

РОСЖЕЛДОР

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

На правах рукописи



Поляков Владимир Николаевич

**ПОВЫШЕНИЕ ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ ПАРАМЕТРОВ
РАДИАЛЬНЫХ ПОДШИПНИКОВ НА ОСНОВЕ УТОЧНЕНИЯ
РАСЧЕТНЫХ И МАТЕРИАЛЬНО-АГРЕГАТНЫХ МОДЕЛЕЙ**

Специальность 2.5.3 – Трение и износ в машинах

ДИССЕРТАЦИЯ

на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Научный руководитель:
доктор технических наук,
профессор В. А. Кохановский

Ростов-на-Дону

2026

ОГЛАВЛЕНИЕ

УСЛОВНЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ	4
ВВЕДЕНИЕ	5
1 РАДИАЛЬНЫЙ ПОДШИПНИК СКОЛЬЖЕНИЯ	11
1.1 Конструкция и рабочие параметры радиальных подшипников	11
1.2 Гидродинамический расчет подшипников скольжения.....	20
1.3 Экспериментальное оборудование и методы трибологических исследований.....	29
1.4 Цель и задачи исследований	33
2 РАСЧЕТ КОНСТРУКТИВНЫХ ПАРАМЕТРОВ ТРИБОСИСТЕМ ПРИ ЖИДКОСТНОМ СМАЗЫВАНИИ	35
2.1 Геометрические параметры опорных поверхностей трибосистем скольжения.....	35
2.2 Расчет радиальных подшипников на основе угловых параметров и эксцентриситета	42
2.3 Разработка уточненной методики расчета минимальной толщины смазочного слоя.....	66
2.4 Выводы	75
3 МЕТОДИКА ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ	77
3.1 Общая структура исследований	77
3.2 Модернизация экспериментального комплекса на базе машины трения ИИ-5018.....	81
3.3 Параметры смазочных материалов и экспериментальных образцов.....	93
3.4 Планирование эксперимента и статистическая обработка результатов.....	97
4 РЕЗУЛЬТАТЫ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ И ИХ АНАЛИЗ	99

4.1 Практические результаты функционирования модернизированного оборудования.....	99
4.2 Исследование влияния геометрии опорного профиля подшипников.....	102
4.3 Экспериментальное исследование несущей способности смазочного слоя	109
4.4 Выводы	119
5 ВЕРИФИКАЦИЯ РЕЗУЛЬТАТОВ И ПРОМЫШЛЕННЫЕ ИСПЫТАНИЯ.....	120
5.1 Экспериментальная верификация теоретических расчетов	120
5.2 Промышленные испытания разработанной методики.....	122
5.3 Выводы	124
ЗАКЛЮЧЕНИЕ	125
СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ	127
ПРИЛОЖЕНИЕ А	148

УСЛОВНЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ

- $h_{\min}, h_0, h$ – минимальная, средняя, общая толщина смазочного слоя в контакте, м;
 ЖСМ – жидкий смазочный материал;
 Δ – диаметральный зазор, м;
 e – эксцентриситет, м;
 ε – относительный эксцентриситет;
 r, r_1 – радиус вала и втулки, м;
 $r_{\varepsilon 1}, r_{\varepsilon 2}$ – малый и большой радиусы эллипса, м;
 ψ – относительный зазор;
 F – нагружающая сила, Н;
 ω – угловая скорость вала, с^{-1} ;
 α_0 – центральный угол, определяющий половину дуги контакта, рад;
 α_1, α_2 – угловые границы начала и конца нагружения, рад;
 $\alpha_{\min}$ – угол положения смазочной пленки минимальной толщины, рад;
 β – положение эксцентриситета или угол положения минимального зазора, рад;
 γ – угол поворота опоры трибосистемы, рад;
 O_1, O – центр колодки (втулки), вала;
 x_0, y_0 – смещение центра колодки по осям x и y , м;
 $h(\alpha)$ – функция зависимости величины зазора от угла контакта;
 f – коэффициент трения;
 L_K – геометрический параметр длины колодки, м;
 l, l_1, l_2, l_s – длина дуги, соответствующей начальному, конечному и среднему положению профиля зоны нагружения, м;
 $l_{\min}$ – длина дуги, соответствующей положению минимальной толщины смазочного слоя, м;
 P – контактное давление, Па;
 U – выходное напряжение измерительной цепи, В.

ВВЕДЕНИЕ

Актуальность исследования. При разработке, расчете и производстве современных машин и механизмов ключевым фактором, обеспечивающим их работоспособность, является стабильность функционирования их трибосистем. Особое место в обеспечении работоспособности агрегатов в условиях постоянно растущих нагрузочно-скоростных режимов, экстремальных нагрузок и перепадов температуры занимают подшипники скольжения. В силу своих преимуществ они находят широкое применение практически во всей современной технике и являются ее незаменимым элементом. При этом следует учитывать, что до 80 % остановок машин является следствием отказов их нестабильно работающих узлов трения [1, 2].

Начальным этапом разработки любой трибосистемы является инженерный расчет, чья точность и соответствие реальности лежат в основе любого проектирования. Особое внимание уделяется повышению трибологических характеристик и стабильности работы узлов трения. Последнее зависит от параметров смазочного слоя, а его формирование определяется геометрией сопрягаемых поверхностей. Поскольку конструктивные и геометрические погрешности оказывают значительное влияние на несущую способность смазочного слоя, учет этих факторов еще на этапе инженерного расчета закладывает основу долговечности всего механизма.

Завершающим этапом проверки теоретических моделей являются эксперименты, как правило, выполняемые на материально-агрегатных моделях. К подобным устройствам относится и серийно выпускаемая машина трения ИИ-5018. Однако ее применение в современных реалиях требует для приближения модели к натуре дополнительной конструктивной модернизации. Заключительный этап работы предполагает экспериментальную и промышленную проверку всего комплекса исследований.

Таким образом, актуальность исследований, проводимых в данной работе, обусловлена необходимостью повышения точности инженерных расчетов,

модернизации машины трения для максимального приближения модели к реальности и экспериментального подтверждения эффективности полученных результатов.

Степень разработанности темы.

Исследования в области гидродинамических подшипников находятся в центре внимания как отечественных, так и зарубежных ученых. Изучение данного направления позволило определить аналитические зависимости несущей способности смазочного слоя от параметров вязкости, скорости, нагрузки и геометрии зазора. Базовые закономерности процессов заложены в классических трудах Н. П. Петрова, Н. Е. Жуковского, М. В. Коровчинского, А. К. Дьячкова, Д. С. Коднира, а также в работах зарубежных исследователей О. Reynolds, А. Sommerfeld, F. Ocvirk, G. Vogelpohl и B. J. Hamrock.

Развитие методов моделирования работы подшипников и расчетных методик получило продолжение в трудах Е. И. Квитницкого, В. Н. Прокопьева, Е. А. Задорожной, С. М. Захарова, Н. В. Иноземцевой, а также D. Campbell, H. Hashimoto, G. Buker, D. Holland, T. Bates, D. Ross, G. Ritchie, T. Taylor.

Вопросы конструирования и повышения эксплуатационных параметров радиальных подшипников отражены в трудах Ф. П. Снеговского, А. К. Зайцева, Г. А. Пинчук и З. С. Паллея. Процессы изнашивания и влияние формы профиля контактных поверхностей, а также параметров смазочного слоя исследовали Н. А. Буше, И. В. Крагельский, И. Г. Горячева, И. А. Буяновский, С. В. Комбалов, H. Christensen, K. Tonder и другие авторы.

Несмотря на солидную теоретическую базу, непрерывное стремление к расширению нагрузочно-скоростных режимов работы современных машин требует перехода к более точным инженерным методам и экспериментальным исследованиям и, как следствие, совершенствования как расчетных, так и материально-агрегатных моделей. В существующих методах расчета и экспериментальных исследованиях не рассматривается ряд важных факторов, влияющих на работу подшипников, учет которых позволил бы повысить их эффективность. Это и определило направление данного исследования.

Объект исследования – процесс гидродинамического трения в условиях работы материально-агрегатной модели, функционирование которой приближено к реальной работе подшипника.

Предметом исследований являются параметры радиальных гидродинамических подшипников, получаемые на основе уточнений инженерных расчетов и их экспериментальной верификации на машине трения модели ИИ-5018.

Цель исследования: повышение эксплуатационных параметров гидродинамических подшипников скольжения на основе уточнения расчета минимальной толщины смазочного слоя и рационализации конструктивных параметров.

Задачи исследования:

1. Провести сравнительный анализ существующих теоретических методик расчёта гидродинамических подшипников скольжения и установить влияние их конструктивных параметров на эксплуатационные характеристики в исследуемом диапазоне нагрузочно-скоростных режимов.

2. Разработать методику уточненного расчета основных конструктивных и эксплуатационных характеристик радиальных гидродинамических подшипников скольжения с круглым и эллиптическим опорным профилем на основе введения дополнительных параметров – угла поворота опоры трибосистемы γ и коэффициента трения f .

3. Установить в результате прецизионных экспериментальных исследований зависимость угла поворота опоры трибосистемы γ от нагрузочно-скоростных режимов, а также от величины зазора Δ и вязкости смазочного материала μ на базе модернизированной машины трения модели ИИ-5018.

4. Верифицировать теоретические данные в сравнении с экспериментальными результатами, а также установить эффективность разработанного подшипника в ходе промышленных испытаний на реальном производстве.

Научная новизна работы заключается в следующем:

1. Установлены основные закономерности влияния угла поворота опоры трибосистемы γ и коэффициента трения f на величину и форму клинового зазора, определяющие минимальную толщину смазочного слоя.

2. Впервые на базе модернизированной машины трения ИИ-5018 реализована новая прецизионная методика исследований, позволяющая проверить расчетные модели углового параметра γ и толщины смазочного слоя в условиях моделирования реальной работы подшипника.

3. Получены новые данные о взаимосвязи геометрических параметров опорной контактной поверхности, минимальной толщины смазочного слоя и угла поворота опоры трибосистемы γ в исследованном диапазоне нагрузочно-скоростных режимов при значительном различии вязкости смазочного материала.

Теоретическая и практическая значимость работы.

1. Впервые обоснован и использован угловой параметр поворота опоры γ , учитывающий реальные кинематические особенности контактных поверхностей подшипников скольжения, что позволяет более точно установить границы смазочного клина в исследованном диапазоне режимов эксплуатации.

2. Выявлены аналитические зависимости минимальной толщины смазочного слоя от угла поворота опоры γ , уточняющие теоретические результаты, получаемые по расчетным моделям ГОСТ ИСО 7902-1–2001.

3. В ходе исследований и модернизации машины трения ИИ-5018 спроектирована и изготовлена оригинальная конструкция колодкодержателя, подтверждающая эффективность введения в расчетную модель дополнительных параметров угла поворота опоры γ и коэффициента трения f .

4. Внедрение разработанных подшипников на предприятии по ремонту и обслуживанию судового оборудования ООО НПО «Донтехцентр» (г. Ростов-на-Дону) позволило увеличить межремонтный период узлов трения на 11,4 % при сохранении эксплуатационной нагрузочной способности.

Методы диссертационных исследований:

1. Методика теоретических исследований разработана на положениях гидродинамической теории смазывания, основанной на решении классического дифференциального уравнения Рейнольдса, описывающего ламинарное течение жидкости, с общепринятыми допущениями. Математическое моделирование реализовано методами вычислительных систем *Maple* и *Mathcad*.

2. Экспериментальные исследования трибологических параметров выполнялись на модернизированной машине трения ИИ-5018 по двухуровневым полнофакторным планам с проведением 3–5 параллельных опытов.

3. Статистическая обработка результатов экспериментальных исследований осуществлялась методами математической статистики и регрессионного анализа по критериям Кохрена, Стьюдента, Фишера.

Положения, выносимые на защиту:

1. Методика расчета основных конструктивных и эксплуатационных характеристик радиальных гидродинамических подшипников скольжения, основанная на введении дополнительных параметров – угла поворота опоры трибосистемы γ и коэффициента трения f , позволяющая уточнить расчет минимальной толщины смазочного слоя $h_{\min}$.

2. Теоретические закономерности определения рациональной величины рабочего зазора в радиальных подшипниках на основе расчета несущей способности смазочного клина с учетом угла поворота опоры γ , определяющего равновесное положение трибосистемы.

3. Исследования триботехнического измерительного комплекса модернизированной машины трения ИИ-5018, позволившие впервые определить угол поворота опоры трибосистемы γ , а также повысить точность измерения коэффициента трения и толщины смазочного слоя в условиях функционирования модели трибосистемы, приближенной к реальной работе подшипника.

4. Результаты теоретических и экспериментальных исследований зависимости угла поворота опоры трибосистемы γ от нагрузочно-скоростных режимов, величины зазора Δ и вязкости смазочного материала.

Достоверность и обоснованность научных результатов обеспечиваются корректным применением общепринятой и апробированной гидродинамической теории, а также статистической обработкой результатов экспериментальных исследований. Полученные теоретические и практические выводы подтверждаются результатами применения классической теории Рейнольдса, публикациями выполненных работ, докладами на научных конференциях, а также

промышленными испытаниями на предприятии по ремонту и обслуживанию судового оборудования ООО НПО «Донтехцентр» (г. Ростов-на-Дону).

Апробация результатов данной работы проведена на восьми международных научно-практических конференциях: «Трибология – машиностроению» (Москва, 2016, 2020, 2022 гг.); «Транспорт: наука, образование, производство» (Ростов-на-Дону, 2016, 2017, 2019, 2022 гг.); «Перспективы развития локомотиво-, вагоностроения и технологии обслуживания подвижного состава» (Ростов-на-Дону, 2025 г.) и пяти всероссийских научно-практических конференциях «Надежность и долговечность машин и механизмов» (Иваново, 2014, 2015, 2017, 2018, 2022 гг.).

Публикации. По тематике диссертации опубликовано 34 научные работы, в числе которых 4 работы в изданиях, рекомендованных ВАК, 4 работы включены в базу данных Scopus, 1 монография и 1 патент на изобретение.

Структура и объем работы. Диссертация состоит из введения, 5 глав, заключения, списка литературы из 184 наименований и приложения. Общий объем работы составляет 149 страниц текста, включает 51 рисунок и 35 таблиц.

1 РАДИАЛЬНЫЕ ПОДШИПНИКИ СКОЛЬЖЕНИЯ

Современные машины и агрегаты работают при высоких скоростях, нагрузках и температурах [3–11], а их узлы трения обеспечивают заданные ресурсы. Подшипниковые опоры представляют собой наиболее распространенные и важнейшие структурные элементы практически любого механизма, поэтому их выход из строя является причиной более 80 % отказов машин [12–15].

Кроме того, следует отметить, что коэффициент полезного действия машин зависит от потерь на трение в подвижных сопряжениях деталей, а общий объем мировых потерь энергии в трибосистемах составляет до 30–40 % всей ее выработки [12, 16].

Одним из путей снижения энергопотерь в узлах трения является применение подшипников скольжения, работающих в гидродинамическом режиме смазывания [17–20]. Рассмотрим состояние теоретических и экспериментальных исследований работы подшипников скольжения в этих условиях.

1.1 Конструкция и рабочие параметры радиальных подшипников

В разделе рассматриваются самые простые, распространенные и технологичные конструкции радиальных подшипников скольжения, работающих в условиях гидродинамического смазывания. Конструкция подобного радиального подшипника скольжения с цельной цилиндрической опорной поверхностью подшипниковой втулки представлена схематически на рисунке 1.1. Основным конструктивным параметром радиальных подшипников скольжения является отношение длины втулки к рабочему диаметру L/D (L – длина втулки, D – диаметр втулки), варьируемое в рекомендуемом диапазоне в пределах 0,3–2,0 [6, 21–24].

Рост нагруженности требует увеличения длины подшипника, а рост скорости заставляет сокращать ее. Увеличение длины подшипника приводит к уменьшению нормальных контактных напряжений. Однако это вызывает также неравномерности их распределения по длине, повышенный кромочный износ в торцевых зонах и повышение температуры из-за ухудшения охлаждения [23].

Уменьшение отношения L/D ниже некоторого предела приводит к увеличению торцевых утечек масла из подшипника и к снижению его несущей способности.

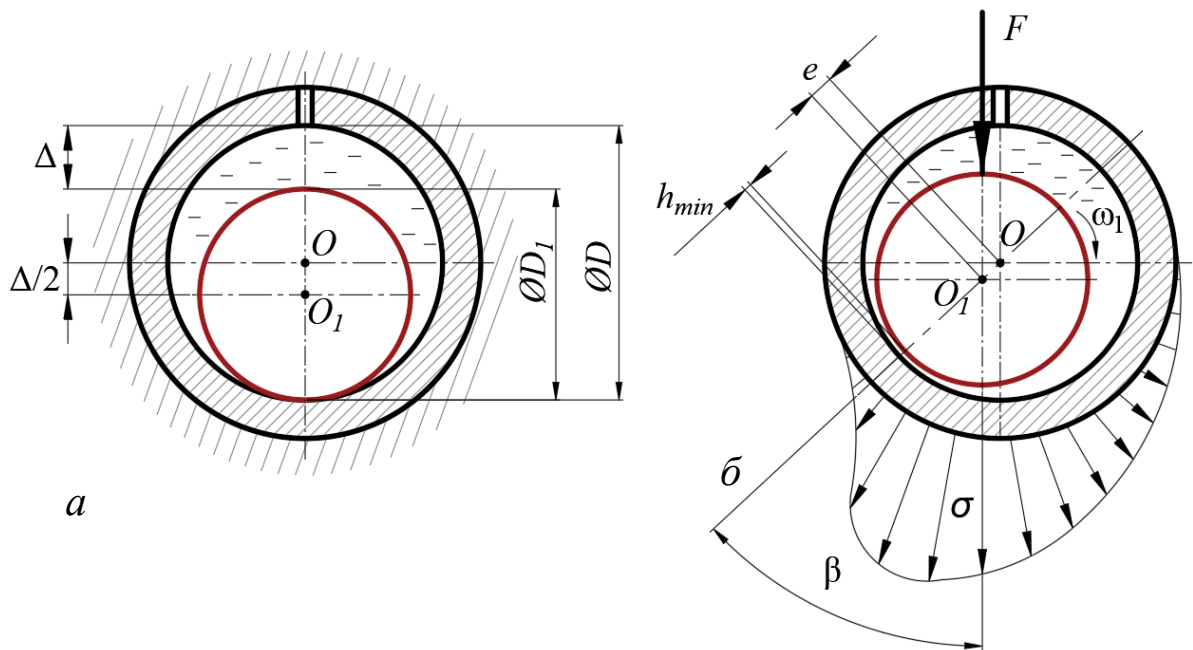


Рисунок 1.1 – Схема подшипника скольжения:

a – статическое положение вала и втулки; b – рабочее положение

При работе подшипника под нагрузкой F вал D_1 , помещенный во втулку D с зазором Δ , вращается со скоростью ω . Вязкий смазочный материал в результате действия адгезионных, вязкостных и инерционных сил затягивается в клиновой зазор между контактными поверхностями вала и втулки подшипника. Масляный клин образуется за счет смещения центра вала O_1 относительно центра втулки O на величину эксцентриситета e под углом β . В сужающемся клиновом зазоре возникает избыточное гидродинамическое давление σ , под действием которого вращающийся вал всплывает и металлический контакт нарушается.

Диаметральный рабочий зазор трибосопряжения подшипника Δ и длину опорной втулки L определяют исходя из назначения, нагрузочно-скоростных режимов эксплуатации и прочих условий [6, 21, 23, 25–27]. Выбор зазора Δ является ключевым конструктивным параметром подшипника, напрямую влияющим на эксплуатационные характеристики. Возможный диапазон зазоров определяется системой допусков и посадок в выбранном качестве точности. В промышленных машиностроительных объектах рекомендуется, в зависимости от уровня

нагрузочно-скоростных режимов, применение для сопряжений «вал – втулка» 7–8-го квалитетов точности. В качестве примера в таблице 1.1 приведены конкретные диапазоны зазоров для диаметральных размеров d от 30 до 50 мм [28–30].

Таблица 1.1 – Рекомендуемые допуски для гидродинамических трибосопряжений

Посадка	Поле допуска, мкм		Зазор, мкм	Область применения
	отверстия	вала		
H8/e8	+39	–50/–89	50–128	Высокие скорости и габаритные узлы
H7/e8	+25	–50/–89	50–114	
H7/f7	+25	–25/–50	25–75	Малые нагрузки
H7/d8	+25	–80/–119	80–144	Высокие скорости и малые нагрузки
H7/c8	+25	–120/–169	120–194	Значительные перепады температур
H8/c8	+39	–120/–169	120–208	

Проведенный анализ показывает, что разброс рекомендованных справочной литературой зазоров для подшипников скольжения очень велик, что затрудняет его выбор. Так, для подшипников диаметром до 100 мм зазор рекомендуют устанавливать в пределах 0,072–0,470 мм [22, 30], а при диаметрах 30–50 мм 0,09–0,25 мм [31], а также 0,015–0,200 мм [23]. Следует отметить, что увеличение зазора уменьшает дугу контакта, что вызывает рост напряжений и деформаций и может изменить режим смазывания.

Кроме размеров, значительную роль при эксплуатации подшипников играет форма контактных поверхностей, определяющая общую конструкцию подшипников [5, 12, 14, 22, 25, 32–43]. Это подшипники с круговым и эллиптическим опорным профилем (рисунок 1.2).

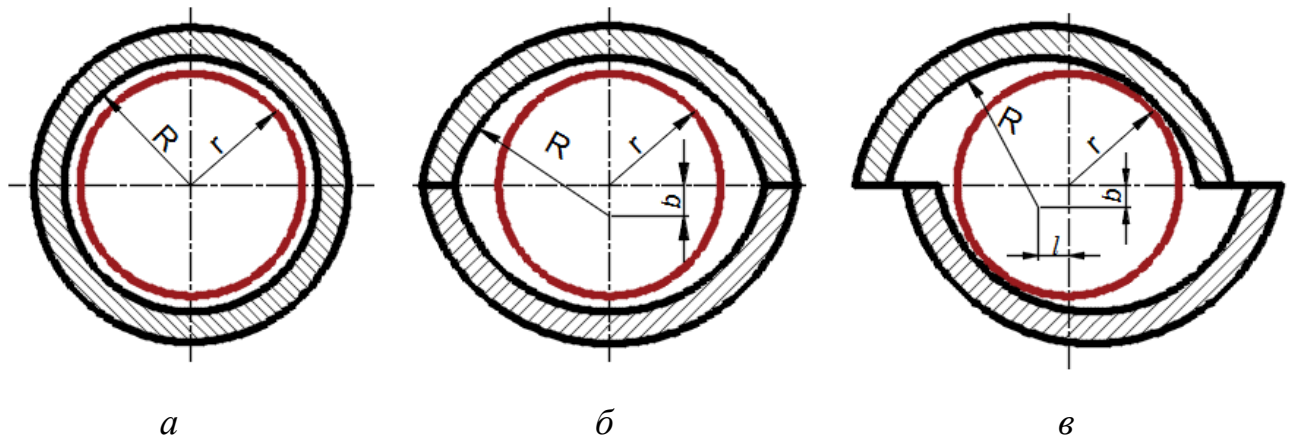


Рисунок 1.2 – Конструкция основных контактных поверхностей радиальных подшипников

На рисунке 1.2 представлены подшипниковые втулки: *а*) цельная цилиндрическая; *б*) составная эллиптическая «лимонная»; *в*) составная со смещением вкладышей; в них R – радиус подшипниковой втулки; r – радиус вала; l и b – координаты смещения втулки относительно вала.

Следует отметить, что эллиптические подшипники (рисунок 1.2, *б*) могут быть изготовлены на станках с программным управлением, но по технологическим и экономическим соображениям эллиптическую кривую контура аппроксимируют дугой окружности большего радиуса, что позволяет упростить технологию, перейдя на обычные токарные станки.

В настоящее время известны и более сложные кривые контуров опорной поверхности. Например, «адаптированный профиль», выполненный по волне, с параметрами, рассчитанными теоретически [44]. Однако в доступной технической литературе не приводятся данные об экспериментальной оценке этой конструкции.

Анализ приведенных данных позволяет заключить, что для подшипников скольжения оптимальным с позиции минимума энергетических потерь при максимальном ресурсе является гидродинамический режим трения, выполняемый при использовании жидких смазочных материалов. В реальных условиях конструирования и эксплуатации машин стараются, где возможно, заменить граничное трение более экономичными режимами смешанного (полужидкостного) или гидродинамического трения [3, 4, 17, 29, 45–52].

У подшипников скольжения, работающих в режиме гидродинамического смазывания, контакт металлических поверхностей (втулка – вал) возникает только в периоды пусков, выбегов и случайных нарушений режима жидкостного трения.

Необходимым элементом любой трибосистемы являются смазочные материалы [7, 22, 53–58], подача которых в контактную зону обеспечивает требуемый режим смазывания [18–20, 59, 60]. Следует отметить, что в любой трибосистеме на отдельных смежных участках контакта одновременно могут реализовываться разные режимы смазывания. Поэтому можно говорить лишь о преобладающем типе. Если по какой-либо причине происходит уменьшение минимальной толщины смазочной пленки до нарушения условия $h_{\min} \leq \Sigma Ra$ (ΣRa – сумма шероховатостей контактных поверхностей, мкм) и отдельные микронеровности трущихся поверхностей периодически деформируют друг друга, то реализуется режим смешанного или полужидкостного трения, увеличивающий коэффициент трения. При этом принято считать, что если сохраняется соотношение $f \leq 0,05$, то преобладающим режимом смазывания остается гидродинамический [24].

При жидкостном гидродинамическом или эластогидродинамическом трении работают вязкостные объемные свойства жидкого смазочного материала, полностью разделяющие контактирующие поверхности.

В качестве критериев классификации трения по режиму смазывания используются диапазон коэффициентов трения и параметр λ [3, 5, 22, 31, 61, 62]. Усредненные характеристики режима трения подшипников для стационарных условий смазывания без учета возможных схватываний и заеданий приведены в таблице 1.2. Представленный приближенный диапазон значений параметров включает данные из следующих источников [3–5, 11, 18, 19, 22, 29, 31, 60–63, 65], а их анализ позволяет сформировать представление о значениях параметров трения, которые являются одними из основных показателей, обеспечивающих надежность подшипниковых узлов в различных эксплуатационных режимах.

Таблица 1.2 – Параметры подшипников при различных режимах смазывания

Параметры	Тип трения при режиме смазывания			
	граничный	смешанный (полужид- костный)	гидродина- мический (жидкостный)	эластогид- родинами- ческий
Механизм смазывания	Адсорбция и хемосорбция	Адсорбция и вязкость	Вязкость	Вязкость и модуль сдвига
Критерий λ	$\lambda < 1$	$1 > \lambda > 3$	$\lambda > 3$	$\lambda > 3$
Постулируемые свойства контакта	Упруго или пластически деформируемый шероховатый		Жесткий, гладкий, бес- контактный	Упругий, гладкий
Коэффициент трения f	0,08–0,15	0,06–0,10	0,001–0,05	0,001–0,05
Контактные напряжения σ , МПа	0,5–10,0	1,0–12,0	0,15–20,0	3,0–290
Скорость, V м/с	0,01–10,0	2,5–12,0	0,5–35,0	2,0–20,0
Толщина смазочной пленки $h_{\min}$, МКМ	$h \rightarrow 0$	$h < \Sigma Ra$	$h > \Sigma Ra$	$h < 0,3–1,0$

Параметр λ оценивается отношением наименьшей толщины смазочного слоя к его критической толщине, определяемой главным образом реальной величиной шероховатости контактирующих поверхностей. Критерий λ является условной мерой или запасом несущей способности [5]:

$$\lambda = \frac{h_{\min}}{\sqrt{(Ra_1)^2 + (Ra_2)^2}}, \quad (1.1)$$

где $h_{\min}$ – толщина пленки смазочного материала;

Ra – среднее арифметическое отклонение профиля поверхностей вала и втулки.

В условиях стационарного режима гидродинамического трения при определенном значении скорости скольжения возникает устойчивый слой смазочного материала толщиной $h_{\min} > \Sigma Ra$ и образуется эксцентриситет. При $\omega \rightarrow \infty$ эксцентриситет $e \rightarrow 0$, но полного совпадения центров вала и втулки практически не бывает, т. к. наличие эксцентриситета является необходимым условием для формирования гидродинамического клина [34, 63, 66, 67].

Область применения подшипника и основной тип трения определяются уровнем нагрузочно-скоростных режимов, характером смазывания и конструктивными особенностями трибосистемы и машины в целом. В зависимости от условий подшипники скольжения могут работать при разных режимах смазывания.

Рассматриваемые в работе радиальные подшипники работают в гидродинамическом режиме, что соответствует зоне III в известной диаграмме Герси – Штрибека (рисунок 1.3).

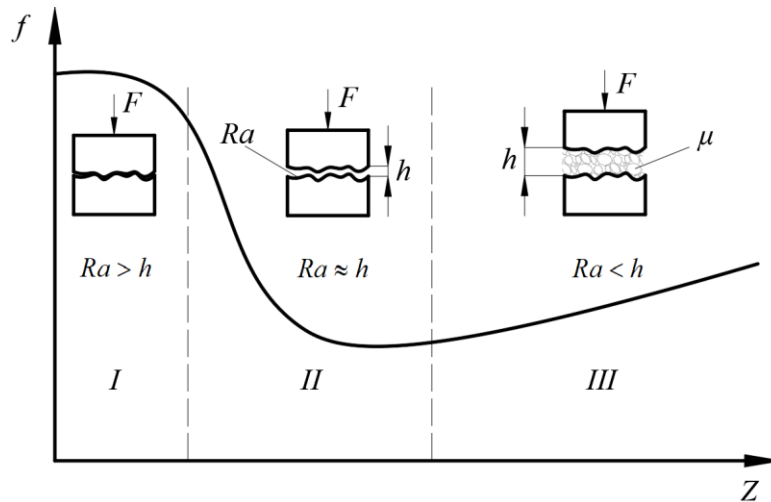


Рисунок 1.3 – Диаграмма Герси – Штрибека:
I – граничное, II – смешанное, III – жидкостное трение

Безразмерный параметр Герси (иногда его называют числом Зоммерфельда) определяется выражением [5, 62]:

$$Z = \frac{\mu \cdot \omega}{P}, \quad (1.2)$$

где μ – динамическая вязкость, Па·с; ω – угловая скорость, с⁻¹; P – нагрузка, Па.

Процесс трения является диссипативным, т. к. подводимая механическая энергия преобразуется в тепловую. Это требует определенной термостабильности для учета как при эксплуатации, так и при проектировании температурного изменения вязкостных свойств применяемых жидких смазочных материалов. Повышение температуры уменьшает вязкость, а увеличение давления повышает ее.

Однако следует иметь в виду, что при гидродинамическом давлении до 6 МПа вязкость масла практически не зависит от давления и в расчетах учитывают только ее изменение от температуры [68, 69].

Проведенный анализ конструкции и условий работы радиальных подшипников скольжения с учетом шероховатости контактирующих поверхностей, комплекса их физико-механических характеристик и свойств применяемых смазочных материалов позволил выявить основные параметры для проектирования радиальных подшипников скольжения (таблица 1.3).

Таблица 1.3 – Параметры подшипников скольжения [25, 26, 70]

Исходные данные для проектирования			
Параметры	Наименование	Обозначение	Размерность
Конструктивные	Длина подшипника	L	м
	Диаметр втулки	D	
	Диаметр вала	D_1	
	Диаметральный зазор	Δ	
	Шероховатость	Ra	
	Профиль контактных поверхностей	тип	–
Эксплуатационные	Нагрузка	F	Н
	Скорость скольжения	V	м/с
	Вязкость ЖСМ	μ	Па·с
	Температура	T	°С
Расчетные величины			
Основные	Контактное давление	P	Па
	Эксцентриситет	e	м
	Число Зоммерфельда	S_0	-
Расчетные величины			
Основные	Коэффициент сопротивления вращению	ζ	-
	Минимальная толщина смазочного слоя	$h_{\min}$	м
Дополнительные	Угловая координата эксцентриситета	β	градусы
	Угол гидродинамического клина	φ	
	Контактный угол (угол охвата)	Ω	
	Сила в зоне нагрузки	F_n	Н
Итоговые результаты			
Основные	Несущая способность	$[\sigma]$	Па
	Коэффициент трения	f	-
Дополнительные	Время выхода на режим	t_p	мин
	Время приработки	$t_{\text{пр}}$	

Конструктивные характеристики, описанные в разделе 1.1, являются одними из основных входных параметров, которые необходимы для проектировочных и проверочных расчетов подшипника скольжения. Они неразрывно связаны с требованиями эксплуатации и определяют уровень технологии изготовления подшипника.

Расчетные величины включают две группы факторов. Одни используются для учета изменений основных параметров, необходимых для получения итоговых результатов стандартного расчета, другие раскрывают физический механизм контактирования при гидродинамическом смазывании.

Результатом инженерных расчетов радиальных подшипников скольжения является определение несущей способности смазочного слоя $[\sigma]$ и коэффициента трения f . Дополнительными параметрами служат время выхода на режим и время приработки, определяемые экспериментально.

Для получения из комплекса исходных данных итоговых результатов необходимо определение целого ряда промежуточных величин:

- температура, влияющая на вязкость жидкого смазочного материала, генерируемая в результате диссипации механической энергии трения и определяемая теоретически или экспериментально [14];
- контактный угол Ω , влияющий на реальную величину максимальных и средних контактных напряжений, а также их распределение по дуге контакта; контактное давление P и эксцентриситет e [71];
- коэффициент сопротивления смазочного материала движению ζ , зависящий от вязкости μ , скорости вращения вала V и увеличивающий потери на трение;
- минимальная толщина смазочного слоя в контакте $h_{\min}$, величина которой подтверждается только экспериментально [43, 72];
- угловая координата эксцентриситета β , определяемая соотношением нагружающей силы и крутящего момента [12, 26].

Проведенный анализ основных конструктивных параметров радиальных подшипников скольжения показывает, что имеются значительные

триботехнические резервы, позволяющие существенно повысить такие их эксплуатационные характеристики, как нагрузочная характеристика, несущая способность смазочного слоя, а также возможность существенно уменьшить потери на трение.

1.2 Гидродинамический расчет подшипников скольжения

Расчет подшипников скольжения выполняют при согласовании конструктивных параметров подшипника с условиями его эксплуатации [6, 12, 25, 26, 31, 73–75] (рисунок 1.4) для обеспечения жидкостного трения, при котором контактные поверхности разделены слоем смазки.

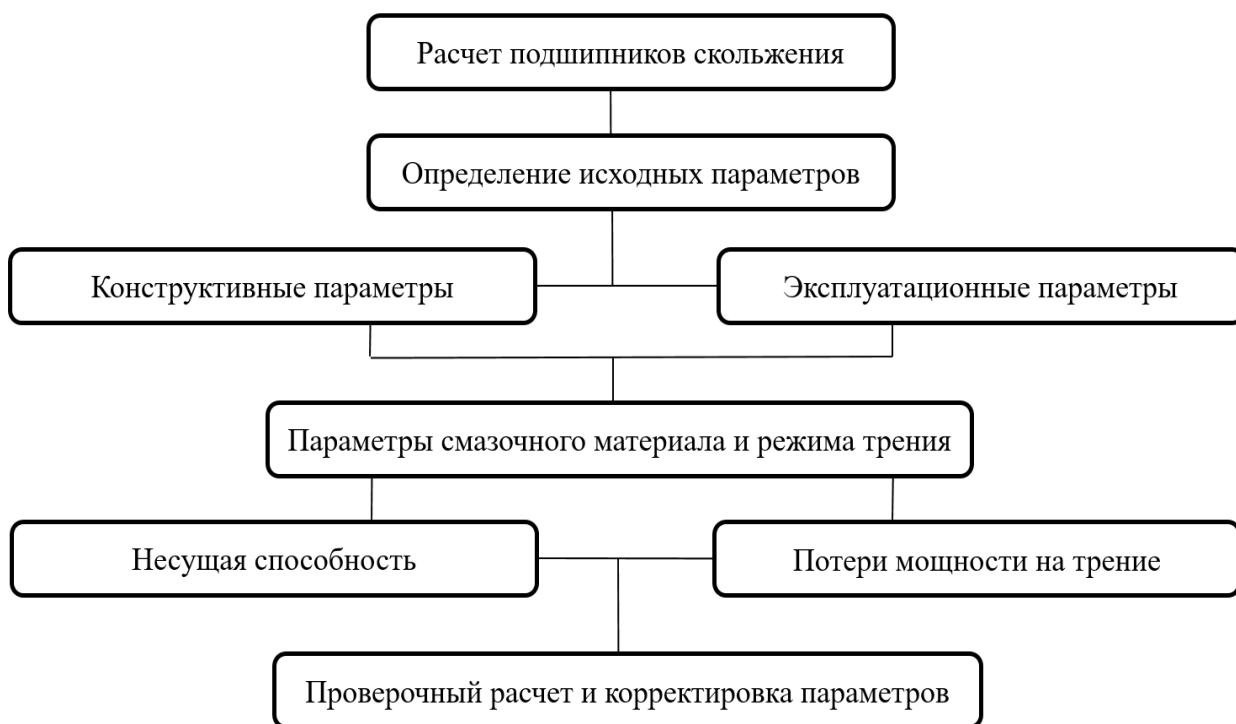


Рисунок 1.4 – Общая схема расчета подшипников скольжения

Методика общепромышленных расчетов подшипников скольжения, работающих в режиме гидродинамического смазывания, приведена в справочной литературе [25] и в основном регламентирована ГОСТ ИСО 7902 [26, 71, 76]. Гидродинамический расчет выполняется для ламинарного течения жидкого смазочного материала в рабочем зазоре подшипника. Соответствие течения смазочного материала ламинарному оценивается с помощью числа Рейнольдса:

$$\text{Re} = \frac{\rho u^{\frac{\Delta/2}{2}}}{\mu} = \frac{\pi D n^{\frac{\Delta/2}{2}}}{\nu} \leq 41,3 \sqrt{\frac{D}{\Delta/2}}, \quad (1.3)$$

где μ – динамическая и ν – кинетическая вязкость смазочного материала;
 D – внутренний диаметр подшипника;
 u – линейная скорость вала;
 n – частота вращения вала;
 ρ – плотность смазочного материала.

Результаты получаются на основе решения дифференциального уравнения Рейнольдса:

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(h^3 \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(h^3 \frac{\partial p}{\partial y} \right) = 6\mu(u + u_B) \frac{\partial h}{\partial x}, \quad (1.4)$$

где u_B – линейная скорость втулки;
 h – локальная толщина смазочного слоя;
 p – локальное давление в смазочном слое,

или уравнения Навье – Стокса

$$\begin{cases} \frac{\partial v_i}{\partial t} + v_k \frac{\partial v_i}{\partial x_k} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x_k} + \nu \frac{\partial}{\partial x_k} \left(\frac{\partial v_i}{\partial x_k} + \frac{\partial v_k}{\partial x_i} \right), \\ \frac{\partial p}{\partial t} + \nabla(\rho \bar{v}) = 0. \end{cases}$$

Здесь ρ – плотность жидкости; t – время; p – давление;

$\bar{v}(v_i, v_k)$ – проекции скорости (вектора) на координатные оси;

x_i, x_k – пространственные координаты.

$\nabla = \frac{\partial}{\partial x_i} \bar{i} + \frac{\partial}{\partial x_k} \bar{k}$ – оператор набла.

Граничные условия должны удовлетворять условиям непрерывности. Давление перед рабочей зоной и после нее, а также у торцов равно нулю $p = 0$, т. е. удовлетворяет условию:

$$\frac{\partial p}{\partial \varphi} = p = 0. \quad (1.5)$$

Применяемый вид уравнения Рейнольдса приведен в работах [77–80, 83], а его приближенное решение – в [81, 82, 84–87].

Для решения уравнения (1.4) принимаются следующие упрощения и условия, допустимость которых согласно ГОСТ ИСО 7902-1–2001 [26] подтверждена экспериментально и практически.

Смазочный материал является несжимаемой ньютоновской жидкостью, текущей ламинарно и полностью омывающей поверхности скольжения; его инерционные, гравитационные и магнитные силы незначительны, а вязкость одинакова по всему сечению зазора. По сравнению с давлением в смазочном слое давление при подаче смазочного материала мало.

Толщина смазочного слоя в осевом направлении подшипника постоянна, а колебания давления в направлении, перпендикулярном поверхностям скольжения, незначительны.

Поверхности вала и втулки, образующие рабочий смазочный зазор, имеют идеально цилиндрическую, круглую в сечении, форму, а их поверхности являются абсолютно жесткими (деформация незначительна).

Радиусы кривизны взаимно вращающихся поверхностей по сравнению с толщиной смазочного слоя велики; движение, направленное перпендикулярно к поверхностям скольжения, отсутствует.

Из-за сложности определения трибологических параметров контактных поверхностей многие исследователи используют в своих работах только относительные и расчетные теоретические величины, ссылаясь на некие общие экспериментальные результаты [6, 63, 73]. Причем не приводятся ни сами результаты, ни методики корректных измерений их величин. К таким параметрам относятся минимальная толщина смазочного слоя $h_{\min}$, коэффициент трения f , эксцентриситет e . В связи со сложностью точных гидродинамических расчетов подшипников инженерные расчеты проводятся с использованием принятых упрощений, рекомендуемых в справочных таблицах [25, 26, 71, 76].

Вышеописанные причины значительно снижают точность и оказывают существенное влияние на результаты проектирования подшипников по расчетным

моделям. Полученные конструктивные параметры для требуемых инженерной практикой эксплуатационных режимов далеки от оптимальных.

Минимальная толщина несущего смазочного слоя должна быть достаточной для предотвращения металлического контакта рабочих поверхностей при допустимых перегрузках и исключения возможности засорения зазора продуктами термоокислительной деструкции смазочного материала.

При расчетах трибосопряжений предполагается контактирование идеальных поверхностей вала со втулкой или ползуна с направляющей. По размерам идеальных поверхностей вычисляют зазор и определяют теоретическую минимальную толщину смазочного слоя [12, 25, 67]. В дальнейшем вводят поправку, учитывающую дефекты формы.

В соответствии с работами [25, 26, 79, 88] минимальную толщину смазочного слоя $h_{\min}$ с учетом полного разделения сопрягаемых поверхностей определяют исходя из следующего условия:

$$h_{\min} = 0,5D\Psi(1 - \varepsilon) \geq [h], \quad (1.6)$$

$$\varepsilon \leq 1 - 2[h]/\Delta, \quad (1.7)$$

где ε – относительный эксцентриситет;

Δ – диаметральный зазор;

$[h]$ – критическая толщина смазочного слоя (табличное значение [25]).

$$h_{\min} = \frac{D-d}{2} - e = 0,5D\Psi(1 - \varepsilon), \quad (1.8)$$

где $\Psi = \frac{D-d}{D}$ – относительный зазор подшипника [6, 26, 29];

$\varepsilon = \frac{e}{\frac{D-d}{2}}$ – относительный эксцентриситет.

Некоторые источники [25, 63, 79, 88, 89] без объяснения используют формулу относительного зазора: $\Psi = \frac{D-d}{d}$, что может сказаться на точности результатов расчета в (1.6).

В расчетах толщины смазочного слоя главным параметром, оказывающим влияние на конечный результат, является эксцентриситет, определяемый угловыми параметрами. В ГОСТ ИСО 7902-1–2001 [26] приведена методика определения минимальной толщины смазочной пленки в гидродинамических подшипниках. Эта методика основана на решении уравнения Рейнольдса [90–93] с учетом угла β в виде табличных значений для определения относительного эксцентриситета ε . Следует отметить, что в работе Г. А. Пинчук [92] угол β определяется на основе заданного движения центра втулки относительно эксцентриситета. В работе Е. И. Квитницкого [31] угол β , обозначенный как φ , определяется решением двумерной сеточной области при заданном шаге в направлении ординаты и угла φ . При этом выполняется систематический поиск совпадения задаваемого результата с расчетным.

Данная модель исследований носит теоретический характер, так как угол β является задаваемым параметром, из-за сложности определения его результатов на экспериментальном оборудовании.

При условии $\varphi_2 - (\pi - \beta) < \pi/2$ получают:

$$h_{\min} = 0,5D\varphi(1 + \varepsilon \cos\varphi_2), \quad (1.9)$$

где d – диаметр вала;

D – диаметр втулки;

φ – угловая координата в круговом направлении (начало давления);

φ_2 – угловая координата крайней кромки области давления гидродинамического клина.

Из конструктивных, технологических и эксплуатационных соображений выбирают наименьшую толщину масляной пленки $h_{\min}$, которая должна быть не меньше суммы высот микронеровностей на поверхностях цапфы и вкладыша, а также допусков, ограничивающих бочкообразность и волнистость трущихся поверхностей [25, 28, 34, 94–96]. В случае отсутствия самоустановки необходимо учитывать перекосы подшипника, допуск на конусность вала и его прогибы [22, 34].

Параметром, характеризующим погонную несущую способность, рассчитанную по длине подшипника и зависимостью от относительного эксцентриситета [31, 90, 92], является безразмерное число Зоммерфельда S_0 [26, 29]:

$$S_0 = \frac{F\Psi^2}{DL\mu\omega} = S_0(\varepsilon, \frac{L}{D}, \Omega), \quad (1.10)$$

где $\frac{L}{D}$ – относительная длина подшипника;

Ω – угол охвата вкладыша (для сплошного цилиндра $\Omega = 360^\circ$);

μ – динамическая вязкость смазочного материала;

Ψ – относительный зазор подшипника;

ω – угловая скорость;

F – нагрузка на подшипник.

Средние контактные напряжения в подшипнике определяются по проекции вала без учета реальной дуги контакта, зависящей от зазора [21, 25].

При расчете потерь на трение используют производные безразмерных характеристик [6, 25, 26, 67, 71, 97]: ζ – коэффициента сопротивления вращению в смазочном слое.

Расчет выполняется путем сравнения несущей способности и действующей нагрузки. В начале выбирают $h_{\min}$, а потом определяют несущую способность подшипника [25]:

$$F_H = \zeta DL\mu\omega / \Psi^2, \quad (1.11)$$

где F_H – сила трения в нагруженной зоне смазочного слоя подшипника;

ζ – коэффициент сопротивления вращению (функция $\varepsilon, \frac{L}{D}, \Omega$), в основном определяют по табличным значениям [25, 26]:

$$\zeta = \frac{F_H \Psi^2}{DL\mu\omega}, \quad (1.12)$$

$$\frac{f}{\Psi} = \zeta / S_0, \quad (1.13)$$

где $f = \frac{F_H}{F}$ – расчетный коэффициент трения.

Величины f / Ψ в нагруженной зоне подшипника скольжения для различных значений ε , $\frac{L}{D}$, Ω приведены в ГОСТ ИСО 7902-3–2001 [76] и литературе [25]. Наиболее точные значения могут быть определены экспериментально [44] по коэффициенту трения, который при сохранении гидродинамического режима смазывания не должен превышать 0,05 [24].

Угловую координату эксцентриситета вала относительно направления нагрузки β (см. рисунок 1.1) используют только в специальных расчетах [25]. Для определения величины и расположения зоны минимальной толщины смазочного слоя $h_{\min}$ значение реального угла β между линией центров и равновесным положением вектора нагрузки учитывают вместе с относительным эксцентриситетом.

Давление, развивающееся в слое смазочного материала, компенсирует рабочую нагрузку и одновременно выдавливает масло из зазора в торцах подшипника. Для цельной подшипниковой втулки смазочный материал следует подавать в месте наибольшего зазора.

Тепловые условия работы подшипников скольжения определяют исходя из теплового баланса трибосистемы, а температура учитывается в связи с изменениями вязкости смазочного материала. Тепловой поток, генерируемый в зоне трения подшипника, разделяется в соответствии с теплофизическими свойствами материалов контактирующих тел [22] и рассеивается в окружающую среду.

Подшипники скольжения в силу своих преимуществ используются в широком нагрузочно-скоростном диапазоне. Причем с появлением новых конструкционных и смазочных материалов сфера их применения значительно расширяется. Это делает актуальными и широко востребованными как теоретические, так и прикладные инженерные расчеты гидродинамических подшипников самых разных конструкций.

Однако, несмотря на значительный опыт применения подшипников скольжения, даже в настоящее время их проектировочные или проверочные

гидродинамические расчеты вызывают определенные трудности. Это связано со значительной сложностью трибологических процессов и наличием большого числа переменных факторов. Кроме того, необходимо отметить, что получить точное решение уравнений Рейнольдса или Навье – Стокса в настоящее время невозможно. Это является следствием ряда причин, основные из которых приведем ниже.

Первая причина определяется чисто математическими трудностями, решаемыми следующим образом [98, 99]:

- введением целого ряда упрощающих допущений;
- переходом к безразмерным параметрам, снижающим размерность задачи;
- применением автомодельной переменной для возможности прямого интегрирования;
- использованием комплекса упрощающих математических приемов (введением новых переменных, разложением в ряд и др.);
- уточнением уравнения Рейнольдса для учета особенностей контактирования (шероховатости поверхностей, ее податливости и пр.) [99];
- применением численных компьютерных расчетов для конкретных условий.

Вторая причина определяется уровнем развития современной технологии обработки и эксплуатации [3, 66, 100–103]:

- погрешностью формы и размеров сопрягаемых поверхностей;
- уровнем и стабильностью шероховатости поверхностей;
- стабильностью условий контактирования (наличием перекосов, вариаций нагрузочно-скоростных режимов, превышающих допустимые, вибронагружением и т. п.).

Третья причина определяется вероятностной составляющей самого процесса трения [103, 103]:

- неконтролируемыми изменениями окружающей среды (температуры, влажности, естественной аэрации и т. д.);
- степенью физико-химического модифицирования контактирующих поверхностей кислородом воздуха и смазочным материалом;

– температурно-окислительными деструктивными процессами в смазочном материале.

Общий анализ приведенных причин, снижающих уровень точности и применимости расчетных моделей гидродинамических подшипников скольжения, показывает, что наиболее экономичным представляется процесс компенсации причин первой группы, т. е. упрощение расчетов.

Определенные успехи в этом направлении сделаны в справочной литературе, где приводятся графики изменения ряда промежуточных параметров [26, 76, 79, 81–83, 105], позволяющие установить их величину без сложных расчетов, или – для той же цели – таблицы [26, 71, 76, 79]. Эти данные перекрывают значительный диапазон конструктивных и эксплуатационных параметров подшипников. Однако определение величин по графикам или путем интерполяции по таблицам, упрощая расчет, не повышает, а, напротив, существенно снижает точность результатов.

Более того, существуют важные параметры, не входящие в принятую систему расчетов, которые оказывают значительное влияние на конечный результат и подтверждаются только экспериментально. Это оптимальные для принятых нагрузочно-скоростных режимов параметры смазочного материала и шероховатости контактных поверхностей, форма опорной поверхности, допустимый процент пусков и выбегов (ПВ), величина угловых параметров – угла входа в гидродинамический клин и угловых параметров эксцентриситета. Уточнение расчета минимальной толщины слоя ЖСМ позволит минимизировать потери на трение, повысить ресурс работы подшипника скольжения, обеспечить его стабильную работу и увеличить срок службы всего агрегата.

Гидродинамическое трение – настолько сложный процесс, что просто, но точно описать теоретически все его аспекты в настоящее время невозможно [2, 8, 9, 67, 106–112]. Исходя из этого представляется целесообразным создать для описания этого процесса или отдельных его аспектов расчетную базу из экспериментально полученных результатов.

1.3 Экспериментальное оборудование и методы трибологических исследований

В современной машиностроительной практике отсутствуют стандартные приборы по измерению толщины смазочной пленки в трибоконтакте. Ряд исследователей использует для этой цели приборы оригинальной конструкции [3, 22, 43, 81, 88, 113–116], однако измерение толщины смазочной пленки достаточно сложный процесс, который должен соответствовать реальным физическим процессам. В большинстве случаев фиксируется с большой точностью не толщина смазочной пленки, а только ее наличие с помощью электрических методов [72, 88, 117, 118].

Главными задачами на сегодняшний день остаются исследование влияния параметров подшипников на работу узловых трибосистем машиностроительной продукции и прогнозирование долговечности узлов трения [56, 103, 109–111, 119–122], от которых зависит надежность работы различных машин. Решение этих задач может быть осуществлено только на основе результатов комплекса теоретических и экспериментальных исследований.

В связи со сложностью и многогранностью трибологических процессов в смазываемых парах трения широкое распространение в этих исследованиях получили методы моделирования условий эксплуатации [37, 99] на серийно выпускаемых машинах трения.

В настоящее время более 50 % объема проводимых трибологических исследований выполняется на специальных машинах трения. Для их проведения разработана нормативно-техническая документация (НТД) и стандарты [123–126].

Практика трибологических исследований показала, что коэффициенты трения, полученные даже на машинах одного типа в идентичных условиях, существенно отличаются друг от друга [37–42]. Анализ технической литературы [3, 23, 37, 127, 137] и существующей НТД позволил установить, что практическая реализация указанных выше стандартов применима в основном для проведения сравнительных испытаний моделей подшипников скольжения. Глубоко значимые

исследования затрудняются по причине отсутствия единого подхода к выбору экспериментальных образцов, исследовательских методик и точности определяемых параметров. При этом установление количественных зависимостей влияния переменных факторов на величину эксплуатационных параметров затруднено.

Существенный вклад в конечный результат, обеспечивающий точность и достоверность исследований, оказывает градуировка оборудования. Правильно проведенная градуировка позволяет снизить погрешности и до 4 % уточнить результат при определении трибологических параметров [39–41, 138], таких как момент трения, показания температуры, толщины смазочной пленки и др. Градуировка является необходимой и постоянной процедурой из-за возможности износа оборудования, изменения климатических условий и ряда других факторов.

Размерные параметры образцов также являются одной из причин, которые приводят к большому разбросу экспериментальных данных, получаемых на машинах трения данного типа. Основным недостатком колодок (моделей подшипников) является их перекося при проведении испытаний. Об этом в своих трудах упоминают проф. А. К. Зайцев и др.: «сухарик (колодка) претерпевает перекося, работая, главным образом, своим набегающим углом» [93, 139].

Наряду с качеством изготовления пары трения основной причиной перекося колодки является ее жесткое закрепление при базировании (рисунок 1.5). Для нормальной работы трибосистемы ее базой должна быть внутренняя рабочая цилиндрическая поверхность.

При установке колодки по наружной цилиндрической поверхности и ее закреплении с помощью винтов она теряет «пять» степеней свободы. Это приводит к неопределенности контактирования. В результате поверхность сопряжения колодки и ролика может быть различной формы: точка, линия и т. д.

При проведении трибологических испытаний это приводит к необходимости длительной приработки поверхности [134, 142, 143], завышенной оценке износа, которая достигает 1–2 мм [141], получению некорректных данных о коэффициенте трения и невозможности изучить формирование гидродинамического клина. Кроме

того, при использовании тонкослойных покрытий, широко распространенных в последнее время, проведение подобных исследований становится невозможным.

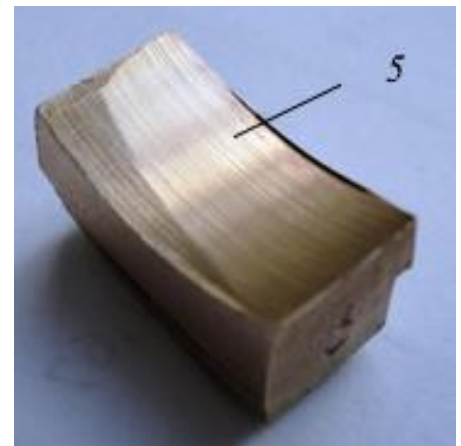
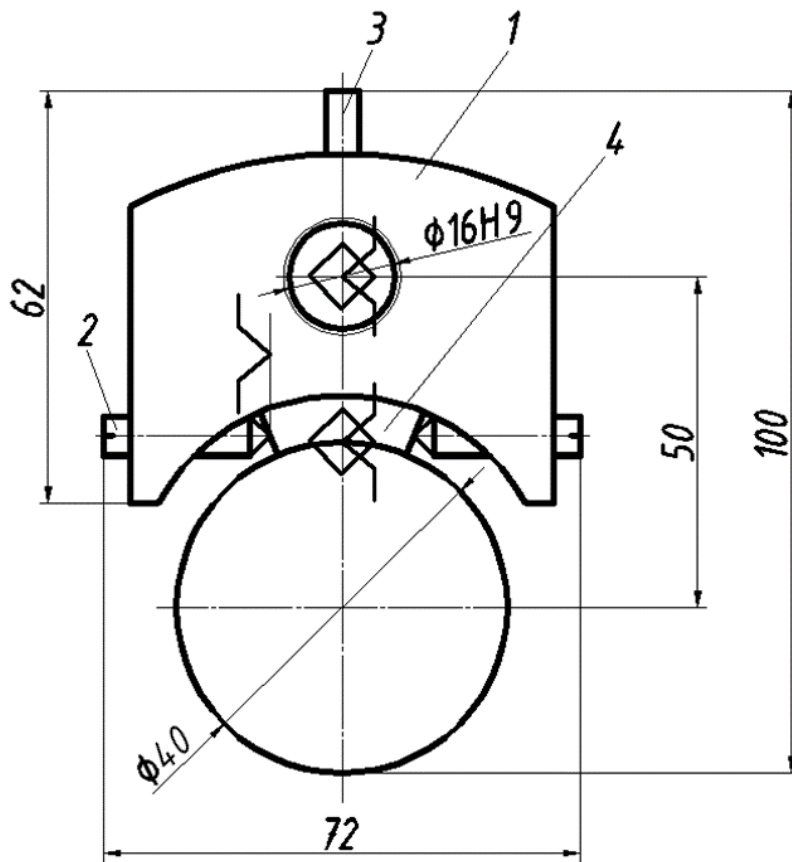


Рисунок 1.5 – Схема базирования колодки при использовании заводского колодкодержателя:

1 – колодкодержатель; 2 – винт; 3 – штифт; 4 – колодка;

5 – результат приработки [140, 141]

Известные на сегодняшний день попытки проведения экспериментов в условиях с применением «самоустановки» колодки не всегда обеспечивали требуемые результаты [144, 145]. Предложенная конструкция (рисунок 1.6), неудобная из-за своих габаритов, содержит пружины для удержания образца, что оказывает влияние на результаты. Такая колодка сможет принимать нужное ей положение только в том случае, когда гидродинамическое давление в контакте превысит нагрузку от пружин. Кроме того, подобная конструкция может способствовать появлению автоколебаний (модель Ван-Дер-Поля).

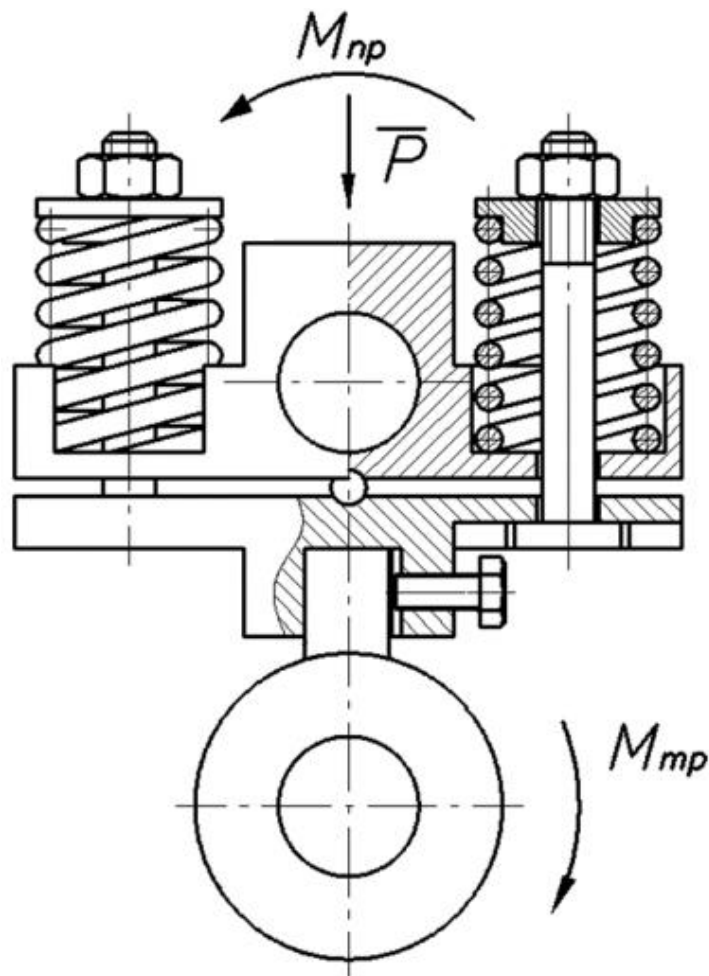


Рисунок 1.6 – Самоустанавливающееся приспособление для крепления образца (колодки) на машине трения СМЦ-2 [144, 145]

Приведенный анализ специальной литературы и опыта трибологических исследований показывает, что в настоящее время, несмотря на обширнейшую литературу по гидродинамическим расчетам самых различных трибосистем, недостаточно исследован целый ряд значимых характеристик рассматриваемых подшипников. Это относится к таким основным параметрам, как предельная величина зазора или износа, ответственная за отказ, а также оптимальная с гидродинамических позиций форма опорной поверхности подшипниковой втулки, износ которой ведет к снижению долговечности подшипника скольжения. Весьма актуальным является и вопрос о сравнительных исследованиях типов опорных поверхностей подшипника скольжения в заданных условиях эксплуатации.

1.4. Цель и задачи исследований

Проведенный в аналитическом обзоре анализ состояния инженерных расчетов подшипников скольжения, работающих в гидродинамическом режиме смазывания, и опыта их промышленной эксплуатации выявил значительный объем существующих пробелов в определении оптимального уровня параметров этих трибосистем и установил основные направления решения поставленных вопросов.

Цель настоящей работы формулируется следующим образом:

Повышение эксплуатационных параметров гидродинамических подшипников скольжения на основе уточнения расчета минимальной толщины смазочного слоя и рационализации конструктивных параметров.

Для достижения поставленной цели необходимо решить ряд следующих задач.

– в теоретическом плане:

1) провести сравнительный анализ существующих теоретических методик расчёта гидродинамических подшипников скольжения и установить влияние их конструктивных параметров на эксплуатационные характеристики в исследуемом диапазоне нагрузочно-скоростных режимов;

2) разработать методику уточненного расчета основных конструктивных и эксплуатационных характеристик радиальных гидродинамических подшипников скольжения с круглым и эллиптическим опорным профилем на основе введения дополнительных параметров – угла поворота опоры трибосистемы γ и коэффициента трения f ;

– в экспериментальном плане:

3) установить в результате прецизионных экспериментальных исследований зависимость угла поворота опоры трибосистемы γ от нагрузочно-скоростных режимов, а также от величины зазора Δ и вязкости смазочного материала μ на базе модернизированной машины трения модели ИИ-5018;

4) верифицировать теоретические данные в сравнении с экспериментальными результатами, а также установить эффективность

разработанного подшипника в ходе промышленных испытаний на реальном производстве;

2 РАСЧЕТ КОНСТРУКТИВНЫХ ПАРАМЕТРОВ ТРИБОСИСТЕМ ПРИ ЖИДКОСТНОМ СМАЗЫВАНИИ

Современные трибосистемы эксплуатируются в самых разных условиях и средах – от химически активных до вакуума, при высоких нагрузках, скоростях и температурах. Необходимость адаптации к новым условиям привела к появлению значительных отличий целого ряда их конструктивных элементов от классических. Примерами этого являются применяемые новые материалы, некруглый опорный профиль, величина рабочего зазора, ориентация эксцентриситета и т. п. Все эти данные необходимы для разработки уточненных расчетных моделей.

2.1 Геометрические параметры опорных поверхностей трибосистем скольжения

Опорные подшипниковые узлы являются обязательными структурными блоками любой современной машины, а наибольшая эффективность их работы, особенно при высоких нагрузках, обеспечивается подшипниками скольжения, работающими в условиях гидродинамического смазывания [1, 2, 28, 94]. Для надежной работы подобных трибосистем необходимо, чтобы их проектные расчеты наиболее полно соответствовали физическим процессам течения жидкого смазочного материала.

Существующие методики расчета основаны на классических уравнениях течения вязкой жидкости Навье – Стокса и Рейнольдса [3, 12, 17, 22, 23]. Однако эти уравнения, а в особенности их решения для прикладного использования, включают целый набор упрощающих допущений. В настоящее время, несмотря на наличие обширнейшей литературы по гидродинамическому расчету самых разных трибосистем, недостаточно исследованы такие их основные, наиболее общие параметры, как предельная величина зазора или износа, ответственная за отказ, а также оптимальная с гидродинамических позиций форма опорной поверхности подшипниковой втулки, особенно для нестандартных некруглых контуров профиля.

Рассмотрим основные конструктивные типы трибосистем с гидродинамическим смазыванием [12, 17, 23, 61, 62] (рисунок 2.1).

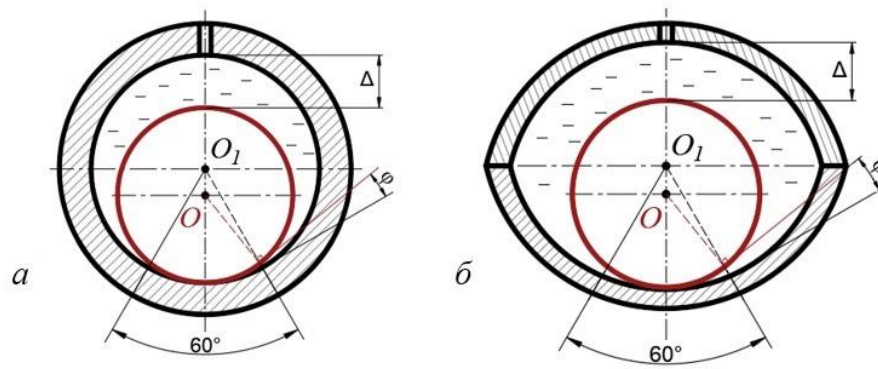


Рисунок 2.1 – Схема гидродинамических подшипников с различными профилями:
а – с круговым профилем; б – с эллиптическим профилем

Анализ приведенных схем показывает, что практически все они соответствуют геометрически конформным сопряжениям (даже эллипс при близости размеров его осей). Следует отметить, что из технологических соображений эллипс заменяют на практике двумя вкладышами в виде дуг окружности с большими радиусами, чем номинальный [12].

Рекомендуемая величина рабочего зазора варьируется в справочной литературе очень широко. Например, в соответствии с данными, приведенными в обзорной части, для гидродинамических подшипников с диаметром от 40 до 100 мм диапазон зазора составляет от 0,015 до 0,620 мм [3, 22, 23, 31, 146]. Такой разброс может быть объяснен разной скоростью скольжения и различной вязкостью смазочного материала. Однако увеличение исходного зазора сокращает длину контакта и может привести, в теоретическом пределе, к переходу на эластогидродинамическое смазывание в связи с уменьшением площади контакта, ростом напряжений и деформаций.

При стабильном направлении вектора нагрузки, с увеличением износа менее прочной подшипниковой втулки в результате пусков и выбегов, угол контакта может несколько изменяться, но режим смазывания сохраняется.

Следует отметить, что причиной отказа является не собственно износ, а его следствия. Это нарушения работы машины в виде недопустимого смещения опор

(например, перекоса), или возникновение вибраций, вызванное образованием дополнительной степени свободы вала, или утечка смазочного материала и др. Для каждой машины это своя конкретная величина. Так, например, для ряда подшипников в летных агрегатах допустимый зазор не превышает 0,14 мм, а в наземном авиаоборудовании – 0,25 мм [12, 147].

Ведущим направлением при расчете и проектировании подшипников является повышение их износостойкости, т. е. ресурса. Поскольку изнашивается главным образом втулка, изготовленная из менее прочного, чем вал, материала, то наблюдается тенденция варьирования типом ее опорной поверхности [12] с целью повышения ресурса или несущей способности подшипника. При этом не всегда учитывается, что величина центрального контактного угла подшипника должна быть не менее 60° [126], контур втулки должен быть замкнут, а технология изготовления – реализуема в условиях крупносерийного производства.

Сравнительные данные о преимуществах отдельных контурных кривых в результате экспериментальных испытаний подшипников с различной опорной поверхностью втулок в доступной литературе отсутствуют.

Таким образом, в настоящее время имеются сведения о трех вариантах контуров опорных поверхностей подшипниковых втулок: окружности [12, 22, 23], эллипса [12], и полуволны [148, 149]. Поверхности 1 и 2 (таблица 2.1) применяются на практике, а поверхность 3 описана только теоретически [148, 149].

Таблица 2.1 – Кривые профиля подшипниковой втулки

№ п/п	Контур опорного профиля	Аналитическое выражение	Примечание
1	Окружность	$\frac{x^2}{(r + \Delta)^2} + \frac{(y + \Delta)^2}{(r + \Delta)^2} = 1$	r – радиус вала, Δ – зазор диаметральный
2	Эллипс	$\frac{x^2}{(r + 1,5\Delta)^2} + \frac{(y + \Delta)^2}{(r + \Delta)^2} = 1$	$(r + \Delta)$ – малая полуось, $(r + 1,5\Delta)$ – большая полуось
3	Волна	$R(\Theta) = r + \Delta - \Delta \cos \Theta + \Delta \sin \Theta \omega$	R – радиус контура втулки, ω – параметр длины волны

Рассмотрим подробнее зону трибоконтакта с углом охвата 60° для модельных испытаний «ролик – колодка» на модернизированной машине трения ИИ-5018 в условиях статики.

На схеме (рисунок 2.2) контуры зоны полуконтакта ($\theta_5 = 30^\circ$) разделены по абсциссе на пять интервалов x_i . Для каждой пары точек определен радиальный зазор Δr_i как разность радиуса вала r и соответствующей точки контурной кривой опорной подшипниковой втулки, а также угол φ_i между касательными к опорной поверхности контура вала и кривой контура втулки.

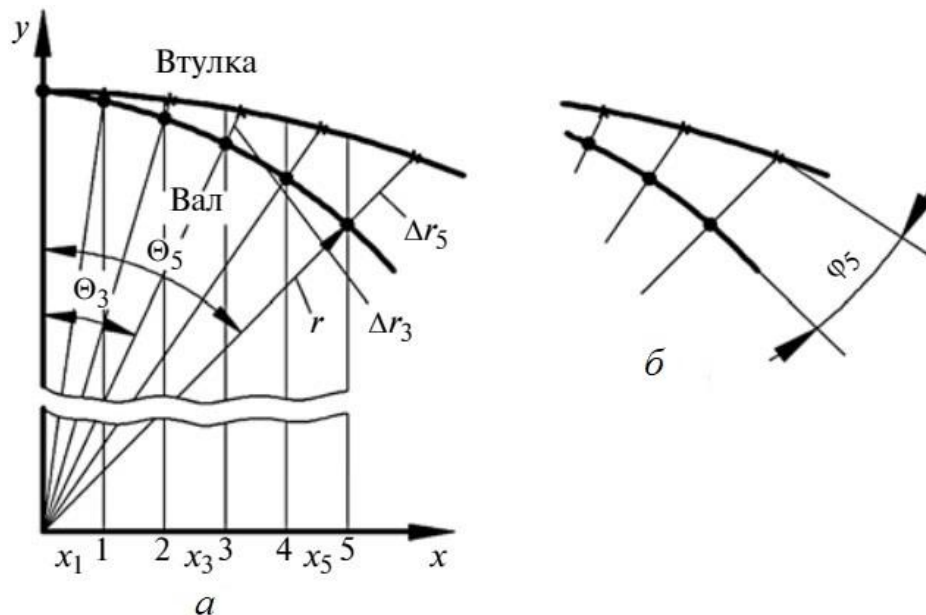


Рисунок 2.2 – Схема параметров контакта пары трения «вал – втулка»:

a – зазор Δ в трибоконтакте; b – угол φ входа жидкого смазочного материала в гидродинамический клин

Рассмотрим порядок вычислений контактных параметров сопряжения вала с круговой опорной поверхностью втулки (сопряжение «окружность – окружность», О-О). Разность радиусов втулки и смещенного под нагрузкой вала в зоне захода смазочного материала в клиновидный зазор определяется выражением:

$$\Delta r_{oi} = \sqrt{\left(\sqrt{\left(r + \frac{\Delta}{2} \right)^2 - x_i^2} - \frac{\Delta}{2} \right)^2 + x_i^2 - r}. \quad (2.1)$$

Угол φ , обеспечивающий образование гидродинамического клина и выход подшипника на гидродинамический режим смазывания, находим из выражения:

$$\varphi_{oi} = \arctg \frac{x_i}{\sqrt{r^2 - x_i^2}} - \arctg \frac{x_i}{\sqrt{\left(r + \frac{\Delta}{2}\right)^2 - x_i^2 - \frac{\Delta}{2}}}. \quad (2.2)$$

Для втулки с эллипсовидным контуром (сопряжение О-Э) эти параметры определяем по аналогичной методике в виде следующих выражений:

$$\Delta r_{\varepsilon i} \approx \frac{x_i}{r} \left[(r + \Delta) \sqrt{1 - \left(\frac{x_i}{r + 1,5\Delta}\right)^2} - \sqrt{r^2 - x_i^2} - \Delta \right], \quad (2.3)$$

$$\varphi_{\varepsilon i} = \arctg \frac{x_i}{\sqrt{r^2 - x_i^2}} - \arctg \frac{x_i}{(r + \Delta) \sqrt{1 + \left(\frac{x_i}{r + 1,5\Delta}\right)^2} - \Delta}. \quad (2.4)$$

При построении сопрягаемой пары «окружность – волна» (О-В) использовались зависимости, приведенные в работах [148, 149] для «оптимального адаптивного профиля». Для рассматриваемых параметров они имеют вид:

$$\Delta r_{vi} \approx \frac{x_i}{r} \left[(r + \Delta) \cos\left(\frac{x_i}{r + \Delta}\right) - \sqrt{r^2 - x_i^2} - \Delta \right], \quad (2.5)$$

$$\varphi_{vi} = \arctg \frac{x_i}{\sqrt{r^2 - x_i^2}} - \arctg \frac{x_i}{(r + \Delta) \cos\left(\frac{x_i}{r + \Delta}\right) - \Delta}. \quad (2.6)$$

Используя полученные выражения, рассчитаем величины Δr_i и φ_i для всех описанных контуров профиля подшипниковых втулок (таблица 2.2). Расчеты выполнены для пяти сечений (см. схему на рисунке 2.2) подшипника с номинальным диаметром 40 мм и максимальным допуском по посадке [150].

По рекомендациям работы [30] при умеренной постоянной скорости ($\omega \leq 150 \text{ с}^{-1}$) принята посадка $H7/f7$, а для высоких скоростей ($\omega > 150 \text{ с}^{-1}$) – посадка $H8/e8$. Посадки соответствуют ходовому и легкоходовому сопряжениям для подшипников скольжения.

Таблица 2.2 – Результаты расчетов для моделей «ролик – колодка»
с диаметральной зазором Δ

№ п/п	Кривая опорного профиля	Абс- цисса x, мм	Параметры трибоконтакта			
			$\varnothing 40 H7/f7$		$\varnothing 40 H8/e8$	
			$\Delta r_i \cdot 10^{-2}$, мм	$\varphi_i \cdot 10^{-2}$, град	$\Delta r_i \cdot 10^{-2}$, мм	$\varphi_i \cdot 10^{-2}$, град
1	Окружность	2	0,037	0,011	0,063	0,018
		4	0,150	0,088	0,256	0,150
		6	0,344	0,310	0,585	0,528
		8	0,623	0,779	1,060	1,326
		10	1,000	1,654	1,701	2,813
2	Эллипс	2	0,074	0,021	0,126	0,036
		4	0,299	0,175	0,508	0,297
		6	0,678	0,610	1,151	1,037
		8	1,216	1,521	2,065	2,581
		10	1,927	3,185	3,270	5,401
3	Волна	2	0,041	0,012	0,073	0,021
		4	0,156	0,091	0,273	0,160
		6	0,355	0,329	0,617	0,556
		8	0,639	0,798	1,104	1,380
		10	1,019	1,686	1,757	2,905

Сравнение результатов расчетов, полученных для кругового и волнообразного профилей, показало их близость. Так, общее для 7-го и 8-го квалитетов точности среднее расхождение параметра Δr составляет 4,3 % при наибольшем – 6,8 %, что составляет 0,00032 мм. Среднее расхождение параметра φ_i для тех же условий составляет 4,5 % при его наибольшем значении 6,8 %, что соответствует среднему значению 0,00037 градуса. Сравнение кругового с эллиптическим профилем дает среднее расхождение в $64,8 \pm 0,45$ %.

Следовательно, изложенное доказывает практическую идентичность кругового и волнообразного профилей (в заданных параметрах), что позволяет объединить их в общих кривых на рисунках и не исследовать волнообразный профиль в дальнейшем.

Результаты расчетов представлены графиками на рисунках 2.3 и 2.4.

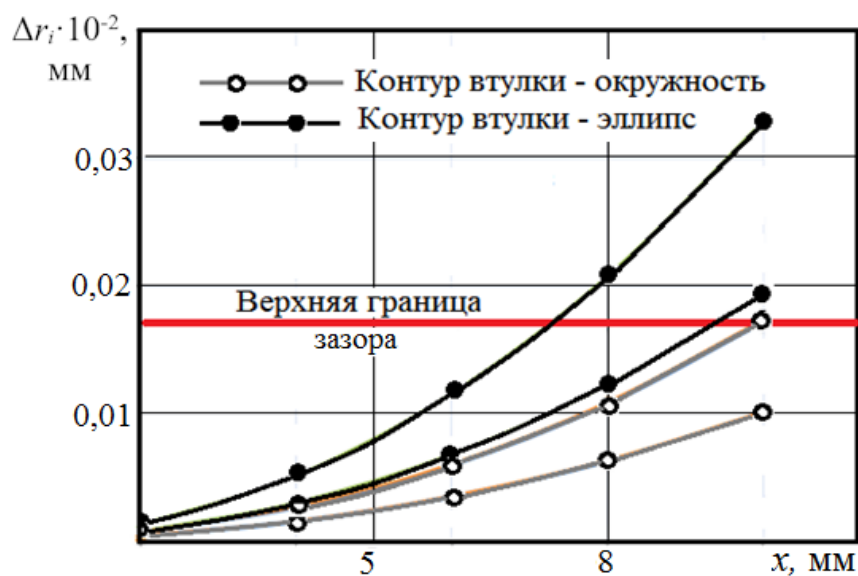


Рисунок 2.3 – Изменения параметра Δr_i по ординате полуконтакта для подшипниковых втулок с круговым и эллиптическим опорным профилем



Рисунок 2.4 – Изменение угла гидродинамического клина ϕ_i по длине для подшипниковых втулок с круговым и эллиптическим опорным профилем

Контур эллипсовидной подшипниковой втулки выходит за пределы поля допуска, т. к. допуск назначен на малую ось. Кривые на графиках (см. рисунки 2.3 и 2.4) определены при наибольших значениях зазора по 8 качеству точности и наименьших – по 7.

Анализ табличных данных и графиков позволяет установить, что величины параметра трибоконтакта Δr_i почти полностью вписываются в приведенный выше диапазон рекомендуемых зазоров и допусков по 7–8-му квалитетам точности, а параметры трибоконтакта кривой эллиптического опорного профиля по посадке $H7/f7$ в значительной степени совпадают с допуском цилиндрического профиля по посадке $H8/e8$ (см. рисунок 2.3).

Исходя из изложенного дальнейшее экспериментальное сравнение эффективности рассмотренных опорных профилей подшипниковых втулок выполняется для их формирования по окружности и эллипсу.

В качестве оценочного критерия для сравниваемых параметров при различном профиле опорной втулки подшипников и установления их эффективности принимаем время выхода трибосистемы на стационарный гидродинамический режим t_p . При этом считаем, что ведущую роль в этом процессе играет угол входа смазочного материала в гидродинамический клин, определяемый величинами зазора и эксцентриситета.

2.2 Расчет радиальных подшипников на основе угловых параметров и эксцентриситета

Современные требования к повышению точности инженерных расчетов стоят достаточно остро при проектировании подшипников, работающих в гидродинамическом режиме смазывания. Основной трудностью в этой области является наличие лишь приближенных решений классических уравнений Навье – Стокса и Рейнольдса, приведенных в стандартах и справочных материалах [22, 26, 71, 76, 78]. Уточнение ряда расчетных параметров рассматриваемых трибосистем выполнено на базе дополнительных теоретических исследований.

Основными эксплуатационными характеристиками подшипника являются несущая способность, износостойкость и потери на трение для заданных размерных параметров [35, 107, 108]. Эти данные должны быть определены при проектировании на основе расчетных моделей. Исходным элементом расчета

является толщина смазочного слоя. Минимальная толщина смазочного слоя определяется теоретически через абсолютные или относительные величины стандартной зависимостью [26]:

$$h_{\min} = \frac{\Delta}{2} - e = r \cdot \psi(1 - \varepsilon), \quad (2.7)$$

где Δ – диаметральный зазор;

e – эксцентриситет;

r, r_1 – радиусы вала и втулки;

$\psi = \frac{r_1 - r}{r}$ – относительный зазор;

$\varepsilon = \frac{e}{\Delta/2} = 1 - \frac{(\Delta - 2 \cdot e)}{\Delta}$ – относительный эксцентриситет;

$r_1 - r = \frac{\Delta}{2}$ – радиальный зазор.

Табулированные в стандарте [71, 76] размеры эксцентриситета получены на основе величины угла β , без учета его изменения от угла γ (рисунок 2.5). Установим конкретные значения эксцентриситета и других параметров на основе теоретического анализа модели радиального подшипника.

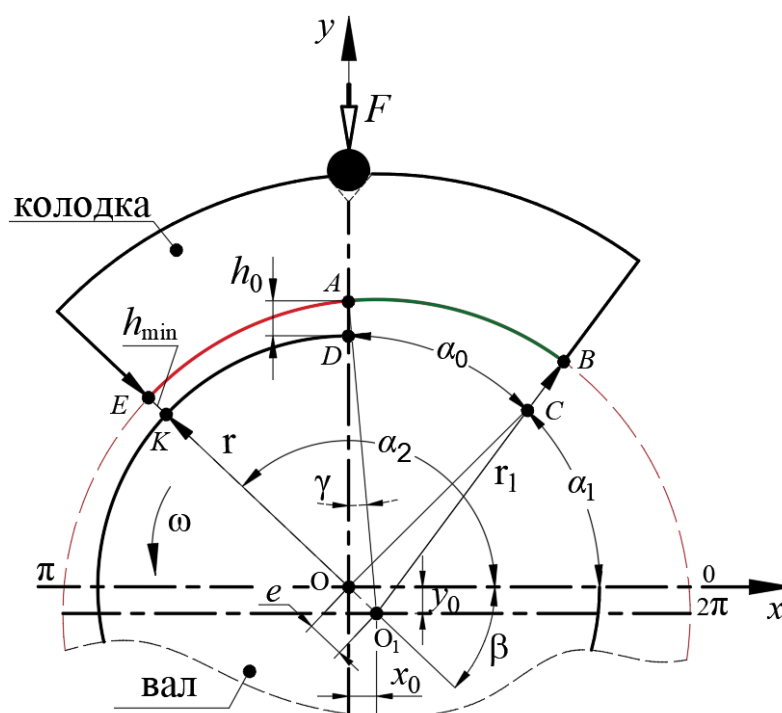


Рисунок 2.5 – Расчетная схема модели подшипника скольжения

На схеме обозначено: F – нагружающая сила; ω – угловая скорость вала; $h_{\min}$, h_0 – минимальная толщина слоя смазочного материала и толщина слоя смазки по линии нагружения F ; r и r_1 – радиусы вала и втулки (колодки); α_0 – угол половины дуги контакта (на рисунке 2.2 – угол $\theta_5 = \alpha_0$); α_1 – угол границы начала нагружения; α_2 – угол границы конца нагружения; β – угол эксцентриситета; γ – угол поворота опоры трибоконтакта при нагружении в динамике.

В качестве трибологической материально-агрегатной модели системы «радиальный подшипник скольжения» будем рассматривать пару трения «вал – колодка» (см. рисунок 2.5), реализованную на модернизированной машине трения ИИ-5018. Вал вращается против часовой стрелки.

В результате присутствия в зазоре жидкого смазочного материала с начальным значением толщины смазочного слоя h_0 при движении $\omega > 0$ в контактной зоне появляется гидродинамическое давление, которое совместно с вращением приводит к повороту колодки на угол γ [151, 152] и смещению ее центра O_1 относительно центра вала O на величину эксцентриситета e :

$$e = \sqrt{x_0^2 + y_0^2}, \quad (2.8)$$

где $x_0 = r_1 \sin(\gamma)$ – смещение центра колодки по оси x ;

$y_0 = r_1 \cos(\gamma) - r - h_0$ – смещение центра колодки по оси y ;

$r_1 = r + \frac{\Delta}{2}$ – радиус колодки (втулки).

Найдем функцию зависимости величины зазора h от угла контакта.

$$h(\alpha) = BC = O_1B - O_1C = r_1 - O_1C.$$

Из $\triangle OCO_1$ по теореме косинусов имеем:

$$O_1C = \sqrt{r^2 + e^2 - 2 \cdot r \cdot e \cdot \cos(\beta + \alpha_1)}. \quad (2.9)$$

Проведенные исследования [151, 153] позволили установить, что эксцентриситет зависит от величины угла поворота γ (изменение положения колодки, связанное с изменением формы клинового зазора, являющегося

статическом и β , β'' – динамическом режиме; γ – угол поворота опорного элемента трибоконтакта; O , O_1 – центр радиуса вала и втулки в динамике; O'_1 – начальное положение центра втулки в статике; AO_1 – радиус втулки, колодки; l_1 , l_2 – длина дуги начальной части профиля зоны нагружения и конечной.

Из, представленной на рисунке 2.6 схемы имеем:

$$\beta = \frac{\pi}{2} - \beta'' = \operatorname{arctg}\left(\frac{1}{f}\right), \quad (2.11)$$

где $\beta'' = \operatorname{arctg}(f)$ – угол минимального зазора в зоне контакта.

Из расчетной схемы (см. рисунки 2.5, 2.6) и зависимости $\operatorname{tg}(\beta'') = \frac{x_0}{y_0}$, где:

$$y_0 = r_1 \cos(\gamma) - r - h_0 = \frac{r_1 \sin(\gamma)}{f}, \quad (2.12)$$

получим выражение для угла γ :

$$\gamma = \operatorname{arctg}\left(-\frac{h_0 \cdot \operatorname{tg}(\beta'') + r \cdot \operatorname{tg}(\beta'') - \sqrt{\operatorname{tg}(\beta'')^2 r_1^2 - h_0^2 - 2h_0 \cdot r - r^2 + r_1^2}}{(\operatorname{tg}(\beta'')^2 + 1)r_1}\right). \quad (2.13)$$

Используя коэффициент трения, будем иметь (2.14):

$$\gamma = \operatorname{arctg}\left(\frac{f \left(\frac{f^2 \cdot h_0 + f^2 \cdot r + \sqrt{-f^2 h_0^2 - 2f^2 h_0 r - f^2 r^2 + f^2 r_1^2 + r_1^2}}{f^2 + 1} - h_0 - r \right)}{r_1}\right). \quad (2.14)$$

Исходя из схемы, представленной на рисунке 2.6, и считая, что подъемная сила уравновешена давлением в толщине смазочного слоя по линии нагружения F , можем записать:

$$N = h_0 = \frac{\Delta}{2} - y_0. \quad (2.15)$$

Используя выражения (2.12) и (2.15), получим:

$$\gamma = \arcsin\left(\frac{f \cdot (\Delta - 2h_0)}{2r_1}\right). \quad (2.16)$$

Для численных расчетов преобразуем выражения (2.13), (2.14), (2.16) программой символьных и числовых вычислений MAPLE с помощью функции *fsolve* в математическое выражение следующего вида:

$$\gamma = \text{fsolve}\left(\frac{y_0}{x_0} = \text{tg}(\beta), \gamma\right). \quad (2.17)$$

Полученное выражение (2.17) может быть использовано в качестве проверочного решения при математическом моделировании для инженерных и исследовательских задач.

Далее найдем толщину слоя смазочного материала h_0 по линии нагружения F с учетом углов β и γ (2.18):

$$h_0 = -\text{tg}(\beta) \cdot r_1 \cdot \sin(\gamma) + r_1 \cdot \cos(\gamma) - r. \quad (2.18)$$

Используя коэффициент трения, преобразуем выражение (2.18) и получим следующее (2.19):

$$h_0 = \frac{(\cos(\gamma) \cdot f \cdot r_1 - r_1 \cdot \sin(\gamma) - f \cdot r)}{f}. \quad (2.19)$$

Для сравнительных результатов найдем минимальную толщину смазочного слоя в трибоконтакте, используя углы β и γ (2.20) или коэффициент трения f (2.21):

$$h_{\min} = \frac{\Delta}{2} - \sqrt{r_1 \sin(\gamma)^2 + \text{tg}(\beta)^2 \cdot r_1 \sin(\gamma)^2}, \quad (2.20)$$

$$h_{\min} = \frac{\Delta}{2} - \sqrt{r_1 \sin(\gamma)^2 + \left(r_1 \cos(\gamma) - r - \frac{(\cos(\gamma) \cdot f \cdot r_1 - r_1 \cdot \sin(\gamma) - f \cdot r)}{f}\right)^2}. \quad (2.21)$$

С учетом формулы (2.12) получим выражение, определяющее минимальную толщину смазочного слоя:

$$h_{\min} = \frac{\Delta}{2} - \sqrt{(r_1 \sin(\gamma))^2 + \left(\frac{r_1 \sin(\gamma)}{f}\right)^2}. \quad (2.22)$$

В итоге, используя γ , имеем функцию, описывающую величину рабочего зазора вдоль границы контактной зоны или толщину гидродинамического клина при работе подшипника:

$$h(\alpha) = r_1 - \sqrt{r^2 + e^2 - 2r \cdot e \cdot \cos \varphi(\alpha, \gamma)}. \quad (2.23)$$

Следует отметить, что углы γ и β могут быть как положительными, так и отрицательными. Знаки этих двух углов зависят от выбранной системы координат, определяются направлением вращения и учитываются положением в системе координат. Так, угол β , представленный на расчетной схеме (см. рисунок 2.5), является отрицательным. Он отсчитывается в направлении, противоположном вращению и направлению отсчета углов α . Тогда функция $\varphi(\alpha, \gamma)$ будет иметь следующий вид:

$$\varphi(\alpha, \gamma) = -\arctg\left(\frac{y_0(\gamma)}{x_0(\gamma)}\right) + \alpha = -\arcsin\left(\frac{y_0(\gamma)}{e(\gamma)}\right) + \alpha. \quad (2.24)$$

Функция $\varphi(\alpha, \gamma)$ позволяет определить контактную зону нагружения модели подшипника скольжения с контуром профиля опорной поверхности втулки.

Решая уравнение (2.23) с учетом выражений γ (2.13), (2.14), (2.16) и h_0 (2.15), (2.18), (2.19), получим контур клинового рабочего зазора подшипников. Угол (α_0) соответствует половине рабочей зоны колодки:

$$\alpha_0 = \arcsin\left(\frac{L_K}{r}\right), \quad (2.25)$$

где, основываясь на данных литературы [123–126], геометрический параметр L_K – длина половины колодки, равна 10 мм, что соответствует углу охвата дуги полуконтакта $\alpha_0 = 30$ градусов (при $r = 20$ мм).

На основе схемы (см. рисунок 2.5), выражения, определяющие углы начала (2.26) и конца (2.27) контактной зоны колодки, имеют вид:

$$\alpha_1 = \frac{\pi}{2} - \arcsin\left(\frac{L_K}{r}\right); \quad (2.26)$$

$$\alpha_2 = \frac{\pi}{2} + \arcsin\left(\frac{L_K}{r}\right). \quad (2.27)$$

Результаты расчетов параметров гидродинамического клина на границах контактной зоны радиальных подшипников с величиной зазора, соответствующей

7-му и 8-му квалитетам точности, при различной величине угла γ и толщине смазочной пленки h_0 представлены в таблице 2.3. Значительное число знаков после запятой установлено для более наглядного сравнения полученных результатов.

Таблица 2.3 – Влияние зазора на толщину зон гидродинамического клина

Входные параметры				Выход		
Режим	Зазор Δ , мкм	Угол $\gamma \cdot 10^{-4}$ рад	Угол β , рад	$h_{\min}(\alpha)$, мкм	$h(\alpha_1)$, мкм	$h(\alpha_2)$, мкм
Статика $h_0 = 0$ мкм	128	0	–1,571	0	8,549	8,549
	75				5,015	5,015
	50				3,346	3,346
	25				1,674	1,674
Динамика $h_0 = 3$ мкм	128	0,1	–1,567	2,99967	11,249	11,05
	75		–1,565	2,99942	7,715	7,515
	50		–1,561	2,99909	6,044	5,845
	25		–1,549	2,9979	4,372	4,172
	128	3	–1,472	2,7065	14,142	8,157
	75		–1,398	2,483	10,061	4,619
	50		–1,304	2,197	8,942	2,947
	25		–1,007	1,265	7,271	1,273

Графики рассчитанных табличных величин представлены на рисунке 2.7.

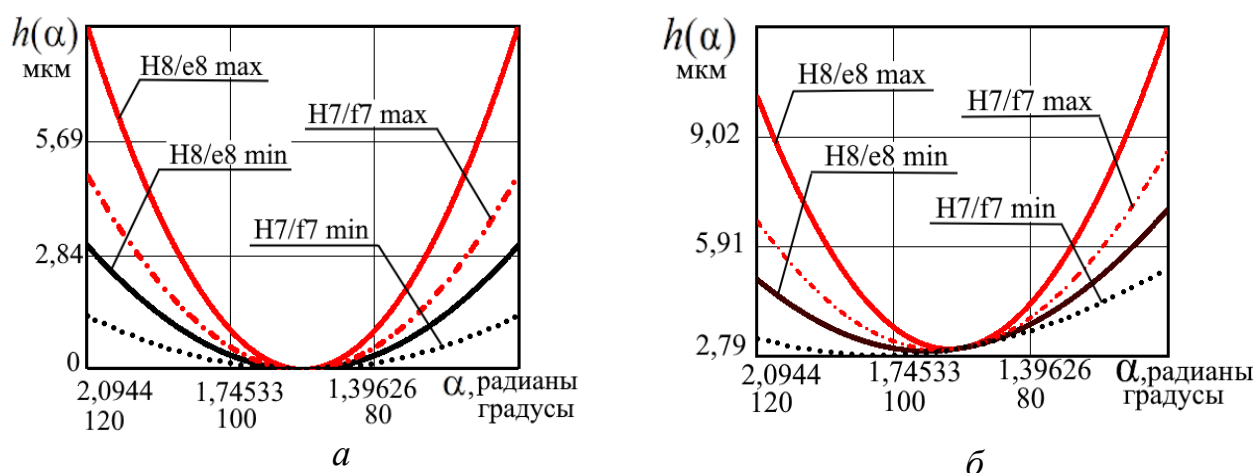


Рисунок 2.7 – Форма клинового зазора в радиальных подшипниках скольжения, выполненных по 7-му и 8-му квалитетам точности в статическом (а) и рабочем (б) режимах

Полученные результаты расчетов и графики позволяют установить следующее. В статическом режиме контактные поверхности в центральной зоне

полностью прилегают друг к другу $h_0 = h_{\min}(\alpha) = 0$. В рабочем режиме при подаче жидкого смазочного материала в зазоре создается гидродинамическое давление, которое поднимает контртело на толщину смазочного слоя, приобретающего форму клина. Изменение формы клина связано с углом поворота втулки γ , а также с углом β , определяющим положение зоны с минимальной толщиной слоя смазочного материала $h_{\min}$. Угол β позволяет установить положение минимального зазора в контакте трибосистемы, а γ – как равновесное, так и предельное значение угла, что является наиболее важным параметром. Предельным считаем положение колодки, при котором минимальная толщина смазочного клина $h_{\min} = 0$ или располагается на границе контактной зоны.

Анализ полученных данных позволяет установить, что зазор изменяет форму сечения масляного клина на границах рабочей зоны подшипника скольжения. Эти величины определяются углом γ и толщиной смазочного слоя h_0 (см. таблицу 2.3). Изложенное показывает, что для получения уточненных данных о форме клинового зазора гидродинамического подшипника скольжения одного параметра в виде минимальной толщины смазочной пленки, зависимой от координаты β , недостаточно, что не учитывается в работах [26, 71, 76].

Определим форму опорной поверхности, которая полностью соответствует реальному подшипнику скольжения, а также границы начального и конечного распределения давления в контактной зоне с учетом γ .

Для решения этой задачи установим зависимость угла поворота γ в исследуемой трибосистеме от толщины слоя смазочного материала h с учетом следующих величин: радиус $r = 20$ мм, зазор $\Delta = 128$ мкм, толщина масляной пленки $h_0 \geq 1$ мкм, длина половины дуги контакта $L_K = 10$ мм.

Учитывая общую длину дуги $l = r \cdot \alpha$, получим величину начальной части профиля зоны нагружения α_1 (см. рисунок 2.5):

$$l_1 = \left[\frac{\pi}{2} - \arcsin\left(\frac{L_K}{r}\right) \right] \cdot r, \quad (2.28)$$

а также величину ее конечной части – зоны нагружения смазочного клина α_2 :

$$l_2 = \left[\frac{\pi}{2} + \arcsin \left(\frac{L_K}{r} \right) \right] \cdot r, \quad (2.29)$$

и среднее положение контактной зоны нагружения

$$l_0 = \frac{l_1 + l_2}{2}. \quad (2.30)$$

Заменяя в выражении (2.23) переменную в виде угла α на соответствующую ей длину дуги l , получим профиль клинового зазора:

$$h(l) = r_1 - \sqrt{r^2 + e^2 - 2r \cdot e \cdot \cos \varphi(l, \gamma)}. \quad (2.31)$$

Для минимальной толщины смазочной пленки в зазоре, учитывая угол поворота опорного элемента трибоконтакта γ (далее γ называем угол поворота), имеем:

$$h_{\min}(l_{\min}) = r_1 - \sqrt{r^2 + e(\gamma)^2 - 2 \cdot r \cdot e(\gamma) \cdot \cos \left(|\beta| + \frac{l_{\min}}{r} \right)}, \quad (2.32)$$

где $l_{\min} = \alpha_{\min} \cdot r$ – дуга от абсциссы до зоны минимальной толщины смазочного слоя;

$\alpha_{\min} = (\pi - |\beta|) = \pi - [\pi/2 - \arctg(f)]$ – угол от абсциссы до зоны минимальной толщины смазочного слоя.

Рассмотренная выше модель не ограничивает величину угла γ , т. е. устойчивого равновесия. Равновесие в трибосопряжении и устойчивость гидродинамического режима самоустанавливаются при различных значениях угла γ в пределах величины рабочего зазора. В реальном трибосопряжении может возникнуть и металлический контакт, нарушающий работу подшипника.

Для установления предела изменений угла γ найдем зависимость толщины смазочной пленки в контактной зоне подшипника от его угловой координаты (см. рисунки 2.5, 2.6).

Продифференцировав выражение (2.31) по длине дуги контакта l , установим для различных углов γ зависимость:

$$\frac{dh}{dl} = - \frac{\left(1 \cdot \sqrt{r^2 \cdot \sin(\gamma)^2 + ((r + h_0) - r_1 \cdot \cos(\gamma))^2} \cdot \sin \left(-\arcsin \left(\frac{(r + h_0) - r_1 \cdot \cos(\gamma)}{\sqrt{r^2 \cdot \sin(\gamma)^2 + ((r + h_0) - r_1 \cdot \cos(\gamma))^2}} \right) + \frac{1}{r} \cdot l \right) \right)}{\left(r^2 + r^2 \cdot \sin(\gamma)^2 + ((r + h_0) - r_1 \cdot \cos(\gamma))^2 - (r + r) \cdot \sqrt{r^2 \cdot \sin(\gamma)^2 + ((r + h_0) - r_1 \cdot \cos(\gamma))^2} \cdot \cos \times \right.} \quad (2.33)$$

$$\left. \times \left(-\arcsin \left(\frac{(r + h_0) - r_1 \cdot \cos(\gamma)}{\sqrt{r^2 \cdot \sin(\gamma)^2 + ((r + h_0) - r_1 \cdot \cos(\gamma))^2}} \right) + \frac{1}{r} \cdot l \right) \right)^{\frac{1}{2}}.$$

Из (2.33) следует, что в принятой системе координат смазочный материал полностью заполнит зазор, если $\frac{dh}{dl}$ по всей длине контакта будет отрицательной по абсолютной величине функцией (кривая 3 на рисунке 2.8).

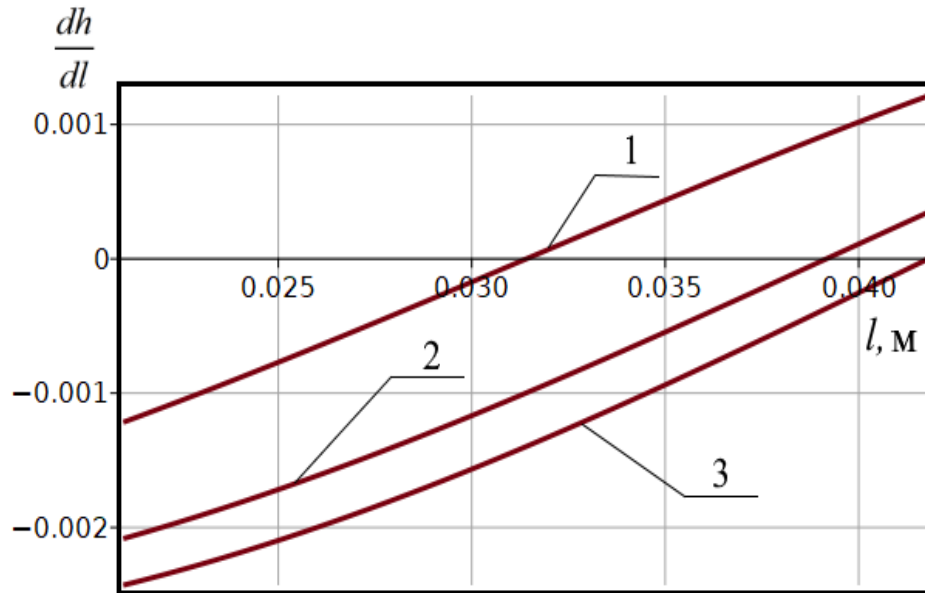


Рисунок 2.8 – Зависимость $\frac{dh}{dl}$ от длины дуги контакта при значениях
угловой координаты γ :

$$1 - \gamma = 0; 2 - \gamma = 0,001; 3 - \gamma = 0,0014, \text{ рад}$$

Решая неравенство (2.34) для заданных условий, получим значение угла поворота γ , при котором обеспечивается гидродинамическая устойчивость модели [167, 168].

$$\left. \frac{dh}{dl} \right|_{l=l_1..l_2} \geq 0. \quad (2.34)$$

Известно, что толщина смазочного слоя зависит от конкретных условий работы подшипника при различных нагрузочно-скоростных режимах,

генерируемой температуры, марки смазочного материала и типа трибосопряжения. Повышенная толщина смазочного слоя способствует более эффективному охлаждению и предотвращению влияния случайных пиков шероховатостей, а также попавших в зону контакта примесей (пыль, продукты изнашивания и т. п.). Тонкий слой предпочтителен при требовании точности позиционирования деталей, снижения потерь на трение и минимального износа.

Установим диапазон возможных вариаций угла γ . Для этого оценим его предельную величину, при которой произойдет нарушение гидродинамической устойчивости трибосопряжения в результате металлического контакта. Рассчитаем зависимость толщины слоя смазочного материала на участке клиновой зоны нагружения $h(\gamma)$. Результаты расчетов представлены в таблице 2.4 как для предельных значений γ , так и для рабочего коэффициента трения с учетом превалирования гидродинамики.

Таблица 2.4 – Угловые параметры радиального подшипника скольжения

h_0 , мкм	f	$\gamma \times 10^{-3}$ рад	$\gamma \times 10^{-3}$ град	β , рад	β , град	$h_{\min}$, мкм	Влия- ние f на $h_{\min}$, %	Предельные значения углов, рад ($^{\circ}$ град.)	
								$\gamma_{\text{пред}}$, $\times 10^{-3}$	$\beta_{\text{пред}}$
1	0,001	0,0031	0,179	1,56	89,9	0,99	8,4	0,564	1,393
	0,05	0,156	8,995	1,52	87,1	0,92		(32,3 $^{\circ}$)	(79,8 $^{\circ}$)
8,54	0,001	0,0027	0,158	1,56	89,9	8,54	0,8	1,599	1,046
	0,05	0,138	7,917	1,52	87,1	8,47		(91,6 $^{\circ}$)	(59,9 $^{\circ}$)
30	0,001	0,0016	0,097	1,56	89,9	29,99	0,14	2,713	0,5573
	0,05	0,0847	4,854	1,52	87,1	29,95		(155,5 $^{\circ}$)	(31,9 $^{\circ}$)

Наглядное отображение полученных результатов расчета представлено в виде графиков (рисунок 2.9), где ордината – зазор, а абсцисса – угол поворота γ . Диаметральный зазор $\Delta = 128$ мкм, и толщина слоя жидкого смазочного материала:
а) $h_0 = 1$ мкм; б) $h_0 = 30$ мкм; в) $h_0 = 8,54$ мкм.

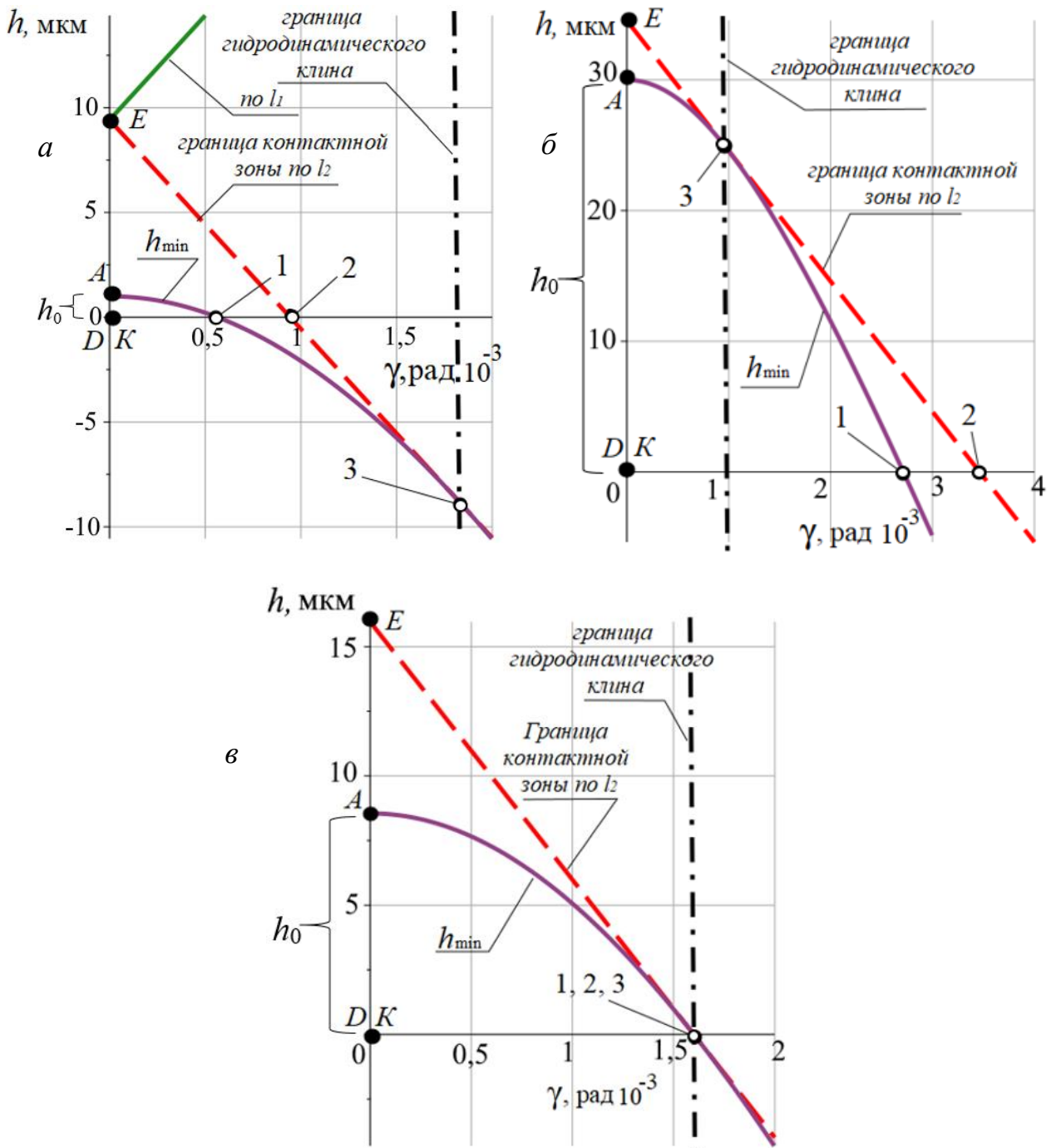


Рисунок 2.9 – Зависимость толщины слоя ЖСМ от угла поворота γ :

$a - h_0 = 1 \text{ мкм}$; $б - h_0 = 30 \text{ мкм}$; $в - h_0 = 8,54 \text{ мкм}$

На рисунке 2.9 показано влияние угла поворота γ в стационарном гидродинамическом режиме на толщину пленки жидкого смазочного материала в зоне контакта. Точки ($\bullet$) 1 и 2 являются предельными значениями для толщины слоя ЖСМ и опорной поверхности контактной зоны.

При достижении углом γ предельного значения, например $(\bullet) 1$, ограничивается зона смазывания и возникает взаимодействие двух контактирующих металлических поверхностей (2.35), что приводит к повышенному износу трибосопряжения и способствует возникновению высокого пикового давления на границе контактной зоны.

$$h(\gamma) = 0. \quad (2.35)$$

Точкой $(\bullet) 3$ на рисунке 2.9 обозначена граница гидродинамического клина, которая соответствует границе длины дуги трибоконтакта и толщине смазочного слоя.

На рисунке 2.9, *а* представлены условия контактирования при толщине смазочной пленки по оси нагружения в зоне контакта $h_0 = 1$ мкм. Отклонение от стабильно устойчивого положения гидродинамической системы произойдет при $\gamma = 0,564 \cdot 10^{-3}$ рад – точка $(\bullet) 1$. Это приведет к изменению характера работы трибосистемы. Граница контактной зоны втулки, которая могла бы быть заполнена смазкой, соответствует значению $\gamma = 0,944 \cdot 10^{-3}$ рад – $(\bullet) 2$. Полное заполнение контактной зоны поверхности смазочным материалом могло бы произойти при $\gamma = 1,817 \cdot 10^{-3}$ рад в $(\bullet) 3$, что физически невозможно из-за недостаточной толщины смазочного слоя. Данная точка показана условно, для наглядности графика.

Если угол γ в $(\bullet) 1 < (\bullet) 3$, то такая система является нежелательной, так как с изменением угла поворота, ЖСМ не может заполнить всю область контактной поверхности. Граница контактной зоны на входе l_1 с увеличением γ имеет расширяющийся зазор, её пересечение с осью абсцисс не произойдет. Входную зону в дальнейшем не рассматриваем.

На рисунке 2.9, *б* толщина смазочной пленки равна $h_0 = 30$ мкм. Полное заполнение зоны контакта смазочным материалом произойдет при $\gamma = 0,981 \cdot 10^{-3}$ рад в $(\bullet) 3$. Дальнейшее увеличение угла γ приведет к изменению характера смазываемой трибосистемы и размеров смазочного клина в контакте. При этом зона минимальной толщины смазочной пленки будет перемещаться от

положения l_2 к положению нагрузки l_0 . При продолжении проекции радиуса колодки предельное отклонение, при котором наступит металлический контакт сопрягаемых поверхностей, соответствует $\gamma = 2,713 \cdot 10^{-3}$ рад в (•) 1 для $h_{\min}$ и $\gamma = 3,461 \cdot 10^{-3}$ рад в (•) 2 для втулки (колодки). Такой слой смазочного материала является избыточным для исследуемых геометрических параметров колодки. Стоит отметить, что увеличение толщины слоя приводит к расширению зазора Δ и, следовательно, к снижению внутреннего давления, что может приводить к разрыву смазочной пленки, металлическому контакту и ускоренному износу.

На рисунке 2.9, в для режима с толщиной смазочной пленки $h_0 = 8,54$ мкм имеет место полное заполнение зоны контакта смазочным материалом (•) 3. При этом предельное отклонение положения гидродинамической системы (•) 1 и зона границы контакта (•) 2 совпадают (•) 1 = (•) 2 = (•) 3 со значением $\gamma = 1,6 \cdot 10^{-3}$ рад. Это положение является самым рациональным для данной трибологической системы. Угол поворота γ имеет максимальный рабочий диапазон, при котором толщина слоя смазки покрывает всю область трибоконтакта. Для предельного состояния потребуется наибольшее внешнее воздействие, которое приведет к металлическому контакту или нарушит устойчивое положение системы. Выполнение условия $h_0 \approx 8,54$ мкм может быть полностью реализовано на реальных подшипниках скольжения.

Анализ результатов теоретических исследований доказывает наличие рациональной величины угла γ , обеспечивающей устойчивые условия гидродинамического смазывания подшипников для каждой конкретной величин эксплуатационных нагрузочно-скоростных режимов. При этом следует отметить, что величина угла γ самоуставливается от всего комплекса действующих сил при работе подшипника с определенным зазором.

Введение в проектировочные расчеты угла γ для различных эксплуатационных режимов и зазоров Δ позволяет получить начальные и предельные значения для толщины слоя смазочного материала. Эти данные могут быть использованы для:

- формирования граничных условий при определении зон смазочного слоя, а также распределения давления в контактной зоне нагружения;
- получения рациональной толщины слоя смазочного материала с учетом границы контактной зоны и формы контура опорного профиля.

На основе результатов проведенных исследований считаем, что в любом трибосопряжении, работающем при гидродинамическом режиме смазывания, существует определенная величина угла γ , которая обеспечивает стабильную толщину смазочного слоя, минимальные потери на трение, наименьшую рабочую температуру и высокую нагрузочную способность, что в целом приводит к повышению эксплуатационных параметров подшипника и долговечности работы узла трения. Анализ полученных результатов доказывает принципиальную возможность, в определенных пределах, управлять рядом эксплуатационных характеристик подшипников, изменяя рабочий зазор и параметры гидродинамического клина.

Для этого установим равновесное положение элементов трибосистемы, определяющее величину угла γ , при которой несущая способность входной части зоны нагружения уравнивается выходной. Воспользуемся известным уравнением Рейнольдса и найдем распределенное давление в контактной зоне:

$$\frac{dp}{dx} = 6\mu_0 v \frac{h(x) - h_m}{h(x)^3}. \quad (2.36)$$

Из-за малости величины угла γ проекция точек B и C на абсциссу практически совмещается (см. рисунок 2.5), т. е. считаем, что

$$r_1 \cos \alpha_B \approx r \cos \alpha_C, \quad (2.37)$$

где $r_1 \cos \alpha_B$ – проекция точки B на ось x ;

$r \cos \alpha_C$ – проекция точки C на ось x .

В уравнении Рейнольдса (2.36) перейдем от переменной x к переменной l по формуле:

$$x = r \cos \frac{l}{r}, \quad (2.38)$$

тогда

$$dx = -r \sin \frac{l}{r} \cdot \frac{dl}{r}. \quad (2.39)$$

С учетом произведенной замены переменных в уравнении (2.36) и направления вращения (см. рисунок 2.6) вала $v = -\omega \cdot r$, уравнение Рейнольдса примет вид:

$$\frac{dp(l)}{dl} = 6\mu_0 \cdot \omega \cdot r \sin \left(\frac{l}{r} \right) \frac{h(l) - h_m}{h(l)^3}, \quad (2.40)$$

где h_m – толщина смазочного слоя в сечении с максимальным гидродинамическим давлением.

Для наглядности подставим толщину смазочного слоя $h_0 = 15$ мкм по линии нагружения F и получим эпюры гидродинамического давления в зазоре с граничным условием:

$$\begin{aligned} p \left\{ \left[\frac{\pi}{2} - \arcsin \left(\frac{L_K}{r} \right) \right] \cdot r \right\} &= p(l_1) = 0, \\ p \left\{ \left[\frac{\pi}{2} + \arcsin \left(\frac{L_K}{r} \right) \right] \cdot r \right\} &= p(l_2) = 0. \end{aligned} \quad (2.41)$$

Уравнение (2.40) не имеет аналитического решения. Численные решения этого уравнения были получены с помощью стандартных пакетов символьной математики *Maple*. На рисунке 2.10 эти расчеты представлены в виде эпюры гидродинамического давления в контактной зоне. Применение подобных методов решений позволяет выявить закономерности распределения давления в смазочном слое и рационализировать конструктивные решения при выборе параметров подшипника.

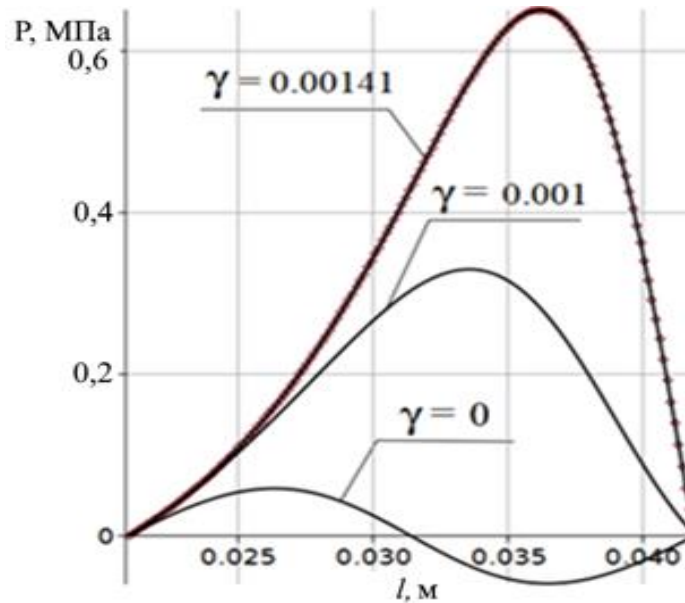


Рисунок 2.10 – Эпюры гидродинамического давления в зазоре

Расчеты показывают, что при $\gamma = 0,141 \cdot 10^{-2}$ (на рисунке 2.9 это значение соответствует точке 3) давление в зазоре резко возрастает, а при $\gamma > 0,141 \cdot 10^{-2}$ появляются области высокого давления, т. к. происходит перераспределение потока ЖСМ в направлении вращения и его избыток выдавливается через боковые поверхности.

Для сравнения эпюр давления в опорном круговом профиле (см. рисунок 2.10) и эллиптическом, используя выражение (2.42), полученное из (2.31), будем иметь выражение, описывающее эллиптический профиль (2.43):

$$h(l) = R_1(l) - \sqrt{r^2 + e^2 - 2r \cdot e \cdot \cos \varphi(l, \gamma)}, \quad (2.42)$$

с поверхностью опорного профиля:

$$R_1(l) = \sqrt{r_{\text{Э1}}^2 \cdot \left(1 - \frac{\left(r \cdot \cos\left(\frac{l}{r}\right) + x_i \right)^2}{r_{\text{Э2}}^2} \right) + \left(r \cdot \cos\left(\frac{l}{r}\right) + x_i \right)^2}, \quad (2.43)$$

где $r_{\text{Э1}}$ – полуось эллипса по оси ординат;

$r_{\text{Э2}}$ – полуось эллипса по оси абсцисс.

Согласно расчетам по уравнению Рейнольдса результаты распределения давления в зависимости от зазора Δ получаются близкими по величине как и в круглом, так и в эллиптическом профиле рабочей зоны трибосистемы (рисунок 2.11). Совпадение давлений определяется ограниченностью зоны контакта.

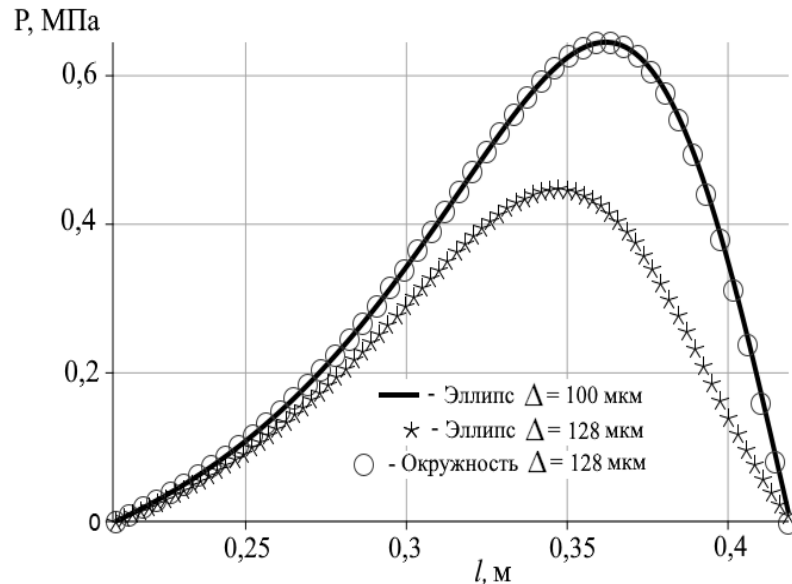


Рисунок 2.11 – Эпюры гидродинамического давления при контакте вала с круговым и эллиптическим профилем

Общие величины параметров подшипников с разным типом опорной поверхностью являются следующими: $h_0 = 15$ мкм; $\omega = 25$ рад/с; $T = 60$ °С; $\gamma = 0,00141$ рад. Для окружности зазор составлял $\Delta = 128$ мкм, а для эллипсов – $\Delta = 100$ и 128 мкм при полуосях $r_{\varepsilon 1} = r + \frac{\Delta}{2}$, $r_{\varepsilon 2} = r + \frac{\Delta}{1,74}$.

Установленные закономерности распределения гидродинамического давления в смазочном слое при варьировании углового параметра γ позволяют обосновать выбор геометрических характеристик эллиптического профиля. Результаты подтверждают расчеты, выполненные в первом разделе главы, где эллиптический профиль в определенных пределах может быть заменен дугами окружности.

Несущую способность смазочной пленки с учетом угла γ , который устанавливается силой давления в клиновом зазоре, находим интегрированием выражения

распределения давлений по длине l и по ширине проекции смазочного клина s . Это выполнено для входной (2.44) и выходной (2.45) частей контактной зоны:

$$q_1 = \sqrt{\left(s \cdot \int_{l_1}^{l_{\min}} p(l) \cos\left(\frac{l}{r}\right) dl \right)^2} + \sqrt{\left(s \cdot \int_{l_1}^{l_{\min}} p(l) \sin\left(\frac{l}{r}\right) dl \right)^2}; \quad (2.44)$$

$$q_2 = \sqrt{\left(s \cdot \int_{l_{\min}}^{l_2} p(l) \cos\left(\frac{l}{r}\right) dl \right)^2} + \sqrt{\left(s \cdot \int_{l_{\min}}^{l_2} p(l) \sin\left(\frac{l}{r}\right) dl \right)^2}. \quad (2.45)$$

Результаты расчетов рассматриваемой модели трибологической системы приведены в таблицах 2.5, 2.6, 2.7. Основные параметры, рекомендуемые к проведению испытаний, получены по ГОСТ и РД [99–102]. Приведенные ниже теоретические данные расчета используем с учетом параметров жидкого смазочного материала Тп-22С.

Учитывая значения угла γ для параметров трибоконтакта $h_0 = 3$ мкм, $\Delta = 30$ мкм, $T = 60$ °С, $v = 0,5$ м/с, найдем минимальную толщину слоя смазочного материала $h_{\min}$, её положение на дуге контакта $l_{\min}$, максимальное давление $P_{\max}$ по выражению (2.40), несущую способность смазочного слоя в входной q_1 и выходной q_2 зоне клина (таблица 2.5).

Таблица 2.5 – Величина угла поворота γ от параметров трибоконтакта

№	$\gamma \times 10^{-4}$, рад	$h_{\min} \times 10^{-6}$, м	$l_{\min}$, м	$P_{\max}$, МПа	q_1 , Н	q_2 , Н
1	0,1	2,998	0,03174	3,85	276,9	497,9
2	0,3	2,984	0,03241	4,2	319,5	475,5
3	0,5	2,958	0,03307	4,47	361	437,4
4	0,67	2,925	0,03364	4,66	394,7	394,2
5	0,9	2,865	0,03439	4,86	436,9	321,3
6	1,5	2,63	0,03631	5,18	508,7	63,3
7	3,46	1,14	0,04188	5,2	4064,5	5,1

Результаты расчетов, представленные в таблице 2.5, показывают, что при варьировании в системе величины угла γ изменяется положение минимальной толщины слоя смазочного материала $l_{\min}$, а несущая способность входной части

смазочного клина q_1 уравнивается выходной ее частью q_2 (строка 4 таблицы 2.5). При этом сохраняется неравенство гидродинамического клина $q_1 > q_2$. Положение точки с минимальным значением толщины смазочного слоя находится в конце контактной зоны (строка 7 таблицы 2.5), что соответствует точке 3 на рисунке 2.9. Это доказывает перспективность работы трибосопряжения в режиме, при котором система уравновешена, т. е. стабильно работает, минимизируя потери в процессе трения. Здесь впервые выполнен расчет подшипника, учитывающий влияние угла γ и позволяющий уточнить, в сравнении со стандартным расчетом, рациональную величину параметров гидродинамического подшипника.

Определим влияние равновесного положения трибосистемы с углом поворота колодки γ на толщину слоя смазочного материала h_0 . Результаты проведенных исследований представлены в таблице 2.6.

Таблица 2.6 – Влияние угла γ на толщину смазочного слоя в условиях равновесия трибосистемы

$\gamma \times 10^{-4}$, рад	$h_0 \times 10^{-6}$, м	$h_{\min} \times 10^{-6}$, м	$l_{\min}$, м	$P_{\max}$, МПа	q_1 , Н	q_2 , Н
0,24	10	9,976	0,03333	0,116	10,5	10,4
0,34	8	7,967	0,03335	0,285	25,7	25,6
0,52	5	4,946	0,03349	1,269	111,8	111,3
0,67	3	2,925	0,03364	4,66	394,7	394,2
0,76	2	1,911	0,03374	11,26	907,3	904,2
0,81	1	0,906	0,03372	41,17	2883	2849

Полученные данные доказывают, что для $\Delta = \text{const}$ с увеличением толщины слоя смазочного материала равновесное положение достигается при наименьшем значении угла γ .

Следует отметить, что угол γ , определяющий равновесное положение трибосистемы, самоустанавливается при определенной величине диаметального зазора Δ , соответствующего определенному уровню нагрузочно-скоростных режимов и характеристикам применяемого жидкого смазочного материала. Используя выражение (2.40) для заданных величин диаметального зазора Δ и

толщины смазочного слоя по линии нагружения h_0 , определим максимальное давление в смазочном слое при условии равенства параметров $q_1 \approx q_2$. Это позволяет установить величину угла γ . Результаты отдельных этапов расчета приведены в таблице 2.7.

Таблица 2.7 – Результаты расчета угла γ и Δ для равновесия трибосистемы

Δ $\times 10^{-6}$, м	γ $\times 10^{-4}$, рад	$h_0 \times 10^{-6}$, м	$h_{\min} \times 10^{-6}$, м	$l_{\min}$, м	F , Н	$P_{\max}$, МПа	q_1 , Н	q_2 , Н
620	11,7	5	4,089	0,0329	380,64	0,95	40,9	40
390	8,65		4,206	0,0332	467,09	1,16	60,2	59,7
250	6,24		4,348	0,0335	558,58	1,39	84,2	84,1
100	2,67		4,683	0,03378	713,13	1,78	136,8	135,2
75	1,90		4,778	0,03374	721,23	1,80	145,2	144,5
50	1,12		4,874	0,0336	672,34	1,68	142,2	141,6
30	0,52		4,946	0,0334	507,99	1,26	111,8	111,3
620	9,53	3	2,399	0,0326	831,28	2,07	72,1	72
390	7,24		2,449	0,0329	1032,36	2,58	108,8	108,5
250	5,44		2,512	0,0332	1259,36	3,14	158,2	157,5
100	2,67		2,696	0,0336	1777,49	4,44	302,6	300,4
75	2,02		2,763	0,03375	1911,03	4,77	349,5	348,5
50	1,29		2,849	0,03375	2004,96	5,01	396,8	396,7
30	0,67		2,925	0,0336	1866,84	4,66	394,7	394,2
620	5,845	1	0,775	0,03218	4361,83	10,9	229,1	226,9
390	4,561		0,783	0,03236	5473,43	13,6	356	353,3
250	3,564		0,794	0,03257	6794,71	16,9	539,9	537,6
100	2,052		0,827	0,03309	10441	26,1	1220,5	1216,3
75	1,691		0,843	0,03326	11840,5	29,6	1545,5	1540,8
50	1,258		0,868	0,03350	13935,3	34,8	2097,8	2064
30	0,807		0,907	0,03371	16471,2	41,1	2882,1	2870,5
25	0,675		0,920	0,03375	17195,5	42,9	3145,5	3124,6
20	0,532		0,937	0,03377	17824,1	44,5	3416,7	3403,4
15	0,379		0,955	0,03373	18026,6	45,06	3626,5	3625,5
10	0,224		0,974	0,03364	16809,6	42,02	3556,1	3544,3

Результаты этих расчетов доказывают, что равновесное значение угла поворота опоры γ определяется величиной диаметрального зазора Δ , изменение которого позволяет управлять несущей способностью трибосопряжения с учетом

параметров смазочного материала. Наглядное отображение полученных табличных результатов представим графиками на рисунках 2.12, 2.13.

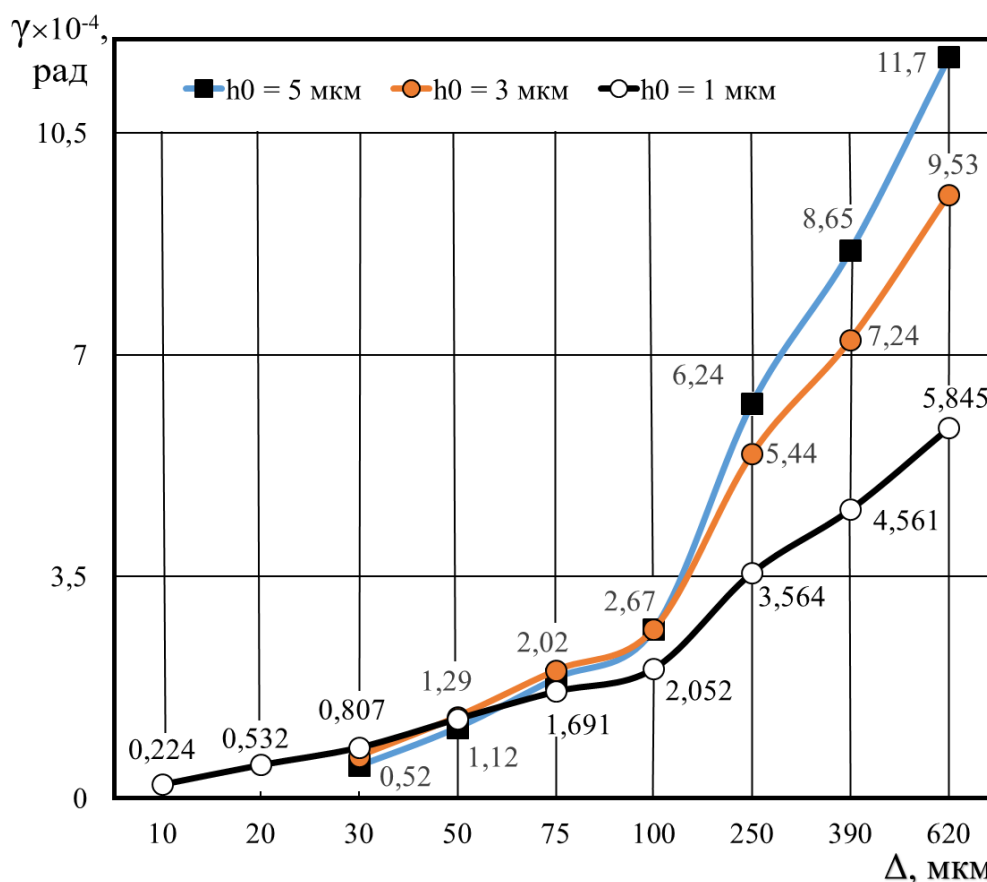


Рисунок 2.12 – Равновесное положение трибосистем с разной толщиной смазочного слоя в зависимости от угла γ и диаметрального зазора

График показывает процесс равновесного состояния трибосистемы при значениях, полученных путем итерационного подбора углового параметра γ , для заданной толщины смазочного слоя h_0 (от 1 до 5 мкм) и диаметрального зазора Δ .

С ростом диаметрального зазора Δ равновесное состояние системы требует увеличения значений γ , а при больших зазорах (свыше 250 мкм) система становится чувствительной к изменению ее геометрии. Однако установлено, что в диапазоне зазоров $\Delta = 50\text{--}100$ мкм зависимости равновесного положения γ совмещаются и практически не изменяются от толщины пленки. Это позволяет в пределах данного диапазона устанавливать рациональную величину зазоров и реализовать стабильную работу подшипника при эксплуатации в нагрузочно-скоростном режиме, даже когда толщина смазочного слоя h_0 изменится с 5 до 1 мкм.

По результатам расчета можно предположить еще одну закономерность. При изменении нагрузочно-скоростных режимов основными показателями работы трибологической системы являются такие параметры, как тепловыделение, толщина смазочного слоя, коэффициент трения, а источником их управления может являться величина зазора Δ , при которой угловая координата γ минимально отклоняется от равновесного положения.

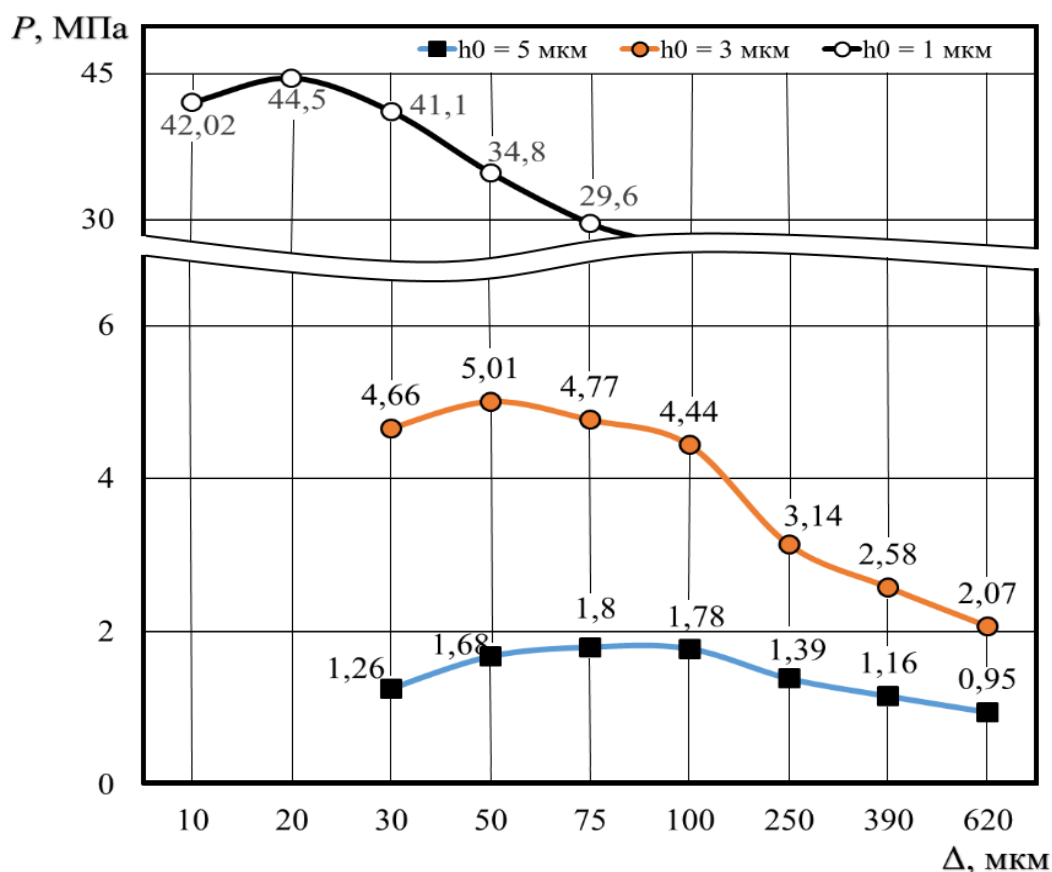


Рисунок 2.13 – Зависимость контактного давления от величины зазора и толщины смазочного слоя

Анализ зависимостей на рисунке 2.13 показывает экстремумы несущей способности подшипника, которые соответствуют наиболее эффективному режиму работы. Для каждого значения толщины слоя h_0 определяется рациональный зазор: так, например, для режима работы ($h_0 = 5$ мкм) пик давления располагается в диапазоне 75–100 мкм, что обеспечивает максимальную подъемную силу при минимальном износе. При изменении эксплуатационных режимов (когда $h_0 = 1$

мкм), наблюдается смещение максимального давления в зону малых зазоров (15–20 мкм). Давление достигает 44,5 МПа, что значительно выше рекомендуемого максимума 15–20 МПа [90], при этом следует учитывать класс шероховатости контактных поверхностей и вязкость смазочного материала.

Сопоставляя полученные результаты анализа графиков на рисунках 2.12 и 2.13, можно заключить, что диапазоном стабильной работы подшипника является зазор 50–100 мкм, а рациональным и сбалансированным, обеспечивающим высокую несущую способность без риска разрушения смазочного слоя, – 75 мкм.

Результаты расчета по данной методике позволяют определить, с учетом угла γ , рациональный выбор диаметрального зазора Δ в подшипнике скольжения, при котором внешняя нагрузка F уравнивается реакцией смазочного слоя P .

Таким образом, представляется возможным для гидродинамических подшипников, работающих на различных смазочных материалах в разном диапазоне нагрузочно-скоростных режимов, требующих определенной толщины смазочного слоя, устанавливать рациональную величину зазора, обеспечивающего равновесное состояние трибосистемы, соответствующее углу γ , что гарантирует надежную стационарную работу подшипника.

2.3 Разработка уточненной методики расчета минимальной толщины смазочного слоя

Подшипник скольжения, работающий в гидродинамическом режиме смазывания, при различных нагрузочно-скоростных режимах изменяет исходную толщину слоя жидкого смазочного материала (ЖСМ) в контактной зоне. Это ведет к изменению эксплуатационных характеристик подшипника – тепловыделения и несущей способности. Слишком малый зазор приводит к возможному заеданию контактных поверхностей, а слишком большой – к снижению несущей способности масляной пленки [26, 68, 146, 157]. Уточнение расчета минимальной толщины слоя ЖСМ позволит минимизировать потери на трение, повысить ресурс работы

подшипника скольжения, обеспечить его надежную работу и увеличить срок службы всего агрегата.

Предлагаемая методика определения минимальной толщины смазочной пленки в гидродинамических подшипниках, приведенная в ГОСТ ИСО 7902-1–2001 [26], основана на решении уравнения Рейнольдса [31, 90–93]. Выполнена с учетом угла β в виде табличных значений для определения относительного эксцентриситета ε . Следует отметить, что в работе [92] угол β определяется на основе заданного движения центра втулки относительно эксцентриситета. А в работе [31] этот угол, обозначенный ϕ , определяется решением двумерной сеточной области при заданном шаге в направлении ординаты и этого угла. При этом выполняется систематический поиск совпадения задаваемого результата с расчетным.

В работах [90, 92, 93] на основании гидродинамической теории установлена зависимость относительного эксцентриситета, связанного с параметром, характеризующим несущую способность, – числом Зоммерфельда S_0 :

$$S_0 = \frac{P_{\text{сред}} \cdot \left(\frac{\Delta}{D}\right)^2}{\mu(T) \cdot \omega}, \quad (2.46)$$

где ω – угловая скорость, с^{-1} ;

$\mu(T)$ – динамическая вязкость ЖСМ с учетом температуры, $\text{Па} \cdot \text{с}$;

Δ – диаметральный зазор, м;

D – диаметр вала, м.

Среднее удельное давления в зоне контакта определяют выражением:

$$P_{\text{сред}} = \frac{F}{D \cdot s}, \quad (2.47)$$

где F – нагрузка, Н;

s – ширина втулки, м.

Полученные результаты сопоставляются с табличными данными для установления величины относительного эксцентриситета [26, 31, 71, 90]. На этой основе ведется дальнейший расчет минимальной толщины ЖСМ:

$$h_{\min} = \frac{D}{2} \cdot \sqrt{\frac{\mu(T) \cdot \omega}{P_{\text{сред}}}} \cdot (1 - \varepsilon) \cdot \sqrt{S_0} = \frac{D}{2} \cdot \left(\frac{\Delta}{D} \right) \cdot (1 - \varepsilon), \quad (2.48)$$

где ε – относительный эксцентриситет.

Следует отметить, что использование табулированных значений и выбор метода интерполяции может существенно влиять на конечный результат расчета толщины смазочной пленки. Использование результатов приближенных расчетов для толщины минимального слоя ЖСМ в рабочей зоне может привести к непреднамеренному переходу от жидкостного трения к смешанному или граничному [158], что нарушит режим трения и снизит ресурс всего агрегата. Подобные обстоятельства повышают требования к точности инженерных проектировочных расчетов для обеспечения заданного ресурса машины.

Учитывая это, была разработана методика, уточняющая теоретические расчеты минимальной толщины смазочного слоя в контактной зоне подшипника. Методика основана на дополнительном включении в исходные данные угла поворота опорного элемента трибоконтакта γ и коэффициента трения f . Введение в расчеты дополнительных параметров позволяет уточнить взаимное положение вала и втулки подшипника, приближая его к реальности. Обеспечивая повышение точности, предлагаемая методика расширяет и область проектировочных расчетов в сравнении с данными, табулированными в стандарте [71].

Предлагаемая методика базируется на схеме действия сил в модели радиального гидродинамического подшипника (см. рисунок 2.6), сформированной на модернизированной машине трения ИИ-5018 [140].

Представленная система уточненного расчета также основана на решении известного дифференциального уравнения Рейнольдса (2.40):

$$\frac{dp(l)}{dl} = 6\mu(T) \cdot \omega \cdot r \sin\left(\frac{l}{r}\right) \frac{h(l) - h_m}{h(l)^3},$$

где $h(l)$ – профиль клинового зазора, м;

h_m – толщина слоя смазочного материала в сечении максимального давления, м;

l – длина дуги профиля зоны нагружения от l_1 до l_2 , м;

Установим общую схему расчета минимальной толщины слоя жидкого смазочного материала (рисунок 2.14) в виде системы ряда блоков.

1 Блок устанавливает величину и размерность исходных данных.

2 Блок включает два способа, основанные на решении уравнения Рейнольдса (2.40):

Первый способ разработан для машинного счета с помощью вычислительных систем и позволяет рассчитать безразмерный параметр нагрузочной способности подшипника C_0 , характеризующий несущую способность. Затем находим распределенное давление, где максимум P расположен по линии прикладываемой нагрузки F (см. рисунок 2.6). А профиль клинового зазора радиального подшипника (2.31) имеет следующий вид:

$$h(l) = r_1 - \sqrt{r^2 + e^2 - 2r \cdot e \cdot \cos(\beta + \frac{l}{r})},$$

где $r_1 = r + 0,5 \cdot \Delta$ – радиус втулки;

r – радиус вала.

β – угол положения эксцентриситета или минимальной толщины ЖСМ;

e – эксцентриситет (2.8).

Таким образом, в соответствии с гидродинамической теорией безразмерный коэффициент нагрузочной способности равен числу Зоммерфельда и имеет вид [90, 92]:

$$C_0 = 0,1 \cdot \frac{2P \cdot \left(\frac{\Delta}{D}\right)^2}{\mu(T) \cdot \omega} \cdot \left(1 + \frac{D}{s}\right) = S_0, \quad (2.49)$$

где P – максимальное давление.

Прилагаемую нагрузку найдем из выражения:

$$F = \frac{\mu(T) \cdot \omega}{\left(\frac{\Delta}{D}\right)^2} \cdot s \cdot D \cdot C_0. \quad (2.50)$$

Тогда, используя (2.49), (2.50), определим максимальное давление по линии нагружения F :

$$P = \frac{F}{0,2 \cdot D \cdot s \cdot \left(1 + \frac{D}{s}\right)}. \quad (2.51)$$

Выражение (2.51) позволяет перейти от использования программных средств вычислительных систем к простому расчету. С учетом нагрузки F получим числовые результаты коэффициента нагрузочной способности C_0 , которые соответствуют относительному эксцентриситету $\varepsilon(h_0)$.

Второй способ обеспечивает упрощенный стандартный расчет той же величины – числа Зоммерфельда S_0 (2.46) [21, 71]. Таким образом, результаты расчетов по второму варианту подтверждают правильность и эффективность расчета по предлагаемому варианту 1 и дают возможность получить сравнительные результаты, используя дополнительные параметры – угол поворота опорного элемента трибоконтакта γ и коэффициент трения f .

3 Блок включает определение величины минимальной толщины смазочной пленки $h_{\min}$, по имеющимся стандартным табличным результатам, представленным в ГОСТ ИСО 7902 [26, 71].

С учетом нагрузки F полученные величины коэффициента нагрузочной способности S_0 или C_0 сопоставляются с табличными значениями, которые соответствуют относительному эксцентриситету ε . Числовые значения подставляют в выражение (2.48) для расчета конечной величины.

4 Блок представляет собой расчет, целью которого является повышение точности результатов, полученных в блоке 3, используя угловой параметр γ и значение коэффициента трения f .

По разработанной методике величину угла эксцентриситета β в радиальном гидродинамическом подшипнике находим из выражений (2.10), (2.11):

$$\beta = \frac{\pi}{2} - \beta'' = \arctg\left(\frac{y_0}{x_0}\right) = \arctg\left(\frac{1}{f}\right).$$

Из выражений (2.10, 2.11) при $y_0 / x_0 = 1 / f$ найдем смещение центра втулки O_1 относительно центра вала O по оси ординат с учетом коэффициента трения (2.12):

$$y_0 = \frac{x_0}{f}.$$

Исходя из схемы, представленной на рисунке 2.6, и считая, что подъемная сила N уравновешена толщиной смазочного слоя по линии нагружения F (2.15), можем записать:

$$h_0 = N = -\operatorname{tg}(\beta) \cdot r_1 \sin(\gamma) + r_1 \cos(\gamma) - r = \frac{\Delta}{2} - y_0.$$

Сопоставив полученные выражения (2.12), (2.15), определим угол поворота опорного элемента трибоконтакта (2.16):

$$\gamma = \arcsin\left(\frac{f \cdot (\Delta - 2h_0)}{2r_1}\right).$$

Тогда, используя выражение (2.16), найдем смещения по координатам:

$$x_0 = r_1 \sin(\gamma) = \frac{f(\Delta - 2h_0)}{2}; \quad (2.52)$$

$$y_0 = r_1 \cos(\gamma) - r - h_0 = \frac{x_0}{f} = \frac{\Delta}{2} - h_0. \quad (2.53)$$

Из полученных (2.52), (2.53) будем иметь абсолютные e (2.8) и относительные ε (2.54) значения эксцентриситета:

$$\varepsilon = \frac{e}{\Delta / 2}. \quad (2.54)$$

Представленная схема расчета позволяет установить минимальную толщину слоя смазочного материала в контактной зоне, используя дополнительные параметры γ и f . Одним из преимуществ данных параметров помимо

теоретического определения является возможность установления этих величин доступным экспериментальным методом. Схема измерения положения угла γ представлена в методической части диссертационной работы и [151]. Используя изложенное, и подставив в 2-й блок схему расчета 4-го блока, получим уточненные значения S_0 (2.46).

Проектирование подшипников и анализ литературы в обзорной части [6, 21, 22, 24] требуют особого внимания к геометрическим параметрам s/D с учетом нагрузочно-скоростных режимов. Отсутствие учета параметров s/D может привести к снижению работоспособности и ресурса подшипника. В работах [90, 92] оптимальным отношением ширины подшипника к его диаметру является $s/D = 1$. Получим уточненные результаты S_0 (таблица 2.8) с учетом γ (2.16) и границ диапазона гидродинамического режима смазывания с коэффициентом трения f от 0,001 до 0,05.

Таблица 2.8 – Уточненные результаты расчета с учетом $S_0(\gamma)$

Угол охвата $\Omega = 60$ градусов							
ε	$f = 0,001$			ε	$f = 0,05$		
	s/D				s/D		
	0,25	0,5	1		0,25	0,5	1
	$S_0(\gamma)$				$S_0(\gamma)$		
0,980	53,753	107,505	215,01	0,981	51,71	103,42	206,84
0,960	16,883	33,765	67,53	0,961	17,003	34,005	68,01
0,940	8,13	16,26	32,52	0,941	8,425	16,85	33,70
0,900	2,973	5,945	11,89	0,901	3,208	6,415	12,83
0,800	0,613	1,225	2,45	0,800	0,703	1,405	2,81
0,700	0,208	0,415	0,83	0,700	0,248	0,495	0,99
0,600	0,088	0,175	0,35	0,600	0,105	0,21	0,42

Сравнение табличных значений, представленных в ГОСТ ИСО 7902 [71] и полученных по новой методике (см. таблицу 2.8) доказывает ограниченность первых во всем исследованном спектре эксплуатационных параметров как по нагрузке, так и по вязкости ЖСМ (таблица 2.9). В разработанной методике повышение точности результатов и расширение области применимости

гидродинамических расчетов (2.40) связано с включением дополнительных параметров γ и f при определении относительного эксцентриситета ε .

Таблица 2.9 – Сравнение стандартных [21] и расчетных параметров

Параметры: $D = 40^{-3}$ м; $S = 10^{-3}$ м; $\omega = 25$ с $^{-1}$; $f = 0,05$; масло: ТП-22С									
Δ , 10^{-6} м	Ω , град	Вариант расчета	s/D	параметры	F , Н (P , МПа)				
					230,3 (0,575)		1151 (2,878)		
					$T = 20$ °С	$T = 100$ °С	$T = 20$ °С	$T = 100$ °С	
100	60	Новый	0,25	$h_{\min}$, МКМ	7,443	1,04	2,809	*	
				$S_0(\gamma)$	1,599	44,992	7,992	224,86	
		ГОСТ [24, 25]		$h_{\min}$, МКМ	5,709	0,068	2,461	*	
				S_0	1,599	44,992	7,992	224,86	
		Новый	0,5	$h_{\min}$, МКМ	12,78	2,599	6,8	0,796	
				$S_0(\gamma)$	0,8	22,496	3,996	112,43	
		ГОСТ [24, 25]		$h_{\min}$, МКМ	14,867	1,737	5,880	**	
				S_0	0,8	22,496	3,996	112,43	
		Новый	1	$h_{\min}$, МКМ	20,08	5,215	11,92	2,197	
				$S_0(\gamma)$	0,400	11,248	1,998	56,21	
				ГОСТ [24, 25]	$h_{\min}$, МКМ	25,92	3,547	12,57	0,48
					S_0	0,400	11,248	1,998	56,21
Разница в % для $h_{\min}$ и $s/D = 0,25$					23,29	93,46	12,38	-	
Разница в % для $h_{\min}$ и $s/D = 0,5$					−14,03	33,16	13,52	-	
Разница в % для $h_{\min}$ и $s/D = 1$					−22,53	31,98	−5,17	78,15	

* При $s/D = 0,25$ расчет по варианту ГОСТ ИСО 7902 [26, 71] позволяет получить результаты только до максимального значения температуры $T = 56$ °С; а предлагаемая методика – до температуры $T = 83$ °С;

** При $s/D = 0,5$ по ГОСТ ИСО 7902 [26, 71] возможно получить результаты только до более низкого значения температуры $T = 86$ °С.

Введение в расчеты дополнительных параметров – угла поворота опорного элемента трибоконтакта γ относительно оси нагружения F и коэффициента трения f , позволило уточнить исходные параметры расчета (ε , $h_{\min}$) и расширить область применения новой методики в заданном диапазоне исследований до 32 % (см. таблицу 2.9*).

Представленная методика расчетного определения толщины слоя смазочной пленки в радиальных подшипниках скольжения на основе введения дополнительного параметра – угла γ – разработана впервые. Техническая значимость теоретических исследований подтверждается дополнительно решением смежных задач гидродинамики, позволяющих рассчитать, кроме величины самоустанавливающегося при равновесии контактирующих элементов трибосистемы угла γ , величину и угол эксцентриситета.

Разработанная методика существенно углубляет и расширяет область проектировочных технических расчетов радиальных подшипников скольжения, работающих в режиме гидродинамического смазывания, обеспечивая, с учетом рациональной величины зазора, их повышенную несущую способность и стабильность режима смазывания.

2.4 Выводы

1 Установлены для опорных поверхностей подшипников в виде окружности, эллипса и полуволны требуемая точность, а также порядок расчета различных профилей, применяемых при формировании трибоконтактных поверхностей гидродинамических подшипников подобной конструкции.

2 Сравнительный анализ результатов расчета для волнообразного профиля показал существенную близость его к круговому в задаваемом диапазоне исследований для 7-го (среднее расхождение 4,3 %) и 8-го (среднее расхождение 6,8 %) квалитетов точности, что позволяет объединить эти профили в связи с идентичностью.

3 Выявлено, что в математической модели подшипника скольжения учет параметров опорного профиля и угла поворота γ позволяет определять толщину смазочного слоя h_0 , эксцентриситет e , а также формировать граничные условия для расчета давления.

4 Введение в систему расчетов дополнительного параметра – угла поворота γ – позволило установить границы стабильной работы подшипника в

диапазоне зазора ($\Delta = 50\text{--}100$ мкм), а также определить для принятых режимов его рациональное значение ($\Delta = 75$ мкм).

5 Разработана новая методика расчета минимальной толщины смазочной пленки $h_{\min}$ в радиальных подшипниках скольжения на основе введения дополнительных параметров – угла поворота γ и коэффициента трения f , которые позволили уточнить результаты и расширить на 32 % область применения новой методики по сравнению со стандартной.

3 МЕТОДИКА ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ

Выявление основных закономерностей работы смазываемых трибосистем и верификация теоретических разработок выполняются на основе экспериментальных исследований на машинах трения [37, 99], моделирующих условия реальной эксплуатации. Для реализации цели, поставленной в данной работе, было необходимо модернизировать испытательную машину трения ИИ-5018 типа «Амслер» [3, 127].

3.1 Общая структура исследований

Установленная в итоге обзорного анализа имеющейся специальной информации цель настоящей работы представляет реализацию исследовательского комплекса, посвященного эксплуатации гидродинамических радиальных подшипников скольжения различной конструкции, работающих в разных условиях. Цель достигается решением теоретических и экспериментальных задач.

Для трибологических исследований в настоящее время существует значительный объем разработанной нормативно-технической документации и стандартов [123–126]. Однако анализ этой специальной литературы при проектировочных инженерных расчетах и прикладных экспериментальных исследованиях позволил установить, что ряд параметров, влияющих на трибологические показатели, исследованы недостаточно. Это относится как к теоретическим (недостаточная точность), так и к экспериментальным показателям (ограниченность экспериментального оборудования). Кроме того, помимо известных показателей, влияющих на повышение эффективности работы подшипников скольжения, их ряд дополняется набором конструктивных и эксплуатационных параметров, исследование которых позволяет значительно повысить рабочие параметры подшипников [128–136].

Схема исследований, позволяющая поднять уровень параметров работы подшипника скольжения, представлена на рисунке 3.1.

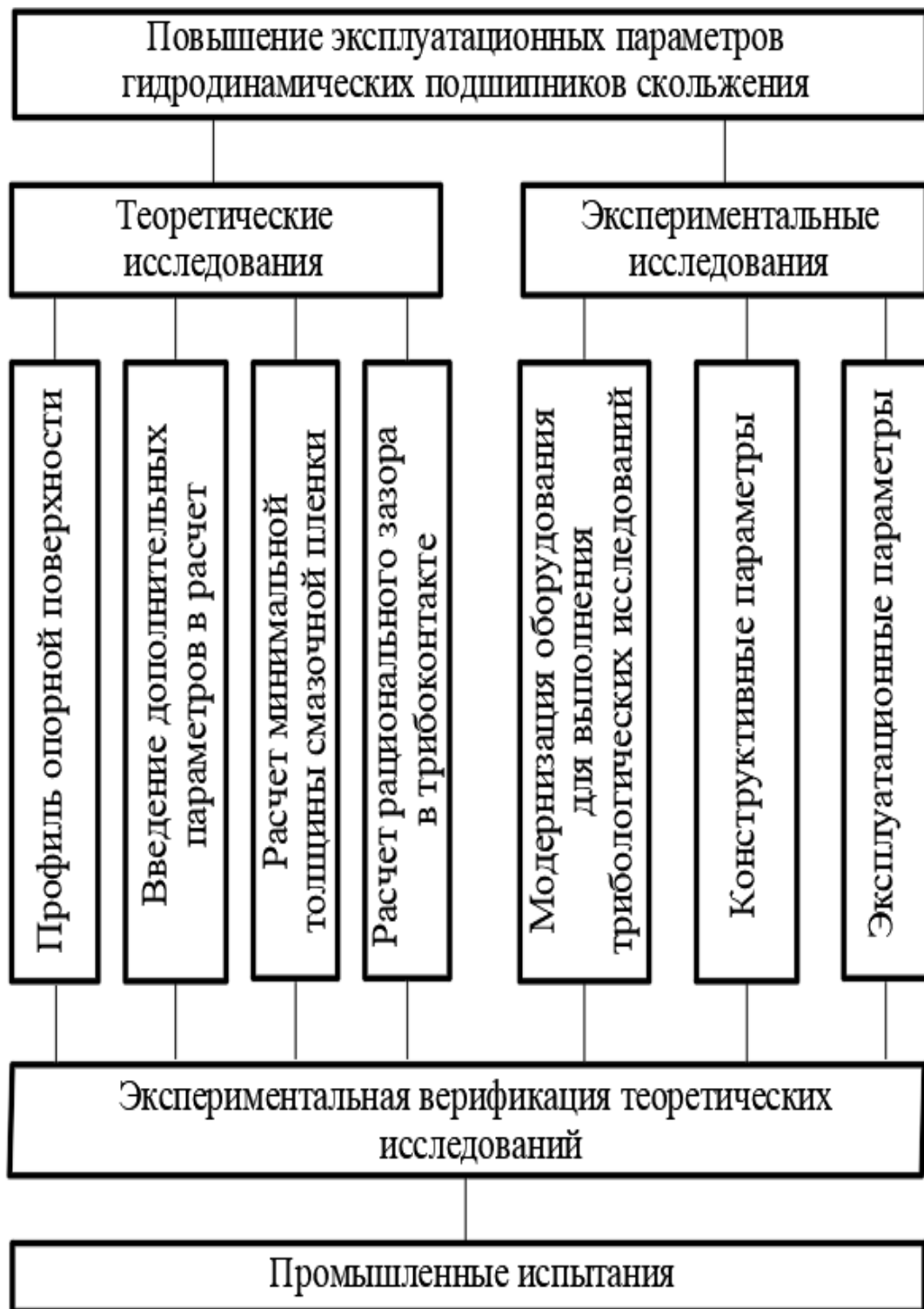


Рисунок 3.1 – Структурная схема исследования работы гидродинамических подшипников скольжения

Структурная схема, повышающая эксплуатационные параметры гидродинамических подшипников (см. рисунок 3.1), представлена в виде двух блоков – теоретического и экспериментального.

Блок теоретических исследований включает:

- профиль опорной поверхности, введение дополнительных параметров, определение минимальной толщины смазочной пленки и рационального зазора.

Этот блок позволяет разработать методику расчета, которая повышает точность расчетных параметров для подшипника скольжения, работающего в условиях гидродинамического режима трения, расширяет диапазон исследований, учитывает различный профиль опорной поверхности и толщину слоя смазочного материала.

Блок экспериментальных исследований включает:

- модернизацию оборудования для выполнения задач в высокоточных трибологических исследованиях конструктивных и эксплуатационных параметров.

Данный блок позволяет разработать комплекс исследований, которые повышают точность трибологических испытаний, сокращают время проведения исследований и расширяют функциональные возможности машины трения при моделировании условий эксплуатации реальных подшипников скольжения. Кроме того, здесь исследуется влияние конструктивных параметров опорного профиля на эксплуатационные характеристики подшипников.

Эти блоки позволяют выявить оптимальные или рациональные режимы функционирования модели подшипника скольжения с требуемыми параметрами, тем самым определяя область её применения и границы безопасной работы в промышленных условиях, увеличить межремонтный интервал оборудования за счет минимизации износа рабочей поверхности.

Организация экспериментальной части исследования трибосистем представлена в таблице 3.1.

Эти исследования позволяют получить требуемую номенклатуру выходных параметров в пределах исследованного диапазона режимов трения и применяемых конструкций трибосопряжений.

В процессе трибологических исследований использовались поверенные оборудование и приборы, метрологические характеристики которых представлены в таблице 3.2.

Таблица 3.1 – Блоки экспериментальных исследований

№ п/п	Блок	Цель исследований	Выход	Факторы	Оборудование	Погрешность
1	Модернизация оборудования	Повышение точности трибологических иссле- дований и расширение их диапазона. Сокращение трудозатрат	Точность; дополнительные параметры	γ , f , $h_{\min}$	Машина трения типа «Амслер» ИИ5018; Измерительный преобразователь (ИП)	$\pm 5 \%$
2	Конструктивные параметры	Влияние параметров контактных поверхностей	Размерные параметры	D , s , Δ		
3	Эксплуатационные параметры	Комплексный анализ влияния ключевых факторов	Нагрузка, скорость, температура, ЖСМ, несущая способ- ность, время выхода на стацио- нарный режим	F , V , T , μ , σ , t_p		

Таблица 3.2 – Используемые стандартные приборы и оборудование

№ п/п	Наименование	ГОСТ	Пределы измерений	Цена деления	Класс точности	Погреш- ность %
1	Микрометр	6507–78	0–25 мм	0,001 мм	1	± 4
2	Индикаторная головка	9696–61	0–12,7 мм	0,001 мм	0-1	± 5
3	Динамометр	13837–79	0–2000 Н	1 Н	2	± 5
4	Весы лабораторные	ТУ 25- 7503.0007–87	0–500 г	0,01 г	4	± 5

Перечисленные в таблице 3.2 приборы и оборудование имеют достаточный диапазон измерительных характеристик и позволяют решить поставленные в данной работе задачи.

3.2 Модернизация экспериментального комплекса на базе машины трения ИИ-5018

Экспериментальные исследования на серийно выпускаемых аттестованных машинах трения выполняют по типовым методикам, утвержденным Госстандартом или международными стандартами ASTM, SAE, DIN, ISO [123–127, 158–160].

Согласно стандартам, измерительная система испытательной установки должна обеспечивать, в процессе проведения исследований достаточно точное непрерывное измерение и регистрацию момента силы трения и температуры в контактной зоне, а также стабилизацию и измерение усилия нагружения трибосистемы. В настоящее время АО «Точприбор» серийно выпускает универсальные триботехнические комплексы ИИ-5018, погрешность измерений которыми составляет не более 5 %. Эти комплексы позволяют выполнять исследования при моделировании конструкций трибосистем с фрикционными парами: ролик – колodka, ролик – ролик, вал – втулка и рядом других [161]. Однако экспериментально установлено, что значения коэффициента трения, полученные на машинах этого типа в идентичных условиях, невозможно воспроизвести. Это связано с целым рядом обстоятельств, подробно описанных в работах [127, 138, 162, 163].

Анализ погрешностей [3, 162–164] позволил разделить их на четыре группы (таблица 3.3 [141]).

Таблица 3.3 – Погрешности коэффициента трения на роликовых машинах

№ п/п	Группа погрешности	Источники погрешности
1	Изготовление образцов	Точность размеров, формы, относительное расположение контактных поверхностей и их шероховатость
2	Свойства материала	Химический состав, макро- и микроструктура контактных слоев, свойства смазочных материалов
3	Проведение исследований	Условия смазывания, нагрузочно-скоростные режимы, динамика нагружения и параметры окружающей среды
4	Выполнение измерений	Градуировка датчика момента трения, точность механизма нагружения, ограниченность измеряемых параметров

Поставленная в работе цель исследований вызывает необходимость увеличения числа измеряемых трибопараметров и повышения точности результатов фрикционных испытаний, являющихся весьма важными и актуальными критериями экспериментального подтверждения выполненных теоретических разработок. Единственным путем выполнения этих требований представляется совершенствование конструкции машины трения [4, 22, 37, 97, 127, 137, 141, 146, 163], существенно повышающей научно-технические возможности экспериментальных исследований. В связи с изложенным была выполнена модернизация машины трения ИИ-5018, включающая повышение точности узлов нагружения, установки образцов и измерения момента трения с последующей их градуировкой.

Общий вид экспериментального исследовательского комплекса, с обозначением основных блоков после модернизации, представлен на рисунке 3.2.

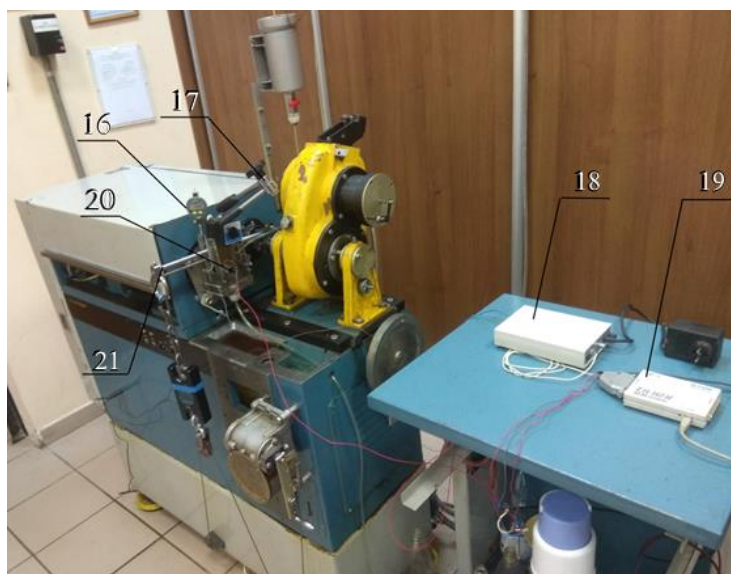
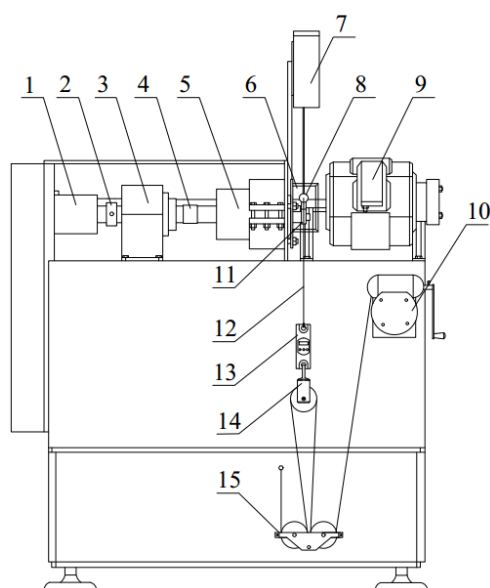


Рисунок 3.2 – Модернизированная машина трения типа «Амслер» модели ИИ-5018. Включает следующие блоки:

- 1 – подшипниковая опора; 2 – левая полумуфта; 3 – датчик момента; 4 – правая полумуфта; 5 – шпиндельный узел; 6 – камера исследования; 7 – камера подачи смазочного материала; 8 – рычаг нагружения; 9 – каретка; 10 – редуктор червячный; 11 – ролик; 12 – цепь-трос; 13 – электронный динамометр; 14 – полиспаст; 15 – роликовая опора; 16 – индикатор; 17 – магнитная стойка; 18 – прибор измерения толщины смазочной пленки (ИП); 19 – аналоговый модуль (E14-140M); 20 – термопара; 21 – рычаг нагружения с колодкодержателем

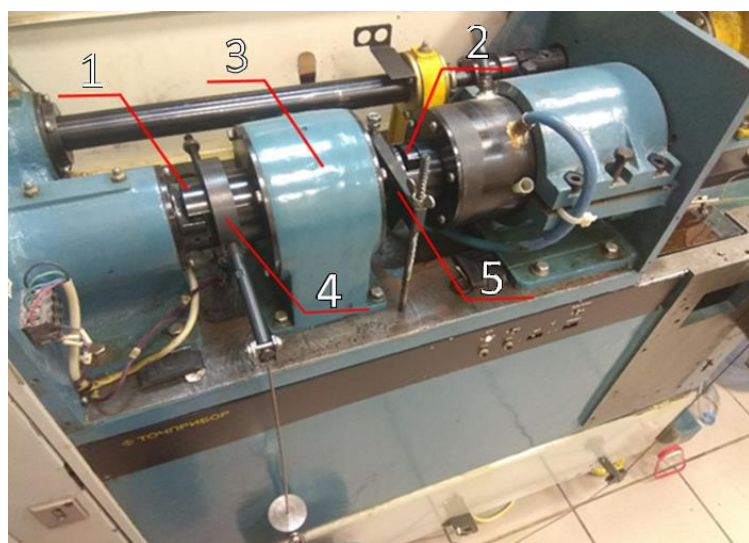
Модернизация машины трения позволила увеличить ее точность и расширить диапазон контролируемых параметров при исследованиях (таблица 3.4).

Таблица 3.4 – Влияние модернизации на рабочие параметры машины ИИ-5018

Параметры	Результаты модернизации			
	Диапазон измерений		Точность измерений, %	
	до	после	до	после
Нагрузка, Н	100–5000	10–5000	± 5	$\pm 1,5$
Момент трения, Нм	0,5–20	0,1–20	± 5	$\pm 1,5$
Биение вал – ролик – колодка, мм	0,015–0,05	0,001–0,01	± 5	± 5

Кроме модернизации исследовательский комплекс укомплектован оригинальными дополнительными устройствами, позволяющими выполнить градуировку систем, определять в процессе работы толщину масляной пленки и ряд других параметров.

Для выполнения градуировки датчика момента трения были спроектированы и изготовлены конструктивные элементы, позволяющие устранить отмеченные недостатки и повысить точность измерений. На рисунке 3.3 показана схема установки на машине трения приспособлений для градуировки датчика момента трения и его нагружения.



а



б

Рисунок 3.3 – Схема установки дополнительной оснастки для градуировки датчика момента трения:

а – общий вид установки; *б* – установка грузов; 1 – левая полумуфта; 2 – правая полумуфта; 3 – датчик момента трения; 4 – скоба нагружения; 5 – скоба упора

Градуировка датчика момента трения осуществлялась в два этапа. На первом этапе левая 1 и правая 2 полумуфты (см. рисунок 3.3) отсоединяются от основного вала машины трения. На левую полумуфту 1 устанавливаются специальная градуировочная скоба 4 (рисунок 3.4) и центровочный винт 3, фиксирующий ее положение на муфте. С противоположной стороны скобы 4 монтируется рычаг 5. Установленная ось 1 с противовесом 2 позволяет уравновесить систему.

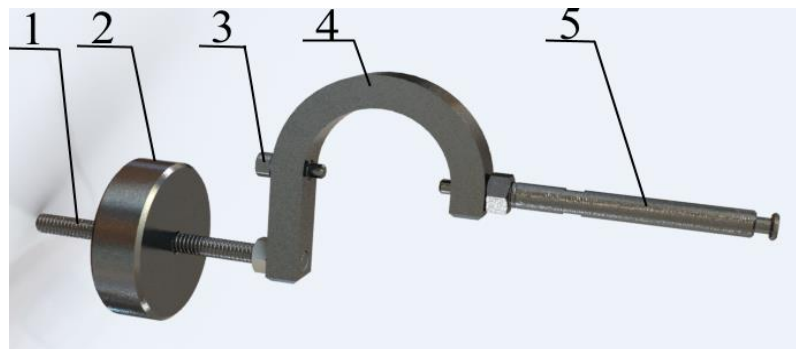


Рисунок 3.4 – Скоба градуировочная:

1 – ось противовеса; 2 – противовес; 3 – центровочный винт; 4 – скоба;
5 – рычаг нагружения

На правую полумуфту 2 (см. рисунок 3.3) устанавливается фиксатор (рисунок 3.5), который с помощью скобы 1 и упорной шпильки 2 фиксируется на валу машины.

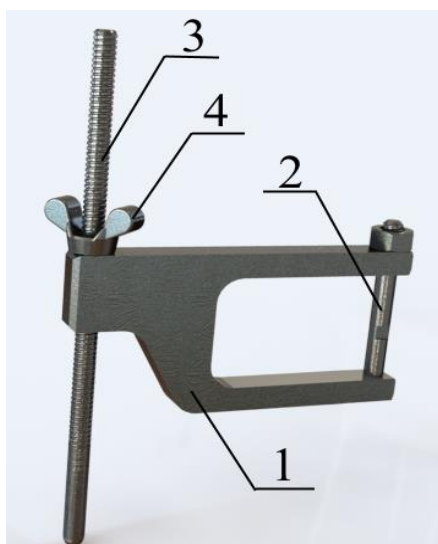


Рисунок 3.5 – Фиксатор:

1 – скоба; 2 – упорная шпилька; 3 – винт подъемный; 4 – гайка барашковая

Подъемный винт 3 (см. рисунок 3.5) позволяет зафиксировать вал машины трения и возвращает рычаг градуировочной скобы в горизонтальное положение. Для предотвращения случайного изменения положения системы на винт 3 установлена регулировочная барашковая гайка 4.

На втором этапе градуировки выполняется процесс нагружения и разгрузки датчика момента трения в следующей последовательности.

На рычаг скобы нагружения устанавливаются мерные грузы (см. рисунок 3.3, б), а затем они снимаются в обратной последовательности. Результат градуировки фиксируется датчиком момента трения и выводится на экран монитора в виде ступенчатого графика (рисунок 3.6).

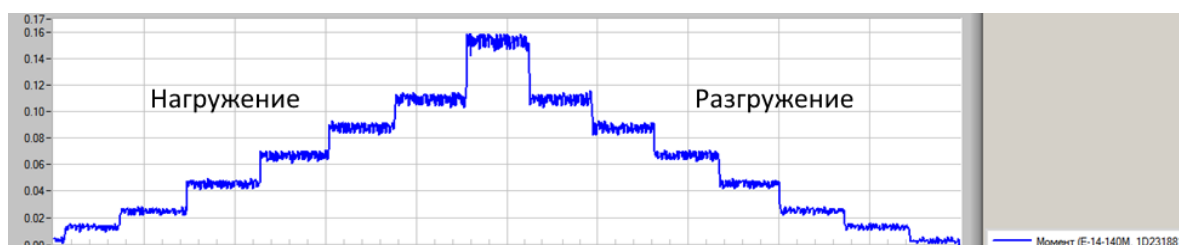


Рисунок 3.6 – Фиксированные на мониторе результаты градуировки датчика момента трения

Полученные данные позволяют построить графически зависимость момента трения M от величины сигнала (U , В) (рисунок 3.7):

$$M = 69,895U + 0,1304. \quad (3.1)$$

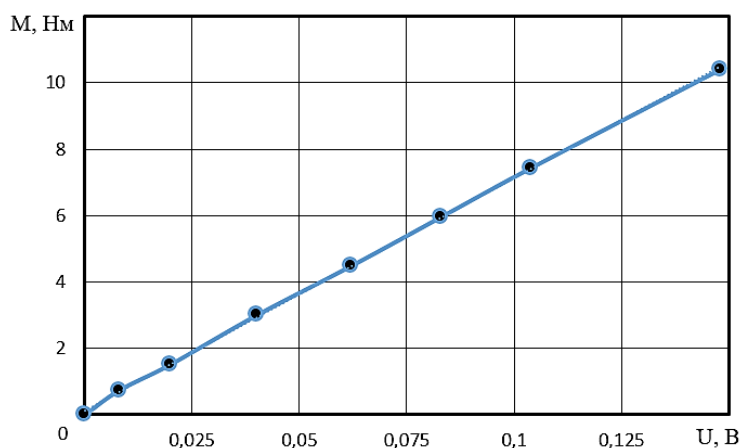


Рисунок 3.7 – График момента трения

Выражение (3.1) используется при расчете коэффициента трения по формуле:

$$f = \frac{2M}{F \cdot D}, \quad (3.2)$$

где M – показания датчика момента машины трения, Н·м;

F – нагрузка, Н;

D – диаметр ролика, м.

Одним из главных элементов режима эксплуатации трибосистемы является нагрузка, влияющая на износостойкость, генерацию тепла и обеспечение ресурса узла. На рисунке 3.8 представлен общий вид модернизированной системы нагружения с устройствами для определения дополнительных и уточненных триботехнических параметров.



Рисунок 3.8 – Модернизированная система нагружения:

- 1 – рычаг нагружения; 2 – колодкодержатель; 3 – ролик; 4 – колодка;
5 – смазочный канал; 6 – вал каретки; 7 – цепь; 8 – магнитная стойка;
9 – цифровой индикатор; 10 – система регистрации отклонения колодки от положения равновесия

Система нагружения устанавливается на вал каретки 6 машины трения, обеспечивая точное и контролируемое усилие, приложенное к испытуемым образцам. Общий вид рычага нагружения в сборе представлен на рисунке 3.9.

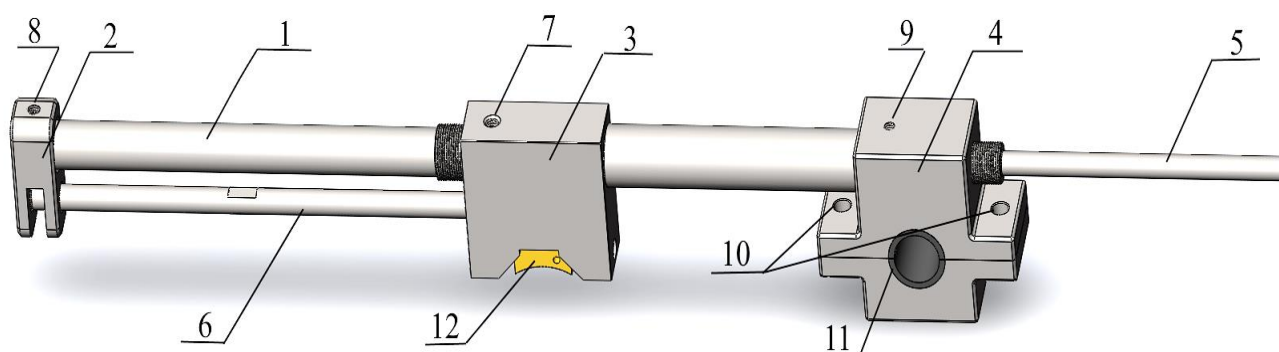


Рисунок 3.9 – Общий вид рычага нагружения:

1 – ось рычага; 2 – передний кронштейн; 3 – колодкодержатель; 4 – задний кронштейн; 5 – ось противовеса; 6 – вспомогательная ось; 7, 8, 9 – фиксирующее отверстие; 10 – прижимные отверстия; 11 – электроизолирующая втулка; 12 – колодка

На ось рычага 1 устанавливается и фиксируется колодкодержатель 3, конструкция которого разработана и запатентована [165]. Его использование позволило расширить область измерений трибопараметров в паре «ролик – колодка». Кронштейн 2 используется для нагружения, а 4 – устанавливается на вал каретки машины трения с электроизолирующей втулкой 11.

На рисунке 3.10 представлен колодкодержатель с пазом, в центре которого установлен шарик – опора колодки, обеспечивающий ее самоустановку в рабочем положении.

В правой стенке паза колодкодержателя выполнено отверстие 4 для подачи смазочного материала. С противоположной стороны (см. рисунок 3.10) выполнено отверстие для системы определения параметров трибосопряжения (угла поворота колодки γ и угла эксцентриситета β).

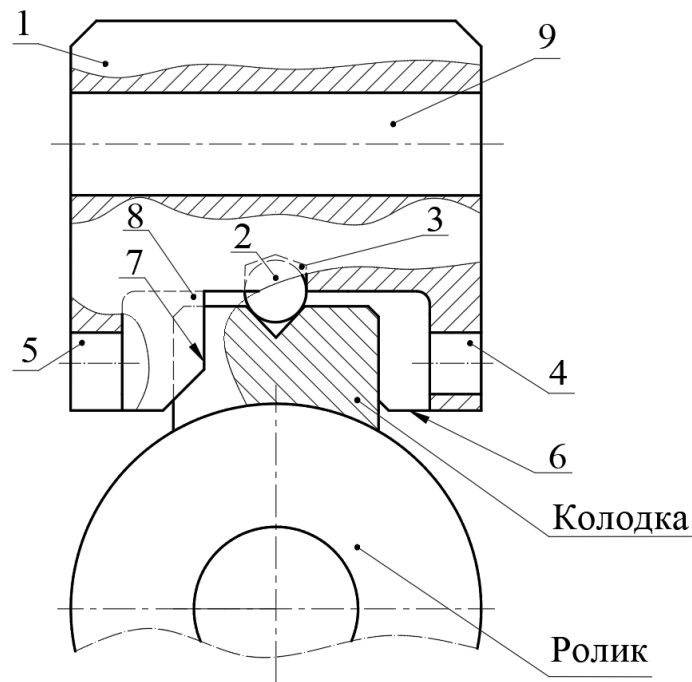


Рисунок 3.10 – Схема модернизированного колодкодержателя:

1 – корпус колодкодержателя; 2 – металлический шарик; 3 – глухое отверстие под шарик; 4 – окно для подачи смазочного материала; 5 – отверстие в пазу; 6, 7 – паз; 8 – дно паза; 9 – отверстие для установки на ось рычага нагружения

В процессе установления равновесия от действующих сил в условиях гидродинамического смазывания происходит самоустановка колодки [166] в виде поворота в пределах рабочего зазора относительно поверхности вала, т. е. возникает эксцентриситет. Разработанная система измерения гидродинамического клина позволяет установить величину угла поворота колодки γ по двум измерительным каналам [151, 152] (рисунок 3.11): лазером 1 и индикатором 4.

Лазер 1 вставляется в отверстие колодки 2. Угол поворота колодки фиксируется на экране 5 (размерный параметр L). Вторым измерительным каналом включает показания цифрового индикатора 4, установленного на колодкодержатель 3 (параметр K). Результаты измерений фиксируются в начале и конце каждого нагружения. Дублирование измерений гарантирует достоверность оценки результатов.

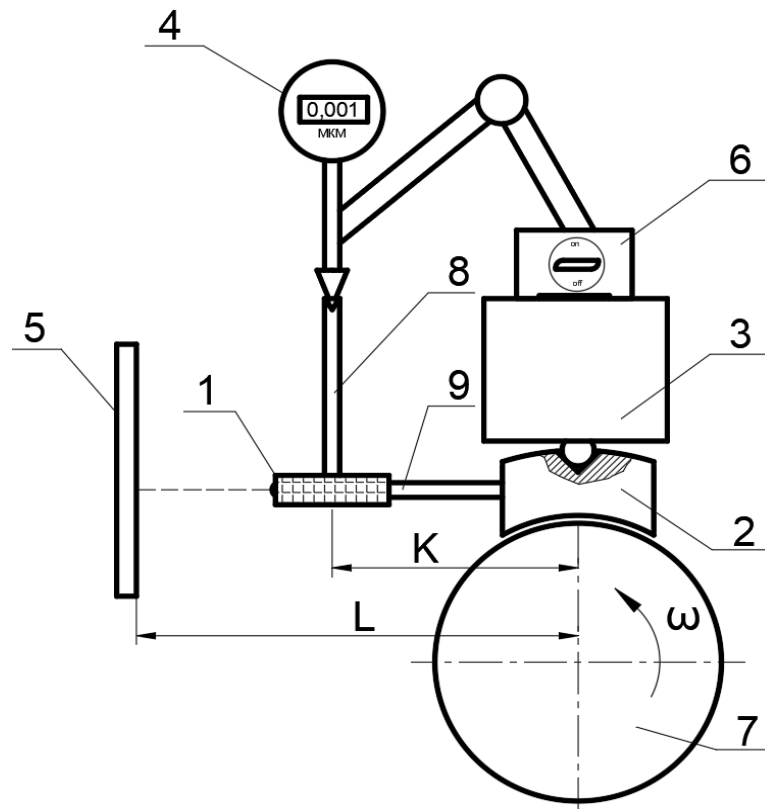


Рисунок 3.11 – Схема определения угла гидродинамического клина:

1 – лазер; 2 – колодка; 3 – колодкодержатель; 4 – цифровой индикатор; 5 – экран;
6 – магнитная стойка; 7 – ролик; 8 – измерительный наконечник;
9 – горизонтальная ось; K , L – размерные параметры.

Для установления толщины смазочного слоя используется измерительная электрическая система, подключенная к колодкодержателю и корпусу машины трения (рисунок 3.12) [167–169]. Система работает в соответствии с требованиями стандартов [123–126]. Измеряется электросопротивление трибоконтакта в цепи «ролик – масляная пленка – колодка». Разработанный измерительный прибор выполнен на базе электрического блока с цифровым генератором, измерительного преобразователя в виде емкостного моста и блока питания.

Согласно справочной литературе [170–172], смазочные материалы Тп–22С и МС-20 имеют диэлектрическую проницаемость в диапазоне 2,2–2,5, а конденсаторная бумага КОН-1 от 2,1 до 2,3 [170, 171], что оправдывает правомерность ее использования в качестве оценки измерения толщины смазочного слоя.

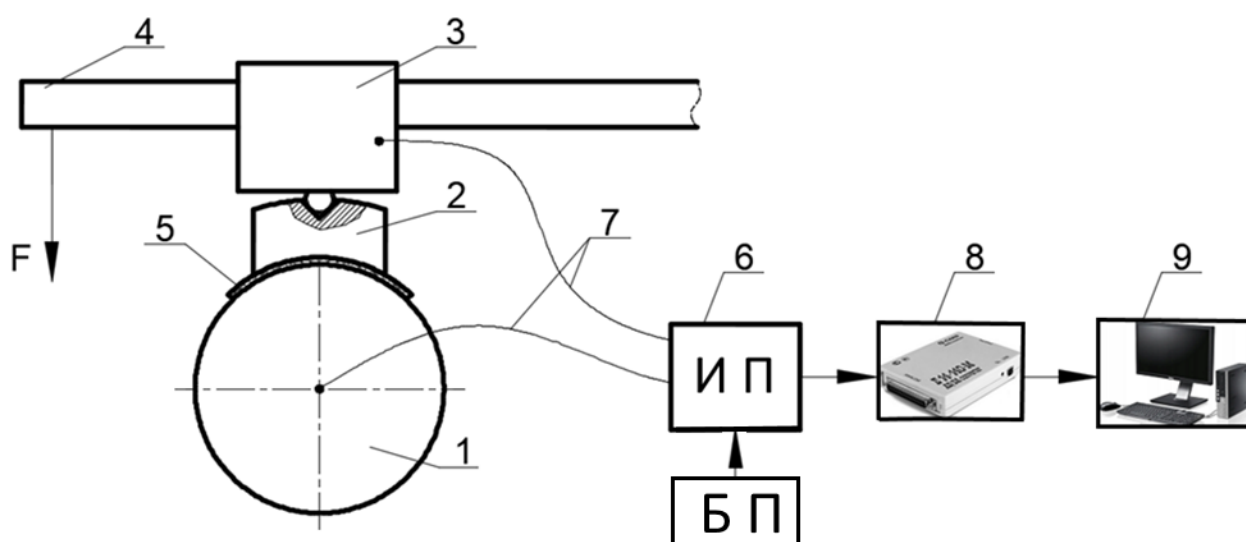


Рисунок 3.12 – Структурная схема измерения толщины смазочной пленки:
 1 – ролик; 2 – колодка; 3 – держатель; 4 – рычаг нагружения; 5 – конденсаторная бумага; 6 – ИП – измерительный преобразователь, БП – блок питания;
 7 – провода; 8 – аналоговый модуль; 9 – компьютер

Функциональная схема измерительного преобразователя представлена на рисунке 3.13.

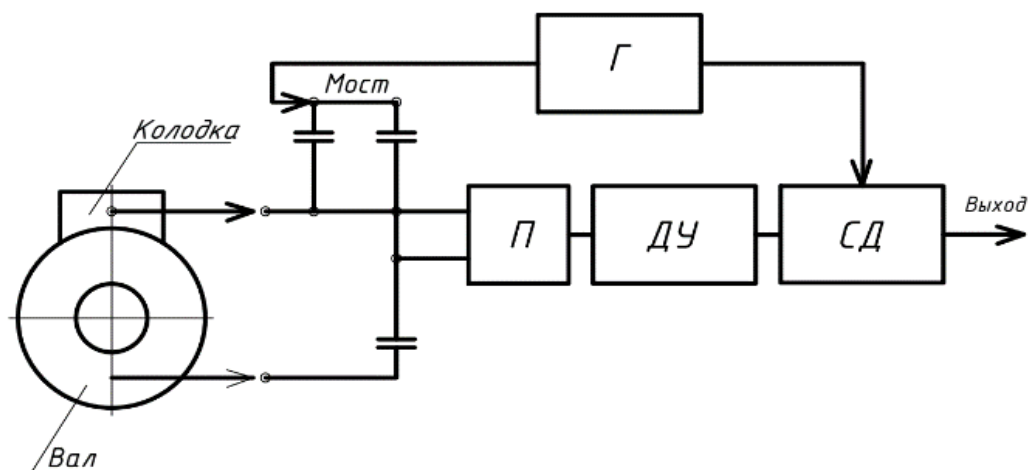


Рисунок 3.13 – Функциональная схема измерительного преобразователя:
 Г – генератор; П – повторитель; ДУ – дифференциальный усилитель;
 СД – синхронный детектор

Принцип действия преобразователя основан на измерении величины сигнала емкостного моста. Высокочастотное напряжение с генератора (Г) поступает на мостовую схему, и сигнал через повторитель (П) подается на дифференциальный

усилитель (ДУ) для усиления и фильтрации помех, а синхронный детектор (СД) преобразует переменное напряжение в постоянный выходной сигнал. Установленный аналоговый модуль 8 (АЦП E14-140M) передает оцифрованный сигнал на компьютер 9, а дополнительное программное обеспечение *LGraph* позволяет сохранять данные в различных форматах (рисунок 3.14), что значительно упрощает обработку полученных данных.

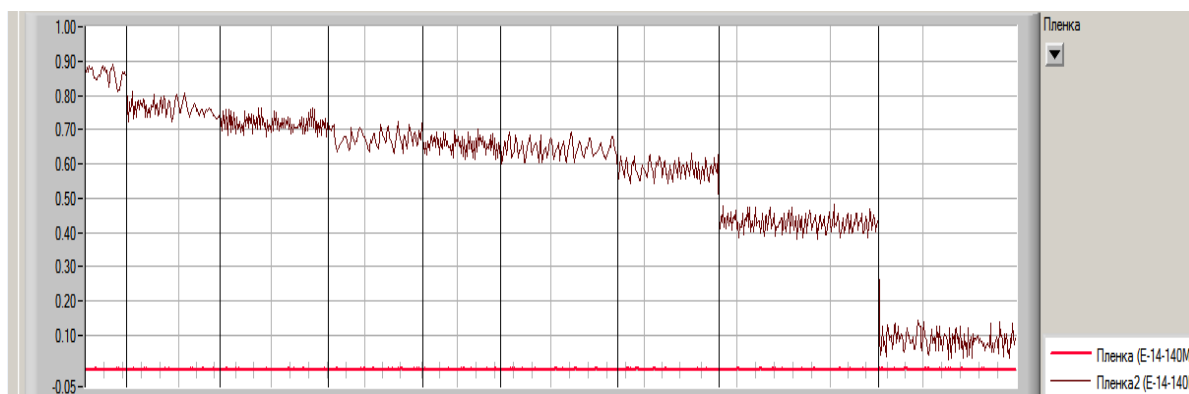


Рисунок 3.14 – Измерения толщины конденсаторной бумаги
с помощью программы *LGraph*

Градуйровка измерительного устройства осуществлялась в нагруженном контакте (см. рисунок 3.12) [130] при использовании конденсаторной бумаги 5 различной толщины ГОСТ 1908–88 [170] (см. рисунок 3.14, таблица 3.5).

Таблица 3.5 – Градуйровка измерительного устройства

Толщина конденсаторной бумаги h , мкм	Масса груза, кг				
	0,15	0,5	0,9	1,5	2,1
	Давление на конденсаторную бумагу P , МПа				
	0,017	0,057	0,103	0,173	0,242
	Показания прибора U , В				
3	0,353	0,320	0,295	0,294	0,293
4	0,491	0,423	0,326	0,325	0,324
5	0,634	0,421	0,344	0,342	0,341
18	0,689	0,571	0,509	0,507	0,506
21	0,705	0,633	0,53	0,529	0,528
32	0,711	0,705	0,601	0,600	0,599
Предельные значения	0,856	0,856	0,856	0,856	0,856

В процессе градуировки была установлена нагрузка, обеспечивающая необходимый диапазон толщины диэлектрической пленки. По результатам измерений был построен график зависимости толщины электроизолирующего материала от падения напряжения (рисунок 3.15).

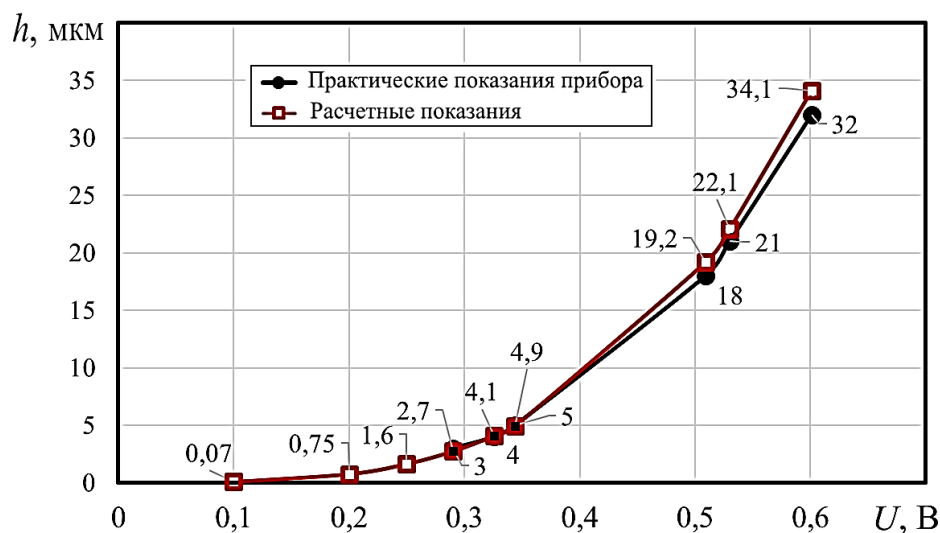


Рисунок 3.15 – Сравнение практических показаний с расчетными

На рисунке 3.15 расчетная кривая толщины пленки аппроксимирована выражением:

$$h = 198,66 \cdot U^{3,4674}, \text{ мкм.} \quad (3.3)$$

Выражение (3.3) обеспечивает среднюю погрешность в 4,11 %. Расчет погрешности теоретических результатов приведен в таблице 3.6.

Таблица 3.6 – Погрешность измерения

Практические результаты		Теоретические результаты	Погрешность	
толщина конденсаторной бумаги, мкм	показания прибора, вольт	толщина конденсаторной бумаги, мкм	%	
			реальная	средняя
3	0,295	2,88	3,9	4,1
4	0,326	4,1	1,9	
5	0,344	4,9	1,8	
18	0,509	19,2	6,1	
21	0,53	22,1	4,7	
32	0,601	34,1	6,2	

Таким образом, модернизация машины трения и разработка дополнительного приборного оборудования значительно расширили возможности применяемого исследовательского комплекса, упростили проведение трибологических исследований, повысили точность получения результатов при значительном сокращении времени и позволили полностью выполнить поставленную в работе цель исследований.

3.3 Параметры смазочных материалов и экспериментальных образцов

В качестве расходного материала применялись стандартные минеральные масла, характеристики и наименования которых представлены в таблице 3.7.

Таблица 3.7 – Параметры жидких смазочных материалов

Наименование масла	Марка	ГОСТ, ТУ	Температура, °С		Плотность, кг/м ³
			застывания	вспышки	
Турбинное	Тп-22С	38.101821-2013	–5	186	900
Авиационное	МС-20	21743-76	–18	265	897

Смазочные материалы с данными характеристиками имеют широкое применение в различном оборудовании при самых разных условиях эксплуатации.

Для получения результатов в теоретических расчетах учитывалась зависимость вязкости применяемых жидких смазочных материалов от температуры (таблицы 3.8 и 3.9), по значениям которой строили зависимости:

– масло Тп-22С:

$$\frac{1,397794520}{T} + \frac{249,1821425}{T^3} - 0,01102795209, \text{ Па}\cdot\text{с}; \quad (3.4)$$

– масло МС-20:

$$-\frac{2,574411801}{T} + \frac{499,8224187}{T^3} - 0,005467376514, \text{ Па}\cdot\text{с}. \quad (3.5)$$

Таблица 3.8 – Характеристика жидкого смазочного материала Тп-22С

$T, ^\circ\text{C}$	20	30	40	50	60	70	80	90	100
сСт	100	50	30	22	15	10	8	6	3
Плотность, кг/м ³	900								

Таблица 3.9 – Характеристика жидкого смазочного материала МС-20

$T, ^\circ\text{C}$	20	30	40	50	60	70	80	90	100
сСт	1244	510	290	151,3	84	40	28	19,3	13
Плотность, кг/м ³	897								

Для проведения трибологических испытаний были изготовлены образцы в виде частичных вкладышей (рисунок 3.16) с различными диаметральными размерами, схема которых представлена на рисунке 3.17, и роликов (рисунок 3.18).

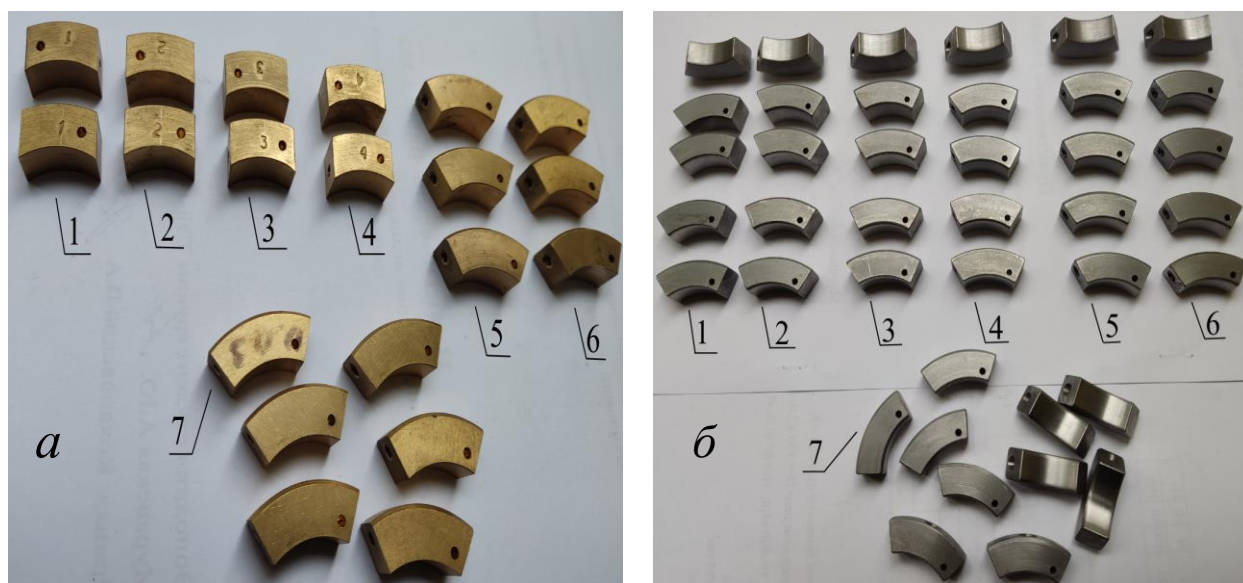


Рисунок 3.16 – Частичные вкладыши (колодки):

а – материал БрАЖ 9-4; *б* – материал Сталь 45;

1–7 – размерность согласно таблице 3.10

Основные размеры колодки представлены на рисунке 3.17. Материал изготовления – бронза БрАЖ 9-4 ГОСТ 18175–78, Сталь 45 ГОСТ 1050–2013 с шероховатостью контактной поверхности 0,32-0,63 Ra, что соответствует 7–8-му классу по ГОСТ 2789–73.

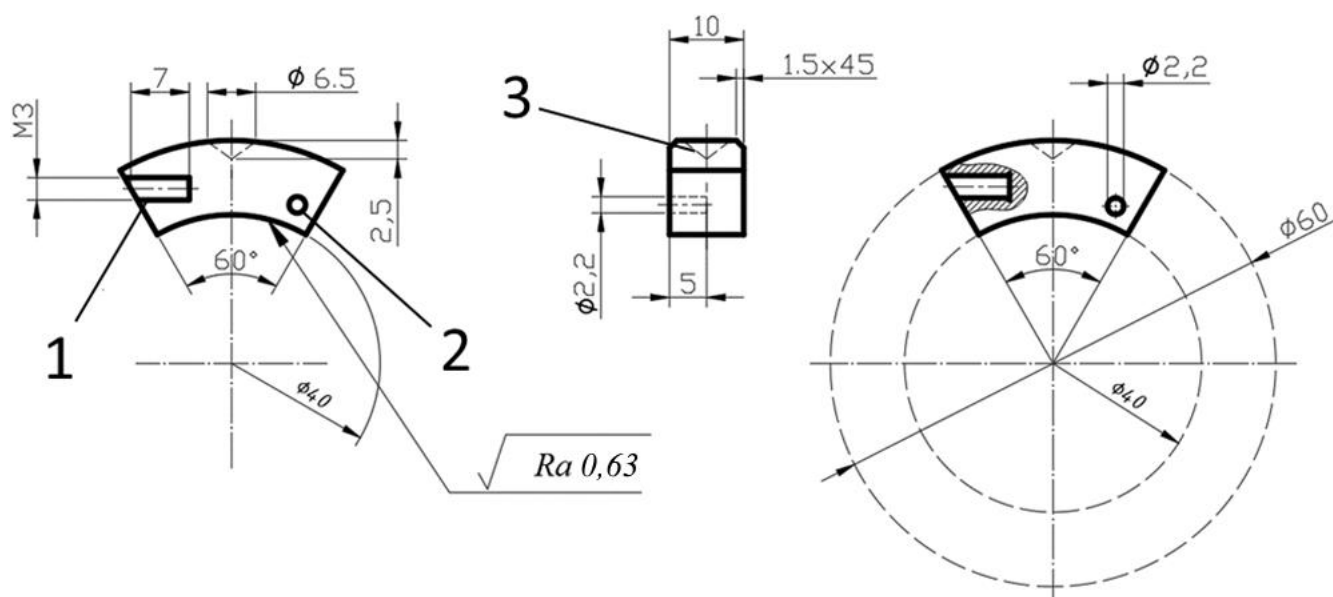


Рисунок 3.17 – Схема частичного вкладыша – колодки:

- 1 – отверстие для установки горизонтальной оси; 2 – отверстие для термопары;
3 – конусное углубление для центрирования колодки.

Такая схема колодки в установке её держателя позволяет использовать стабильное направление вектора нагрузки и исследовать влияние угловых параметров при образовании масляного клина в режиме гидродинамического смазывания от нагрузочно-скоростных параметров.

Рекомендуемая величина рабочего зазора варьируется в справочной литературе очень широко. В частности, при выборе исследуемого диапазона от 0,015 до 0,250 мм выбор необходимого значения становится наиважнейшим параметром, определяющим стабильность работы узла трения. Такой разброс может быть объяснен разной скоростью скольжения и различной вязкостью смазочного материала. Однако увеличение исходного зазора сокращает длину контакта и может привести, в теоретическом пределе, к переходу от одного вида смазывания к другому в связи с уменьшением площади контакта, ростом напряжений и деформаций.

По таблице 3.10 изготавливали вкладыши (колодки) с диаметральной размер $\varnothing 40$ мм, который входит в класс точности допусков и посадок H7/f7, H8/e8, и с увеличенным допустимым зазором до 250 мкм [30].

Таблица 3.10 – Точность внутренней поверхности вкладыша

№ образца	Контактная поверхность	Материал		Допуск, мкм
1	Ø40, мм	БрАЖ 9 - 4	Сталь 45	0
2				+40
3				+80
4				+100
5				+120
6				+160
7				+250

В трибологических экспериментах для получения основных параметров использовали образец колодки из материала БрАЖ 9-4, контрольный (сравнительный) образец – Сталь 45.

В паре с колодкой на вал машины трения устанавливается сменный образец в виде ролика (см. рисунок 3.18).



Рисунок 3.18 – Ролики

Ролики изготовлены из более твердого материала марки Сталь 45 ГОСТ 1050–2013 с шероховатостью контактной поверхности 0,3-0,63 *Ra* и термообработкой до *HRC* 40–45. Размеры роликов представлены на рисунке 3.19.

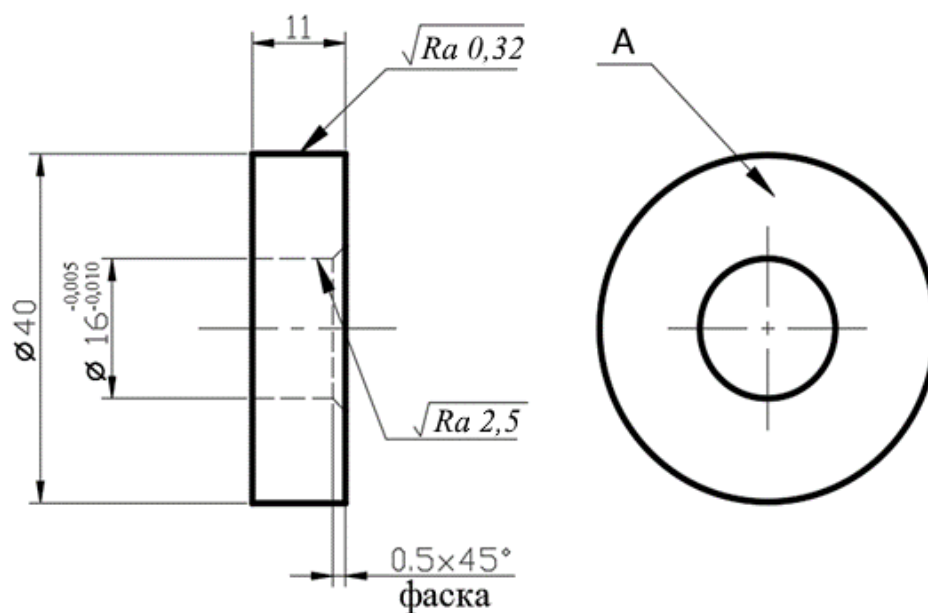


Рисунок 3.19 Схема ролика:

А – объемная закалка с твердостью HRC 40–45

Для уменьшения биения системы допуск внутреннего диаметрального размера ролика – $\varnothing 16$ мм, обеспечивает установку на вал машины трения с натягом. Фаска $0,5 \times 45$ облегчает сборку и центрирование ролика относительно вала машины трения.

3.4 Планирование эксперимента и статистическая обработка результатов

Экспериментальные исследования проводились на машине трения ИИ-5018 типа «Амслер» на сегментных образцах – колодках с круговым и эллиптическим профилем в строгом соответствии с поставленными в работе задачами.

Эксперименты выполнялись по полнофакторным двухуровневым планам ПФЭ 2^3 . Используемые в работе входные параметры для экспериментальных планов ПФЭ 2^3 приведены в таблице 3.11.

Таблица 3.11 – Исходные данные экспериментального плана 2^3

№ п/п	Переменные факторы		Уровень факторов			Интервал варьирования
	наименование	размерность	нижний	верхний	нулевой	
1	Зазор	мм	0,040	0,160	0,100	0,04–0,16
2	Скорость	м/с	0,5	2,0	1,25	0,5–2,0
3	Нагрузка О–О	МПа	1,175	4,31	2,74	1,175–4,31
4	Нагрузка О–Э		1,175	5,87	3,52	1,175–5,87

Выбранный для целей настоящего исследования экспериментальный план выполняется с применением двух ЖСМ марок Тп–22С и МС–20. В результате получен комплекс регрессионных моделей со следующими результатами: выходом на гидродинамический режим, температурой в зоне контакта, несущей способностью подшипника, коэффициентом трения, минимальной толщиной смазочного слоя, углом поворота колодки. Получены степенные регрессионные модели в виде произведения выражений переменных факторов с различными показателями.

Выбор такого подхода полнофакторного двухуровневого экспериментального плана удовлетворяет практически всем критериям оптимальности. Они ортогональны, ротатабельны и оптимальны [173].

Экспериментальные исследования выполняются для диапазона режимов, обеспечивающего гидродинамические условия трения со смазочными материалами с различной вязкостью.

Статистическая обработка результатов многофакторных исследований включает следующие основные этапы:

- определение коэффициентов регрессионной модели;
- оценку значимости коэффициентов;
- оценку адекватности модели.

Значимость статистик оценивалась критериями Кохрена, Стьюдента, Фишера, выбранными с достоверностью 95 % [173]. Построение графиков экспериментальных исследований осуществлялось методом двумерных сечений. Конструкторский и эксплуатационный блок выполнялись при трех переменных, и полученные результаты обрабатывались методом наименьших квадратов [174, 175].

Учитывая вышесказанное, применение предложенной методики расширяет возможности границ исследований и обеспечивает получение практически значимых результатов в решении поставленных задач.

4 РЕЗУЛЬТАТЫ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ И ИХ АНАЛИЗ

Экспериментальные исследования являются неотъемлемым звеном, подтверждающим эффективность теоретических разработок и расширяющих понимание физических явлений, связанных с процессом трения. Они позволяют проверить корректность математических моделей и выявить новые закономерности, а также оценить влияние различных факторов (нагрузки, скорости, геометрических параметров, материалов и т. д.) на эксплуатационные характеристики подшипников.

4.1 Практические результаты функционирования модернизированного оборудования

Анализ современных условий эксплуатации механизмов показывает стремление проектировать более компактные системы, имеющие при этом увеличенные скоростные и силовые параметры, которые не приводят трибосистему к экстремальным условиям эксплуатации.

Одной из главных задач проведения экспериментальных исследований является обоснованный выбор оборудования. Таким оборудованием является машина трения типа «Амслер» модели ИИ–5018, которая позволяет изучать процессы эксплуатации трибосистем, приближенные к условиям реальной работы [176]. Однако экспериментальные исследования возможностей машины показали, что для решения поставленных в работе задач, требующих близкого соответствия экспериментов реальному трибосопряжению, необходима ее модернизация [177–182]. Для решения этой задачи был спроектирован и изготовлен колодкодержатель с «плавающим» контактным образцом втулки типа «колодка» [143, 165, 166]. Анализ и использование данной конструкции позволили приблизить трибологические исследования к реальному взаимодействию узлового контакта.

Во время эксплуатации колодка принимает необходимое положение, образуя устойчивый гидродинамический клин без длительной приработки. Она свободно перемещается, что характерно для реальных узлов трения в пределах зазора. Это снижает влияние на результаты нагрузочно-скоростных исследований перекосов и неточностей монтажа, а также позволяет получить искомые результаты изменения угла поворота опорной поверхности γ , учитывая варьирование переменных факторов. Применяя γ в гидродинамических расчетах, можно анализировать распределение давления в контактной зоне.

Следует отметить, что одним из преимуществ использования самоустановки колодки является возможность исследования тонких смазочных пленок, образующихся на трущихся поверхностях, а также влияния присадочного материала на работу трибоконтакта, нанопокровов и многослойных покрытий, которые широко применяются в последнее время.

На рисунке 4.1 приведен вид контактных поверхностей образцов при работе в широком диапазоне нагрузочно-скоростных режимов после применения серийно выпускаемого колодкодержателя или модернизированного.

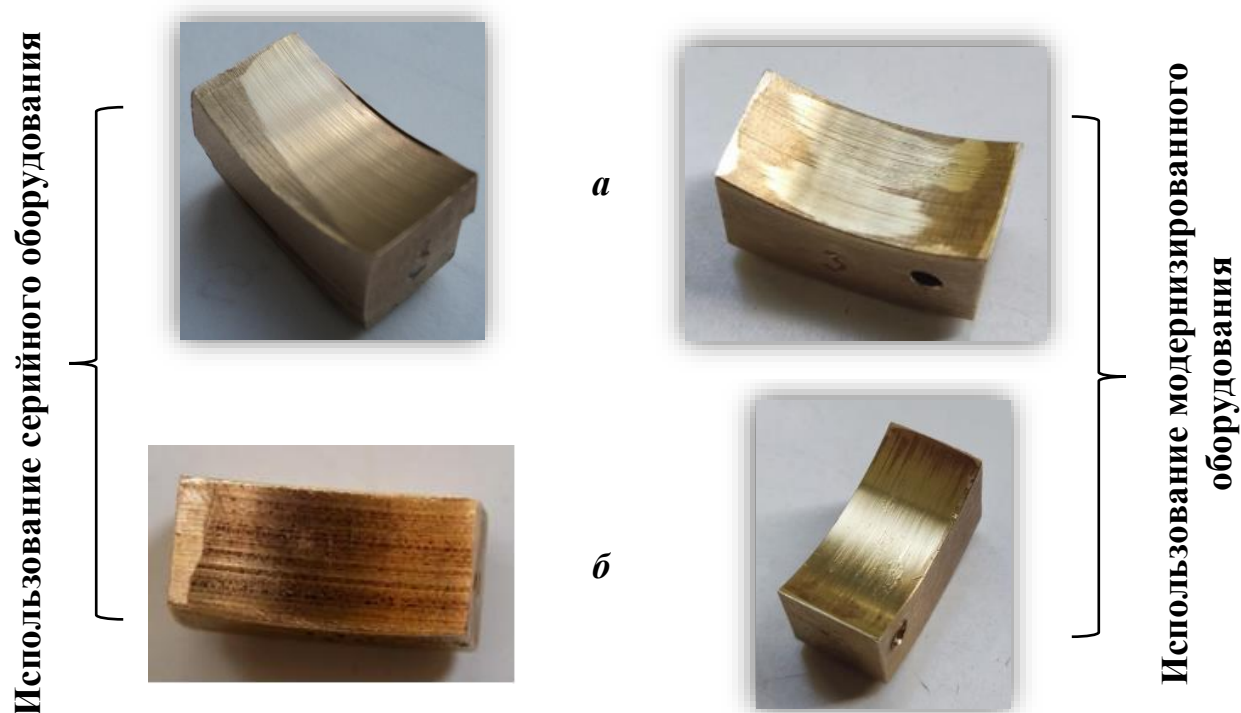


Рисунок 4.1 – Рабочая поверхности контакта образца:

а – после работы в течение 2 часов; *б* – после работы свыше 3,5 часа

Анализ рабочих поверхностей трибоконтакта после длительной работы и проведения параллельных экспериментов позволяет сделать следующие выводы:

1 Применение модернизированного колодкодержателя для «плавающей» колодки, в отличие от серийного жестко закрепленного образца, приводит к самоустановке колодки, обеспечивающей равновесное положение рабочей поверхности под нагрузкой и равномерное распределение приработочного износа по поверхности.

2 Продемонстрированы преимущества использования «самоустановки» колодки в модернизированном колодкодержателе в сравнении со серийно выпускаемым креплением (рисунок 4.1). Получить подобное при переходе от приработки к стационарному гидродинамическому режиму можно только в результате модернизации колодкодержателя. Базовое жесткое закрепление колодки таких результатов не дает.

Разработанная конструкция колодкодержателя позволяет получить величину коэффициента трения, приближенную к реальным условиям эксплуатации. При заводском серийно выпускаемом креплении на машине трения поверхность колодки с увеличением нагрузки подвергается длительной приработке и повышенным моментам трения (коэффициентам трения) (рисунок 4.2).

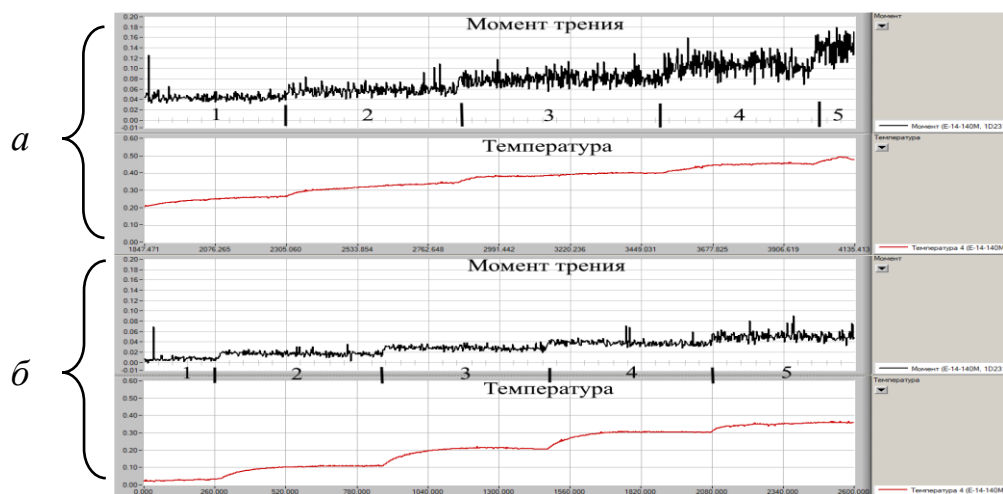


Рисунок 4.2 – Момент трения и температура полученные на серийно выпускаемом оборудовании (а) и модернизированном (б):

1 – начало динамики; 2–5 – этапы работы

Сравнительный анализ результатов экспериментальных исследований, полученных при установке колодки на серийном и разработанном колодкодержателе, проведен на идентичных нагрузочно-скоростных режимах. На первом этапе начинается вращение вала, а на следующих этапах (2–5) ступенчато увеличивается нагрузка. В результате измерялись и фиксировались момент трения и температура. Рисунок 4.2 наглядно иллюстрирует преимущества новой конструкции. Кроме того, модернизированное оборудование с «плавающей» колодкой показало высокую воспроизводимость результатов в параллельных опытах и более четкую кривую момента трения (рисунок 4.2, б). Температура поднимается при каждом ступенчатом нагружении и стабилизируется.

Использование штатного оборудования приводит к постоянному росту температурных показаний и завышенным значениям момента трения с резкими скачками, что характерно для смешанного полужидкостного режима трения с износом поверхности.

Использование модернизированного оборудования позволило выполнить экспериментальное сравнение эффективности рассмотренных опорных профилей подшипниковых втулок (на отдельных этапах нагружения разница момента трения составляет более чем 2 раза при обеспечении стабильного температурного режима с выраженными зонами стабилизации, в среднем значении на всех этапах ступенчатого нагружения разница составляет от 43 до 75 %), а также расширить диапазон функциональных возможностей измерительного комплекса для установления величины дополнительного параметра (угла поворота опорного элемента γ).

4.2 Исследование влияния геометрии опорного профиля подшипников

Экспериментальное сравнение рабочих поверхностей рассмотренных подшипниковых втулок выполняется для двух типов контура их опорного профиля, сформированных по окружности и эллипсу. Последнее выполнялось с учетом малой $r + \Delta/2$ и большой оси $r + 1,5\Delta/2$ при максимальных значениях зазора по 7-му и 8-му

квалитетам точности. Такой класс точности является массовым в машиностроении и используется для деталей двигателя внутреннего сгорания, станков, авиа- и автотранспорта.

В качестве критерия оценки эффективности конструкции опорных профилей втулок подшипников принимаем время выхода трибосистемы на стационарный гидродинамический режим t_p (рисунок 4.3). При этом считаем, что ведущую роль в этом процессе играет угол входа смазочного материала в гидродинамический клин, определяемый величинами зазора и эксцентриситета.

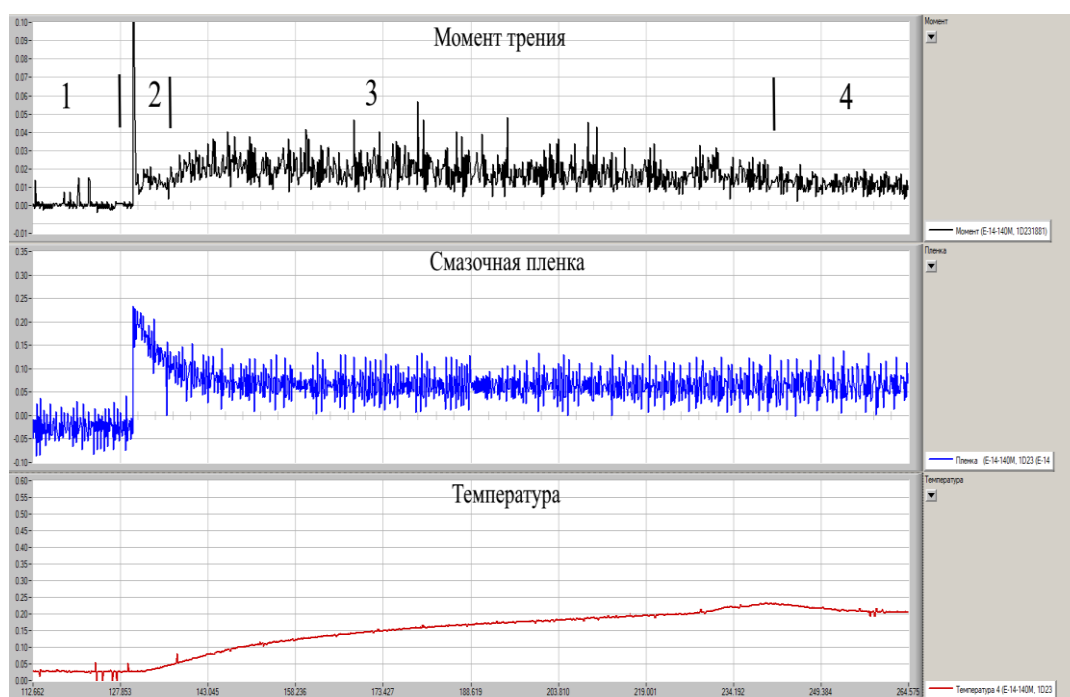


Рисунок 4.3 – Время выхода трибосистемы на стационарный гидродинамический режим

На рисунке 4.3 показан процесс работы трибологической системы, где на участке 1 продемонстрировано статическое состояние, 2 – начало динамики с последующим нагружением системы, 3 – процесс работы под нагрузкой. На участке 4 момент трения стабилизируется и выходит на стационарный режим. Время выхода на стационарный режим работы t_p обусловлено уменьшением момента трения, незначительным увеличением толщины слоя жидкого смазочного материала в зоне контакта и стабилизацией температуры. Система перестает изменяться во времени и достигает устойчивого состояния.

В результате статистической обработки результатов экспериментальных исследований получены регрессионные адекватные модели зависимости величины времени выхода подшипников на стационарный режим t_p (с) от формы контактной поверхности в принятом диапазоне переменных факторов (скорость скольжения – V , м/с, контактное давление – P , МПа, диаметральный зазор – Δ , мм). В качестве смазочного материала использовали турбинное масло марки Тп-22С.

Модели для кругового опорного контура О–О имеют следующий вид:

$$t_p = 177,54877 \cdot V^{-0,2236} \cdot \Delta^{-0,2795} \cdot P^{0,3555}, \text{ с}; \quad (4.1)$$

для эллиптического опорного профиля О–Э

$$t_p = 56,7464 \cdot V^{-0,2414} \cdot \Delta^{-0,7449} \cdot P^{0,3673}, \text{ с}. \quad (4.2)$$

Количественный анализ сравнительного влияния формы опорной контактной поверхности с круговым О–О и эллиптическим О–Э опорным профилем представлен в таблице 4.1.

Таблица 4.1 – Зависимость времени выхода на стационарный режим от переменных факторов

Контактная поверхность О–О						ЖСМ
Диапазон варьирования переменных факторов			Вклад в результат %			
V, м/с	Δ, мм	P, МПа	V, м/с	Δ, мм	P, МПа	Тп-22С
0,5–2	0,075–0,128	1,18–5,87	–26,04	–32,55	41,4	
Погрешность 0,25–3,21 %						
Контактная поверхность О–Э						
Диапазон варьирования переменных факторов			Вклад в результат %			
V, м/с	Δ, мм	P, МПа	V, м/с	Δ, мм	P, МПа	
0,5–2	0,075–0,128	1,18–5,87	–17,83	–55,03	27,14	
Погрешность 0,09–1,47 %						

Знак минус в таблице 4.1 и в дальнейших расчетах показывает, что выходной параметр уменьшается с ростом переменного фактора.

Полученные экспериментальные результаты доказывают, что влияние скорости и диаметального зазора, во всем диапазоне их варьирования, обеспечивает снижение времени выхода на стационарный режим, а нагрузочный параметр, наоборот, увеличивает его. Использование эллиптического профиля опорной поверхности О–Э в сравнении с круговым О–О существенно меняет картину. Для кругового профиля (О–О) наибольшее влияние на выходной параметр оказывает нагрузка, для эллиптического (О–Э) – зазор. В первом случае влияние нагрузки превышает влияние скорости в среднем в 1,59, а зазора – в 1,27 раза. Во втором – влияние диаметального зазора влияет интенсивнее скорости в 3,09 раза, а нагрузки – в 2,03 раза.

Результаты сравнительного анализа полученных экспериментальных данных (см. таблицу 4,1) представлены в виде совместных графиков регрессионных моделей на рисунке 4.4. Графики выполнены методом двумерных сечений [173]. С учетом нагрузки F рассчитано давление в трибоконтакте P , МПа.

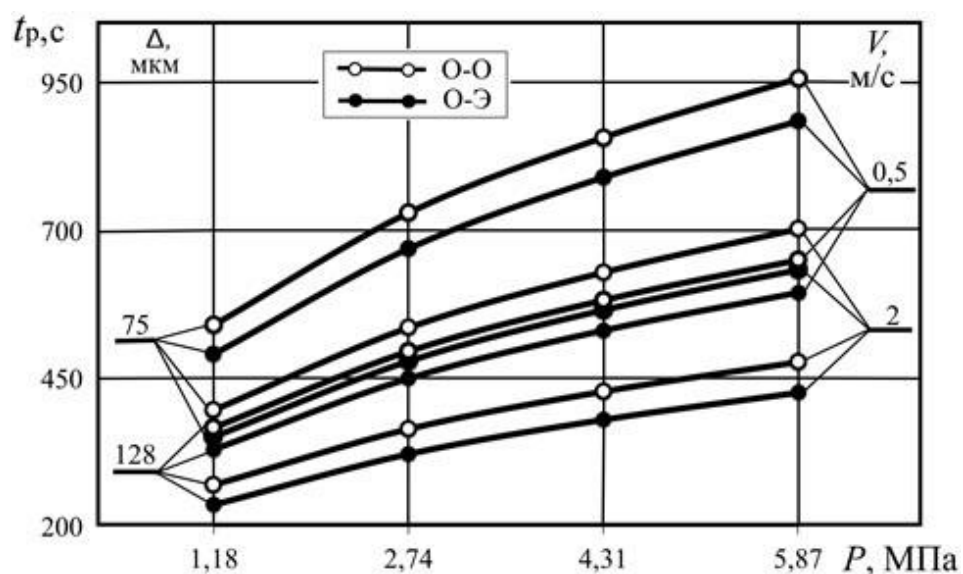


Рисунок 4.4 – Влияние параметров опорного профиля и Тп-22С на время выхода трибосистемы на гидродинамический режим

Анализ влияния опорного профиля с учетом его варьирования на время выхода трибосистемы на стационарный гидродинамический режим позволяет получить близкие значения этого параметра для двух исследованных поверхностей в определенном диапазоне переменных факторов. Круговой опорный профиль

— для О–О

$$t_p = 56,55603 \cdot V^{-0,2115} \cdot \Delta^{-0,7353} \cdot P^{0,3637}, \text{ c}; \quad (4.3)$$

– для О–Э

$$t_p = 49,79267 \cdot V^{-0,2264} \cdot \Delta^{-0,7197} \cdot P^{0,3576}, \text{ c.} \quad (4.4)$$

С учетом смазочного материала МС–20 количественный анализ влияния контактной поверхности с круговым опорным профилем О–О и эллиптическим опорным профилем О–Э представлен в таблице 4.2.

Таблица 4.2 – Влияние переменных факторов на время выхода стационарного режима

Контактная поверхность О–О						ЖСМ
Диапазон варьирования переменных факторов			Вклад в результат %			
V, м/с	Δ, мм	P, МПа	V, м/с	Δ, мм	P, МПа	
0,5–2	0,075–0,128	1,18–5,87	–16,14	–56,11	27,75	МС–20
Погрешность 0,19–4,36 %						
Контактная поверхность О–Э						
Диапазон варьирования переменных факторов			Вклад в результат %			
V, м/с	Δ, мм	P, МПа	V, м/с	Δ, мм	P, МПа	
0,5–2	0,075–0,128	1,18–5,87	–17,37	–55,2	27,43	
Погрешность 0,45–2,44 %						

Анализ табличных данных с круговой опорной поверхностью О–О при более вязком смазочном материале МС–20 показал, что наибольшее влияние на выходной параметр оказывает диаметральный зазор, который в 3,48 раза превышает влияние скорости и в 2,02 раза – влияние нагрузки.

Данные о подшипниках с эллиптической опорной поверхностью О–Э позволили установить практически идентичный вклад в варьирование переменных факторов по сравнению с опорной поверхностью О–О. Наибольшее влияние на выходной параметр оказывает диаметральный зазор – в 3,18 раза больше влияния скорости и в 2,01 раза больше влияния нагрузки.

Графическая интерпретация моделей, демонстрирующая взаимодействие всех переменных факторов при использовании смазочного материала МС-20, представлена на рисунке 4.5.

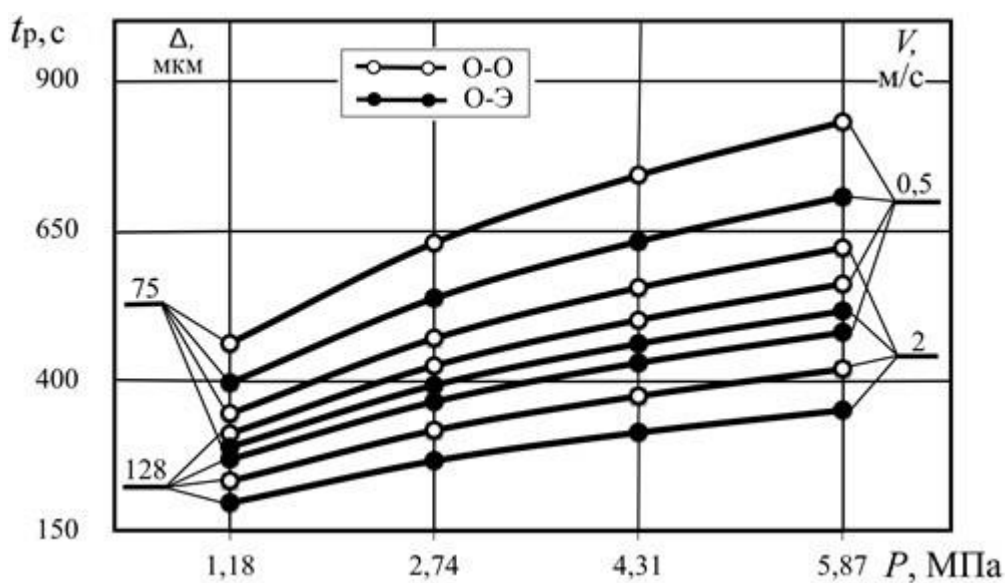


Рисунок 4.5 – Влияние параметров опорного профиля и МС-20 на время выхода трибосистемы на гидродинамический режим

Анализ моделей и их графиков показывает, что наибольший вклад в величину параметра t_p в исследованных пределах 7-го и 8-го квалитетов точности, вносит зазор трибоконтакта Δ . Величина этого зазора определяет угол входа жидкого смазочного материала ϕ в гидродинамический клин, от которого зависит время выхода трибосистемы на стационарный режим. Основные размерные

характеристики угла входа ϕ в сопряжении представлены во второй главе (см. таблицу 2.2).

В исследованном диапазоне варьирования переменных факторов, влияющих на величину параметра t_p , в сравнении с опорной поверхностью О–Э (Тп-22С) и О–О (МС-20) использование более вязкого смазочного материал в 1,13 раза более значимо, чем влияние диаметрального зазора, и практически идентично влиянию нагрузки.

Полученные выше графические зависимости и регрессионные модели дают количественную оценку времени выхода на гидродинамический режим и позволяют оценить степень влияния каждого фактора. В таблице 4.3 приведены сравнительные данные о процентном вкладе в результат каждого из переменных факторов, что позволяет выявить их влияние при различных типах опорных поверхностей и смазочных материалов разной вязкости.

Таблица 4.3 – Влияние ЖСМ

Параметры	Тип опорной поверхности					
	О–О		О–Э		О–О	О–Э
	Масло				Разница	
	Тп-22С	МС-20	Тп-22С	МС-20		
	Вклад в результат %					
V	–26,04	–16,14	–17,83	–17,37	0,620	0,974
Δ	–32,55	–56,11	–55,03	–55,2	1,724	1,003
P	41,4	27,75	27,14	27,43	0,670	1,011

Анализ вклада геометрического параметра Δ показывает, что при использовании маловязкого масла (Тп-22С) в конфигурации опорной поверхности О–О его влияние на результат имеет определяющее значение (1,7 раза). В то же время для эллиптического профиля О–Э структура модели практически не изменяется от вязкостных параметров смазочного материала, показывая близкие значения вклада для всех параметров (V , Δ , P) в исследованном диапазоне.

Таким образом, величина зазора является ключевым фактором в работе трибосистемы на базе маловязких смазочных материалов. Следует отметить также, что при высокой вязкости ЖСМ (МС-20) влияние типа опорной поверхности

незначительно, стабилизируется на уровне (55–56 %), компенсируя конструктивные различия между О–О и О–Э.

Однако зазор сохраняет свою значимость как фактор, влияющий на абсолютные значения времени выхода на режим за счет изменения эффективной площади контактирования.

4.3 Экспериментальное исследование несущей способности смазочного слоя

Одним из ключевых этапов при проектировании и эксплуатации узлов трения является несущая способность подшипника, позволяющая выдерживать максимальные нагрузочно-скоростные режимы. На рисунке 4.6 представлен этап проведения подобных исследований, заключающийся в определении несущей способности смазочной пленки.

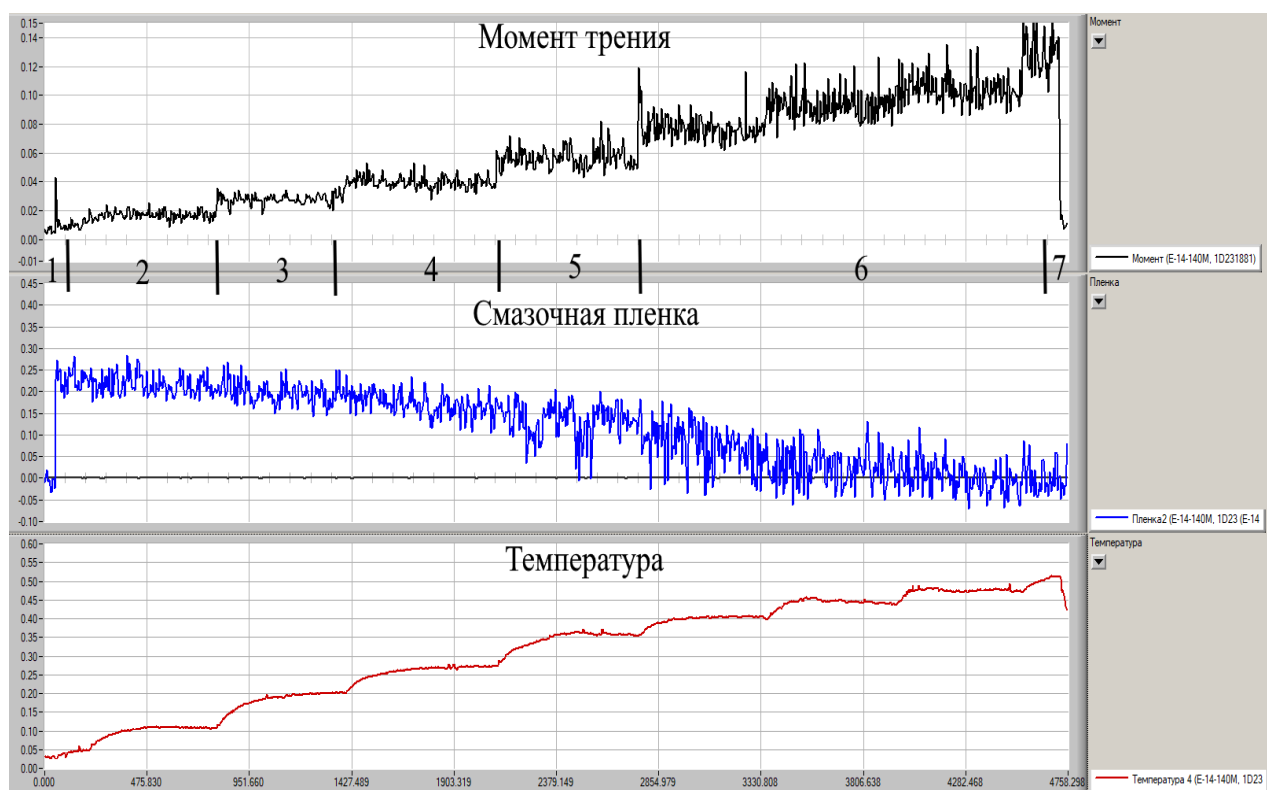


Рисунок 4.6 – Несущая способность смазочной пленки:
1–7 – этапы работы

При экспериментальном определении несущей способности на 1-м этапе осуществлялся переход от статического состояния системы к динамическому в

результате вращения вала. Это вызывает скачок на записи момента трения и увеличение толщины слоя жидкого смазочного материала, который подается в зону контакта. На этапах 2–5 происходит ступенчатое нагружение до увеличения коэффициента трения (момента), соответствующего выходу из режима гидродинамического трения $f \geq 0,05$. На 5-м этапе наблюдаются пиковые скачки смазочной пленки в сторону уменьшения её толщины, этот этап является окончательным. На 6-м этапе, с увеличением нагрузки, наступает режим смешанного трения. Толщина пленки становится минимальной, а пиковые скачки момента трения доказывают периодическое наличие металлических контактов.

В ходе проведенных экспериментальных исследований было установлено влияние формы опорной поверхности и диапазона нагрузочно-скоростных режимов на несущую способность смазочного материала. Результаты представлены в таблице 4.4. Дополнительные параметры в виде температуры, толщины смазочного слоя и угла поворота колодки в пределах несущей способности приведены в таблицах 4.5, 4.6, 4.7.

Таблица 4.4 – Коэффициенты трения

V, м/с	ЖСМ	Δ , мм	Несущая способность P, МПа					
			1,18	2,22	3,27	4,31	5,88	7,05
			f					
0,5	ТП-22С	0,04	0,0124	0,0234	0,0344	0,0454		
		0,08	0,0069	0,0131	0,0193	0,0255	0,039	
		0,12	0,0093	0,0176	0,0261	0,0336		
		0,16	0,0101	0,0191	0,0282	0,0374		
	МС-20	0,04	0,0103	0,0194	0,0286	0,0385		
		0,08	0,0058	0,0111	0,0165	0,0218	0,0283	0,041
		0,12	0,0071	0,0138	0,0203	0,0221	0,0379	
		0,16	0,0083	0,0153	0,0225	0,0323	0,0418	
2	ТП-22С	0,04	0,0108	0,0205	0,0302	0,0399		
		0,08	0,0061	0,0114	0,0169	0,0224		
		0,16	0,0086	0,0155	0,0233	0,0321		
	МС-20	0,04	0,0071	0,0163	0,0245	0,0298		
		0,08	0,0041	0,0099	0,0147	0,0173		
		0,16	0,0058	0,0123	0,0177	0,0245		

Таблица 4.5 – Температура в зоне контакта

V, м/с	ЖСМ	Δ , мм	Несущая способность P , МПа					
			1,18	2,22	3,27	4,31	5,88	7,05
			T , °C					
0,5	Тп-22С	0,04	27	47,1	66,1	84,3		
		0,08	22,4	39,2	55	70,1	89	
		0,12	24,3	42,3	58,4	73,7		
		0,16	25,1	43,6	60,5	76,4		
	МС-20	0,04	23,4	41	57,5	73,3		
		0,08	20	34,9	49	62,6	78	103
		0,12	21	36,6	51,3	65,9	94,3	
		0,16	21,9	38	53,2	68,2	97,1	
2	Тп-22С	0,04	34,1	59,6	83,6	106,6		
		0,08	28,3	49,5	69,5	88,7		
		0,16	31,4	54,2	76,8	97,3		
	МС-20	0,04	30,1	52,6	73,8	94,2		
		0,08	25,7	44,9	63	80,4		
		0,16	26,3	46,1	67,2	84,3		

Таблица 4.6 – Минимальная толщина смазочного слоя

V, м/с	ЖСМ	Δ , мм	Несущая способность P , МПа					
			1,18	2,22	3,27	4,31	5,88	7,05
			h , мкм					
0,5	Тп-22С	0,04	2,94	1,66	1,19	1,01		
		0,08	4,74	2,68	1,92	1,63	1,03	
		0,12	3,98	2,25	1,61	1,37		
		0,16	2,86	1,62	1,16	0,98		
	МС-20	0,04	3,36	1,93	1,39	1,19		
		0,08	6,11	3,51	2,53	2,16	1,44	0,58
		0,12	5,75	3,30	2,38	2,03	0,90	
		0,16	4,59	2,63	1,90	1,62	0,70	
2	Тп-22С	0,04	3,26	1,84	1,32	1,12		
		0,08	5,25	2,97	2,13	1,80		
		0,16	3,17	1,80	1,29	1,09		
	МС-20	0,04	3,52	2,02	1,46	1,24		
		0,08	6,40	3,68	2,65	2,26		
		0,16	4,81	2,76	1,99	1,70		

Анализ табличных данных показывает, что использование ЖСМ МС-20 с увеличением скорости до 2 м/с обеспечивает минимальное значение коэффициента трения, а максимальное значение несущей способности смазочного слоя достигается при зазоре $\Delta = 0,08$ мм.

Таблица 4.7 – Угол поворота

V, м/с	ЖСМ	Δ , мм	Несущая способность P , МПа					
			1,18	2,22	3,27	4,31	5,88	7,05
			$\gamma \cdot 10^{-4}$, рад					
0,5	Тп-22С	0,04	0,107	0,214	0,322	0,43		
		0,08	0,121	0,244	0,376	0,489	1,146	
		0,12	0,259	0,506	0,760	0,982		
		0,16	0,388	0,745	1,107	1,471		
	МС-20	0,04	0,084	0,173	0,264	0,356		
		0,08	0,098	0,202	0,309	0,412	0,545	0,807
		0,12	0,192	0,390	0,582	0,638	1,115	
		0,16	0,312	0,590	0,876	1,262	1,652	
2	Тп-22С	0,04	0,091	0,185	0,280	0,376		
		0,08	0,106	0,210	0,319	0,426		
		0,16	0,330	0,605	0,916	1,265		
	МС-20	0,04	0,058	0,146	0,226	0,278		
		0,08	0,069	0,179	0,273	0,325		
		0,16	0,218	0,474	0,690	0,958		

Температурные измерения в узле трения проводились термопарой ХК, установленной в специальном отверстии контактной зоны образца.

С помощью схемы измерения, представленной на рисунке 3.12, регистрировалась толщина слоя жидкого смазочного материала в контакте трибосистемы по показаниям измерительного преобразователя.

Применяя модернизированное оборудование по схеме (см. рисунок 3.11), учитывая размерные параметры горизонтальной оси ($K = 55$ мм) и показания цифрового индикатора, получили экспериментальные значения дополнительного параметра угла поворота γ .

Статистическая обработка экспериментальных данных, приведенных в таблице 4.4, позволила получить регрессионные модели коэффициента трения следующего вида:

– для Тп-22С

$$f = 2,2814 \cdot V^{-0,18655} \cdot P^{1,02247} \cdot \Delta^{(4,96709+2,32355 \lg \Delta)}; \quad (4.5)$$

– для МС-20

$$f = 1,23517 \cdot V^{-0,22298} \cdot P^{1,06822} \cdot \Delta^{(4,66118+2,18959 \lg \Delta)} . \quad (4.6)$$

Модели адекватны и обеспечивают погрешность, не превышающую 3,67 %. Влияние отдельных переменных факторов на коэффициент трения приведено в таблице 4.8.

Таблица 4.8 – Коэффициент трения

Диапазон варьирования переменных факторов			Вклад в результат %			ЖСМ
V, м/с	Δ, мм	P, МПа	V, м/с	Δ, мм	P, МПа	Тп-22С
0,5–2	0,04–0,160	1,18–4,31	–10,11	±37,92	51,97	
Погрешность 0,03–3,12 %						
Диапазон варьирования переменных факторов			Вклад в результат %			МС-20
V, м/с	Δ, мм	P, МПа	V, м/с	Δ, мм	P, МПа	
0,5–2	0,04–0,160	1,18–4,31	–11,84	±34,99	53,17	
Погрешность 1,07–3,67 %						

Анализ регрессионных моделей и табличных данных показывает, что с ростом значения скорости коэффициент трения уменьшается, а с повышением нагрузки его значение увеличивается. Изменение зазора имеет нелинейный характер: при увеличении его до 0,08 мм коэффициент трения снижается, а при дальнейшем увеличении зазора коэффициент трения начинает увеличиваться. В диапазоне варьирования переменных факторов на коэффициент трения наибольшее влияние оказывает нагрузка в среднем значении 52,57 %, где влияние диаметрального зазора составляет 36,46 %, скорости 10,97 %.

График регрессионной моделей коэффициента трения представлен на рисунке 4.7.

На графике наглядно подтверждаются выводы об интенсивном влиянии роста нагрузки на повышение коэффициента трения.

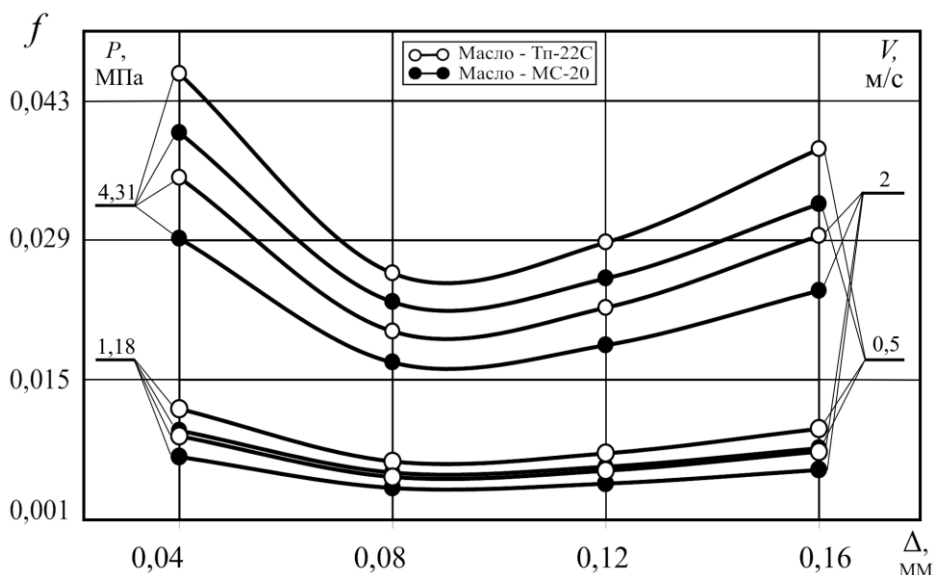


Рисунок 4.7 – Зависимость коэффициента трения от зазора и нагрузочно-скоростных режимов с использованием смазочных материалов Тп-22С и МС-20

Влияние температуры отражено в адекватных регрессионных моделях, полученных на основе экспериментальных исследований в следующем виде:

– для Тп–22С

$$T = 123,987 \cdot V^{0.16868} \cdot P^{0.87275} \cdot \Delta^{(1.43316 + 0.68165 \lg \Delta)}, \text{ } ^\circ\text{C}; \quad (4.7)$$

– для МС-20

$$T = 70,795 \cdot V^{0,16816} \cdot P^{0,88036} \cdot \Delta^{(1,08475+0,52605 \lg \Delta)}, \text{ } ^\circ\text{C}. \quad (4.8)$$

Погрешность моделей не превышает 2,85 %. Влияние отдельных переменных факторов на температуру приведено в таблице 4.9.

Таблица 4.9 – Температура в зоне контакта

Диапазон варьирования переменных факторов			Вклад в результат %			ЖСМ
V, м/с	Δ, мм	P, МПа	V, м/с	Δ, мм	P, МПа	Тп-22С
0,5–2	0,04–0,160	1,18–4,31	14,15	±17,21	68,64	
Погрешность 0,12–1,1 %						
Диапазон варьирования переменных факторов			Вклад в результат %			ЖСМ
V, м/с	Δ, мм	P, Мпа	V, м/с	Δ, мм	P, МПа	МС-20
0,5–2	0,04–0,160	1,18–4,31	14,6	±13,75	71,65	
Погрешность 0,68–2,85 %						

Полученные данные показывают рост температуры от увеличения нагрузки и скорости. Наибольшую степень влияния на повышение температуры демонстрирует нагрузка со средним значением вклада 70,15 %. Для скорости среднее значение вклада составляет 14,38 %. Зависимость температуры от зазора имеет нелинейный вид с минимумом при $\Delta = 0,08$ мм. Вклад влияния диаметрального зазора на изменение температуры составляет в среднем 15,47 %.

График изменения температуры представлен на рисунке 4.8.

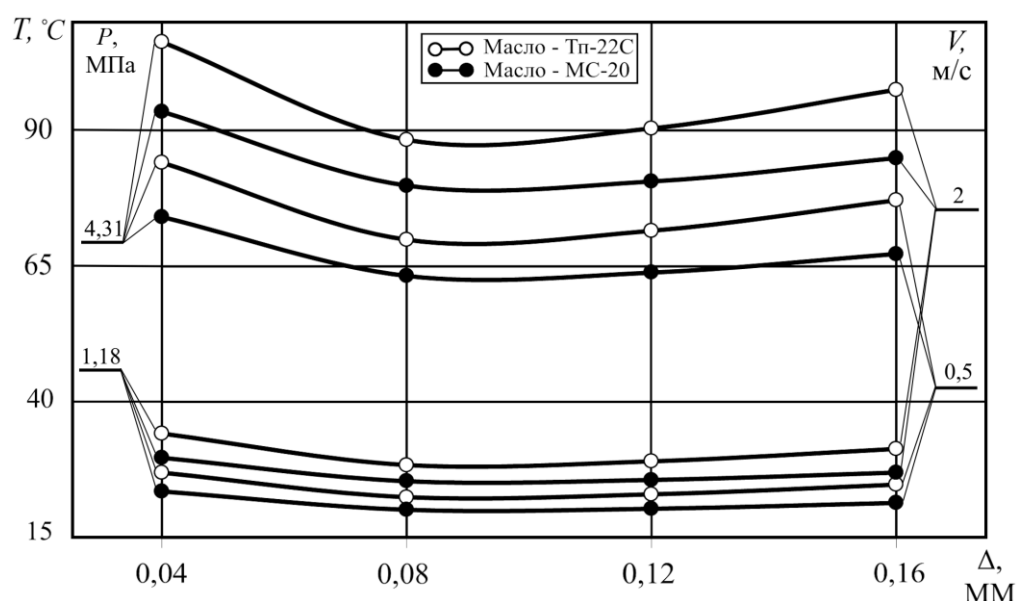


Рисунок 4.8 – Зависимость температуры от зазора и режимов работы

Регрессионные модели минимальной толщины слоя жидкого смазочного материала от переменных факторов имеют следующий вид:

– для Тп-22С

$$h_{\min} = 0,00812 \cdot V^{0,07368} \cdot P^{-0,82149} \cdot \Delta^{(-5,16936 - 2,34755 \lg \Delta)}, \text{ мкм}; \quad (4.9)$$

– для МС-20:

$$h_{\min} = 0,03567 \cdot V^{0,03432} \cdot P^{-0,80091} \cdot \Delta^{(-4,41819 - 2,11638 \lg \Delta)}, \text{ мкм}. \quad (4.10)$$

Погрешность моделей не превышает 3,77 %. Влияние отдельных переменных факторов на толщину слоя смазочного материала приведено в таблице 4.10.

Таблица 4.10 – Минимальная толщина смазочного слоя

Диапазон варьирования переменных факторов			Вклад в результат %			ЖСМ
V, м/с	Δ, мм	P, МПа	V, м/с	Δ, мм	P, МПа	Тп-22С
0,5–2	0,04–0,160	1,18–4,31	4,75	±49,67	–45,58	
Погрешность 0,01 – 1,88 %						
Диапазон варьирования переменных факторов			Вклад в результат %			
V, м/с	Δ, мм	P, МПа	V, м/с	Δ, мм	P, МПа	МС-20
0,5–2	0,04–0,160	1,18–4,31	2,41	±52,79	–44,79	
Погрешность 0,02–3,77 %						

Толщина смазочной пленки увеличивается от повышения скорости и уменьшается от роста нагрузки. От влияния зазора до значения 0,08 мм толщина слоя возрастает, а при дальнейшем увеличении зазора толщина слоя начинает снижаться. Наибольшее влияние на изменение толщины смазочного слоя оказывает диаметральный зазор со средним вкладом 51,23 %. Скорость влияет более чем на порядок меньше – всего на 3,58 %. Увеличение нагрузки уменьшает толщину слоя смазочного материала в среднем на 45,19 %.

Графическая интерпретация моделей, демонстрирующая влияние всех переменных факторов во взаимодействии на толщину смазочного слоя, представлена на рисунке 4.9.

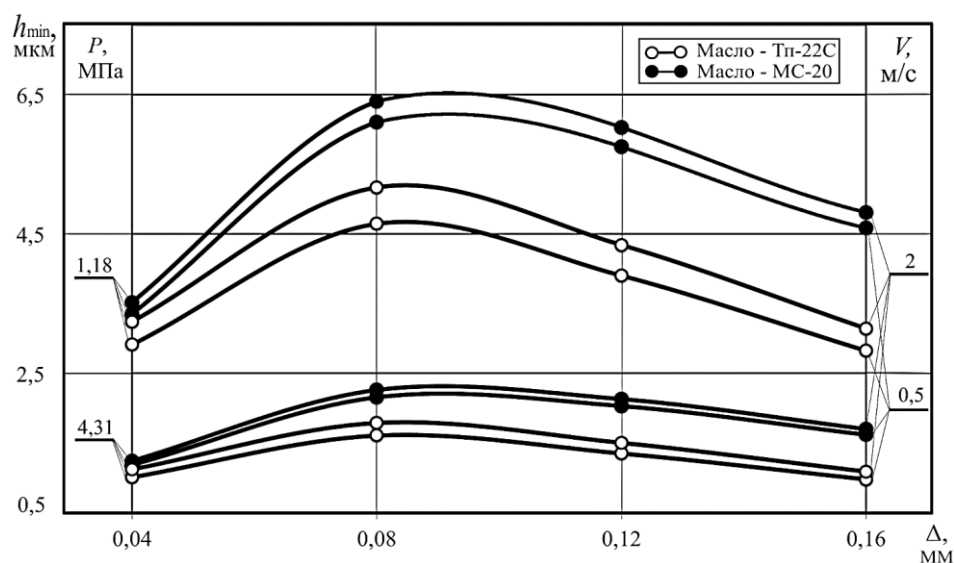


Рисунок 4.9 – Зависимость минимальной толщины смазочного слоя от зазора, вязкости масла и нагрузочно-скоростных режимов

Далее рассмотрим регрессионные модели угла поворота опоры трибосистемы вида:

– для Тп-22С

$$\gamma = (678,335 \cdot V^{-0,1057} \cdot P^{1,061} \cdot \Delta^{(6,11175+2,37327 \lg \Delta)}) \cdot 10^{-4}, \text{ рад}; \quad (4.11)$$

– для МС-20

$$\gamma = (447,403 \cdot V^{-0,2212} \cdot P^{1,13809} \cdot \Delta^{(6,02439+2,32364 \lg \Delta)}) \cdot 10^{-4}, \text{ рад}. \quad (4.12)$$

Погрешность моделей не превышает 4,61 %. Влияние отдельных переменных факторов на угол поворота опорного элемента трибоконтакта отражено в таблице 4.11.

Таблица 4.11 – Угол поворота опоры трибосистемы

Диапазон варьирования переменных факторов			Вклад в результат %			ЖСМ
V, м/с	Δ, мм	P, МПа	V, м/с	Δ, мм	P, МПа	Тп-22С
0,5–2	0,04–0,160	1,18–4,31	–5,27	45,13	49,6	
Погрешность 0,46 – 4,61 %						
Диапазон варьирования переменных факторов			Вклад в результат %			МС-20
V, м/с	Δ, мм	P, МПа	V, м/с	Δ, мм	P, МПа	
0,5–2	0,04–0,160	1,18–4,31	–9,99	41,84	48,17	
Погрешность 0,03–2,77 %						

Эксперименты доказывают увеличение угла поворота опоры от нагрузки и диаметрального зазора, а также уменьшение его от скорости. Наибольшая степень влияния на увеличение угла поворота опоры оказывает вклад нагрузки в среднем значении 48,9 %, средний вклад зазора – 43,5 %. Скорость уменьшает значение угла поворота опоры в среднем на 7,6 %.

График полученных зависимостей угла поворота опоры трибосистемы представлен на рисунке 4.10.

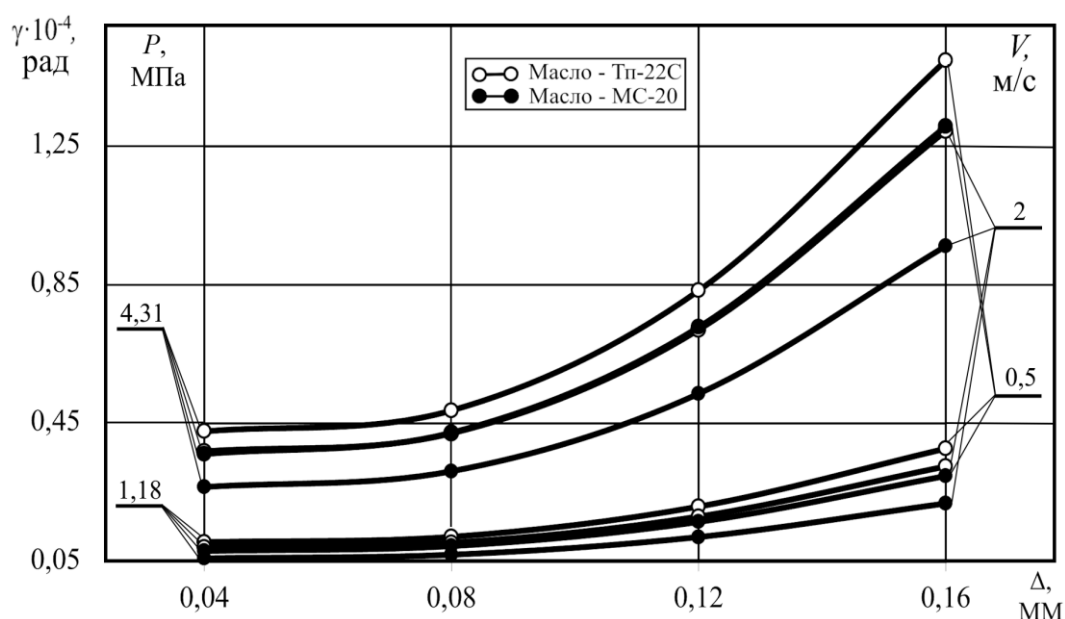


Рисунок 4.10 – Зависимость угла поворота опоры трибосистемы от зазора и нагрузочно-скоростных режимов

Анализ зависимостей показывает, что в исследованном диапазоне нагрузочно-скоростных режимов увеличение зазора Δ (от 0,04 до 0,08 мм) приводит к росту значений угла поворота опоры γ в среднем на 23,1 %. Дальнейшее увеличение зазора Δ (от 0,12 до 0,16 мм) приводит к росту значения в среднем на 99,7 %, при этом использование более вязкого смазочного материала МС-20 во всем диапазоне исследований обеспечивает снижение значения угла γ в среднем на 30,9 % по сравнению с маслом Тп-22С.

Полученные результаты экспериментально подтверждают необходимость включения γ в проектировочные инженерные расчеты из-за значительного влияния его величины практически на все основные эксплуатационные параметры подшипника.

Выявлены основные показатели эффективности гидродинамических подшипников (f , T , $h_{\min}$) в диапазоне зазоров 0,08–0,1 мм, где наблюдаются минимальные потери трения, стабилизация температурного режима и повышение нагрузочной способности при скорости скольжения 0,5 м/с для масла Тп-22С на 26,7 %, для МС-20 на 16,5 %.

4.4 Выводы

1 Экспериментальными исследованиями доказано преимущество модернизированного в машине трения ИИ-5018 колодкодержателя с самоустановкой колодки, в результате чего обеспечивается ее равновесие под нагрузкой, что приводит к равномерному распределению износа и сокращению времени перехода трибосистемы к стабильному гидродинамическому режиму смазывания.

2 Получены регрессионные модели для кругового и эллиптического профилей опорной поверхности подшипника, позволяющие выполнить количественную оценку времени выхода трибосистемы с учетом влияния нагрузочно-скоростных режимов, рабочего зазора и смазочных материалов различной вязкости.

3 Установлено влияние формы опорной поверхности на эксплуатационные характеристики подшипника, а также определена величина рационального рабочего зазора ($\Delta = 0,08$ мм), обеспечивающая формирование толщины смазочного слоя $h_{\min}$ при наименьших значениях коэффициента трения и температуры.

4 Результаты экспериментальных исследований, полученные на модернизированном оборудовании и разработанных приборах, позволили установить в гидродинамическом режиме трения ($f \leq 0,05$) дополнительный параметр – угол поворота опорного элемента γ , – показавший, что рост зазора Δ (от 0,04 до 0,08 мм) увеличивает его величину в среднем на 23,1 %, а при дальнейшем росте зазора (от 0,12 до 0,16 мм) на 99,7 %.

5 Анализ полученных экспериментальных результатов, включающих комплекс эксплуатационных характеристик гидродинамических радиальных подшипников, позволяет обосновать конструктивно-геометрические параметры трибосистем с минимальными потерями на трение, а также установить значимость угла поворота γ в работе подшипников других конструкций.

5 ВЕРИФИКАЦИЯ РЕЗУЛЬТАТОВ И ПРОМЫШЛЕННЫЕ ИСПЫТАНИЯ

5.1 Экспериментальная верификация теоретических расчетов

Введение в расчеты трибосистем дополнительных параметров – угла поворота опорного элемента трибоконтакта γ относительно оси нагружения F и коэффициента трения f , позволило уточнить исходные данные и сформировать новую методику проектировочных инженерных расчетов для определения относительного эксцентриситета ε , и минимальной толщины смазочного слоя $h_{\min}$, расширив область применения (в приведенном диапазоне исследований на 32 % (см. таблицу 2.9*)).

Верификация эффективности разработанной методики выполнена экспериментальными методами [151]. Полученные результаты, для подшипника с размерными параметрами $s/D = 0,25$, приведены в таблице 5.1.

Таблица 5.1 – Результаты теоретических и экспериментальных исследований

Параметры: $\Delta = 100^{-6}$ м; $D = 40^{-3}$ м; $\Omega = 60$ град; $s = 10^{-3}$ м; $\omega = 25$ с $^{-1}$; масло: Тп-22С									
T , °С	F , Н	P , МПа	$h_{\min}$, мкм				Погрешность, %		
			Вариант расчета						
			1	2	3	4	1-4	2-4	3-4
21,6	230,3	0,575	7,05	6,77	5,74	4,96	42,06	36,53	15,73
24	460,6	1,151	4,52	4,34	3,35	4,04	11,88	7,50	17,08
38,1	690,9	1,727	2,16	2,13	1,65	2,46	12,09	13,27	32,84
59,4	921,2	2,303	1,11	1,15	0,16	1,66	32,95	30,60	90,36
79	1151,5	2,878	0,16	0,25	0	0,45	64,44	45,33	100
Среднее значение, %							32,68	26,65	51,20

В таблице варианты выполненных расчетов и экспериментальные результаты обозначены номерами в следующем порядке:

- 1 – расчет по разработанной методике при значении коэффициента трения $f = 0,05$;
- 2 – аналогичный расчет при значении коэффициента трения $f = 0,001$;
- 3 – расчет по стандартной методике ГОСТ ИСО 7902-1–2001 [26];
- 4 – данные, полученные экспериментально.

Сочетанием цифр обозначается погрешность расчетов по отношению к экспериментальным данным.

Экспериментальные результаты проводились в режиме превалирования гидродинамического процесса трения с коэффициентом трения, не превышающим 0,05. Сравнительные исследования в данном диапазоне нагрузочно-скоростных режимов и размерных параметров показали, что использование предлагаемой методики уточняет результаты в среднем на 18–24 %.

Наглядное представление о преимуществах новой методики показано на рисунке 5.1.

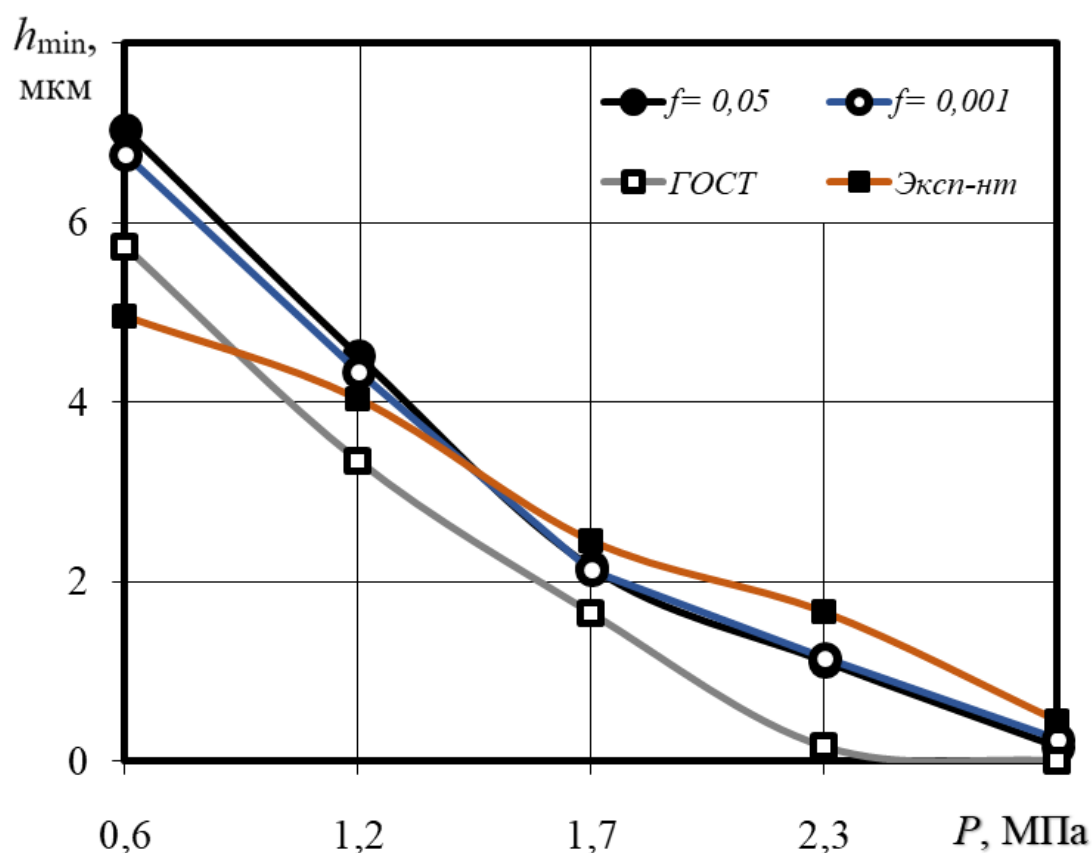


Рисунок 5.1 – Результаты сравнительных исследований.

В таблице 5.1 и наглядно на рисунке 5.1 представлена зона трибопараметров, обеспечивающая эффективность применения разработанной методики. Таким образом, предлагаемая методика позволяет уточнить положение эксцентриситета, что обеспечивает повышение точности расчетов минимальной толщины пленки ЖСМ и других параметров.

5.2 Промышленные испытания разработанной методики

Промышленные испытания проводились в компании по ремонту и обслуживанию судового оборудования ООО НПО «Донтехцентр» (г. Ростов-на-Дону). Испытание подшипников, рассчитанных по разработанной методике, осуществлялось на коленчатом валу насоса высокого давления в условиях переменных радиальных нагрузок. Подшипники устанавливались и закреплялись в корпусе картера насоса. Испытания для проверки эффективности разработанного на основе выполненных расчетов радиального подшипника скольжения для насосов высокого давления проводились на испытательном стенде 12PSB (рисунок 5.2).



Рисунок 5.2. Стенд для проверки работоспособности насосов высокого давления с установленными подшипниками скольжения

Испытываемый подшипник коленчатого вала рассчитан по новой методике. При вращении вала происходит скольжение его шейки по поверхности вкладыша.

Эксплуатация подшипника происходит в следующих условиях:

- нагрузка носит пульсирующий характер;
- на холостом ходу минимальная нагрузка определяется силами инерции;
- точность позиционирования не превышает 100 мкм;
- высокий уровень загрязнения частицами абразива;
- непрерывный режим работы с редкими остановками и пусками;
- ограниченные радиальные размеры подшипника – до 60 мм;
- имеют место осевые нагрузки;
- работа подшипника скольжения осуществляется с нагрузкой до 7 МПа.

В качестве антифрикционных вкладышей в подшипниках скольжения применяли бронзу БрАЖ 9-4. Смазочным материалом было турбинное масло Тп-22С по ГОСТ 9972–74, поступающее в подшипник по схеме циркуляционного смазывания.

В соответствии с задаваемыми условиями эксплуатации и критериями работы применяли разработанный расчет толщины слоя смазочного материала при предельных нагрузочных характеристиках. На основании полученных результатов применяли рассчитанные зазоры. При вращении вала смазочный материал захватывался поверхностью подшипника и втягивался в клиновой зазор, реализуя гидродинамический режим смазывания.

В процессе выполнения всех этапов исследований регулярно проводился контроль уровня и качества смазочного материала, температуры подшипника, отсутствия или появления постороннего шума и вибрации. Работа проводилась в условиях реальных эксплуатационных параметров с полным соблюдением технологического процесса.

В процессе эксплуатационных испытаний было установлено следующее:

- достигнуто уменьшение температуры подшипника при минимальных нагрузочных характеристиках на 5–9 %, а в условиях близким к максимальным нагрузкам на 4–6 %;

– притирочный износ поверхности в результате редких остановок и пусков был в норме допустимого;

– повысилась стабильность работы узловой части насоса высокого давления в среде, загрязненной абразивными частицами, что позволило увеличить межремонтный период насоса на 9–11,4 %.

Проведенные промышленные испытания доказали перспективность применения подшипников, рассчитанных по разработанной комплексной методике, определившей при подборе смазочного материала толщину его слоя, зазор и другие параметры подшипника.

5.3 Выводы

1 Введение в расчеты дополнительных параметров – угла поворота опоры трибосистемы γ относительно оси нагружения и коэффициента трения f , позволило расширить применимость методики расчета на 32 % в заданном спектре исследуемых условий эксплуатации, что обеспечило сближение теоретических результатов работы подшипника с практическими в условиях, когда стандартный расчет прогнозирует отсутствие смазочного слоя при нагрузке в контакте 2,88 МПа.

2 Сравнительный анализ теоретических результатов с итогами экспериментальных исследований, в диапазоне принятых нагрузочно-скоростных режимов и геометрических параметров, полностью верифицировал теоретические результаты, лежащие в основе работы, уточнив стандартную методику расчета (ГОСТ ИСО 7902-1–2001) до 24 %.

3 Промышленные испытания, проведенные в ООО НПО «Донтехцентр» (г. Ростов-на-Дону), подтвердили инженерную значимость разработок и их востребованность производством, повысив межремонтный период узлов трения на 11,4 % при эксплуатационной нагрузочной способности.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Поставленные и выполненные в работе задачи исследований радиальных гидродинамических подшипников позволили повысить точность расчетных моделей, модернизировать машину трения, для приближения материально-агрегатных моделей к реальным подшипникам и подтвердить эффективность разработок промышленными испытаниями и внедрением.

Перспективы дальнейших исследований в этой области представляются уточнением стандартной методики расчета подшипников различной конструкции, расширением возможностей измерительного комплекса и повышением диапазона эксплуатационных режимов.

Общие выводы

1. На основе сравнительного анализа расчетных моделей радиальных подшипников скольжения с различным контуром профиля (окружность, эллипс) установлено, что геометрия опорной поверхности оказывает разное влияние на установление времени выхода трибосистемы на стационарный гидродинамический режим в зависимости от вязкости смазочного материала. Так, для высоковязкого масла МС - 20 изменение профиля влияет на выходной параметр t_p всего на 12 %, в то время как для маловязкого масла Тп-22С влияние профиля достигает 68 %.

2. Разработана новая методика универсального расчета минимальной толщины смазочного слоя h_{min} для подшипников скольжения путем введения в нее дополнительных параметров – коэффициента трения f и угла поворота опоры трибосистемы γ , что позволило уточнить величину и положение эксцентриситета, обеспечив расширение области применения расчетных моделей на 32 % в заданном диапазоне исследований по сравнению со стандартным расчетом по ГОСТ ИСО 7902-1–2001.

3. В результате теоретических исследований радиальных гидродинамических подшипников скольжения установлено влияние угла поворота γ на толщину смазочного слоя h , учет которого позволяет определить рациональную величину

рабочего зазора Δ при равновесном состоянии системы в исследованном диапазоне эксплуатационных режимов.

4. Впервые на основе исследований конструктивных параметров машины трения ИИ-5018, ее модернизации и разработки дополнительных устройств реализована экспериментальная методика определения величины угла поворота опоры γ и минимальной толщины смазочного слоя $h_{\min}$, что позволило обеспечить полное выполнение поставленных в работе экспериментальных задач.

5. Результаты теоретических и экспериментальных исследований при учете действующих факторов (γ , T , f , $h_{\min}$) и рациональной величины зазора Δ (0,08 мм) в исследуемом нагрузочно-скоростном диапазоне доказали возможность повышения предельной несущей способности подшипника скольжения на 16,5 % для смазочного материала МС-20 и на 26,7 % для ТП-22С.

6. Подтверждением научно-технической значимости проведенных исследований и их инженерной востребованности являются результаты промышленных испытаний и внедрения разработанных гидродинамических подшипников на предприятии ООО НПО «Донтехцентр» (г. Ростов-на-Дону), что позволило повысить эффективность работы насоса и увеличить межремонтный период его узла трения на 11,4 %.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- 1 **Крагельский, И. В.** Трение и износ / И. В. Крагельский. – 2-е изд., перераб. и доп. – Москва : Машиностроение, 1968. – 480 с.
- 2 **Костецкий, Б. И.** Трение, смазка и износ в машинах / Б. И. Костецкий. – Киев : Техника, 1970. – 396 с.
- 3 Современная трибология: итоги и перспективы : монография / Э. Д. Браун, И. А. Буяновский, Н. А. Воронин [и др.] ; ответственный редактор К. В. Фролов. – Москва : Издательство ЛКИ, 2008. – 480 с. – ISBN 978-5-382-00518-8.
- 4 **Елманов, И. М.** Термовязкоупругие процессы трибосистем в условиях упругогидродинамического контакта : монография / И. М. Елманов, В. И. Колесников. – Ростов-на-Дону : СКНЦ ВШ, 1999. – 173 с. – ISBN 5-87872-047-7.
- 5 Основы трибологии (трение, износ, смазка) : учебник для технических вузов / А.В. Чичинадзе, Э.Д. Браун, Н.А. Буше [и др.] ; под общей редакцией А. В. Чичинадзе. – 2-е изд. перераб. и доп. – Москва : Машиностроение, 2001. – 664 с. – ISBN 5-217-03053-4.
- 6 **Гаевик, Д. Т.** Подшипниковые опоры современных машин / Д. Т. Гаевик. – Москва : Машиностроение, 1985. – 248 с.
- 7 **Жуковский, Н. Е.** О трении смазочного слоя между шипом и подшипником / Н. Е. Жуковский, С. А. Чаплыгин // Труды отделения физических наук Императорского общества любителей естествознания, антропологии и этнографии. – 1904. – Т. XII, Вып. 1. – 31 с.
- 8 **Дерягин, Б. В.** Что такое трение / Б. В. Дерягин ; Академия наук СССР. – Москва : Издательство АН СССР, 1952. – 144 с.
- 9 **Крагельский, И. В.** Развитие науки о трении / И. В. Крагельский, В. С. Щедров // Известия Академии наук СССР. – 1956. – № 11. – С. 197–208.
- 10 **Прокопьев, В. Н.** Прикладная теория и методы расчета гидродинамически нагруженных опор скольжения : диссертация на соискание ученой степени доктора технических наук : 05.04.02 / Прокопьев Виктор Николаевич ; Челябинский политехнический институт. – Челябинск, 1985. – 455 с.

- 11 **Дроздов, Ю. Н.** Трение и износ в экстремальных условиях : справочник / Ю. Н. Дроздов, В. Г. Павлов, В. Н. Пучков. – Москва : Машиностроение, 1986. – 224 с.
- 12 **Типей, Н.** Подшипники скольжения. Расчет, проектирование, смазка / Н. Типей, В. Н. Константиnescу, Ал. Ника. – Бухарест : Издательство Академии РНР, 1964. – 457 с.
- 13 **Дьячков, А. К.** Улучшение качества работы и увеличение срока службы подшипников скольжения / А. К. Дьячков // Известия Академии наук СССР. Отделение технических наук. – 1951. – № 2. – С. 23–35.
- 14 **Спицын, Н. А.** Опоры осей и валов машин и приборов / Н. А. Спицын. – Ленинград : Машиностроение, Ленинградское отделение, 1970. – 520 с.
- 15 **Пенкин, Н. С.** Основы трибологии и триботехники : монография / Н. С. Пенкин, А. Н. Пенкин, В. М. Сербин. – Москва : Машиностроение, 2008. – 206 с. – ISBN 978-5-217-03437-6.
- 16 **Чихос, Х.** Системный анализ в трибонике / Х. Чихос ; перевод с английского С. А. Харламова. – Москва : Мир, 1982. – 351 с.
- 17 Гидродинамическая теория смазки : сборник статей / Н. П. Петров, О. Рейнольдс, А. Зоммерфельд [и др.] ; под редакцией и с дополнительными статьями профессора Л. С. Лейбензона. – Москва ; Ленинград : Государственное технико-теоретическое издательство, 1934. – 575 с.
- 18 **Christensen, H.** A theory of mixed lubrication / H. Christensen // Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers. – 1972. – Vol. 186, No. 1. – P. 421–430.
- 19 **Johnson, K. L.** A simple theory of asperity contact in elastohydrodynamic contacts / K. L. Johnson, J. A. Greenwood, S. Y. Poon // Wear. – 1972. – Vol. 19, No. 1. – P. 91–108.
- 20 **Tallian, T. E.** The theory of partial elastohydrodynamic contacts / T. E. Tallian // Wear. – 1972. – Vol. 21, No. 1. – P. 49–101.
- 21 Детали машин. Расчет и конструирование : справочник. В 3 т. Т. 1 / под редакцией Н. С. Ачеркана. – Москва : Машиностроение, 1968. – 440 с.

22 Справочник по триботехнике. В 3 т. Т. 2 : Смазочные материалы, техника смазки, опоры скольжения и качения / под общей редакцией М. Хебды, А. В. Чичинадзе. – Москва : Машиностроение, 1990. – 411 с. – ISBN 5-217-00967-5.

23 Опоры осей и валов машин и приборов / Н. А. Спицын, М. М. Машнев, Е. Я. Красковский [и др.] – Ленинград : Машиностроение, 1970. – 520 с.

24 **Снеговский, Ф. П.** Опоры скольжения тяжелых машин / Ф. П. Снеговский. – Москва : Машиностроение, 1969. – 223 с.

25 Детали машин. Конструкционная прочность. Трение, износ, смазка : энциклопедия. В 40 т. Т. IV-1 / Д. Н. Решетов, А. П. Гусенков, Ю. Н. Дроздов [и др.] ; под общей редакцией Д. Н. Решетова ; ответственный редактор К. С. Колесников. – Москва : Машиностроение, 1995. – 864 с.

26 **ГОСТ ИСО 7902-1–2001.** Гидродинамические радиальные подшипники скольжения, работающие в стационарном режиме. Круглоцилиндрические подшипники. Часть 1. Метод расчета : межгосударственный стандарт : введен в действие 01. 07.2002. – Москва : Стандартинформ, 2002. – 31 с.

27 **Полюшкин, Н. Г.** Основы теории трения, износа и смазки : учебное пособие / Н. Г. Полюшкин ; Красноярский государственный аграрный университет. – Красноярск, 2013. – 192 с.

28 **Буше, Н. А.** Совместимость трущихся поверхностей / Н. А. Буше, В. В. Копытько. – Москва : Наука, 1981. – 127 с.

29 **Буше, Н. А.** Трение, износ и усталость в машинах (Транспортная техника) : учебник для вузов / Н. А. Буше. – Москва : Транспорт, 1987. – 223 с.

30 Допуски и посадки : справочник. В 2 ч. Ч. 1 / В. Д. Мягков, М. А. Палей, А. В. Романов [и др.]. – 6-е изд., перераб. и доп. – Ленинград : Машиностроение, Ленинградское отделение, 1982. – 543 с.

31 Расчет опорных подшипников скольжения : справочник / Е. И. Квитницкий, Н. Ф. Киркач, Ю. Д. Полтавский [и др.]. – Москва : Машиностроение, 1979. – 70 с.

32 Справочник машиностроителя. В 3 т. Т. 3 / под редакцией Е. А. Чудакова. – Москва : ГНТИ машиностроительной литературы, 1951. – 1060 с.

33 Конструкционные материалы : справочник / Б. Н. Арзамасов, В. А. Брострем, Н. А. Буше [и др.] ; под общей редакцией Б. Н. Арзамасова. – Москва : Машиностроение, 1990. – 688 с.

34 **Крагельский, И. В.** Основы расчета на трение и износ / И. В. Крагельский, М. Н. Добычин, В. С. Комбалов. – Москва : Машиностроение, 1977. – 526 с.

35 **Горячева, И. Г.** Механика фрикционного взаимодействия : монография / И. Г. Горячева ; Российская академия наук, Институт проблем механики. – Москва : Наука, 2001. – 478 с. – ISBN 5-02-002567-4.

36 **Кочин, Н. А.** Теоретическая гидромеханика : в 2 ч. / Н. А. Кочин, И. А. Кибель, Н. В. Розе. – Москва : ГОНТИ, 1948. – 525 с.

37 **Комбалов, В. С.** Методы и средства испытаний на трение и износ конструкционных и смазочных материалов : справочник / В. С. Комбалов ; под редакцией К. В. Фролова. – Москва : Машиностроение, 2008. – 384 с. – ISBN 978-5-217-03370-6.

38 Особенности испытаний на машинах трения типа «Амслер» по схеме «ролик – колодка» / Г. В. Даровской, И. М. Елманов, В. Н. Поляков // Труды Международной научно–практической конференции «Транспорт-2013». Ч. 3 : Естественные и технические науки. – Ростов-на-Дону : РГУПС, 2013. – С. 242–243. – EDN VIQQPD.

39 **Елманов, И. М.** Новая методика статической градуировки датчика момента роликовых машин трения / И. М. Елманов, Г. В. Даровской, В. Н. Поляков // Трибология и надежность : сборник трудов XIV Международной научной конференции. – Санкт-Петербург : Нестор–История, 2014. – С. 282–290. ISBN 978-5-7577-0465-4.

40 **Darovskoy, G. V.** Method for determining the coefficient of friction of antifricition interfaces using amsler-type friction machines / G. V. Darovskoy, I. M. Elmanov, V. N. Polyakov // Journal of Friction and Wear. – 2015. – Vol. 36. № 5. – P. 368–373. – DOI 10.3103/S1068366615050025.

41 **Даровской Г. В.** Динамическая градуировка машин трения типа «АМСЛЕР» / Г. В. Даровской, И. М. Елманов, В. Н. Поляков // Надежность и долговечность машин и механизмов : сборник материалов V Всероссийской научно-практической конференции. – Иваново : Ивановский государственный химико-технологический университет , 2014. – С. 204–205. – EDN GJWRXU.

42 **Даровской, Г. В.** Разработка методики моделирования гидродинамического режима трения на машинах трения типа «Амслер» / Г. В. Даровской, В. Н. Поляков // Труды Международной научно–практической конференции «Транспорт-2015». – Ростов-на-Дону : РГУПС, 2015. – С. 164–165.

43 **Попов, А. П.** Определение толщины смазочного слоя в тяжело нагруженном эллиптическом контакте / А. П. Попов, К. Н. Кипреев, Н. В. Дороган // Триботехнология судового машиностроения. – Николаев : НПИ, 1990. – С. 8–12.

44 Расчетная модель радиального подшипника скольжения с повышенной несущей способностью, работающего на микрополярной смазке с учетом зависимости вязкостных характеристик от давления / К. С. Ахвердиев, М. А. Мукутадзе, Е. О. Лагунова, К. С. Солоп // Вестник Донского государственного технического университета. – 2016. – Т. 16, № 4 (87). – С. 110–117. – DOI 10.12737/23784.

45 Измерительный комплекс для контроля и диагностики трибомеханических систем / Ю. В. Скорынин, Ю. К. Наследников, С. Д. Лавровский [и др.] // Трение и износ. – 1993. – Т. 14, № 3. – С. 461–470. – ISSN 0202-4977.

46 **Гаркунов, Д. Н.** Научные открытия в триботехнике: эффект безызносности. Водородное изнашивание металлов / Д. Н. Гаркунов. – Москва : Издательство МСХА, 2004. – 384 с. – ISBN 5-9675-0008-1.

47 **Гаркунов, Д. Н.** Две триботехники и одна цель / Д. Н. Гаркунов, Г. Польцер, Р. Марган // Эффект безызносности и триботехнологии. – 1993. – № 1. – С. 21–39. – ISSN 0869-4540.

48 **Гаркунов, Д. Н.** Триботехника / Д. Н. Гаркунов. – Москва : Машиностроение, 1985. – 424 с.

49 **Westlake, F. J.** Optical elastohydrodynamic fluid testing / F. J. Westlake, A. Cameron // ASLE Transactions. – 1972. – Vol. 15, № 2. – P. 81–95.

50 **Сухов, С. А.** Исследование закономерности сухого граничного трения шероховатых поверхностей : диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук : 01.00.00 / Сухов С. А. – Одесса, 1948. – 220 с.

51 **Bowden, F. P.** The friction and lubrication of solids / F. P. Bowden, D. Tabor. – Oxford : Clarendon Press, 1954. – 374 p.

52 **Боуден, Ф. П.** Трение и смазка / Ф. П. Боуден, Д. Тейбор ; перевод с английского под редакцией И. В. Крагельского. – Москва : Машгиз, 1960. – 151 с.

53 **Lundberg, J.** Grease lubrication of an elliptical EHD-contact in combined squeezing and sliding / J. Lundberg, H. Åström, E. Höglund // National Conference Publication / Institution of Engineers, Australia. – 1990. – № 14. – P. 151–155.

54 **Лашхи, В. Л.** Оценка эффективности смазочного действия на основе положений термодинамики / В. Л. Лашхи, Д. С. Иосебидзе, Т. М. Анакидзе // Химия и технология топлив и масел. – 1997. – № 5. – С. 30–31. – ISSN 0023-1169.

55 **Кужаров, А. С.** Физико-химические основы смазочного действия в режиме избирательного переноса / А. С. Кужаров // Эффект безызносности и триботехнологии : Международный научно-технический журнал. – 1992. – № 2. – С. 3–14.

56 **Кужаров, А. С.** Металлоплакирующие смазочные материалы / А. С. Кужаров, Н. Ю. Онищук // Долговечность трущихся деталей машин : сборник научных трудов. – Москва : Машиностроение, 1988. – Вып. 3. – С. 96–149.

57 Смазочные материалы: антифрикционные и противоизносные свойства. Методы испытаний : справочник / Р. М. Матвеевский, В. Л. Лашхи, И. А. Буяновский [и др.]. – Москва : Машиностроение, 1989. – 224 с.

58 **Романов, В. С.** Исследование смазочных материалов при трении / В. С. Романов, Ю. Б. Табачников, О. А. Елизаров. – Москва : Наука, 1981. – 156 с.

59 **Tevaarwerk, J. L.** A simple non-linear constitutive equation for elastohydrodynamic oil films / J. L. Tevaarwerk, K. L. Johnson // *Wear*. – 1975. – Vol. 35, № 2. – P. 345–356.

60 **Archard, J. F.** Elastohydrodynamic lubrication of concentrated contacts / J. F. Archard // NASA SP-237. – Washington : National Aeronautics and Space Administration (NASA), 1970. – P. 58–71.

61 Справочник металлиста. В 5 т. Т. 2 / редакционный совет : предисловие и главный редактор Н. С. Ачеркан [и др.]. – Москва : Машгиз, 1958. – 974 с.

62 **Воскресенский, В. А.** Расчет и проектирование опор жидкостного трения : справочник / В. А. Воскресенский, В. И. Дьяков, А. З. Зиле. – Москва : Машиностроение, 1983. – 232 с.

63 **Крагельский, И. В.** Коэффициенты трения : справочное пособие / И. В. Крагельский, И. Э. Виноградова. – Москва : Машгиз, 1962. – 220 с.

64 **Johnson, K. L.** Elastohydrodynamic film in non-linear viscoelastic model / K. L. Johnson, R. Cameron // *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers*. – 1967. – Vol. 182. – P. 307–319.

65 Подшипники скольжения с автокомпенсацией износа / Д. Т. Авдеев, Н.В. Бабец, С.С. Мусиенко [и др.]. – Новочеркасск : ЮРГТУ (НПИ), 2000. – 97 с. – ISBN 5-88998-119-6.

66 **Крагельский, И. В.** Влияние шероховатости поверхности на трение (при отсутствии смазки) / И. В. Крагельский ; предисловие Э. А. Сателя. – Москва ; Ленинград : Издательство Академии наук СССР, 1946. – 26 с.

67 **Гаркунов, Д. Н.** Триботехника. Износ и безопасность / Д. Н. Гаркунов. – Москва : Машиностроение, 2001. – 530 с. – ISBN 5-94327-004-3.

68 **Чернавский, С. А.** Подшипники скольжения / С. А. Чернавский. – Москва : Машгиз, 1963. – 239 с.

69 Детали машин. Расчет и конструирование : справочник. В 3 т. Т. 2 / под редакцией Н. С. Ачеркана. – 3-е изд. – Москва : Машиностроение, 1968. – 408 с.

70 **Решетов, Д. Н.** Определение сил трения с учетом предельного напряжения сдвига в смазочном материале / Д. Н. Решетов, С. В. Грезин // Вестник машиностроения. – 1990. – № 3. – С. 8–10. – ISSN 0042-4633.

71 **ГОСТ ИСО 7902-2–2001.** Гидродинамические радиальные подшипники скольжения, работающие в стационарном режиме. Круглоцилиндрические подшипники. Часть 2. Функции, используемые для расчета. – Взамен ГОСТ 28341–89 ; введен 01.07.2002. – Москва : Издательство стандартов, 2002. – 62 с.

72 Разработка нового метода оценки толщины смазочной пленки в линейном ЭГД-контакте / М. А. Буракова, А. М. Елманов, Г. И. Мостовой, В. Н. Кротов // Транспорт-2012 : труды Всероссийской научно-практической конференции. В 3 ч. Ч. 2: Технические науки. – Ростов-на-Дону : РГУПС, 2012. – С. 347–349. – ISBN 978-5-88814-413-8.

73 **Коднир, Д. С.** Методика расчета подшипника скольжения жидкостного трения / Д. С. Коднир // Вестник машиностроения. – 1948. – № 10. – С. 5–18.

74 **Эртель, А. М.** Гидродинамический расчет смазки контакта кривых поверхностей / А. М. Эртель // Сборник трудов ЦНИИТМАШ. – 1945. – Кн. 26. – С. 1–61.

75 Modeling the hydrodynamic friction mode on amsler type friction testing machines / G.V. Darovskoy, V. N. Krotov, V. N. Polyakov, M. N. Ezupova // Journal of Friction and Wear. – 2019. – Vol. 40. No. 3. – P. 223–228. – DOI 10.3103/S1068366619030036.

76 **ГОСТ ИСО 7902-3–2001.** Гидродинамические радиальные подшипники скольжения, работающие в стационарном режиме. Круглоцилиндрические подшипники. Часть 3. Допустимые рабочие параметры. – Введен 01.07.2002. – Москва : Издательство стандартов, 2002. – 16 с.

77 **Reynolds, O.** On the theory of lubrication and its application to Mr. Beauchamp Tower's experiments, including an experimental determination of the viscosity of olive oil / O. Reynolds // Philosophical Transactions of the Royal Society of London. – 1886. – Vol. 177. – P. 157–234.

- 78 **Sommerfeld, A.** Zur hydrodynamischen Theorie der Schmiermittelreibung / A. Sommerfeld // Zeitschrift für Mathematik und Physik. – 1904. – Bd. 50. – S. 97–155.
- 79 **Vogelpohl, G.** Beiträge zur Gleitlagerberechnung / G. Vogelpohl // VDI-Forschungsheft. – 1954. – Nr. 386. – 43 s.
- 80 **Pinkus, O.** Theory of hydrodynamic lubrication / O. Pinkus, B. Sternlicht. – New York ; Toronto ; London : McGraw-Hill Book Company, Inc., 1961. – 465 p.
- 81 **Kvitnitsky, B. I.** The solution of Reynolds' equation under natural boundary conditions for hydrodynamic journal bearings / B. I. Kvitnitsky, N. F. Kirkatch, Y. D. Poltavsky // Wear. – 1978. – Vol. 37, No. 2. – P. 217–231.
- 82 **Kvitnitsky, B. I.** Calculation of plain journal bearings : reference book / B. I. Kvitnitsky, N. F. Kirkatch. – Moscow : Mashinostroenie, 1979. – 248 p.
- 83 **Korovchinsky, M. V.** Theoretical basis for plain bearings operation / M. V. Korovchinsky. – Moscow : Mashgiz, 1959. – 404 p.
- 84 **Sassenfeld, H.** Gleitlagerberechnung / H. Sassenfeld, A. Walther // VDI-Forschungsheft. – 1954. – Nr. 441. – 68 s.
- 85 **Raimondi, A. A.** A solution for the finite journal bearing and its application to analysis and design / A. A. Raimondi, J. Boyd // ASLE Transactions. – 1958. – Vol. 1, No. 1. – P. 159–209.
- 86 **Butenschön, H. J.** Das hydrodynamische zylindrische Gleitlager endlicher Breite unter instationärer Belastung : diss. ... Dokt.-Ing. / H. J. Butenschön. – Karlsruhe : Technische Universität Karlsruhe, 1976. – 162 s.
- 87 **Снеговский, Ф. П.** Расчет потерь на трение в подшипнике скольжения на основании гидродинамической теории смазки / Ф. П. Снеговский. – Краматорск : [б. и.], 1964. – 5 с.
- 88 **Гузенко, Ю. М.** Уточненный метод определения толщины масляной пленки при испытаниях материалов зубчатых передач / Ю. М. Гузенко // Заводская лаборатория. – 1993. – Т. 59, № 11. – С. 56–57. – ISSN 0321-4265.
- 89 **Воронков, Б. Д.** Подшипники сухого трения / Б. Д. Воронков. – 2-е изд., перераб. и доп. – Ленинград : Машиностроение, Ленинградское отделение, 1979. – 224 с.

90 **Иноземцева, Н. В.** Подшипники скольжения и их расчет : учебно-методическое пособие / Н. В. Иноземцева, С. И. Прач ; Министерство образования Республики Беларусь, Гомельский государственный технический университет имени П. О. Сухого. – Гомель : ГГТУ им. П. О. Сухого, 2023. – 74 с. – ISBN 978-985-535-518-3.

91 **Жильников, Е. П.** Основы триботехники : учебник для вузов / Е. П. Жильников, В. Н. Самсонов. – Самара : Издательство СГАУ, 2012. – 136 с. – ISBN 978-5-7883-0919-4.

92 **Пинчук, Г. А.** Технология топлива, смазочных материалов и воды : учебник для инженеров железнодорожного транспорта / Г. А. Пинчук, А. И. Покалюк, Е. Ф. Тебенихин. – Москва : Трансжелдориздат, 1954. – 352 с.

93 **Зайцев, А. К.** Основы учения о трении, износе и смазке машин. Трение в машинах : теория, расчет и конструкция подшипников и подпятников скольжения. В 4 т. Т. 4 / А. К. Зайцев. – Москва ; Ленинград : Машгиз, 1947. – 256 с.

94 **Карасик, И. И.** Прирабатываемость материалов для подшипников скольжения / И. И. Карасик ; АН СССР, Научный совет по трению и смазкам, Гос. НИИ машиноведения им. А. А. Благонравова. – Москва : Наука, 1978. – 136 с.

95 Словарь-справочник по трению, износу и смазке деталей машин / Е. Л. Шведков, Д. Я. Ровинский, В. Д. Зозуля, Э. Д. Браун. – Киев : Наукова думка, 1979. – 188 с.

96 Трибология : международная энциклопедия. Т. 1 : Введение, краткая историческая справка, термины, определения, включая английские слова и выражения, а также фамилии ряда отечественных и зарубежных ученых / под общей редакцией К. Н. Войнова. – Краснодар : АНИМА, 2010. – 172 с. – ISBN 978-5-9902064-2-7.

97 **Рещиков, В. Т.** Трение и износ тяжело нагруженных передач / В. Т. Рещиков. – Москва : Машиностроение, 1976. – 232 с.

98 **Ландау, Л. Д.** Об одном новом точном решении уравнения Навье – Стокса / Л. Д. Ландау // Доклады Академии наук СССР. – 1944. – Т. 43, № 7. – С. 299–301.

99 **Костецкий, Б. И.** Трение, смазка и износ в машинах / Б. И. Костецкий. – Киев : Техника, 1970. – 396 с.

100 **Ахматов, А. С.** Молекулярная физика граничного трения / А. С. Ахматов. – Москва : Физматгиз, 1963. – 472 с.

101 **Ахматов, А. С.** Об основном законе граничного трения и его физическом обосновании / А. С. Ахматов // Исследование в области поверхностных сил : сборник трудов / Акад. наук СССР. – Москва : Издательство АН СССР, 1961. – С. 93–101.

102 Особенности эксплуатации и пути повышения износостойкости железнодорожной техники / В. И. Колесников, Ю. А. Евдокимов, И. М. Елманов, Н. А. Мясникова // Известия высших учебных заведений. Северо-Кавказский регион. Технические науки. – 1999. – № 2. – С. 4–8.

103 **Розенберг, Ю. А.** Методы испытаний смазочных масел с целью прогнозирования их влияния на износ машин / Ю. А. Розенберг // Методы оценки противозадирных и противоизносных свойств смазочных материалов. – Москва : Наука, 1969. – С. 72–100.

104 **Евдокимов, Ю. А.** Влияние температурного фактора на режимы трения из пластмассы / Ю. А. Евдокимов // Труды ВНИИЖТ. – Москва : Транспорт, 1964. – Вып. 283. – С. 137–148.

105 **Constantinescu, V.** Basic Relationships in Turbulent Lubrication and their Extension to include Thermal Effects / V. Constantinescu // Transactions of the ASME. Series F. – 1973. – Vol. 95, No. 2. – P. 35–43.

106 Труды Второй всесоюзной конференции по трению и износу в машинах. Т. 2. Доклады / [отв. ред. А. С. Ахматов]. – Москва : Издательство Академии наук СССР, 1949. – 200 с.

107 **Мышкин, Н. К.** Трение, смазка, износ. Физические основы и технические приложения трибологии / Н. К. Мышкин, М. И. Петроковец. – Москва : Физматлит, 2007. – 368 с. – ISBN 978-5-9221-0824-9.

108 **Крагельский, И. В.** Трение, изнашивание и смазка : справочник. В 2 кн. Кн. 2 / И. В. Крагельский, В. В. Алисин. – Москва : Машиностроение, 1979. – 358 с.

109. **Дроздов, Ю. Н.** Трибологическая надежность космических транспортных систем / Ю. Н. Дроздов, Е. Г. Юдин // Полет. Общероссийский научно-технический журнал. – 2005. – № 1. – С. 43–50. – ISSN 1684-1301.

110 **Гриб, В. В.** Обеспечение надежности зубчатых передач на стадии проектирования машин / В. В. Греб, И. В. Сокол // Трение и смазка в машинах и механизмах. – 2006. – № 3. – С. 29–33. – ISSN 1819-2092.

111 **Дроздов, Ю. Н.** Нелинейная динамика изнашивания / Ю. Н. Дроздов // Проблемы машиностроения и надежности машин. – 2003. – № 5. – С. 45–55. – ISSN 0235-7119.

112 **Коднир, Д. С.** Контактная гидродинамика смазки деталей машин / Д. С. Коднир. – Москва : Машиностроение, 1976. – 304 с.

113 **Hoppe, J.** Der Einfluss der Oberflächenwelligkeit von Lagerzapfen auf das Verhalten hydrodynamisch geschmierter Radialgleitlager : dissertation / J. Hoppe. – Karlsruhe : Universität Karlsruhe, 1981. – 186 p.

114 Современные машиностроительные материалы : справочник / под редакцией И. В. Горынина. – Санкт-Петербург : НПО «Профессионал», 2012. – 916 с.

115 Химическое наноконструирование композиционных материалов и покрытий с антифрикционными свойствами : монография / И. Н. Щербаков, В. В. Иванов, В. Т. Логинов [и др.] – Ростов-на-Дону : ЮРГТУ (НПИ), 2011. – 132 с. – ISBN 978-5-9947-0227-6.

116 **Романов, В. С.** Метод и прибор для измерения толщины смазочного слоя при трении металлических поверхностей / В. С. Романов, Р. М. Матвеевский, Е. С. Беркович // Машиностроение. – 1978. – № 1. – С. 66–68.

117 Измерения трения и толщины пленки в упругогидродинамическом контакте при масляном голодании / Л. Д. Ведер, П. С. Саингу [и др.] // Труды Американского общества инженеров-механиков. Серия F, Проблемы трения и смазки. – 1975. – № 2. – С. 196.

118 **Мостовой, Г. И.** Новая конструкция устройств для измерения электропроводимости трибоконтактов на машине трения ИИ5018 / Г. И. Мостовой

// Проблемы и перспективы развития транспортного комплекса: образование, наука, производство : труды Международной научно-практической конференции. – Ростов-на-Дону : РГУПС, 2009. – С. 90–91. – ISBN 978-5-88814-271-4.

119 **Генкин, М. Д.** Повышение надежности тяжело нагруженных зубчатых передач / М. Д. Генкин, М. А. Рыжов, Н. М. Рыжов. – Москва : Наука, 1979. – 244 с.

120 **Поляков, С. А.** Теоретический анализ основных механизмов эволюции трибосистем при избирательном переносе / С. А. Поляков // Долговечность трущихся деталей машин. – 1988. – Вып. 3. – С. 3–27.

121 Разработка методики прогнозирования фрикционных свойств синтетических смазочных материалов в УГД-контакте : отчет о НИР (заключительный) / Ростовский государственный университет путей сообщения ; руководитель И. М. Елманов. – Тема 790 ; № ГР 01.95.000.2310. – Ростов-на-Дону : РГУПС, 1994. – 65 с.

122 **Сорокин, Г. К.** Принципы создания и прогнозирования долговечности современных пар трения / Г. К. Сорокин // Фундаментальные исследования надежности и качества машин. – Москва : Машиностроение, 1990. – С. 28–47.

123 **ГОСТ 23.204–78.** Обеспечение износостойкости изделий. Метод оценки истирающей способности поверхностей при трении. – Москва : Издательство стандартов, 1978. – 8 с.

124 **РД 50-339–82.** Обеспечение износостойкости изделий. Метод испытаний на изнашивание абразивно-масляной прослойкой. – Москва : Издательство стандартов, 1983. – 12 с.

125 **РД 50-54-62–88.** Обеспечение износостойкости изделий. Метод ускоренной оценки материалов трущихся сопряжений. – Москва : Издательство стандартов, 1988. – 26 с.

126 **РД 50-662–88.** Методы экспериментальной оценки фрикционной совместимости материалов трущихся сопряжений. – Москва : Издательство стандартов, 1989. – 20 с.

127 **Елманов, И. М.** Особенности градуировки машин трения типа «Амслер» : монография / И. М. Елманов, Г. В. Даровской. – Ростов-на-Дону : РГУПС, 2010. – 155 с. – ISBN 978-5-88814-293-6.

128 **Даровской, Г. В.** Статическая градуировка прибора для измерения толщины смазочной плёнки / Г. В. Даровской, В. Н. Поляков // Трибология – машиностроению : труды XIV Международной научно-технической конференции, посвящённой 100-летию со дня рождения А. П. Семёнова. – Москва : Институт машиноведения им. А.А. Благонравова РАН, 2022. – С. 125–128. – ISBN 978-5-904282-15-8.

129 **Даровской, Г. В.** Разработка методики статической градуировки прибора для измерения толщины смазочной пленки / Г. В. Даровской, В. Н. Поляков // Надежность и долговечность машин и механизмов : сборник материалов XIII Всероссийской научно-практической конференции. – Иваново : Ивановская пожарно-спасательная академия ГПС МЧС России, 2022. – С. 485–489. – ISBN 978-5-907353-55-8.

130 **Даровской, Г. В.** Особенности статической градуировки прибора для измерения толщины смазочной пленки / Г. В. Даровской, В. Н. Поляков // Транспорт: наука, образование, производство : труды Международной научно-практической конференции. – Ростов-на-Дону : РГУПС, 2022. – С. 50–53. ISBN 978-5-907295-67-4.

131 **Даровской, Г. В.** Оценка служебных свойств смазочных материалов на машинах трения типа «АМСЛЕР» / Г. В. Даровской, В. Н. Поляков, А. Р. Шайхиев // Транспорт: наука, образование, производство : сборник научных трудов Международной научно-практической конференции. Т. 1 : Технические науки. – Ростов-на-Дону : РГУПС, 2019. – С. 298–301. – ISBN 978-5-88814-986-7.

132 **Даровской, Г. В.** Модернизация приборной стойки машины трения ИИ 5018 / Г. В. Даровской, В. Н. Поляков, А. Р. Шайхиев // Надёжность и долговечность машин и механизмов : сборник материалов IX Всероссийской научно-практической конференции. – Иваново : Ивановская пожарно-спасательная академия ГПС МЧС России, 2018. – С. 339–341. – ISBN 978-5-6040373-3-1.

133 **Даровской, Г. В.** Разработка методики исследования длительности существования сплошной смазочной плёнки / Г. В. Даровской, В. Н. Поляков, А. Р. Шайхиев // Надёжность и долговечность машин и механизмов : сборник материалов VIII Всероссийской научно-практической конференции. – Иваново : Ивановская пожарно-спасательная академия ГПС МЧС России, 2017. – С. 301–304. – ISBN 978-5-7807-1206-0.

134 К вопросу о касательных напряжениях в плоском ГДС-зазоре с постоянной вязкостью / Г. В. Даровской, М. А. Буракова, М. Н. Езупова, В. Н. Поляков // Транспорт: наука, образование, производство : сборник научных трудов Международной научно-практической конференции. Т. 3 : Технические и естественные науки. – Ростов-на-Дону : РГУПС, 2017. – С. 222–226. – ISBN 978-5-88814-532-6.

135 Влияние радиального зазора на гидродинамическую устойчивость модели подшипника скольжения «вал-колодка» / Г. В. Даровской, В. А. Кохановский, М. А. Буракова, В. Н. Поляков // Трибология – машиностроению : труды XI Международной научно-технической конференции / Институт машиноведения им. А. А. Благонравова. – Москва, 2016. – С. 61–63. – ISBN 978-5-4344-0384-9.

136 **Даровской, Г. В.** Разработка методики исследования фрикционных свойств жидких смазочных материалов / Г. В. Даровской, М. А. Буракова, В. Н. Поляков // Транспорт: наука, образование, производство : труды Международной научно-практической конференции. Т. 1 : Технические науки. – Ростов-на-Дону : РГУПС, 2016. – С. 290–293. – ISBN 978-5-88814-445-9.

137 **Смушкович, Б. Л.** О некоторых направлениях развития машин трения / Б. Л. Смушкович // Трение и смазка в машинах и механизмах. – 2010. – № 1. – С. 13–20. – ISSN 1819-2092.

138 **Елманов, И. М.** Повышение точности определения коэффициента трения на машинах трения типа «Амслер» / И. М. Елманов, Г. В. Даровской // Трение и износ. – 2009. – Т. 30, № 4. – С. 405–413. – ISSN 0202-4977.

139 **Чхетиани, П. Д.** Синхронное измерение силы трения и скорости изнашивания при использовании схемы «ролик-колодка» / П. Д. Чхетиани // Трибология – машиностроению : труды IX Международной научно-технической конференции «Проблемы машиноведения». – Москва : ИМАШ РАН, 2012. – С. 168–169.

140 **Поляков, В. Н.** Новая методика исследования трибологических свойств смазываемых пар трения по методу «колодка-ролик» / В. Н. Поляков, И. М. Елманов, Г. В. Даровской [и др.] // Трение и смазка в машинах и механизмах. – 2015. – № 8. – С. 40–42. – ISSN 1819-2092.

141 Исследование фрикционных свойств высокотяговых масел : монография / Г. В. Даровской, М. А. Буракова, В. Н. Поляков, В. Н. Кротов. – Ростов-на-Дону : РГУПС, 2017. – 88 с. – ISBN 978-5-88814-747-4 : 510 экз.

142 **Даровской, Г. В.** Совершенствование методики определения коэффициентов трения антифрикционных пар на машинах трения типа «Амслер» : диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук : 05.02.04 / Даровской Геннадий Викторович. – Москва, 2012. – 173 с.

143 **Елманов, И. М.** Новая конструкция колодкодержателя для машин трения типа «Амслер» / И. М. Елманов, Г. В. Даровской, В. Н. Поляков // Труды Всероссийской научно-практической конференции «Транспорт-2013». – Ч. 3 : Естественные и технические науки. – Ростов-на-Дону : РГУПС, 2013. – С. 250–251.

144 **Пичугин, В. Ф.** Самоустанавливающееся приспособление для крепления образца колодки на машине трения СМЦ-2 / В. Ф. Пичугин, С. М. Мкртчян, А. Ф. Сказыткин // Заводская лаборатория. – 1978. – Т. 44, № 9. – С. 1142–1144. – ISSN 1028-6861.

145 **Пичугин, С. Д.** Взаимодействие пары медный сплав-сталь в смазочных материалах : диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук : 05.02.04 / Пичугин Сергей Дмитриевич. – Москва, 2015. – 199 с.

146 Трение, износ и смазка (трибология и триботехника) / А. В. Чичинадзе, Э. М. Берлинер, Э. Д. Браун [и др.] ; под общей редакцией А. В. Чичинадзе. – Москва : Машиностроение, 2003. – 576 с. – ISBN 521703193X.

147 Определение технического ресурса подшипников скольжения из металлофторопласта / И. Т. Семак, В. И. Дикий, И. П. Тованец [и др.] // Авиационная промышленность. – 1980. – № 1. – С. 32–34. – ISSN 0869-530X.

148 **Ахвердиев, К. С.** Гидродинамическая теория смазки и расчет подшипников скольжения, работающих в стационарном режиме : монография / К. С. Ахвердиев, А. К. Никитин, Б. И. Остроух. – Москва : Наука, 1981. – 316 с.

149 **Мукутадзе, М. А.** Гидродинамический расчет упорного подшипника с адаптированным профилем опорной поверхности, работающего на сжимаемой вязкоупругой смазке / М. А. Мукутадзе // Трение и смазка в машинах и механизмах. – 2012. – № 5. – С. 19–23. – ISSN 1819-2092.

150 **Kokhanovskii, V. A.** Supporting surface of slipping frictional systems / V. A. Kokhanovskii, V. N. Polyakov // Russian Engineering Research. – 2021. – Vol. 41. No. 6. – P. 510–514. – DOI 10.3103/S1068798X21060101.

151 **Поляков, В. Н.** Методика определения параметров эксцентриситета гидродинамического подшипника скольжения / В. Н. Поляков // Вестник Ростовского государственного университета путей сообщения. – 2024. – № 4. – С. 34–40. – DOI 10.46973/0201–727X_2024_4_34.

152 **Поляков, В. Н.** Параметры эксцентриситета гидродинамического подшипника скольжения / В. Н. Поляков // Вестник Ростовского государственного университета путей сообщения. – 2024. – № 2 (94). – С. 188–193. – DOI 10.46973/0201– 727X_2024_2_188.

153 К вопросу расчета параметров гд-смазки в плоском зазоре / М. А. Буракова, И. М. Елманов, М. Н. Езупова, В. Н. Поляков // Известия Самарского научного центра Российской академии наук. – 2015. – Т. 17. – № 1. – С. 95–97. – ISSN 1990-5378.

154 **Александров, И. К.** Определение соотношения между коэффициентами трения покоя и трения скольжения фрикционной пары / И. К. Александров // Вестник машиностроения. – 2015. – № 11. – С. 3–11. – ISSN 0042-4633.

155 **Севрюков, П. Ф.** Трение качения и трение скольжения / П. Ф. Севрюков // Физика в школе. – 2019. – № 5. – С. 43–46. – eISSN 2409-8957.

156 **Тилавалдиев, Б. Т.** Угол и конус трения / Б. Т. Тилавалдиев // Экономика и социум. – 2022. – № 4-3 (95). – С. 398–403. – eISSN 2225-1545.

157 **Бойназаров, Г. Г.** Влияние эксплуатационных параметров на долговечность подшипниковых опор буровых станков / Г. Г. Бойназаров // Science Time. – 2016. – № 8 (32). – С. 33–38. – eISSN 2310-7006.

158 **Лужнов, Ю. М.** Основы триботехники : учебное пособие / Ю. М. Лужнов, В. Д. Александров ; под редакцией Ю. М. Лужнова. – Москва : МАДИ, 2013. – 136 с.

159 **Даровской, Г. В.** Краткий исторический обзор развития трибологических испытаний на машинах трения / Г. В. Даровской // Труды Ростовского государственного университета путей сообщения. – 2009. – № 2. – С. 16–19. – ISSN 1818-5509.

160 **ГОСТ 30480-97.** Обеспечение износостойкости изделий. Методы испытаний на износостойкость. Общие требования. – Введен 01.07.1998. – Москва : Госстандарт России, 1998. – 12 с.

161 **Браун, Э. Д.** Средства трибологических испытаний (обобщающая статья) / Э. Д. Браун, И. А. Буяновский, Б. Л. Смушкович // Заводская лаборатория. Диагностика материалов. – 1997. – Т. 63, № 10. – С. 29–37. – ISSN 1028-6861.

162 **Дроздов, Ю. Н.** Развитие трибологии для экстремальных условий / Ю. Н. Дроздов // Трибология : исследования и приложения : опыт США и стран СНГ : сборник. – Москва : Машиностроение, 1993. – С. 296–311. – ISBN 5-217-00975-6 (В пер.).

163 **Браун, Э. Д.** Моделирование трения и изнашивания в машинах / Э. Д. Браун, Ю. А. Евдокимов, А. В. Чичинадзе. – Москва : Машиностроение, 1982. – 191 с.

164 **Даровской, Г. В.** Методика определения коэффициента трения антифрикционных сопряжений на машинах трения типа «Амслер» / Г. В. Даровской, И. М. Елманов, В. Н. Поляков // Трение и износ. – 2015. – Т. 36, № 5. – С. 483–490. – ISSN 0202-4977.

165 **Патент 2610344 С1 Российская Федерация.** Держатель колодки для роликовых машин трения / Г. В. Даровской, В. Н. Поляков, М. А. Буракова, Е. Л. Ушарова. – № 2015144957 ; заявл. 19.10.2015 : опубл. 09.02.2017, Бюл. № 4. – 8 с.

166 **Даровской, Г. В.** Новая методика моделирования гидродинамического режима трения по схеме «самоустанавливающаяся колодка – ролик» / Г. В. Даровской, И. М. Елманов, В. Н. Поляков // Надежность и долговечность машин и механизмов : VI Всероссийская научно-практическая конференция. – Иваново : Ивановская пожарно-спасательная академия ГПС МЧС России, 2015. – С. 149–151.

167 **Буракова М. А.** Гидродинамическая устойчивость модели пары трения «вал-колодка» / М. А. Буракова, Г. В. Даровской, В. Н. Поляков // Механика и трибология транспортных систем (МехТрибоТранс-2016) : сборник докладов международной научной конференции. В 2 т. Т. 2. – Ростов-на-Дону : РГУПС, 2016. – С. 171–177. – ISBN 978-5-88814-459-6.

168 **Мостовой, Г. И.** Конструкция малогабаритного токосъёмника для исследования электрофизических явлений в смазываемых контактах на машине трения ИИ-5018 / Г. И. Мостовой, Е. В. Поляков, В. Н. Поляков // Труды Всероссийской научно-практической конференции «Транспорт-2011». В 3 ч. Ч. 2 : Технические науки. – Ростов-на-Дону : РГУПС, 2011. – С. 396–398.

169 **Darovskoy G. V.** Procedures for measuring thickness of lubricating film using capacitive method on Amsler-type friction machines / G. V. Darovskoy, V. N. Polyakov, A. N. Opatskikh // IOP Conference Series: Materials Science and Engineering. 13. Сер. "XIII International Scientific Conference "Tribology for Mechanical Engineering", TriboSash 2020". – 2020. – Vol. 996 (1). – Article no. 012010.

170 **ГОСТ 1908-88.** Бумага конденсаторная. Технические условия. – Введен 01.01.90. – Москва : Издательство стандартов, 1988. – 15 с.

171 Справочник по электротехническим материалам. В 3 т. Т. 2 / под редакцией Ю. В. Корицкого, В. В. Пасынкова, Б. М. Тареева. – 3-е изд., перераб. – Москва : Энергоатомиздат, 1987. – 464 с.

172 Топлива, смазочные материалы, технические жидкости. Ассортимент и применение : справочник / под редакцией В. М. Школьников. – Москва : Техинформ, 1999. – 596 с.

173 **Кохановский, В. А.** Организация и планирование эксперимента / В. А. Кохановский, М. Х. Сергеева. – Ростов-на-Дону : Издательство ДГТУ, 2003. – 168 с.

174 **Бронштейн, И. Н.** Справочник по математике для инженеров и учащихся вузов / И. Н. Бронштейн, К. А. Семендяев. – Москва : Наука, 1986. – 544 с.

175 Методика статистической обработки эмпирических данных. – Москва : Издательство стандартов, 1966. – 100 с.

176 **Задорожная, Е. А.** Изнашивание узлов трения механизмов и машин. Часть 1 : Гидродинамические подшипники скольжения : учебное пособие / Е. А. Задорожная, И. Г. Леванов. – Челябинск : Издательский центр ЮУрГУ, 2020. – 163 с.

177 **Поляков, В. Н.** Новая методика определения эффективности смазываемых трибосопряжений / В. Н. Поляков // Труды Международной научно-практической конференции «Перспективы развития и эффективность функционирования транспортного комплекса Юга России». В 3 ч. Ч. 2 : Технические и естественные науки. – Ростов-на-Дону : РГУПС, 2015. – С. 77–79. – ISBN 978-5-88814-398-8.

178 Новая методика трибологических испытаний по схеме «колодка-ролик» / М. А. Буракова, Г. В. Даровской, И. М. Елманов, В. Н. Поляков // Инновации, качество и сервис в технике и технологиях : сборник научных трудов 4-й Международной научно-практической конференции. В 3 т. Т. 1. – 2014. – С. 113–115. – ISBN 978-5-9905633-5-3.

179 **Даровской, Г. В.** Анализ существующих и разработка новой методики проведения трибологических испытаний по схеме «колодка-ролик» / Г. В. Даровской, В. Н. Поляков // Труды Международной научно-практической конференции «Транспорт-2014». В 4 ч. Ч. 3. – Ростов-на-Дону : РГУПС, 2014. – С. 173–175. – ISBN 978-5-88814-362-9.

180 **Поляков, В. Н.** Повышение точности трибологических испытаний на роликовых машинах трения по схеме «ролик-колодка» / В. Н. Поляков // Труды Ростовского государственного университета путей сообщения. – 2014. – № 3. – С. 49–53. – ISSN 1818-5509.

181 **Поляков, В. Н.** Исследование смазываемых пар трения по методу «колодка-ролик» / В. Н. Поляков, И. М. Елманов // Труды Ростовского государственного университета путей сообщения. – 2014. – № 4. – С. 85–87. – ISSN 1818-5509.

182 **Даровской, Г. В.** Новая методика исследования процесса трения по схеме «ролик-колодка» на машинах трения типа «АМСЛЕР» / Г. В. Даровской, В. Н. Поляков // Проблемы синергетики в трибологии, трибозлектрохимии, материаловедении и мехатронике : материалы XII Международной научно-практической конференции. – Новочеркасск : Южно-Российский государственный политехнический университет (НПИ) имени М.И. Платова, 2013. – С. 33–36.

183 **Поляков, В. Н.** Совершенствование методики исследований по схеме «колодка-ролик» / В. Н. Поляков // Труды Ростовского государственного университета путей сообщения. – 2013. – № 2. – С. 88–93. – ISSN 1818-5509.

184 **Буракова, М. А.** Методика измерения толщины смазочной плёнки в ЭГД-контакте / М. А. Буракова, В. Н. Поляков // Современные материалы, техника и технология : материалы 2-й Международной научно-практической конференции. – Курск : ЗАО «Университетская книга», 2012. – С. 80–82. – ISBN 978-5-905556-34-0.

ПРИЛОЖЕНИЕ А



УТВЕРЖДАЮ

Генеральный директор

М.Г. Лысогорский

« 16 » сентября 2026 г.

АКТ

о внедрении результатов научных разработок
Полякова Владимира Николаевича

Настоящий акт подтверждает внедрение на предприятии НПО «Донтехцентр» разработанных В. Н. Поляковым радиальных подшипников скольжения, эксплуатируемых в гидродинамическом режиме смазывания. Разработка основана на инженерной методике расчета, включающей определение толщины смазочного слоя с учетом дополнительных угловых параметров.

В сентябре 2025 года технические решения внедрены и используются в проектно-исследовательской и эксплуатационной деятельности на стенде 12PSB, предназначенном для проверки работоспособности узлов трения в насосах высокого давления при эксплуатации в тяжелых условиях, характерных для судового оборудования, с установленными подшипниками скольжения на коленчатом валу в корпусе картера насоса.

В процессе испытаний моделировалась работа узловых систем в полном соответствии с технологическим процессом и реальными эксплуатационными режимами. Учитывались такие факторы, как нагрузка, повышенный уровень загрязнения рабочей среды абразивными частицами, а также непрерывный режим работы с редкими остановками и пусками.

Промышленными испытаниями доказана перспективность и инженерная значимость применения методики расчета подшипников скольжения при подборе смазочного материала и определении толщины его слоя. Кроме того, установлено, что объемная температура подшипников снижается на 9 %, а межремонтный период узлов трения увеличивается на 11,4 % при заданной эксплуатационной нагрузочной способности.

Начальник отдела технического контроля

Главный механик

Автор научной разработки



В.Ф. ДЕРЕБИЕВ

Р.И. ЗАЙЦЕВ

В.Н. ПОЛЯКОВ



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

пл. Ростовского Стрелкового Полка Народного Ополчения, зд. 2, г. Ростов-на-Дону, г. о. город Ростов-на-Дону,
 Ростовская область, 344038 Тел. (863) 245-06-13, Факс (863) 255-32-83, 245-06-13, E-mail: up_del@dep.rgups.ru
 ОКПО 01116006, ОГРН 1026103709499, ИНН/КПП 6165009334/616501001



Утверждаю:

Первый проректор ФГБОУ ВО РГУПС

М.А. Кравченко

2026 г.

АКТ

внедрения результатов диссертационной работы на соискание ученой степени
 кандидата технических наук

Полякова Владимира Николаевича

на тему: «Повышение эксплуатационных параметров радиальных подшипников
 на основе уточнения расчетных и материально-агрегатных моделей»

Комиссия в составе: председатель комиссии – декан факультета «Дорожно-строительные машины», д.т.н., профессор Майба И.А.; члены комиссии – заведующий кафедрой «Путь и путевое хозяйство» д.т.н., доцент Шаповалов В.Л.; заведующий кафедрой «Проектирование и технология производства машин» д.т.н., доцент Харламов П.В.; заведующий кафедрой «Изыскания, проектирование и строительство железных дорог» к.т.н., доцент Окост М.В., настоящим актом установила, что результаты диссертационной работы на соискание ученой степени кандидата технических наук Полякова Владимира Николаевича используются в образовательном процессе по:

- направлению подготовки магистратуры 15.04.02 «Технологические машины и оборудование», дисциплины: «Методы контроля и испытания технологического оборудования», «Проектирование и расчет узлов сложных агрегатов»;
- направлению подготовки магистратуры 15.04.03 «Прикладная механика», дисциплина: «Теория пластичности фрикционных механических систем»;
- направлению подготовки специалитета 23.05.01 «Наземные транспортно-технологические средства», дисциплина: «Трение и износ в машинах».

Председатель комиссии:

Члены комиссии:

И.А. Майба
 В.Л. Шаповалов
 П.В. Харламов
 М.В. Окост