мукутадзе



к.т.н. доц.
Е.О. Лагунова

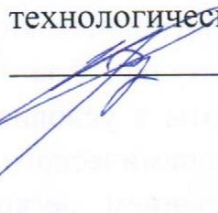


аспирант
В.В.Василенко



От ОАО «10 ГПЗ»

Начальник конструкторско-
технологического бюро
О.В.Решетило



«УТВЕРЖДАЮ»

Технический директор Ростовского-на-Дону
электровозоремонтного завода – филиала

АО «Желдорреммаш»
П.Н. Воронов
«14» ноября 2021 г.



Акт

промышленных испытаний экспериментальной конструкции подшипников
скольжения со вставками из легкоплавкого металлического сплава (Вуда)

Комиссия в составе профессора кафедры «Технология металлов» ФГБОУ ВО РГУПС, д.т.н. профессора Кохановского В.А., начальника учебной части – заместителя начальника военного учебного центра ФГБОУ ВО РГУПС Василенко В.В. и ведущего технолога ТО Ростовского-на-Дону электровозоремонтного завода – филиала АО «Желдорреммаш» Алексеенко В.В. составила настоящий акт в том, что в результате совместных научно-исследовательских работ разработаны и прошли промышленные испытания моторно-осевые радиальные подшипники скольжения со вставками на опорной поверхности из легкоплавкого металлического сплава (Вуда). Данные подшипники гарантируют, в случае аварийного прекращения подачи жидкого смазочного материала, плавление сплава Вуда при 68°C и продолжение стабильной работы подшипника в гидродинамическом режиме смазывания расплавом, не превышая заданного норматива температуры в 70°C. Требуемый ресурс (время одного цикла испытаний) обеспечивается объёмом легкоплавкого сплава в вставках. Подшипники прошли промышленные испытания на стенде окончательной сборки и обкатки КМБ (модель ОБ-741 инв. № 3Н-0089) с удовлетворительным результатом и рекомендованы к внедрению.

Профессор кафедры
«Технология металлов»
ФГБОУ ВО РГУПС,
д.т.н., профессор
В.А. Кохановский

Ведущий технолог ТО Ростовского-
на-Дону электровозоремонтного
завода – филиала АО
«Желдорреммаш»
В.В. Алексеенко

Начальник учебной части –
заместитель начальника военного
учебного центра ФГБОУ ВО РГУПС
В.В. Василенко